

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECATRÓNICA**

**MODELO DE DIMENSIONAMIENTO DE UN CANAL HIDRODINAMICO PARA
COLOMBIA**

**WILSON DE JESUS TONCEL ZULETA
SHARICAR SHOLANY MÉNDEZ VILLAMIZAR
KEVIN MARTIN MOLINA GONZALEZ**

**CARTAGENA DE INDIAS
NOVIEMBRE DE 2012**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECATRÓNICA**

**MODELO DE DIMENSIONAMIENTO DE UN CANAL HIDRODINAMICO PARA
COLOMBIA**

**WILSON DE JESUS TONCEL ZULETA
SHARICAR SHOLANY MÉNDEZ VILLAMIZAR
KEVIN MARTIN MOLINA GONZALEZ**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de Ingeniero
Mecánico.**

**DOCENTE:
JAIRO CABRERA TOVAR
PhD**

**CARTAGENA DE INDIAS
NOVIEMBRE DE 2012**

Nota de aceptación

Firma del Presidente del Jurado

Firma de Jurado

Firma de Jurado

Cartagena de Indias D.T. y C., de Noviembre de 2012.

AGRADECIMIENTOS

“...Porque el Señor concede la sabiduría y de su boca salen el saber y la prudencia; otorga el éxito a los honrados y es escudo de conductas íntegras; protege al que se comporta rectamente y custodia el camino de sus fieles....”
(Proverbios 2:6-8).

Primeramente, doy gracias a Dios pues con amor me ha brindado la fortaleza para mantenerme firme en los tiempos de gozo y de prueba, por darme la sabiduría y el deseo de compartir la misma con quienes la necesitan.

A mis padres por su guía y apoyo incondicional, por sembrar valores en mí, por enseñarme a ser fiel a mi identidad y mis ideales, por sus sabias palabras en medio del silencio de mis dificultades y felicidades; ahora solo deseo darles honra por todo lo que de mi han hecho, Los Amo.

Andrés Felipe, mi hermano, gracias por ser una motivación para seguir adelante; por ser en muchas ocasiones el protagonista de mi felicidad.

A todo el cuerpo docente de la Universidad Tecnológica De Bolívar, en especial a mis profesores Francisco Majana Coneo, Bienvenido Sarria, Juan Fajardo; sus enseñanzas van mas allá de la catedra, se dirigen a la integridad personal y profesional.

Doctor Jairo Cabrera, nuestro director de tesis, gracias por su apoyo, paciencia y guía en el desarrollo del presente trabajo investigativo con el que se logra cristalizar un sueño, una meta.

A mis compañeros y amigos, gracias por permitirme cosechar de lo que he sembrado, Kevin y Shary, gracias por su incondicionalidad.

Wilson Toncel Zuleta

A Dios, por darme la sabiduría, la fortaleza, el entendimiento, la persistencia, las ganas de luchar y el amor que me permitió lograr mis metas.

A Rosario, mi madre, quien es mi modelo a seguir, por enseñarme a luchar en las adversidades, a levantarme de las caídas y seguir adelante con la frente en alto, por darme la motivación y el testimonio de vida, por demostrarme que no hay limitantes y que nuestros logros sólo dependen de nosotros mismos. A Douglas, mi padre por ser un ejemplo de honestidad y liderazgo, por enseñarme a no estar entre las sombras, a sobresalir por cosas buenas y a estar acompañada de Dios en todo momento. A mi hermano Jose quien ha ido de la mano conmigo desde que nací, dándome los mejores consejos y haciéndome ver que en el mundo existen personas tan buenas como él. A Shoilyz, mi hermanita hermosa, que es un ejemplo de ternura y nobleza, por alegrar cada uno de mis días con detallitos de amor y ser la razón principal de mis ganas de salir adelante. A Jairo Useche, uno de mis mejores amigos, por darme las recomendaciones necesarias para ser una gran profesional y por enseñarme los valores morales necesarios para crecer como persona. A Jorge Prieto, por su apoyo constante, sus sabias palabras de alientos y sus momentos de veleros, regatas y alegrías. A mis compañeros de tesis, Wilson y Kevin, gracias por apoyarme en todo momento. A mi director de tesis, Jairo Cabrera, por guiarnos en este recorrido. A todos mis profesores, sin ustedes ninguno de mis logros académicos y profesionales habría sido posible. A toda mi familia, a mis amigos, a mis compañeros de clase, a todos... Millones de gracias.

Sharicar Sholany Méndez Villamizar

La presente tesis es un esfuerzo donde, directa o indirectamente, participaron varias personas que nos brindaron su ayuda y apoyo incondicional en todo momento.

Le doy gracias a Dios por ser mi fuente de motivación y fortalecer mi corazón e iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y compañía durante todo el periodo de mi desarrollo como profesional.

Gracias a mi madre Sandra González Torres, a mi padre Adalberto Molina y a mis hermanos Nain Molina y Adalberto Molina por todo su apoyo y por estar siempre a mi lado en todo momento.

Gracias a nuestro director de tesis por haber confiado en nosotros y guiarnos para sacar adelante este trabajo.

Kevin Martin Molina González

Tabla de Contenido

Lista de Figura.....	10
Lista de Tablas.....	12
Lista de Símbolos.....	13
Lista de Siglas.....	14
1 CAPITULO.....	15
1.1 Introducción.....	16
1.2 Objetivo General.....	18
1.3 Objetivos Específicos.....	18
1.4 Descripción Del Problema.....	19
1.5 Formulación Del Problema.....	21
1.6 Justificación.....	22
2 CAPITULO.....	25
2.1 Estado del Arte.....	26
2.1.1 Canales de arrastre en el mundo.....	35
2.1.2 Fabricación de embarcaciones en Colombia.....	38
2.2 Conceptos Básicos.....	50
2.2.1 Ley de Similitud.....	50
2.2.2 Teoría de Olas.....	57
2.2.3 Espectro Marino.....	67
2.3 Componentes Del Canal.....	73
2.3.1 Carro Dinamométrico (PMM).....	73
2.3.2 Sistema de adquisición de datos.....	76
2.3.3 Generador De Olas.....	80
2.3.4 Amortiguador De Olas.....	83
3 CAPITULO.....	89
3.1 Resistencia al avance.....	91
3.1.1 Método usado para el cálculo de la Resistencia al avance.....	96
3.2 Comportamiento en la Mar.....	100
3.2.1 Estudio del entorno y el estado marino.....	103
3.2.2 Misión del buque.....	104
3.2.3 Respuestas en movimientos del buque.....	104
3.2.4 Respuesta Al Movimiento Grado De Libertad.....	109
3.3 Maniobrabilidad.....	113

3.3.1	Ecuaciones lineales del movimiento.....	119
3.3.2	Análisis experimental de maniobras (ensayos).....	124
4	CAPITULO.....	139
4.1	Proceso De Dimensionamiento.....	140
4.2	Metodología De Calculo De Componentes De Un Canal De Arrastre.....	141
4.2.1	Dimensionamiento de modelos reducidos y el factor de escala.....	141
4.2.2	Carro dinamométrico y estructura de sujeción.....	144
4.2.3	El generador de Olas.....	149
4.2.4	Dimensionamiento de playa de amortiguamiento de olas.....	156
4.3	Metodología de cálculo de dimensionamiento de canal de arrastre.....	157
4.4	Calculo de dimensiones y características del canal y sus componentes.....	160
4.4.1	Determinación de la escala.....	160
4.4.2	Características representativas del modelo.....	160
4.4.3	Determinación de ancho y profundidad del canal.....	161
4.4.4	Características del carro de arrastre, aceleraciones y tiempo de mediciones.....	162
4.4.5	Análisis de Espectro Marino.....	167
4.4.6	Generación y amortiguamiento de olas.....	169
4.4.7	Validación del tamaño de modelo.....	173
5	Conclusiones.....	175
	Bibliografía.....	177
	ANEXOS.....	180

Lista de Figura

Figura 1 Sistema de medición de resistencia empleado por Chapman (1775) (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011).....	28
Figura 2 Modelo del tanque de pruebas realizado por D'Alembert (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)	29
Figura 3 Proyecto del tanque de pruebas realizado por Beaufoy (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)	29
Figura 4 Proyecto del tanque de pruebas realizado por Froude (1871) (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)	32
Figura 5 Algunos de los principales proyectos conducidos	33
Figura 6 Remolcador Multipropósito (COTECMAR, 2012)	40
Figura 7 Bongo Grúa (COTECMAR, 2012)	40
Figura 8 Barcaza Carbonera (COTECMAR, 2012)	41
Figura 9 Remolcador de Bahía (COTECMAR, 2012)	41
Figura 10 Buque Balizador (COTECMAR, 2012)	42
Figura 11 Lancha Hidrográfica (COTECMAR, 2012).....	42
Figura 12 Embarcación Lacustre (COTECMAR, 2012).....	43
Figura 13 Patrullero de Zona Económica Exclusiva – OPV (COTECMAR, 2012)	44
Figura 14 Coastal Patrol Vessel – CPV (COTECMAR, 2012).....	44
Figura 15 Lancha Interceptora Tipo B (COTECMAR, 2012)	45
Figura 16 Patrullero de Bahía Tipo ORCA (COTECMAR, 2012).....	45
Figura 17 Buque de Apoyo Logístico BAL-C (COTECMAR, 2012)	46
Figura 18 Centro de Atención Ambulatoria Fluvial – CAFF (COTECMAR, 2012).....	46
Figura 19 Patrullera de Apoyo Fluvial Pesada – PAF (COTECMAR, 2012)	47
Figura 20 Patrullera de Apoyo Fluvial Liviana PAFL-307 (COTECMAR, 2012)	47
Figura 21 Lanchas Patrulleras Rápidas (LPR) (COTECMAR, 2012)	48
Figura 22 Características de una ola senoidal pura (eduambiental.org)	58
Figura 23 Modelo matematico. Superposicion lineal de armonicos independientes (ÁLVAREZ & OSORIO, 2010)	59
Figura 24 Característica de una ola lineal (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011).....	60
Figura 25 Fenomeno de difraccion (ALCALÁ SÁNCHEZ, 2011)	66
Figura 26 Espetro de ola (PINKSTER, 2002)	68
Figura 27 Espetro de ola (PINKSTER, 2002)	68
Figura 28 Definición de la densidad espectral (PINKSTER, 2002)	69
Figura 29 Configuración para la medición de fuerzas en olas (YOUNGZE, WEIGUANG, & TAKESHI, 2007)	74
Figura 30 Transductor TMN (SL)	76
Figura 31 Tipos de generadores, los más usado en los Laboratorios (FREIRE DE SOUZA & MITIO MORISHITA, 2010)	80
Figura 32 Análisis y comparativa adimensional entre generador tipo pistón y el tipo basculante (DEAN y Dalrymple, 1984) (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)	82
Figura 33 Tipos de recepción de olas de acuerdo con el número de Iribarren (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011).....	86
Figura 34 Parámetros necesarios para el cálculo de la distancia y altura del amortiguador (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)	87
Figura 35 Amortiguador de perfil dentado (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011).	87
Figura 36 Amortiguador de perfil serruchado. (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011).....	88
Figura 37 Diseño, utilizando todas las ventajas de los diferentes tipos de amortiguadores.....	88
Figura 38 Espiral genérica de diseño del buque	90
Figura 39 Configuración experimental para el ensayo de resistencia. (BERTRAM, 2000)	96

Figura 40 Fenómeno de <i>slamming</i> (ALAEZ ZAZURCA, 1995).....	100
Figura 41 Proceso de evaluación del comportamiento.....	105
Figura 42 Función de Transferencia (RAO'S) (ESCALANTE, 2010)	108
Figura 43 Grados de libertad de la embarcacion (SNAME, 1950).....	109
Figura 44 Respuesta de los movimiento de la embrcacion (Wikimedia Foundation, 2012)	110
Figura 45 Orientation of fixed axes and moving axes (SNAME, 1989).....	119
Figura 46 Resultados de Prueba de Parada (BERTRAM, 2000).....	125
Figura 47 Scheme of zigzag manouvre (BERTRAM, 2000)	127
Figura 48 <i>Definitions used on turning circle</i> (BERTRAM, 2000)	129
Figura 49 Ensayo de remolque oblicuo (CIPRIANO QUINTEROS, 2009)	131
Figura 50 Derivadas en <i>sway</i> (CIPRIANO QUINTEROS, 2009)	132
Figura 51 Ensayo con mecanismo de movimiento planar (PMM) (CIPRIANO QUINTEROS, 2009)	133
Figura 52 Ensayo con oscilación de desvió (<i>Sway</i>) puro (CIPRIANO QUINTEROS, 2009)	134
Figura 53 Ensayo con oscilación de guiñada (CIPRIANO QUINTEROS, 2009)	136
Figura 54 Procedimiento de dimensionamiento de canal y componentes	140
Figura 55 Metodología de dimensionamiento del PMM	145
Figura 56 Características del diseño de la placa.....	149
Figura 57 Proceso de calculo de sistema de generación de olas.....	155
Figura 58 Formación de oleaje por interacción con la nave	157
Figura 59 Espectro marino para diferente escala de Beaufort (GIS Iberica S.L, 2003)	167
Figura 60 Dimensiones de componentes de oleaje	169
Figura 61 Validacion de dimensiones de modelos	173

Lista de Tablas

Tabla 1 Embarcaciones fabricadas en Colombia	49
Tabla 2 Valores recomendados para cA	99
Tabla 3 Limite los criterios para buques (NordForsk, 1987)	102
Tabla 4 Criterios de aceleración y Roll [RMS] (NordForsk 1987)	102
Tabla 5 Operability criteria (RMS = Root Mean Square; SSA = Significant Single Amplitude; SSA = 2 × [RMS]) (PARSONS & STEVENS, 202)	103
Tabla 6 Características de algunos carros de arrastre	162
Tabla 7 Detalle de pesos del sistema de arrastre	163
Tabla 8 Condiciones Beaufort; $\lambda=11$	168
Tabla 9 Condiciones Beaufort; $\lambda=33,5$	168
Tabla 10 Fuerzas resistivas y Potencias requeridas	169

Lista de Símbolos

Las designaciones que presenten los subíndices T, s, w y m harán referencia al canal, la embarcación en tamaño real, características de olas y características del modelo respectivamente.

λ : factor de similitud de Froude

t : tiempo

A : Area transversal

∇ : desplazamiento

V : velocidad

a : aceleracion

F : Fuerza

m : masa

ρ : densidad

k : factor de similitud de newton

c : fuerza hidrodinamica

G : fuerza de gravedad

k_g : factor de similitud dinamica

F_n : numero de froude

μ : viscosidad dinamica

ν : viscosidad cinematica

R_n : Numero de Reynold

T : periodo

$H_{\frac{1}{3}}$: altura significativa de ola

h : profundidad

L : longitud

ω : frecuencia angular

K : numero de onda

ϕ : potencial de velocidad de ola

C : velocidad de fase

η : elevacion de ola

ζ : amplitud de onda

S_ζ : espectro de onda

I_r : numero de Irribarren

h_x : altura de playa de amortiguamiento

x : longitud de playa de amortiguamiento

R_F : resistencia friccional

R_R : resistencia residual

ψ : angulo de guinada o incidencia

δ : angulo de timon

F_{ra} : fuerza de friccion con el aire

FRR : fuerza del generador de oleaje

B_T : ancho de canal

L_T : largo de canal

W : trabajo

P : potencia

Lista de Siglas

ITTC	International Towing Tank Conference
CFD	Computational Fluid Dynamics
RAO'S	Response Amplitude Operator
PMM	Planar Motion Mechanism
DOF	Degree Of Freedom
FOAM	Field Operation and Manipulation
SNAME	Society of Naval Architects and Marine Engineers
ASME	American Society of Mechanical Engineers
OPV	Ocean Patrol Vessel
PES	Plataforma Estratégica De Superficies
IMO	International Maritime Organization
COTECMAR	Corporación De Ciencia Y Tecnología Para El Desarrollo De La Industria Naval, Marítima Y Fluvial
ANDI	Asociación Nacional De Empresarios De Colombia
RMS	Root Mean Square
SSA	Significant Single Amplitude
MII	Motion Induced Interruptions
MSI	Motion Sickness Incidence

1 CAPITULO PRELIMINARES

1.1 Introducción

Colombia posee amplias costas y cuencas hidrográficas que la han dotado de gran diversidad y riqueza hídrica, sus litorales y ríos son potenciales vías de comercio y transporte poco apreciados en la actualidad, quizás sin saber que el uso de esta modalidad de transporte puede reducir significativamente los costos logísticos. A pesar de contar con costas en dos océanos, el desarrollo de la industria naval en Colombia se ha visto limitado por la falta de ideas y propuestas que den un inicio efectivo a este campo.

El Banco Interamericano de Desarrollo (BID), ha financiado un proyecto para el apoyo a la expansión del transporte fluvial, impulsando el uso del mismo y proyectado a la re-utilización de dicho medio. Sería conveniente que este proceso de impulso sea acompañado con innovación tecnológica para el diseño y construcción de embarcaciones 100% colombiana, un proverbio chino dice: "Regala un pescado a un hombre y le darás alimento para un día, enséñale a pescar y lo alimentarás para el resto de su vida.", adaptando esto a la situación planteada, ¿no sería mejor que Colombia aprendiera a crear y optimizar su sistema de transporte en vez de comprar diseños en el extranjero?

La localización estratégica de Cartagena le brinda la ventaja de disponer de las riquezas que ofrecen los recursos fluviales y marítimos, solo una iniciativa de utilización adecuada de éstos falta para aprovechar estas riquezas con las que geográficamente se le ha premiado. El desarrollo de la Ingeniería Naval en Colombia le permitiría a Cartagena abastecer la creciente demanda de movilidad que se le presenta en estos momentos de expansión industrial, por ser sede de una de las principales zonas francas de la costa atlántica.

La UTB, como universidad le está apostando al desarrollo de la industria naval, proyectándose hacia la formación de profesionales en Ingeniería Naval que le permitan a la industria Cartagenera y Colombiana contar con personal

íntegramente capacitado en esta área en particular. Para lograr tal objetivo, la Universidad Tecnológica de Bolívar ofrece la Maestría en Ingeniería Naval y Oceánica a profesionales interesados en adquirir los conocimientos y competencias, de esta forma contribuye al desarrollo de la industria naval en Colombia.

Es por esto que se hace sumamente importante para el desarrollo del área naval tanto en Cartagena como en Colombia contar con un Canal de Ensayos Hidrodinámicos, este puede ser definido como un canal físico en el que se desarrollan ensayos con modelos de buques geoméricamente semejantes reducidos a escala, con el propósito de predecir el comportamiento de dichos diseños bajo condiciones específicas en las diferentes situaciones de mar.

El presente trabajo logrará acortar un poco más el camino permitiendo el estudio del dimensionamiento de un canal basándose en los principales ensayos a realizarse dentro del mismo para los buques o embarcaciones que se fabrican en la actualidad en nuestro país.

1.2 Objetivo General

Diseñar un canal de ensayos hidrodinámicos para ejecutar en estas pruebas de resistencia al avance, comportamiento en olas y maniobrabilidad de embarcaciones de acuerdo a las necesidades de Colombia.

1.3 Objetivos Específicos

- Estudiar y analizar los principios básicos que rigen las pruebas de resistencia al avance de embarcaciones.
- Estudiar y analizar los principios básicos que rigen las pruebas de maniobrabilidad de embarcaciones.
- Estudiar y analizar los principios básicos que rigen las pruebas de comportamiento en olas de embarcaciones.
- Dimensionar un canal de ensayos y sus componentes, con capacidad de ejecutar pruebas de resistencia al avance, comportamiento en olas y maniobrabilidad de las embarcaciones fabricadas y proyectadas en Colombia.

1.4 Descripción Del Problema

La confiabilidad es la parte fundamental de un proyecto, de la operación de maquinarias, del funcionamiento de las cosas. En el diseño naval, es necesario ser confiable para proceder a la construcción de los tipos de embarcaciones que trabajarán en las diferentes áreas existentes, el gran inconveniente en esta ciencia es que no existen modelos matemáticos lo suficientemente fiables para la predicción de los comportamientos que tendrán los elementos y su interacción con el fluido que lo rodea, sean líquido o gaseosos.

Como una respuesta ante dicha limitación, se han venido perfeccionando la elaboración de ensayos con modelos físicos a escala para una predicción más acertada del comportamiento operativo de embarcaciones proyecto, es así como se realizan ensayos aerodinámicos e hidrodinámicos entre muchos otros.

Los ensayos hidrodinámicos se realizan en un canal de ensayos hidrodinámicos o simplemente canal hidrodinámico, este tiene como finalidad realizar pruebas del comportamiento dinámico de un cuerpo físico al avanzar en un líquido, generalmente agua.

Ahora bien, una de las principales limitaciones en Colombia para la producción de embarcaciones es la inexistencia de un canal donde se puedan probar los modelos de los diseños creados, que sea lo suficientemente grande como para obtener resultados lo más acertados posibles y mucho más cercanos a la realidad. Dando como consecuencia la necesidad de recurrir a canales que se encuentran ubicados en el exterior. El simple hecho de tener que salir del país para realizar los ensayos respectivos aumenta el valor de cada uno de estos ensayos; además, generalmente los canales de pruebas en el mundo que ofrecen estos servicios suelen ofrecerlos a valores muy altos, lo que limita la cantidad de

personas que puede acceder a ellos y a su vez limita el potencial de diseño de embarcaciones en nuestro país.

El problema objeto de estudio que aquí se propone es diseñar o dimensionar un canal de ensayos hidrodinámicos teniendo en cuenta los aspectos de maniobrabilidad, resistencia al avance y comportamiento en olas por medio del estudio profundo de estos tres tipos de ensayo, aplicados a las embarcaciones o tipos de buques que son fabricados actualmente o bajo proyección en Colombia.

1.5 Formulación Del Problema

¿Cómo se realiza el dimensionamiento de un canal de ensayos hidrodinámicos para ensayos de resistencia al avance, maniobrabilidad y comportamiento en olas aplicado a embarcaciones producidas actualmente en Colombia?

1.6 Justificación

El desarrollo de la ingeniería Naval en Colombia se ha visto truncado por diferentes razones a lo largo de la historia. Es obvio que para el desarrollo de la investigación en cualquier área del conocimiento se requieren recursos generalmente significativos que permitan el acceso a las diferentes alternativas de recolección de información, procesamiento y comprobación de resultados lo cual permitiría hacer efectiva y veraz la investigación misma.

Por diferentes motivos los principales recursos de la nación se han visto enfocados otras áreas con mayor necesidad o de alguna manera mayor relevancia, como por ejemplo, la inversión realizada en armamentos debido a la guerra interna de nuestro país; en el peor de los casos, los malos manejos no han permitido el acceso a estos recursos así estuvieren destinados al desarrollo de la investigación.

Hoy en día la situación ha cambiado un poco pero aun así no se ha visto un avance notorio en el desarrollo del área naval y fluvial en Colombia,

“...el país debe consolidar una red que permita el uso del transporte inter y multimodal, hoy dominante en el mundo, para lo cual es necesario recuperar el transporte férreo y el fluvial y diseñar un sistema de aeropuertos y puertos acordes con el crecimiento del comercio internacional. En cuanto a la Infraestructura de puertos se necesita lograr puertos de 24 horas, con suficiente calado y con una infraestructura portuaria moderna para la movilización de los contenedores y para el manejo adecuado de cargas que necesitan tratamiento...” (ANDI, 2011)

Las cifras de crecimiento de importaciones y exportaciones presentadas por la ANDI para el periodo enero-octubre de 2011 están por encima del 30% de crecimiento del mismo periodo en el año anterior y como contraparte, los sistemas de transporte y la logística se presenta como problemas para la productividad del sector industrial con un 10.3% (ANDI, 2011); esto demuestra que es el mejor momento para realizar el máximo esfuerzo por desarrollar de manera solida el uso del sistema de transporte inter y multimodal, entiéndase como desarrollo la inversión en la realización investigativa y puesta la puesta en marcha del mejoramiento de los procesos actuales; Impulsar el diseño de embarcaciones es una de las mejores opciones para este proceso.

Una de las principales razones que representan limitantes importantes en el desarrollo o producción de la industria naval y fluvial en Colombia radica en que no existe un canal donde se puedan probar los modelos de los diseños creados, que sea lo suficientemente grande como para obtener resultados importantes aplicables a las embarcaciones de mayor producción actual en nuestro país o las mas necesidades con base a la demanda y planificación de esta en los años venideros. Dando como consecuencia la necesidad de recurrir a canales que se encuentran ubicados en el exterior.

El hecho de tener que salir del país para poder probar en un canal de ensayos hidrodinámicos los diseños de nuestros buques aumenta el valor de cada uno de estos ensayos; además, generalmente los canales de pruebas en el mundo que ofrecen estos servicios suelen ofrecerlos a valores muy altos, lo que limita la cantidad de personas que puede acceder a ellos y a su vez limita el potencial de diseño de embarcaciones en nuestro país.

En ese orden de ideas, el diseño de un canal de ensayos hidrodinámicos enfocado a los análisis de resistencia al avance, maniobrabilidad y comportamiento en olas de embarcaciones marítimas y fluviales teniendo en cuenta las necesidades de Colombia permitiría tener la base fundamental y necesaria de conocimientos claros y específicos que favorezcan y ayuden a la construcción de dicho canal en Colombia.

El Canal de Ensayos permitirá determinar el comportamiento hidrodinámico de una embarcación frente a diferentes condiciones de mar.

Las dimensiones del canal a ser implementado deberán permitir prestar servicio de ensayos para fines de investigación tanto para los futuros profesionales en ingeniería naval como para la industria naval en Colombia. Dimensiones de los modelos, menores de las establecidas tienden a agravar los efectos de escala lo cual produciría una dificultad del registro y procesamiento de la información de estos al trabajar con magnitudes pequeñas, generando la necesidad de equipos más precisos. (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)

2 CAPITULO
ESTADO DEL ARTE Y CONCEPTOS
BASICOS

El dimensionamiento de un canal de ensayos hidrodinámicos y sus componentes debe constar de varias fases las cuales evalúen diferentes puntos clave de dicho proceso, estas deben estudiar los fenómenos de interacción casco-fluido, fenómenos ondulatorios y sus efectos en las respuestas de los movimientos de las embarcaciones y un levantamiento de la gamma de embarcaciones tipo que pudieran ser ensayadas en este. Este último aspecto es primordial, pues será el principal influyente en las características geométricas y cinemáticas a definir.

El presente capítulo presentará un resumen de las teorías requeridas para el proceso de dimensionamiento, mostrara los levantamientos de las embarcaciones fabricadas en Colombia y los canales de arrastre en América y el mundo.

2.1 Estado del Arte

Durante muchos años los canales de pruebas hidrodinámicas han sido la herramienta fundamental básica en el campo de la hidrodinámica y por tanto de la Ingeniería Naval, estos permiten calcular a través de modelos a escala de buques la optimización de un diseño y por tanto la optimización de su potencia, conocer el comportamiento en el mar o *seakeeping*, la resistencia al avance que presentan los modelos así como también conocer sus coeficientes de maniobrabilidad.

Se puede decir que el inicio de los estudios utilizando modelos a escala estuvo a cargo de Leonardo Da Vinci¹ (ALAEZ J, 1953), quien en uno de sus ensayos explica los resultados con tres modelos de buques a escala de dimensiones iguales tales como manga, eslora y calado, pero con distribución de área transversal diferentes. Da Vinci concluyó que *“A pesar de que se desplazaran y fueran impulsados a la misma potencia; el que tenía la cuaderna² de mayor área*

¹ Leonardo da Vinci (1452-1519) fue pintor, anatomista, arquitecto, artista, botánico, científico, escritor, escultor, filósofo, ingeniero, inventor, músico, poeta y urbanista italiano reconocido por sus grandes logros en la época del renacimiento.

² Pieza curva con dos ramas simétricas, cuya base encaja en la quilla del buque.

transversal más cerca a la proa iría más rápido”, lo que resulta razonable debido a las bajas velocidades a las que se desplazaban los modelos. En este caso predomina la resistencia debida a los efectos viscosos, luego, entonces, cuando se trate de un cuerpo que navega en un fluido se debe buscar que la cuaderna de mayor área transversal se encuentre ubicada lo más alejada posible de la popa, de manera que los gradientes de presión sean menores.

Alrededor de 1750, D’Alembert presentó su trabajo: “*Essai d’une Nouvelle Theorie de la Resistance des Fluides*”, ese trabajo presenta la primera descripción del campo creado por un fluido en movimiento. En el incluye su famosa paradoja de D’Alembert, que dice que “*Un cuerpo inmerso en un fluido no viscoso tiene resistencia nula*”.

Después surge Euler, que hoy conocemos como fundador de la Mecánica de Fluidos (SIMONS), su trabajo puede ser comparado con el de Newton en el área de la mecánica. De los hermanos Bernoulli (ALAEZ & ROBERSTON, 1965) asimiló el concepto de presión de fluido, de John Bernoulli tomó el uso de diferenciales, de D’Alembert³ la descripción del campo y de Newton las ecuaciones del movimiento (véase Ec. 2.1):

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla (\vec{v}) = -\frac{1}{\rho} \nabla \rho - \vec{g} \quad \text{Ec. 2.1}$$

El ingeniero inglés John Smeaton (DOS SANTOS & MICHIMA, 2007) fue el primero en utilizar, de manera sistemática, ensayos con modelos para determinar las mejores proporciones de una experimentación, en un trabajo presentado en 1759 a la *Royal Society*.

³ Jean le Rond D’Alembert (1717-1783) matemático, filósofo y enciclopedista francés. Famoso por la redacción del documento “tratado de dinámica” en el cual enuncia el teorema que lleva su nombre.

Alrededor de 1760, el ingeniero sueco Fredrik Henrik Chapman⁴ (EDSTRAND) hizo un pequeño canal de ensayos $l \times b \times h$ de $20 \times 4.5 \times 1.2 \text{ m}$. En la Figura 1 se puede explicar el siguiente procedimiento: el modelo (F) era arrastrado por la caída de un peso (B) al que estaba conectado por un cable. Por la popa también estaba conectado a otro peso (G), menor que el de (B), que servía para mantener la dirección recta durante su desplazamiento. La línea de remolque llevaba dos marcas (A y C) separadas por una distancia determinada para medir la velocidad. Para inicial el ensayo bastaba con dejar caer el peso (B) y activar el reloj, cuando la primera marca (C) pasara por un punto determinado (D), y lo detenían cuando la segunda marca (A) pasaba por el mismo punto. Alternándose el peso que tenía el cuerpo en movimiento (B) la velocidad cambiaba. En cuanto que el otro peso (G) era siempre el mismo.

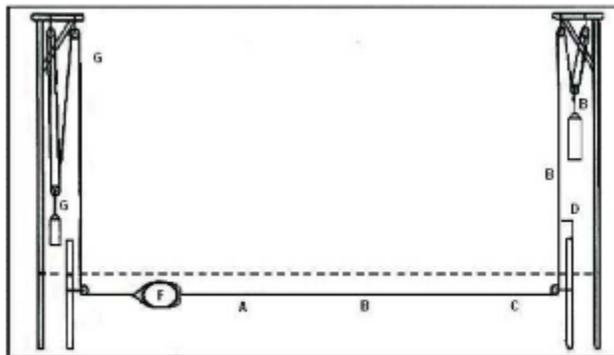


Figura 1 Sistema de medición de resistencia empleado por Chapman (1775) (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)

Fue D'Alembert quien también utilizó un sistema muy parecido al de Chapman. Este tanque (véase Figura. 2) tenía $l \times b \times h$ de $30 \times 20 \times 2 \text{ m}$ y tenía instalado un poste alto que sustentaba una roldana sobre la cual trabajaba un cable de remolque; la velocidad era medida contándose el tiempo que el modelo tomaba para pasar por posiciones determinadas.

⁴ Fredrik Henrik Chapman (1721-1808) Marinero y arquitecto naval sueco. Diseñó un método conocido como método de las parábolas con el cual determinaba las dimensiones en secciones diferentes del casco de un buque.

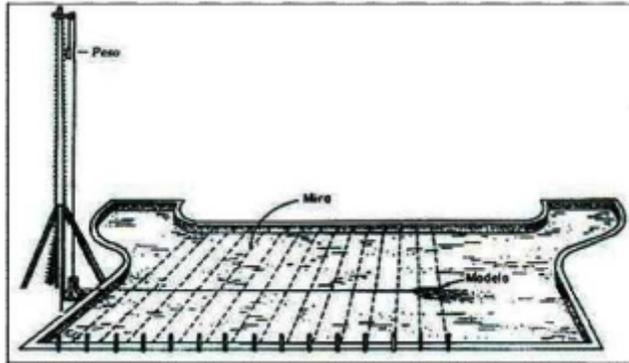


Figura 2 Modelo del tanque de pruebas realizado por D'Alembert (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)

Beaufoy (BEAUFOY, 1834) inventó un nuevo esquema formado por un péndulo del que un cuerpo del cual se deseaba conocer la resistencia, y un contenedor lleno de agua (véase Figura 3). El péndulo y el contenedor se encontraban localizados de forma tal que el cuerpo a ensayar estaba en el agua. Solo era necesario colgar el péndulo y medir los ángulos del arco que describía su movimiento para conocer la resistencia relativa de los cuerpos, suponiéndose que los cuerpos con menor resistencia describían un ángulo mayor.

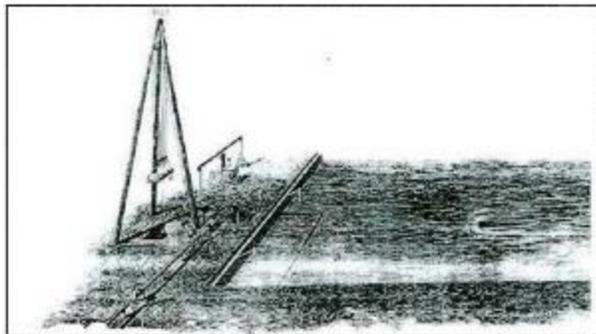


Figura 3 Proyecto del tanque de pruebas realizado por Beaufoy (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)

Otro de los grandes investigadores de la época fue John Russel Chapman (ROUSE & INCE, 1957), convencido de la gran importancia que tenía la formación de olas en la resistencia al avance de un buque, pues al remolcar grandes embarcaciones a lo largo de ríos y canales descubrió los cambios que hace la profundidad del agua en el sistema de olas que le acompaña. Con un punto de

vista más práctico, el ingeniero W. Froude⁵ (RUSELL, 1999) al anunciar su famosa ley de la semejanza le abrió las puertas a la experimentación moderna.

Los años 1871-1872 vieron un punto de giro en la historia de la investigación con modelos a escala. Para esto, fue en Torquay que un ingeniero civil Victoriano llamado William Froude comenzó una cadena de eventos en su nativa Devon lo cual pondría a Gran Bretaña en la delantera de la innovación tecnológica de ese momento y lideraría en el curso del desarrollo del desarrollo de la investigación con modelos de buques a nivel mundial. Froude nació en Devon en 1810 y a pesar de ser descendiente de una familia literaria y académica - su hermano James Anthony Froude fue un historiador distinguido – William se fue a trabajar con Isambard Kingdom Brunel en el proyecto de ferrocarril de *Great Western* después de la Universidad de *Oxford*. Pero el mar y los barcos siempre habían ejercido una fascinación especial hacia él y pronto empezaría a conducir experimentos de resistencia con pequeños modelos de botes en el río *Dart*.

A principios de 1860, Froude fue elegido por *British Association*, remitido específicamente al estudio del comportamiento de los buques de vapor. En ese momento no había ninguna forma de estimar la potencia requerida para navegar un buque a una velocidad específica. Mucho trabajo tuvo que hacerse utilizando tanto modelos como buques a escala real, pero los resultados fueron “vergonzosos y costosos errores”. Froude opuso una serie inicial de ensayos usando buques remolcados a escala real. Él era el único que creía que los ensayos con modelos podían proveer una respuesta al rompecabezas que los arquitectos estaban enfrentando.

⁵ William Froude (1810-1879), ingeniero hidráulico y arquitecto naval inglés, fue el primero en establecer una ecuación confiable sobre el la resistencia al avance de los buques y la estabilidad de los mismos; estableció un número adimensional que lleva su nombre.

Casi todo el mundo se le oponía; todo el trabajo con modelos hasta esta fecha habían probado falta de sentido pues los investigadores habían fallado en darse cuenta de la complejidad de la Resistencia al movimiento de los cuerpos flotantes. Este problema fue demostrado por Coronel Beaufoy de la Sociedad para el Mejoramiento de la Arquitectura Naval quien mostró que todos los diferentes componentes de la resistencia del casco de un buque se comportaban de manera diferente (él realizó sus tesis en el Astillero de *Greenland, Greenwich*).

En 1867, Froude realizó su ensayo con modelos utilizando dos modelos de diferentes formas de casco (llamados *Swan and Raven*). Cada uno fue construido en tamaños de *3ft*, *6ft* y *12 ft*. Realizó las corridas en *Darmouth Creek* y observó que cuando cualquiera de los modelos era corrido a una velocidad proporcional al cuadrado de su longitud, generaban patrones de olas virtualmente idénticos. Desde entonces, Froude fue capaz de mostrar que la resistencia debida a la formación de olas era proporcional al peso del modelo cuando corría a esta velocidad correspondiente. Esta se conocería como la Ley de Froude.

El 24 de Abril de 1868, Froude le escribió a Edward Reed, el jefe de construcción de la Armada, proponiéndole la construcción de un tanque de experimentación y delineando un programa de investigación de dos años. En Febrero de 1870, su Almirantazgo aprobó la concesión de 2,000 libras en el tanque para ser construido en terrenos de la casa de Froude, *Chelston Cross* en Torquay (véase Figura 4).

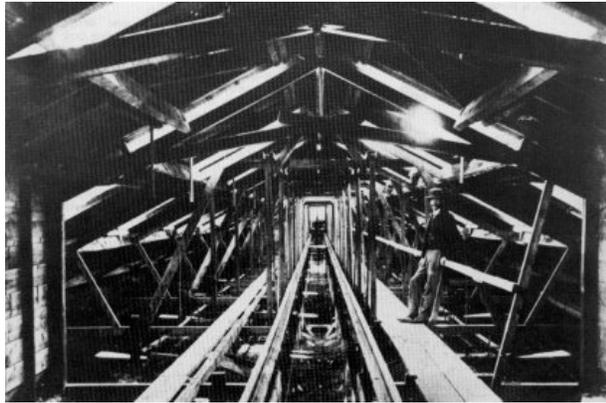


Figura 4 Proyecto del tanque de pruebas realizado por Froude (1871) (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)

Una parte prominente de su trabajo fue el arrastre de plataformas de varias formas a través del agua y también repetir las corridas utilizando superficies terminadas de varios tipos.

La idea de Froude era genial y simple. Él demostró que la resistencia de un buque podía ser calculada por (1) determinar la resistencia de un tablón de Madera de apropiadas escalas de dimensiones, (2) determinar la resistencia friccional de un modelo del barco, (3) restando (2) de (1), (4) determinar la resistencia residual del casco multiplicando (2) por el promedio de peso del modelo y el real finalmente adicionando (3) y (4). Para los estándares de la fecha funcionó. Ahora era posible relacionar la comparación entre un casco y otro.

El tanque en *Chelston Cross* (véase Figura 4) fue el primer tanque de pruebas en el mundo adecuadamente instrumentado. Después fue trasladado a *Haslar* (en 1886) donde permaneció al servicio hasta 1938. El hijo de Froude, Edward, permaneció a cargo de su operación 40 años después de la muerte de su padre.

La instalaciones del tanque emprendieron diversos proyectos (véase Figura 5) de ensayos de embarcaciones y a causa de esto se hizo famoso en el mundo entero.

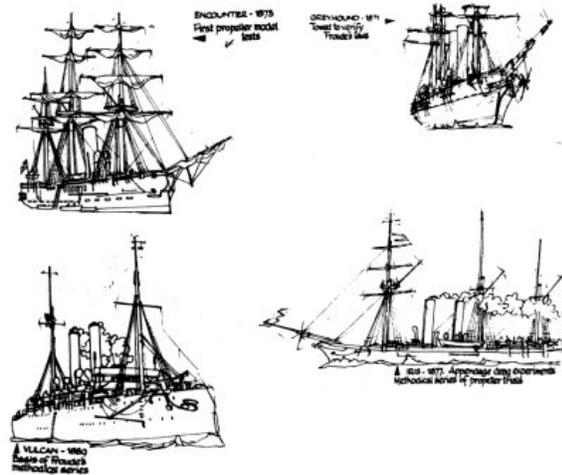


Figura 5 Algunos de los principales proyectos conducidos

La Conferencia Internacional de Tanques de Remolque (ITTC⁶) (SNAME) es una asociación voluntaria de organizaciones a nivel mundial que tiene la responsabilidad de predecir el comportamiento hidrodinámico de buques e instalaciones marinas basadas en los resultados de modelado físico y numérico.

El origen del ITTC fue el encuentro del Congreso Internacional de Hidrodinámica realizado en Hamburgo en 1932. Una de las decisiones de este congreso fue la de mantener, en años alternos, encuentros bajo el nombre de “*International Conference of Ship Tank Superintendents*”. La idea original era promover el mejoramiento de todos los aspectos relacionados con el trabajo de modelado de un buque y encontrar acuerdos con respecto a procedimientos básicos y métodos de presentación de los resultados para las publicaciones.

⁶ La ITTC es una organización a nivel mundial que fue creada en el año 1932 en la ciudad de Hamburgo, Alemania, en el “*International Hydro-Mechanical Congress*” (Congreso Internacional de Hidro-mecánica).

El primer *Conference of Ship Tank Superintendents* se realizó en *Hague* en 1933, el Segundo en Londres en 1934, el tercero en París en 1935 y el último, antes de la segunda guerra mundial, en 1937 en Berlín. Después de la guerra la conferencia fue reanudada comenzando con la quinta conferencia realizada en Londres en 1948.

Más adelante sería en la conferencia de Washington se sugeriría el nombre de "*International Conference of Ship Hydrodynamics*" al comité. Sin embargo más adelante se adoptó el nombre que mantiene actualmente "*International Towing Tank Conference*".

Hoy en día existen diferentes tipos de canales y tanques de pruebas para la realización de ensayos hidrodinámicos, se le llama canales a las instalaciones destinadas para la realización de ensayos de arrastre, dependiendo a las características de estas se evaluara el comportamiento de embarcaciones en aguas profundas o aguas rasas; se llama tanques a los sistemas oceánicos usados para la evaluación de estructuras *offshore*. De forma complementaria están instalaciones especiales tales como túneles de cavitación y túneles de viento, estos llevan el concepto de desempeño a estándares altos, estudiando el comportamiento de la propela, la incidencia de los vientos en la obra muerta y la influencia de estas en el desempeño de la embarcación.

Las características generales y específicas de un canal de remolque, así como todos sus equipos de medición, son planteadas de acuerdo a los requisitos de los ensayos a realizar en este al igual que los diferentes tipos de buques que se proyectan evaluar.

2.1.1 Canales de arrastre en el mundo

En el mundo existen diferentes tipos de canales de ensayos, por tanto, sus dimensiones suelen ser variables, su caracterización se encuentra directamente ligada a los tipos de ensayos que se vayan a realizar y a su funcionalidad. Los ensayos mas usuales que se pueden realizar en un canal de ensayos son:

- Ensayo de resistencia al avance
- Ensayo de comportamiento en olas
- Ensayo de maniobrabilidad
- Ensayo de arrastre en superficie de hielo
- Ensayo de autopropulsión

A continuación se mencionan algunos de los canales de arrastre que se encuentran certificados por la ITTC:

- CEHIPAR – Canal de Experiencias Hidrodinámicas (El Pardo) - (canal 320m x 12.5 m x 6.5 m).⁷
- ETSI – Canal de Ensayos Hidrodinámicos de la Universidad Politécnica de Madrid - (canal 56 m x 3.8 m x 2.2 m).⁸
- INSEAN – Canal de Experiencias de Italia - (canal 470 m x 6.5 m x 13.5 m).⁹
- MARIN – *Maritime Research Institute Netherlands* - (canal 252 m x 10.5 m x 1.5 m).¹⁰

⁷<http://www.cehipar.es/>

⁸http://www.etsin.upm.es/ETSINavales/Escuela/Organizacion_Medios/Medios_ETSIN/Docencia_e_Investigacion/Laboratorios/CANAL_ENSAYOS

⁹ <http://www.insean.cnr.it/content/bacini-rettilinei>

¹⁰ <http://www.marin.nl/web/Facilities-Tools/Basins.htm>

- MARINTEK – *Norwegian Marine Technology Research Institute* - (canal 260 m x 10.5 m x 10 m).¹¹
- HSVA – *The Hamburg Ship Model Basin* - (canal 300 m x 18 m x 6 m).¹²
- SVA - (180 m x 10 m x 7.5 m).¹³
- BSHC - (canal 200 m x 16 m x 6.5 m).¹⁴
- IPT – *Instituto de Pesquisas Tecnológicas, Sao Paulo Brasil* - (canal, 276 m x 6 m x 4m).¹⁵
- TPN – *Tanque de Provas Numéricos – USP, Brasil* - (tanque, 14 m x 14 m x 4 m).¹⁶
- CHILE - Laboratorio de Hidrodinámica Naval de la Universidad Austral de Chile - (canal 45 m x 3 m x 2 m).¹⁷
- URUGUAY (Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental – Facultad de Ingeniería Universidad de la República) - (canal 70 m x 1.5 m x 1.8 m).¹⁸
- PERU (Laboratorio Nacional de Hidrodinámica - Universidad Nacional de Ingeniería) - UNI – (canal 60 m x 3 m x 2 m).¹⁹

En Colombia se cuenta en la actualidad con:

- ENAP (Escuela Naval de Cadetes Almirante Padilla)- (canal 14.6 m x 2.02 m x 1.4 m)

Este canal es solo para carácter educativo, debido a las pequeñas dimensiones que este posee las mediciones que se lograren realizar solo brindarían al equipo

¹¹ <http://www.sintef.no/home/MARINTEK/Laboratories/The-Ship-Model-Tank/>

¹² <http://www.hsva.de/>

¹³ <http://www.sva.at/towingtank.htm>

¹⁴ <http://www.bshc.bg/structure/facilities.htm>

¹⁵ http://www.ipt.br/solucoes/4-hidrodinamica_de_navios.htm

¹⁶ http://tpn.usp.br/site/site_ingles/index.html

¹⁷ http://ingenieria.uach.cl/?page_id=29

¹⁸ <http://www.fing.edu.uy/imfia/?q=node/247>

¹⁹ <http://naval-peru.blogspot.com/2009/05/canal-hidrodinamico-de-ensayos-navales.html>

de ejecución una idea muy generalizada del comportamiento de un buque, la similitud con el comportamiento real implica una brecha demasiado ancha para sanar con ajustes matemáticos y regresiones.

2.1.2 Fabricación de embarcaciones en Colombia

En la actualidad, la industria naval Colombiana no tiene departamentos dedicados por completo al de diseño de embarcaciones, en su defecto se realiza la compra de diseños en el extranjero para su posterior fabricación. El proceso constructivo de embarcaciones se puede dividir en dos ramas, dependiendo del uso de las mismas, éstas pueden ser embarcaciones fluviales y marítimas; la gran mayoría de los astilleros en Colombia, están concentrados en la “región caribe (Cartagena – Barranquilla – Santa Marta) con un 57,1% del total. Antioquia (Medellín, Envigado y Turbo) participa con el 17,2% de participación, la Costa Pacífica (Cali, Buenaventura y Bahía Solano) participa con un 14,3% seguido por Bogotá con el 11,4%”. (Universidad Tecnológica de Bolívar, Universidad del Norte, Universidad del Rosario, & COTECMAR, 2012)

Las embarcaciones de mayor demanda en Colombia son: (Universidad Tecnológica de Bolívar, Universidad del Norte, Universidad del Rosario, & COTECMAR, 2012)

- Botes de Placer Inflables
- Botes
- Canoas
- Pangas
- Bicicletas Acuáticas
- Barcazas
- Remolcadores
- Lanchas Patrulleras Rápidas
- Lanchas Patrulleras Pesadas
- Buque Tipo Patrullero

La fabricación de buques en la actualidad Colombiana están centradas en embarcaciones menores, entre ellas están las embarcaciones de fibra de vidrio, semirrígidas, buques de pesca y de recreo, seguidos de estos esta la fabricación de buques medianos, ente estos catamaranes, planchones y embarcaciones de aluminio, solamente en la costa caribe esta contemplado el diseño de buques medianos y grandes recurriendo a la validación de dichos diseños en canales de ensayos hidrodinámicos en el exterior.

2.1.2.1 Proyectos de fabricación en COTECMAR.

COTECMAR es el astillero con mayor representación en Colombia, el cual ha dado un paso hacia adelante en la innovación sectorial, este ha iniciado un proyecto piloto de impulso al diseño de embarcaciones, tomando como punto de partida ingeniería básica, dicho proyecto pretende remplazar las fragatas actuales por embarcaciones tipo PES diseñadas en su totalidad en territorio nacional. (QUINTERO MALDONADO & SEJNAUI CORONADO, 2010)

El emprendimiento de nuevos proyectos no implica el cese de las actividades que hasta el momento se desarrollan, por ello COTECMAR continúa con sus procesos de construcción (COTECMAR, 2012) entre los cuales se pueden encontrar los siguientes tipos de buques según su aplicación:

2.1.2.1.1 Buques de trabajo

- Remolcador Multipropósito

Diseñado para la eficiencia máxima en el desempeño de remolque, manejo de mangueras y líneas de servicio, y servicios de apoyo en alta mar. El remolcador cuenta con 70 toneladas de *Bollard Pull*²⁰ (véase Figura 6).



Figura 6 Remolcador Multipropósito (COTECMAR, 2012)

- Bongo Grúa

El Bongo Grúa es una unidad de apoyo logístico en operaciones de control de contaminación marina, mantenimiento de boyas, buques menores y líneas de carga (véase Figura 7).



Figura 7 Bongo Grúa (COTECMAR, 2012)

²⁰ *Bollard Pull* es la capacidad de arrastre obtenida a través de una tensión a punto fijo.

- Barcaza Carbonera

Es una embarcación auxiliar (sin propulsión propia), que se emplea para la carga y descarga de mercancías de diferente tipo en los barcos, y para otros usos tales como soporte de grúas flotantes (véase Figura 8).



Figura 8 Barcaza Carbonera (COTECMAR, 2012)

- Remolcador de Bahía

Remolcador de bahía es una embarcación de gran potencia, destinado a remolcar a otros navíos para su entrada o salida del puerto, dique o en situaciones de avería o maniobra que así lo requieran. El remolcador cuenta con 11 toneladas de *Bollard Pull* (véase Figura 9).



Figura 9 Remolcador de Bahía (COTECMAR, 2012)

- Buque Balizador

Embarcación destinada a la colocación y al mantenimiento de sistemas de señalización, boyas y balizas que están situadas en espejos de agua (véase Figura 10).



Figura 10 Buque Balizador (COTECMAR, 2012)

- Lancha Hidrográfica

La lancha Hidrográfica es una embarcación destinada a realizar operaciones e investigaciones hidrográficas en aguas costeras, de duración estimada de un día (ocho horas continuas), con énfasis en levantamientos batimétricos en aguas costeras (véase Figura 11).



Figura 11 Lancha Hidrográfica (COTECMAR, 2012)

- Embarcación Lacustre

La Embarcación Lacustre fue diseñada para el transporte náutico y/o fluvial de pasajeros, ganado y carga. Esta embarcación esta destinada a prestar servicio de transporte de reses o caballos y personas en lagos y embalses (véase Figura 12).



Figura 12 Embarcación Lacustre (COTECMAR, 2012)

2.1.2.1.2 Seguridad Y Defensa

- Patrullero de Zona Económica Exclusiva – OPV

Patrullera de zona económica exclusiva: Diseñada por FASSMER, bajo la construcción de COTECMAR, patrullera de misiones militares, protección de la industria pesquera y el medio ambiente, misiones de rescate e investigación (SAR) y misiones de ayuda y entrenamiento (véase Figura 13).



Figura 13 Patrullero de Zona Económica Exclusiva – OPV (COTECMAR, 2012)

- *Coastal Patrol Vessel* – CPV

Embarcación militar con las capacidades necesarias para cumplir con la realización de operaciones propias de guardacostas tales como: control de fronteras, seguridad marítima, búsqueda y rescate, control de medio ambiente y ayuda humanitaria (véase Figura 14).



Figura 14 Coastal Patrol Vessel – CPV (COTECMAR, 2012)

- Lancha Interceptora Tipo B

Patrullaje e interdicción en aguas abiertas costeras, para operar hasta estado de mar 3 y sobrevivir en 4, escala Douglas. Las dimensiones y peso les permiten ser transportada a bordo de aviones tipo hércules.



Figura 15 Lancha Interceptora Tipo B (COTECMAR, 2012)

- Patrullero de Bahía Tipo ORCA

Esta embarcación realiza operaciones de apoyo e interdicción costera y patrullaje. Excelente comportamiento marino en estado de mar 3 según la escala Beaufort (véase Figura 16).



Figura 16 Patrullero de Bahía Tipo ORCA (COTECMAR, 2012)

- Buque de Apoyo Logístico BAL-C

Embarcación militar con las capacidades necesarias para cumplir con la realización de operaciones propias asistencia humanitaria y apoyo logístico en zonas ribereñas y costeras, así como soporte en la atención de desastres (véase Figura 17).



Figura 17 Buque de Apoyo Logístico BAL-C (COTECMAR, 2012)

- Centro de Atención Ambulatoria Fluvial – CAFF

Centro de Atención Ambulatorio fluvial con forma de casco y sistema de propulsión óptimo para la navegación fluvial en aguas de poca profundidad, con cubierta de vuelo para toma y despegue de helicópteros medianos, dotado con estándares de habitabilidad para realizar brigadas de salud en áreas ribereñas de difícil acceso que no cuentan con servicios de consulta externa (véase Figura 18).

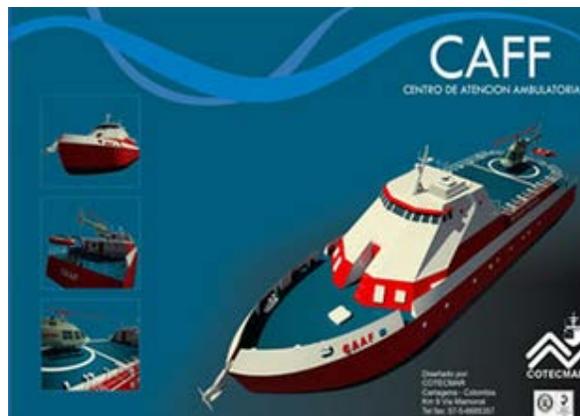


Figura 18 Centro de Atención Ambulatoria Fluvial – CAFF (COTECMAR, 2012)

- Patrullera de Apoyo Fluvial Pesada – PAF

Patrullera de apoyo fluvial: Equipada para proveer comunicación, comando y control-C3IS, apoyo logístico completo a la patrullera de apoyo fluvial (PAFL), posee helipuerto y facilidades de asistencia médica. Cuenta con protección balística completa (véase Figura 19).



Figura 19 Patrullera de Apoyo Fluvial Pesada – PAF (COTECMAR, 2012)

- Patrullera de Apoyo Fluvial Liviana PAFL-307

Equipada para proveer comunicaciones, comando y control-C3IS, apoyo logístico a lanchas patrulleras de río. Cuenta con protección balística completa (véase Figura 20).



Figura 20 Patrullera de Apoyo Fluvial Liviana PAFL-307 (COTECMAR, 2012)

- Lanchas Patrulleras Rápidas (LPR)

Dimensiones y pesos definidos para facilitar su transporte abordo de aeronaves tipo C 130 (véase Figura 21).

Fácil acceso y capacidad rápida de reacción en lugares con limitaciones de espacio y calado.

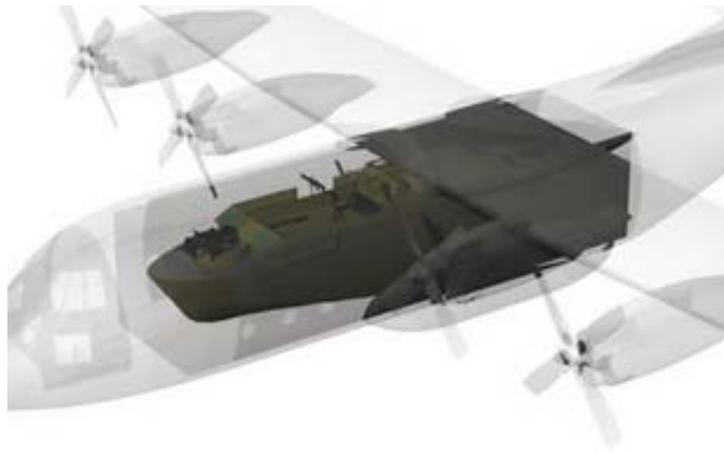


Figura 21 Lanchas Patrulleras Rápidas (LPR) (COTECMAR, 2012)

En la tabla 1 se puede apreciar un resumen de las principales características encontradas de los diferentes tipos de embarcaciones mencionados anteriormente:

Tabla 1 Embarcaciones fabricadas en Colombia

Tipo de embarcacion	ESLORA (m)	ESLORA ENTRE PERPENDICULARES (m)	MANGA (m)	CALADO (m)	COEFICIENTE DE BLOQUE	VELOCIDAD (NUDOS)	VELOCIDAD (m/s)	DESPLAZAMIENTO (Tons)
Fragata Lanzamisiles	134,00	127,00	14,30	7,90	0,49	30,00	15,43	7417,61
Destructor	120,00	115,00	12,50	5,50	0,58			4785,00
Buque de Desembarco	117,00	115,00	16,80	3,70	0,80			5818,18
Fragata Rápida	90,00	85,00	9,30	5,20	0,51			2219,72
Corbeta	89,00	85,00	10,50	3,50	0,58			1897,04
Dragaminas	52,00	49,00	10,40	4,20	0,47			1067,54
Remolcador Multipropósito	40,42		11,22	4,34		12,88	6,62	
Bongo Grúa	176,00		26,50	6,31	0,61			18090,21
Barcaza Carbonera	176,00		26,50	6,31	0,61			18090,21
Remolcador de Bahía	28,40		9,03	3,53		12,24	6,30	
Buque Balizador	16,00		6,00					
Lancha Hidrográfica	12,50		3,30	0,90	0,37	16,00	8,23	13,60
Embarcación Lacustre								
Patrullero Zona Económica Exclusiva - OPV	58,00	55,10	7,60	2,60	0,46			527,20
Coastal Patrol Vessel - CPV	46,50	42,50	7,50	2,00	0,33	24,30	12,50	213,00
Lancha Interceptora Tipo B								
Patrullero de Bahía Tipo ORCA	11,85	10,46	2,70	0,58	0,33	40,00	20,58	6,20
Buque de Apoyo Logístico BAL-C								
Centro de Atención Ambulatoria Fluvial - CAFF								
Patrullera de Apoyo Fluvial Pesada - PAF	40,30		9,50	1,26	0,77	9,00	4,63	373,00
Patrullera de Apoyo Fluvial Liviana PAFL-307	30,00		7,00	0,75	0,74	9,00	4,63	116,00
Lanchas Patrulleras Rápidas LPR	12,72		2,80	0,71	0,54	29,00	14,92	13,70
Botes	88,70		24,83	2,10	0,44			2019,77
Pontones								
Barcazas	176,00		26,50	6,31	0,61			18090,21

2.2 Conceptos Básicos

2.2.1 Ley de Similitud

Debido a que el tratamiento puramente numérico de la hidrodinámica de un buque aun no ha alcanzado etapas totalmente satisfactorias, los ensayos con modelos aún son esenciales en los procesos de diseño así como para propósitos de validación. El modelo a escala se debe comportar de tal manera que el buque a escala real presente un comportamiento similar, el resultado para los modelos puede ser trasladado a escala real por un factor de proporcionalidad. A continuación se designara lo referente a buque a escala real con el subíndice s y al modelo con el subíndice m .

Se diferencian los siguientes factores:

- Similitud Geométrica
- Similitud Cinemática
- Similitud Dinámica

La similitud geométrica plantea que la relación entre la “longitud” (eslora, manga, calado, etc.) L_s de un buque a escala real y la “longitud” del modelo a escala L_m es constante, a esta relación se le llama factor de escala y se designa con la letra λ :

$$L_s = \lambda \cdot L_m \quad \text{Ec. 2.2}$$

De la misma manera, se tiene para áreas y volúmenes lo siguiente:

$$A_s = \lambda^2 \cdot A_m \quad \text{Ec. 2.3}$$

$$\nabla_s = \lambda^3 \cdot \nabla_m \quad \text{Ec. 2.4}$$

La similitud cinemática plantea que la relación entre los tiempos a escala real t_s y los tiempos del modelo t_m es constante y se designa con la letra τ :

$$t_s = \tau \cdot t_m \quad \text{Ec. 2.5}$$

La similitud geométrica y cinemática resultan luego en el siguiente factor de escala para velocidades y aceleraciones:

$$V_s = \frac{\lambda}{\tau} \cdot V_m \quad \text{Ec. 2.6}$$

$$a_s = \frac{\lambda}{\tau^2} \cdot a_m \quad \text{Ec. 2.7}$$

La similitud dinámica plantea que la relación entre todas las fuerzas actuando sobre el barco a escala real y las correspondientes fuerzas actuando sobre el modelo es constante, la similitud dinámica se designa con la letra κ :

$$F_s = \kappa \cdot F_m \quad \text{Ec. 2.8}$$

Las fuerzas actuando sobre el buque abarcan fuerzas inerciales, fuerzas gravitacionales y fuerzas debidas a la fricción.

Las fuerzas inerciales siguen la ley de Newton ($F = m \cdot a$), donde F representa la fuerza, m la masas y a la aceleración. Para los desplazamientos de los buques ($m = \rho \cdot \nabla$), donde ρ es la densidad del agua y ∇ es el desplazamiento. Obtenemos entonces la relación para las fuerzas inerciales:

$$\kappa = \frac{F_s}{F_m} = \frac{\rho_s}{\rho_m} \cdot \frac{\nabla_s}{\nabla_m} \cdot \frac{a_s}{a_m} = \frac{\rho_s}{\rho_m} \cdot \frac{\lambda^4}{\tau^2} \quad \text{Ec. 2.9}$$

Esta ecuación acopla los tres factores de escala y se le conoce como Ley de Newton de Similitud. Dicha ley puede describirse como se aprecia en la ecuación 2.10:

$$\kappa = \frac{F_s}{F_m} = \frac{\rho_s}{\rho_m} \cdot \lambda^2 \cdot \left(\frac{\lambda}{\tau}\right)^2 = \frac{\rho_s}{\rho_m} \cdot \frac{A_s}{A_m} \cdot \left(\frac{V_s}{V_m}\right)^2 \quad \text{Ec. 2.10}$$

Las fuerzas hidrodinámicas generalmente son descritas con un coeficiente c como se muestra a continuación:

$$F = c \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \cdot A \quad \text{Ec. 2.11}$$

V Es la velocidad de referencia (Velocidad del buque), A es el área de referencia (superficie mojada en aguas tranquilas). Combinando las ecuaciones anteriores obtenemos:

$$\frac{F_s}{F_m} = \frac{c_s \cdot \frac{1}{2} \rho_s \cdot V_s^2 \cdot A_s}{c_m \cdot \frac{1}{2} \rho_m \cdot V_m^2 \cdot A_m} = \frac{\rho_s \cdot A_s}{\rho_m \cdot A_m} \left(\frac{V_s}{V_m}\right)^2 \quad \text{Ec. 2.12}$$

Esto resulta en $c_s = c_m$, el coeficiente c es constante para ambos, tanto el buque como el modelo del mismo.

Las fuerzas de gravedad pueden ser descritas en arreglos similares de fuerzas inerciales:

$$G_s = \rho_s \cdot g \cdot \nabla_s \quad \text{Respectivamente} \quad G_m = \rho_m \cdot g \cdot \nabla_m$$

Esto nos lleva a otro factor de escala de fuerzas:

$$k_g = \frac{G_s}{G_m} = \frac{\rho_s \cdot \nabla_s}{\rho_m \cdot \nabla_m} = \frac{\rho_s}{\rho_m} \cdot \lambda^3 \quad \text{Ec. 2.13}$$

Para la similitud dinámica ambos factores de escala de fuerzas deben ser los mismos ($\kappa = \kappa_g$).

Esto produce para el factor de escala de tiempos lo siguiente:

$$\tau = \sqrt{\lambda} \quad \text{Ec. 2.14}$$

Ahora podemos eliminar el factor de escala del tiempo y expresar todas las ecuaciones anteriores únicamente en función de factor de escala de longitud λ .

$$\frac{V_s}{V_m} = \sqrt{\lambda} \longrightarrow \frac{V_s}{\sqrt{L_s}} = \frac{V_m}{\sqrt{L_m}} \quad \text{Ec. 2.15}$$

Se acostumbra a realizar la relación entre la velocidad y la raíz cuadrada de la longitud con $g = 9.81 \frac{m}{s^2}$. Esto es el número de Froude:

$$F_n = \frac{v}{\sqrt{g \cdot L}} \quad \text{Ec. 2.16}$$

El mismo número de Froude en el modelo y el buque a escala real asegura una similitud dinámica sólo si las fuerzas inerciales y la fuerza de gravedad están presentes (Ley de Froude). Para el mismo número de Froude, el patrón de olas en el modelo y en el buque a escala real es geoméricamente similar. Esto se cumple para olas de pequeña amplitud donde la gravedad es el único mecanismo físico relevante. La ley de Froude se mantiene para la mayoría de los ensayos con modelos en buques comunes (ensayo de resistencia y propulsión, ensayo de maniobrabilidad y ensayo de resistencia en olas). Esto resulta en la siguiente escala para velocidades, fuerzas y potencias:

$$\frac{V_s}{V_m} = \sqrt{\lambda} ; \frac{F_s}{F_m} = \frac{\rho_s}{\rho_m} \cdot \lambda^3 ; \frac{P_s}{P_m} = \frac{F_s V_s}{F_m V_m} = \frac{\rho_s}{\rho_m} \cdot \lambda^{3.5} \quad \text{Ec. 2.17}$$

Por otro lado las fuerzas que se generan debido a la fricción siguen aún otra ley de similitud, y se generan principalmente debido a esfuerzos friccionales (debidos a la fricción entre dos capas de fluidos):

$$R = \mu \cdot \frac{\partial u}{\partial n} \cdot A \quad \text{Ec. 2.18}$$

La constante μ de los fluidos a la que se denomina viscosidad dinámica, representada por la derivada parcial del gradiente de velocidad normal a la dirección del flujo. A es el área sujeta a esfuerzos friccionales. Entonces la relación de las fuerzas friccionales es la siguiente:

$$k_f = \frac{R_s}{R_m} = \frac{\mu_s \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial n}\right)_s \cdot A_s}{\mu_m \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial n}\right)_m \cdot A_m} = \frac{\mu_s \lambda^2}{\mu_m \tau} \quad \text{Ec. 2.19}$$

De nuevo se hace necesario que la relación de las fuerzas friccionales y las fuerzas inerciales tanto para el buque como para el modelo sea la misma. $\kappa = \kappa_f$.

Esto genera:

$$\frac{\mu_s \lambda^2}{\mu_m \tau} = \frac{\rho_s}{\rho_m} \cdot \frac{\lambda^4}{\tau^2} \quad \text{Ec. 2.20}$$

Si introducimos la viscosidad cinemática como $\nu = \mu/\rho$ se obtendrá:

$$\frac{\nu_s}{\nu_m} = \frac{\lambda^2}{\tau} = \frac{V_s L_s}{V_m L_m} \longrightarrow \frac{V_s L_s}{\nu_s} = \frac{V_m L_m}{\nu_m} \quad \text{Ec. 2.21}$$

$R_n = \frac{V \cdot L}{\nu}$ Es el número de Reynolds, un parámetro de velocidad no dimensional importante en los flujos viscosos. El mismo número de Reynolds en el modelo y en

el buque a escala real garantiza la similitud dinámica solo si las fuerzas inerciales y friccionales están presentes (Ley de Reynolds).

El número de Froude y el número de Reynolds se relacionan mediante la ecuación (BERTRAM, 2000):

$$\frac{R_n}{F_n} = \frac{VL}{v} = \frac{\sqrt{g \cdot L}}{V} = \frac{g \cdot L^3}{v} \quad \text{Ec. 2.22}$$

A pesar de la importancia en aumento que han tomado los métodos numéricos para la hidrodinámica de los buques, los ensayos de modelos en canales de arrastre siguen viéndose como una parte esencial en el diseño de un buque para predecir o validar los requerimientos de potencia en aguas calmadas, esto es parte fundamental de cada contrato entre el dueño del barco y el astillero.

Los modelos deberán cumplir con características de similitud como fue mencionado anteriormente, además de ello hay condiciones restrictivas que definirán el tamaño ideal de este:

El tamaño del modelo es determinado por un número de condiciones restrictivas: debe ser tan grande como sea posible para disminuir los efectos viscosos por la escala, especialmente lo concerniente al flujo laminar/turbulento y la separación de flujo, también debe ser lo suficientemente pequeño de tal manera que la velocidad de prueba correspondiente pueda ser alcanzada por el carro de arrastre así como para evitar problemas debidos a esfuerzos (tanto esfuerzos internos en el modelo como cargas en el carro de arrastre); de igual forma, debe tener el tamaño máximo necesario para evitar efectos notables de restricción de agua en el canal de ensayos.

Todas las condiciones anteriormente mencionadas nos proporcionan un rango aceptable para los tamaños de modelos a escala.

Las pruebas son desarrolladas manteniendo la semejanza de Froude, es decir, el número de Froude para el modelo y el tamaño real son el mismo. El número de Reynold difiere típicamente por dos grados de magnitud, este efecto de la escala (desajustes en la semejanza de Reynold) es luego compensado con correcciones empíricas.

Los modelos operan en números de Reynold considerablemente bajos (generalmente $R_{nm} = 10^7$ y $R_{ns} = 10^9$). Esto causa que en los modelos la transición de flujo laminar a turbulento ocurra más hacia la popa, a causa de esto, la resistencia sería más difícil de relacionar a escalas. Por esta razón, los modelos son equipados con simuladores de turbulencia artificial cercanos a la proa. Se asume que la transición de flujo laminar a turbulento ocurre a la longitud correspondiente a $R_n = 0.5 \cdot 10^6$ de la "stem", de esta manera, la resistencia reducida debido a un flujo laminar más extenso compensará (por lo menos parcialmente) la resistencia adicional de los simuladores de turbulencia.

2.2.2 Teoría de Olas

El océano tiene un comportamiento irregular, esto es debido a la superposición de muchas olas senoidales, cada una con su propia amplitud, longitud, periodo o frecuencia y dirección de propagación. La superposición es muy útil en muchas aplicaciones; permite comprender y predecir el comportamiento irregular en términos mucho más simple como la teoría de olas regulares.

Para describir el comportamiento del oleaje, existen varias teorías ideales de olas regulares de las cuales las más usadas son:

- Teoría lineal de la ola, Airy. (La teoría de ola de poca amplitud, es la más simple y útil de todas las teorías de ola).
- Teoría de ola de amplitud finita, Stokes.
- Teoría de ola senoidal.
- Función del flujo de la teoría de ola.
- Teoría de ola estática. (ALCALÁ SÁNCHEZ, 2011)

Estas pueden ser aplicadas para determinar la aceleración y velocidades de la partícula del agua, las cuales son muy útiles para el estudio y ensayos de una embarcación. Las olas regulares describen la misma característica en cada ciclo, de tal manera que se conserva la misma forma de ciclo a ciclo. Existen tres principales parámetros que se necesitan para describir cualquier teoría de ola, estos son:

- Periodo (T), es el tiempo que transcurre entre el paso de dos crestas o dos valles consecutivos por un mismo punto.
- Altura ($H_{1/3}$), es la distancia vertical entre la cresta y el siguiente valle.
- Tirante de agua o profundidad (h), es la distancia vertical entre la superficie de agua y suelo marino.

Otras teorías consideran otros parámetros importantes, estos son:

- Longitud de ola (L_w), es la distancia horizontal entre dos crestas sucesivas.
- Celeridad de ola o velocidad de fase (C), representa la velocidad de propagación de la cresta de la ola.
- Frecuencia $\{f\}$ u $\{\omega\}$ se define como el número de oscilaciones pico a pico (o valle a valle) de la superficie de la ola por segundo. Es la inversa del periodo.
- Elevación de la ola (η), representa la elevación de la ola en un instante de tiempo.
- Velocidad horizontal de una partícula de agua (u), es la velocidad instantánea de una partícula de agua, a lo largo del eje (x).
- Velocidad vertical de una partícula de agua (w), es la velocidad instantánea de una partícula de agua, a lo largo del eje (z).
- Aceleración horizontal de una partícula de agua (U'' o a_x), es la aceleración instantánea de una partícula de agua, a lo largo del eje (x).
- Aceleración vertical de una partícula de agua (V'' o a_z), es la aceleración instantánea de una partícula de agua, a lo largo del eje (z). (ALCALÁ SÁNCHEZ, 2011)

En la figura 22, se representa un modelo de ola regular y en la figura 23, superposición de olas regulares con diferentes tipos de amplitud, formando un oleaje irregular.

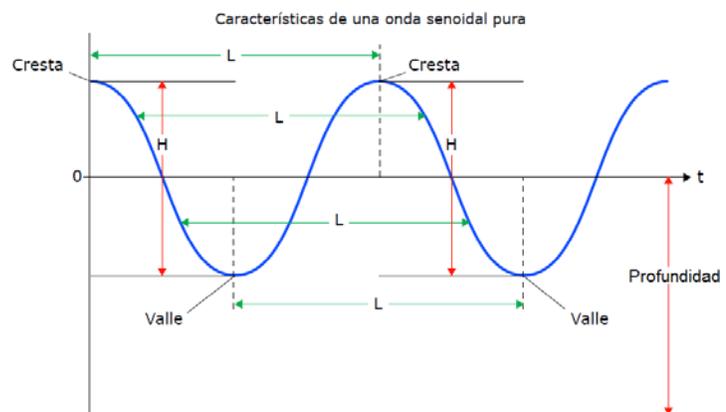


Figura 22 Características de una ola senoidal pura (eduambiental.org)

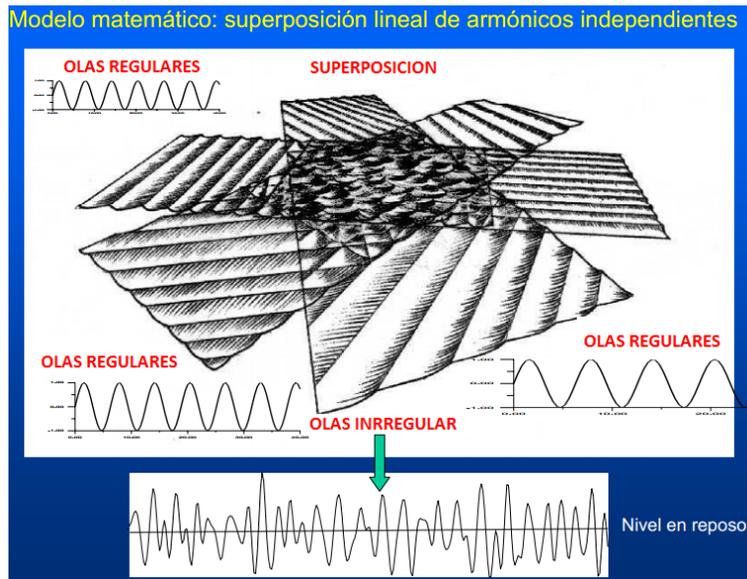


Figura 23 Modelo matemático. Superposición lineal de armónicos independientes (ÁLVAREZ & OSORIO, 2010)

Todas las teorías mencionadas anteriormente se ajustan al comportamiento de las olas. Estas teorías suministran una descripción del movimiento de las partículas del fluido. En la teoría de Airy, el perfil de la ola resulta ser una ola senoidal, según esta teoría las olas tienen la forma de una curva sinusoidal descrita en dos dimensiones en el eje (x) horizontal y en el eje (z) vertical, propagándose en la dirección (x) constante; Sin embargo, esta teoría se utiliza para comprender los fenómenos que suceden en un mar real y en este caso será utilizada esta teoría como punto de partida para el análisis del espectro de olas de mar. Teniendo en cuenta los siguientes parámetros, como: la longitud de ola (L_w), la altura de ola significativa ($H_{1/3}$) y la profundidad (h), este última determinan la condición de comportamiento de la ola (aguas profundas o aguas de profundidad finita).

La teoría de ola lineal es una teoría válida cuando el declive ($\frac{H_{1/3}}{L_w}$), la profundidad relativa y la altura relativa de la ola son pequeños, es decir, olas de pequeña

amplitud y longitud pequeña a grandes profundidades. En la figura 24, se presentan los parámetros principales de una ola para un punto de referencias en z y x .

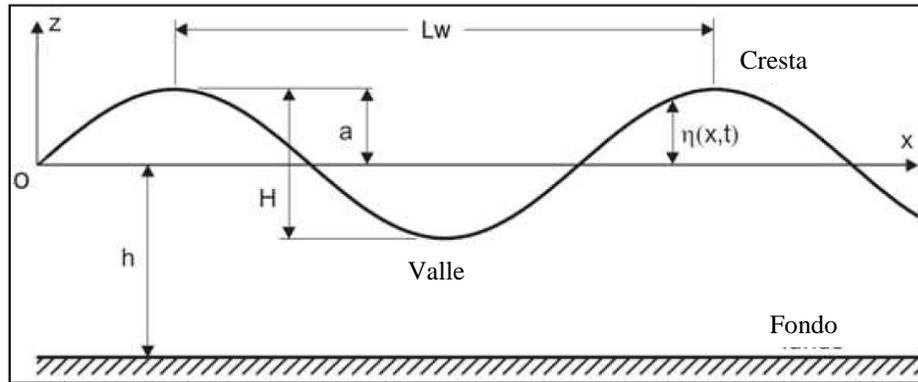


Figura 24 Característica de una ola lineal (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)

Para definir el espectro de ola que se desarrollarán en el trabajo, se iniciará en primer lugar por una solución de ola progresiva (DEAN y DALRYMPLE, 1984), donde el potencial de velocidades para olas progresivas puede ser descrito por (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011):

$$\phi(x, z, t) = -\frac{H_{1/3} g}{2 \omega} \frac{\cosh[K(h+z)]}{\cosh(Kh)} \sin(Kx - \omega t) \quad \text{Ec. 2.23}$$

Donde

$$a = \zeta_{an}: \text{amplitud} = \frac{H_{1/3}}{2} \text{ [m]}$$

$$\omega: \text{frecuencia angular} = \frac{2\pi}{T} \text{ [rad/s]}$$

$$K: \text{numero de onda} = \frac{2\pi}{L_w} \left[\frac{1}{\text{m}} \right]$$

$$L_w: \text{longitud de la onda [m]}$$

Y el movimiento de la superficie libre está dada por:

$$\eta(x, t) = \frac{H_{1/3}}{2} \cos(Kx - \omega t) \quad \text{Ec. 2.24}$$

Donde:

K : Número de onda. $\left[\frac{1}{m}\right]$

ω : Frecuencia angular. $[\text{rad/s}]$

t : tiempo. $[s]$

El número de ola es una función de la longitud de ola (L_w) y definida por:

$$K = \frac{2\pi}{L_w} \quad \text{Ec. 2.25}$$

Y la frecuencia angular en función del periodo (T) tal como se define por:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad \text{Ec. 2.26}$$

T : periodo de la ola $[s]$

La relación de dispersión es la relación que están vinculados a la frecuencia y la longitud de ola por:

$$\omega = \sqrt{\frac{2\pi g}{L_w} \tanh(Kh)} \quad \text{Ec. 2.27}$$

h : profundidad del canal

Así, a través del número de ola y la frecuencia angular se puede formular la velocidad de fase de la ola.

$$C = \frac{\omega}{K} = \frac{L_w}{T} \quad \text{Ec. 2.28}$$

C: velocidad de fase de la onda $\left[\frac{m}{s}\right]$

En aguas poco profundas $\frac{L_w}{20} < h < \frac{L_w}{2}$, las ecuaciones se convierten en (FERNÁNDEZ DÍEZ):

$$C = f(h) = \sqrt{gh} \quad \text{Ec. 2.29}$$

$$L_w = \sqrt{gh}T \quad \text{Ec. 2.30}$$

Que se corresponde con las olas largas, en las que la velocidad de traslación C , depende sólo de la profundidad h del mar, pero es independiente de L_w .

En canales de profundidad limitada:

$$C = \sqrt{g(h + H_{1/3})} \quad \text{Ec. 2.31}$$

La velocidad de fase del oleaje, es la que define la propagación de la ola esta dada por la siguiente ecuación (HERRERA CHARLES, 2007).

$$C = \sqrt{\frac{g}{K} \tanh(Kh)}$$
Ec. 2.32

Esta ecuación relaciona la velocidad de fase C de la ola en función del número de ola (K) y de la profundidad del canal (h) conocido como tirante. Se consideran tres tipos de aproximaciones para la fórmula: Aguas profundas, medias, y someras o pocas profundas. Las diferencias están relacionadas entre la profundidad del canal (h) y las longitudes de las olas (L_w).

Si la profundidad h es muy grande (aguas profunda) entonces, $\tanh(Kh) = 1$ que daría la siguiente expresión

$$C = \sqrt{gL_w/2\pi}$$
Ec. 2.33

Sustituyendo se tiene que

$$L_w = \frac{gT^2}{2\pi}$$
Ec. 2.34

De esta última ecuación se concluye, que viajarán más rápido aquellas olas con mayor período.

A continuación se muestra algunas formulas para cálculos directo que fueron desarrolladas a trascurso de muchas investigaciones.

$$L_w = \frac{2\pi g}{\omega^2} \approx \frac{61.6}{\omega^2}$$
Ec. 2.35

$$L_w = \frac{gT^2}{2\pi} \approx 1.56 \cdot T^2$$
Ec. 2.36

$$\omega \approx \frac{7.85}{\sqrt{L_w}} \quad y \quad T \approx 0.8 \cdot \sqrt{L_w}$$

Ec. 2.37

A partir de la función (ϕ) se derivan las propiedades necesarias para caracterizar el oleaje (CAÑAMERO TORRES, 2010):

Elevación de la superficie	$\eta(x, t) = \frac{H}{2} \cos(Kx - \omega t)$
Velocidad horizontal	$u = a\omega \frac{\cosh[K(z + h)]}{\sinh(Kh)} \cos(Kx - \omega t)$
Velocidad vertical	$w = a\omega \frac{\sinh[K(z + h)]}{\sinh(Kh)} \sin(Kx - \omega t)$
Aceleración horizontal	$a_x = a\omega^2 \frac{\cosh[K(z + h)]}{\sinh Kh} \sin(Kx - \omega t)$
Aceleración vertical	$a_z = -a\omega^2 \frac{\cosh[K(z + h)]}{\sinh Kh} \cos(Kx - \omega t)$

No deben ser descuidados aspectos como los fenómenos de ondas, tales como la reflexión la refracción y la difracción.

La difracción puede definirse como el fenómeno de la propagación del oleaje. Se manifiesta especialmente en los alrededores de obstáculos más o menos pronunciados. Se puede caracterizar por la reflexión y refracción.

- ***Reflexión de las ondas***

Se denomina reflexión de una onda al cambio de dirección que experimenta ésta cuando choca contra una superficie lisa y pulimentada sin cambiar de medio de propagación. Si la reflexión se produce sobre una superficie rugosa, la onda se refleja en todas direcciones y se llama difusión (ESPAÑA, 2011)

- ***Refracción de las ondas***

Se denomina refracción de una onda al cambio de dirección y de velocidad que experimenta ésta cuando pasa de un medio a otro medio en el que puede propagarse. Cada medio se caracteriza por su índice de refracción. (ESPAÑA, 2011)

La difracción es la propiedad que tienen las ondas de rodear los obstáculos en determinadas condiciones. Cuando una onda llega a un obstáculo (abertura o punto material) de dimensiones similares a su longitud de onda, ésta se convierte en un nuevo foco emisor de la onda. Esto quiere decir, que cuando una onda llega a un obstáculo de dimensión similar a la longitud de onda, dicho obstáculo se convierte en un nuevo foco emisor de la onda. Cuanto más parecida es la longitud de onda al obstáculo mayor es el fenómeno de difracción. (ESPAÑA, 2011)

La difracción del oleaje es un fenómeno en el cual la energía es transferida lateralmente a lo largo de un frente de onda. Si una onda presenta frentes de

altura homogénea, el flujo de energía se produce en la dirección de propagación de la misma, es decir, perpendicular al frente como se muestra en la figura 25

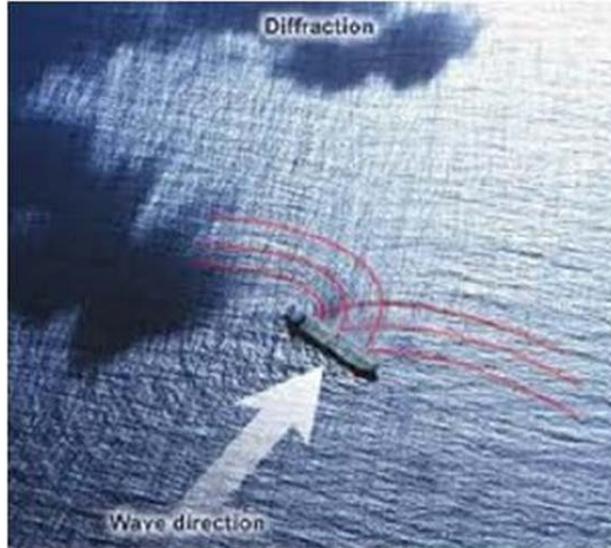


Figura 25 Fenomeno de difraccion (ALCALÁ SÁNCHEZ, 2011)

2.2.3 Espectro Marino

El espectro marino juega un papel importante en el diseño y desempeño de la embarcación, este comportamiento es producido por diferentes factores ya sea por la fuerzas de atracción gravitacional que ejerce la luna y el sol sobre la masa oceánica, el desplazamiento de placas tectónicas o el choque térmicos de vientos de este y oeste, causando consigo la formación de maremotos, tormentas y huracanes etc. Formando a su paso oleajes de grandes amplitudes y fuerzas que ponen en peligro la embarcación.

La fuerza que se generen entre el aire y la superficie del agua alteran el comportamiento del océano, es por ello que el viento es un factor importante para para el estudio de un ambiente marino específico, se toman las condiciones mas a apropiadas a partir de los datos recolectados de la ruta destinada para la navegación de la embarcación. Existen varios métodos para añadir los efectos del viento al diseño del canal. Las dos mas usadas son:

- Las fuerzas del viento son consideradas constante y se calcula un minuto sobre la velocidad promedio.
- Las fuerza de vientos fluctuantes, son calculadas sobre una componente constante, la velocidad promedio de una hora más una componente que varia con el tiempo, calculada a partir de un espectro de viento. (ALCALÁ SÁNCHEZ, 2011)

Al realizar un estudio de las rutas de navegación y las condiciones del ambiente marino producido por un oleaje irregular, el cual es una distribución de energía a través de las frecuencias de olas, se apreciara la formación de un espectro de ola, como se muestra en la figura 26:

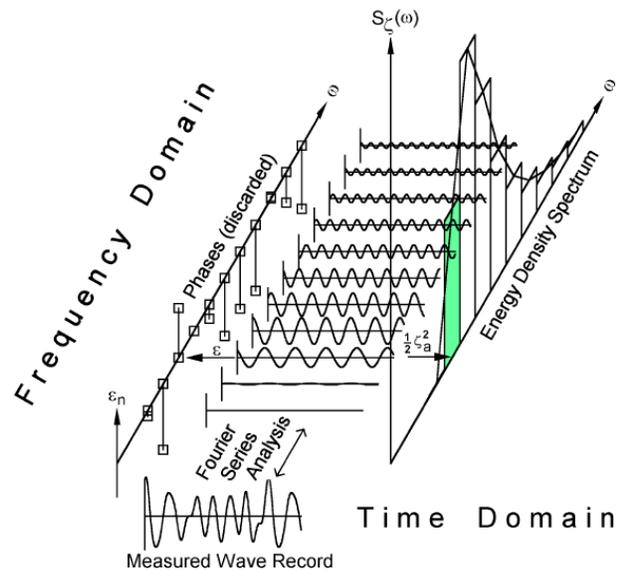


Figura 26 Espectro de ola (PINKSTER, 2002)

A partir de la figura 26, se puede interpretar como es el espectro de ola y cómo se relaciona con las olas. En la figura 27, se muestra el registro y muestreo de una ola, la cual, esta descrita con la siguiente ecuación.

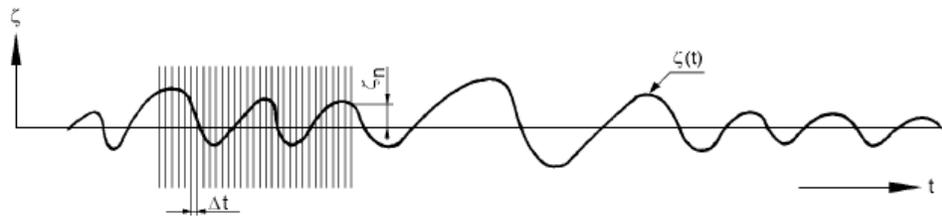


Figura 27 Espectro de ola (PINKSTER, 2002)

$$\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \zeta_n^2 = \frac{1}{N \cdot \Delta t} \sum_{n=1}^N \zeta_n^2 \cdot \Delta t \quad \text{Ec. 2.38}$$

$$\frac{1}{N} \int_0^{\tau} \zeta^2(t) \cdot dt = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \left\{ \sum_{n=1}^N \zeta_{an} \cos(\omega_n t - k_n x + \varepsilon_n) \right\}^2 \cdot dt \quad \text{Ec. 2.39}$$

$$\sum_{n=1}^N \frac{1}{2} \zeta_{an}^2 \quad \text{Ec. 2.40}$$

La amplitud de la ola, ζ_{an} puede ser expresada por un espectro de ola $s_{\zeta}(\omega_n)$.

$S_{\zeta}(\omega)$: espectro de energía de la ola (PINKSTER, 2002)

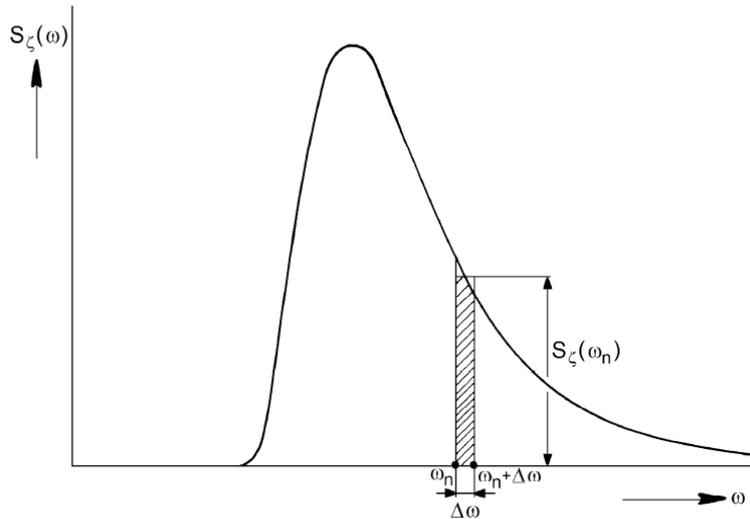


Figura 28 Definición de la densidad espectral (PINKSTER, 2002)

La cual se define a continuación:

$$s_{\zeta}(\omega_n) \cdot \Delta\omega = \sum_{\omega_n}^{\omega_n + \Delta\omega} \frac{1}{2} \zeta_{an}^2(\omega) \quad \text{Ec. 2.41}$$

Donde $(\Delta\omega)$ es una constante diferencial entre dos frecuencias sucesivas. Multiplica con ρg , esta expresión es la energía por unidad de superficie de las olas como muestra la figura 28.

Donde $(\Delta\omega \rightarrow 0)$, la definición del espectro es $s_{\zeta}(\omega)$ y la energía de la ola se convierte en:

$$s_{\zeta}(\omega_n) \cdot d\omega = \frac{1}{2} \zeta_{an}^2 \quad \text{Ec. 2.42}$$

Y la variación, (σ_ζ^2), de la elevación de superficie de agua es simplemente igual al área bajo el espectro:

$$\sigma_\zeta^2 = \int_0^\infty s_\zeta(\omega) \cdot d\omega \quad \text{Ec. 2.43}$$

Espectros de ola estándar

En el transcurso del tiempo los investigadores han intentado describir una fórmula estándar del espectro de frecuencia de ola. Sus formulaciones matemáticas normalizan la energía de las olas unidireccionales, estos parámetros consisten en dos: la altura representativa de ola $H_{1/3}$, y los periodos medio de las olas $\bar{T} = T_1, T_2$ o T_p .

$$s_\zeta(\omega) = H_{\frac{1}{3}}^2 \cdot f(\omega, \bar{T}) \quad \text{Ec. 2.44}$$

Tenga en cuenta que esta definición significa que los valores espectrales son proporcionales a la altura de ola significativa al cuadrado; en otras palabras $s_\zeta(\omega)/H_{\frac{1}{3}}^2$, es una función de ω y \bar{T} .

A continuación se describen dos de los espectros de olas más importantes que se encuentran a menudo en la literatura.

Espectros de ola Bretschneider

Uno de los espectros de olas más antiguo y popular fue dado por Bretschneider. Es especialmente adecuado para zonas de mar abierto y matemáticamente dada por:

$$s_\zeta(\omega) = \frac{173 \cdot H_{\frac{1}{3}}^2}{T_1^4} \cdot \omega^{-5} \cdot \exp\left\{\frac{-692}{T_1^4} \cdot \omega^{-4}\right\} \quad \text{Ec. 2.45}$$

Para los espectros de olas no truncadas, se pueden tomar otras definiciones de período de la ola que pueden ser utilizadas por la sustitución:

$$T_1 = 1.086 \cdot T_2 \quad \text{o} \quad T_1 = 0.772 \cdot T_p$$

Espectros de ola JONSWAP

En 1968 y 1969 para la medición una ola fue utilizado un extenso programa, conocido como el Comité Mixto del Norte *Sea Wave Project* (JONSWAP) se llevó a cabo a lo largo de una línea que se extiende más de 100 kilómetros en el Mar del Norte de *Sylt Island*. El análisis de los datos dio una formulación espectral para buscar mares limitados generados por el viento.

La siguiente definición de un espectro de olas medias JONSWAP es asesorado por el ITTC (*Conferencia Internacional Towing Tank*) 17 en 1984 para buscar situaciones limitadas:

$$s_{\zeta}(\omega) = \frac{320 \cdot H_1^2}{T_1^4} \cdot \omega^{-5} \cdot \exp\left\{\frac{-1950}{T_1^4} \cdot \omega^{-4}\right\} \cdot \gamma^A \quad \text{Ec. 2.46}$$

Donde:

$H_{1/3}$: *Altura de onda significativa;*

T_p : *es el período pico del registro.;*

$\gamma = 3.3$ (*factor de peakedness*)

$$A = \exp\left\{-\left(\frac{\omega - \omega_p}{\sigma\sqrt{2}}\right)^2\right\} \quad \text{Ec. 2.47}$$

$$\omega_p = \frac{2\pi}{T_p} \text{ (frecuencia espectral Circular a pico)}$$

σ = *una función de paso ω :*

ω : *si $\omega < \omega_p$ entonces $\sigma = 0,07$*

ω : si $\omega > \omega_p$ entonces $\sigma = 0,09$

$$T_p = 1.200 \cdot T_1 \quad \text{or} \quad T_p = 1.287 \cdot T_2 \text{ (BERTRAM, 2000)}$$

2.3 Componentes Del Canal

2.3.1 Carro Dinamométrico (PMM)

Los ensayos con modelos cautivos, requieren de una estructura móvil, dotada de un motor que brinde las velocidades y aceleraciones requeridas para cada tipo de ensayo de los buques evaluados. Acoplada a dicha estructura se encuentra un mecanismo de movimiento planar (PMM)(véase Figura 29), un PMM es un dispositivo electromecánico utilizado para mover el modelo de una embarcación, utilizando series de movimientos pre-programados, este proceso se realiza en instalaciones de canal de prueba. Las fuerzas y momentos en el modelo y otros datos en relación con el rendimiento son medidos. Los resultados de estas pruebas se utilizan para predecir el rendimiento buque a escala real, permitiendo a los diseñadores crear los buques más seguros y más eficientes.

La estabilidad y el control son características es un cuerpo sumergido y en movimiento a través de un fluido que pueden ser entendidos mejor en base de un análisis de ecuaciones diferenciales las cuales gobiernen el movimiento. Esas ecuaciones del movimiento son compuestas con coeficientes numéricos o derivadas las cuales son de origen hidrodinámico. Consecuentemente, la obtención de soluciones para cualquier configuración es necesaria para saber sus coeficientes con mayor precisión. Algunos intentos han sido hechos en el pasado para cumplir esos requerimientos por la utilización de varias técnicas experimentales y teóricas, o la combinación de ambas.

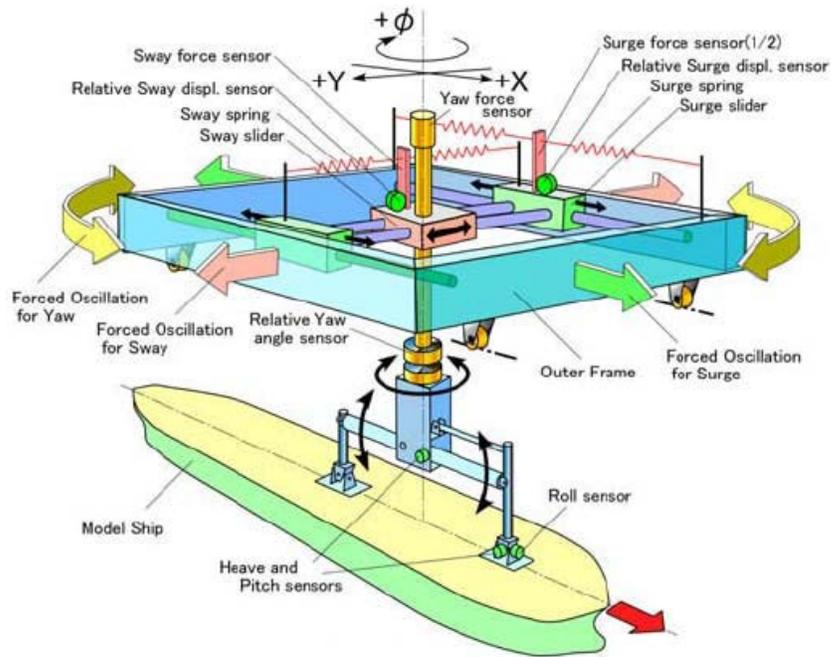


Figura 29 Configuración para la medición de fuerzas en olas (YOUNGZE, WEIGUANG, & TAKESHI, 2007)

Las fuerzas y momentos de raíces hidrodinámicas son usualmente clasificados en tres categorías, estáticos, rotatorios y aceleración. Los coeficientes estáticos son debido a componentes de la velocidad lineal de un cuerpo relativo al fluido; los coeficientes rotatorios son debido a velocidades angulares; y los coeficientes de aceleración son debidos aceleraciones tanto lineales como angulares. (GETLER, 1967)

Este mecanismo es la piedra angular en la realización de los ensayos de maniobrabilidad puesto que limita los movimientos de los modelos en el plano XY . En el diseño y dimensionamiento del carro de arrastre se deben tener varios factores en cuenta, algunos de estos son:

- Resistencia estructural.

- El correcto funcionamiento del sistema de motores eléctricos para evitar las vibraciones en medidas de resistencia.
- Espacio suficiente para la disposición de equipos e instrumentos
- La capacidad varía de variación de las velocidades y aceleraciones necesarias para las pruebas.
- Seguridad de los sistemas operativos
- El uso de productos y piezas disponibles.

El mantenimiento de los sistemas adecuados para el seguimiento y las ruedas.

(SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)

2.3.2 Sistema de adquisición de datos

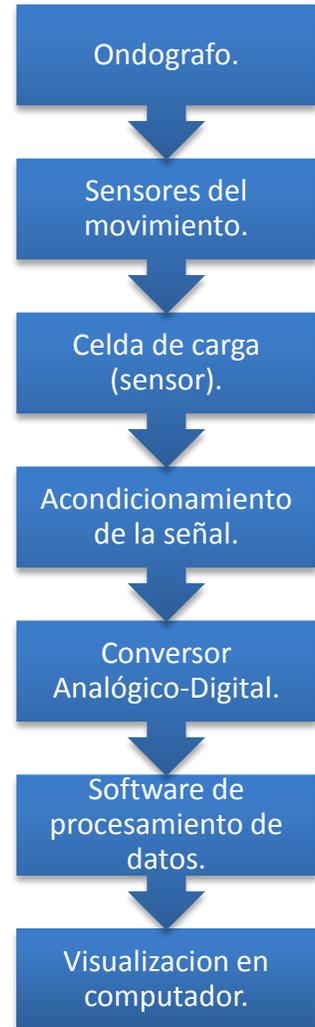
2.3.2.1 Ondógrafo

El ondógrafo es un dispositivo que se implementa con la finalidad de medir las variaciones de la altura que puede alcanzar la columna de agua. En un canal para ensayos hidrodinámicos se puede es de esencial importancia a la hora de verificar los parámetros de las olas generadas, las misma que interactúan con le modelo en la realización de la realización de ensayos de comportamiento en la mar.

Este sensor utiliza dos varillas como los dos electrodos y evalúa las variaciones de la capacidad que provocan las oscilaciones del nivel.



Figura 30 Transductor TMN (SL)



2.3.2.2 Sensores del movimiento

Los sensores de movimiento se instalan en puntos del modelo los cuales no causen perturbaciones en las superficies de contacto del mismo con el fluido, se utilizan sensores de desplazamiento, velocidad, aceleración y giro.



Figura 31 sensores de movimientos (Wikimedia Foundation, 2012)

2.3.2.3 Celda de carga

La celda de carga o galga extenso-métrica, es un dispositivo que facilita la determinación de los valores de esfuerzos con los que interactúa nuestro modelo. Este dispositivo por lo general es un material piezoeléctrico que genera una determinada cantidad de corriente a partir de la deformación total del mismo, convirtiendo una magnitud física en una señal eléctrica, esta es registrada e interpretada por un sistema de adquisición de datos acoplado al sistema, por ello este dispositivo maneja uno de los roles principales de todo el sistema de adquisición de datos.

2.3.2.4 Inclino-Metro

Es un instrumento que se utiliza para determinar el ángulo de inclinación de un cuerpo, este puede ser de tipo análogo o digital, en los modelos es instalado para evaluar patrones como estabilidad en ensayos de resistencia al avance y comportamiento en olas.



Figura 32 Inclinometro (QUASQAI, 2011)

2.3.2.5 Acondicionamiento de señal

Es imprescindible que se cuente con un acondicionamiento de señal en todo sistema de acondicionamiento de datos que se cuente con conversores A/D, la importancia de ello es para garantizar que el rango de variación de la variable medida se convierta en el máximo valor de voltaje aceptado por dicho convertidor.

De esta forma el valor mínimo de la variable será equivalente a un valor mínimo de voltaje y lo mismo para los valores pico. De igual manera, se debe hacer un filtrado de ruido en los datos de la variable medida.

El acondicionamiento de la señal procesada se realiza mediante amplificadores que se aseguren de que sea suministrado el máximo rango de voltaje al conversor A/D, aisladores que protejan a los instrumentos de medición de las fuentes de alta tensión, multiplexores que recopilen entradas de diferentes naturalezas y tenga una salida única para así utilizar solo un conversor A/D para disminuir el costo del sistema de adquisición de datos.

2.3.2.6 Conversor Analógico-Digital

Un conversor analógico-digital es un dispositivo electrónico que transforma una señal eléctrica (generalmente voltaje) a un valor binario equivalente. Se debe resaltar que estos, poseen limitantes en cuanto a los rangos de las magnitudes de entradas y salidas; a sus entradas el rango de voltajes y en su salida, el número de combinaciones binarias que se puedan generar.

Los conversores analógicos-digitales pueden ser de los tipos:

- De aproximaciones sucesivas
- Flash
- Sigma-delta

- Rampa
- Doble-rampa

2.3.2.7 Software de procesamiento de datos

La gran mayoría de los canales de prueba cuentan con un sistema de adquisición de datos personalizado y amigable con los ejecutores de las pruebas, un sistema recomendado es el *LabView* gracias a su formidable sistema de programación grafica.

Este sistema permite una integración el uso de una extensa biblioteca de programación algo útil a la hora de manipular diferentes variables, de fácil uso y sincronización con la red y dispositivos móviles, así, los clientes del canal hidrodinámico pueden estar en tiempo real observando los resultados de sus pruebas sin importar su ubicación geográfica.

Instalando en los puntos de sujeción del modelo sensores, se podrán sensor valores de resistencia al avance o fuerzas resultantes de maniobra o la interacción del modelo con olas, todo ello con la calibración de los sensores mencionados, trabajos realizados en la Universidad Nacional De Ingeniería De Perú sugieren se trabaje con señales eléctricas de onda cuadrada y un censado de valores de resistencia y velocidad cada 10cm (no se considera obligatorio), es una sugerencia de trabajo.

Posterior a la captura de los datos, se realiza una media ponderada con los mismo para establecer el valor dominante, asignable a la variable mesurada.

2.3.3 Generador De Olas

Para poder analizar los DOF (*Degree of Freedom*) que se refiere a la capacidad de movimiento de la embarcación es preciso simular las condiciones ambientales en la que este estará sometido, para poder hacer la simulación de los oleajes es preciso utilizar un modelo a escala. Este modelo debe ser confiable y cumplir con los parámetros a escala como la altura, longitud de ola, amplitud, etc. Con el fin de obtener los siguientes parámetros mencionados, se utilizara un generador de ola, adaptado al canal de prueba.

Los generadores de ola se pueden clasificar según el tipo de diseño del canal, estos se pueden clasificar en cuatro tipos:

- Tipo placa basculante
- Tipo cuña
- Tipo neumático
- Tipo pistón.

En la figura 31, se muestran los diferentes tipos de generadores de olas.

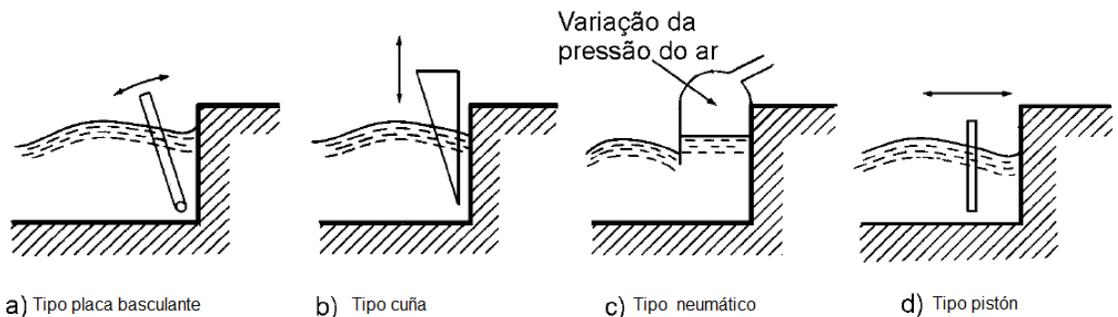


Figura 31 Tipos de generadores, los más usado en los Laboratorios (FREIRE DE SOUZA & MITIO MORISHITA, 2010)

2.3.3.1 *Generador tipo pistón*

Tiene el mismo funcionamiento que el generador basculante, la única diferencia es que el movimiento horizontal de la placa es producido por el pistón. Generando la fuerza en el centro de la placa y haciendo que la estructura se mueva horizontal.

2.3.3.2 *Generador tipo cuña*

Se generan las olas mediante la sumersión de un cuerpo en el agua producido por un movimiento oscilatorio vertical. Generalmente, este cuerpo tiene la forma de una cuña.

2.3.3.3 *Generador tipo neumático*

Esta parcialmente sumergido en el agua, lo cual funciona variando la presión de aire dentro de una cámara en forma de cúpula, el generador no es adecuado para altas frecuencias.

2.3.3.4 *Generador de placa basculante*

Consiste en una placa plana y rígida estructuralmente colocada dentro del canal en contacto con el agua, soportada con cojinetes o cual cualquier otro dispositivo que permita el movimiento basculante del actuador. La generación de oscilación se produce a través de esta placa alrededor del punto del pivote. Puede ser instalada en la parte inferior o en la profundidad.

En forma básica existen dos tipos de generadores de oleaje: los generadores de olas regular y los generadores de oleaje irregular. Los generadores de olas regular, están constituidos por motores de una sólo velocidad, que se conectan a la caja de engranes, la cual puede hacer variar la velocidad fija de 1/10 a 1/20. La salida de la caja se acopla a una rueda con manivela para transformar el movimiento circular a un desplazamiento lineal. Al final, la manivela se conecta al pistón o paleta que desplaza el volumen de agua en un canal para generar el oleaje regular (HERRERA CHARLES , 2007).

El tiempo que tarda en producirse un ciclo completo, en el desplazamiento del pistón, determina el periodo de la ola producida. Este tiempo se puede ajustar por la caja de engranes. La carrera máxima del pistón determina cuanto volumen de agua se desplaza en cada ciclo y en consecuencia la altura de las olas producidas, es decir, ajustando el desplazamiento máximo ("stroke") del pistón, se pueden tener distintas alturas (H) para el oleaje regular producido. Los sistemas de oleaje regular se diseñan con un mecanismo para variar linealmente el "stroke" si se desean generar distintas alturas de ola. (HERRERA CHARLES , 2007)

Para aguas poco profundas según Dean y Dalrymple (1984), es recomendable el uso de generadores de tipo pistón y para aguas profundas se recomienda el uso de generador de tipo placa basculante.

En la figura 32, se muestra un análisis del comportamiento entre los generadores tipo pistón y placa basculante.

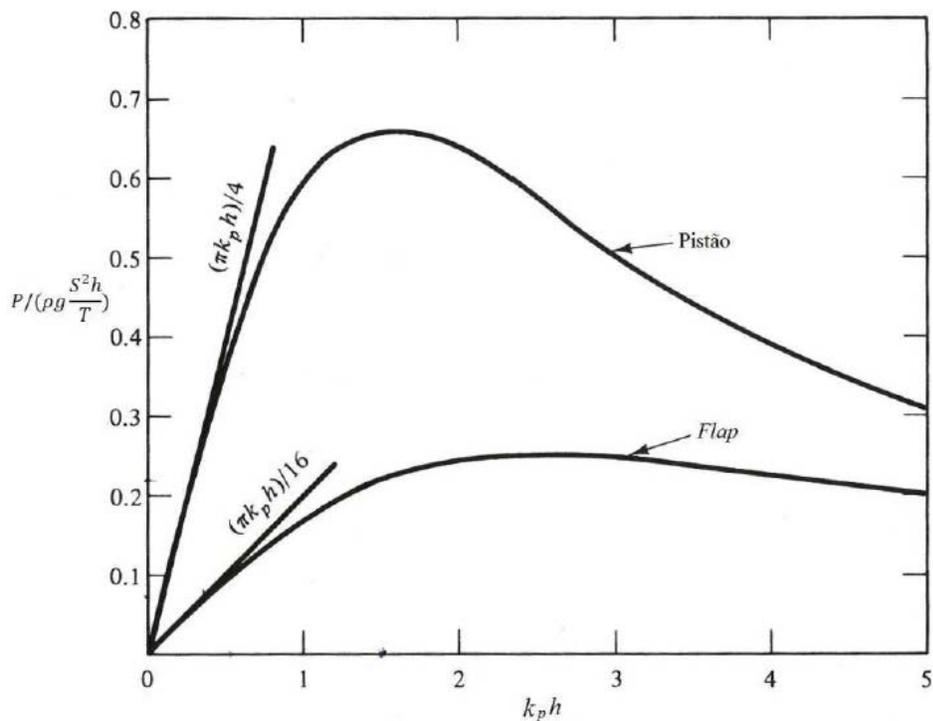


Figura 32 Análisis y comparativa adimensional entre generador tipo pistón y el tipo basculante (DEAN y Dalrymple, 1984) (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)

La expresión $\left[\frac{P}{\left(\rho g \left(\frac{S^2 h}{T} \right) \right)} \right]$ es un término adimensional que relaciona la potencia promedio requerida, “carrera” y la profundidad del canal de pruebas.

Entre los dos tipos de generadores de ola vistos anteriormente, se eligió el tipo de placa basculante debido a sus características y simplicidad. Una de las principales razones por la cual se eligió este tipo de generador, es debido a que este alcanza una mayor eficiencia en su desempeño, en la figura anterior, se observa que para generar olas de la misma altura, el generador de tipo placa basculante necesita menos potencia que el generador de pistón.

2.3.4 Amortiguador De Olas

La característica principal de un amortiguador de olas es la disipación de energía producida por el oleaje en los canales de prueba, esto es importante para evitar que sea perturbado el ambiente recreado por la reflexión de las olas e interfiera con el registro de los movimiento producido por el modelo.

En un estudio fueron evaluados el rendimiento de 48 amortiguadores, en el cual se verificaba la eficiencia de cada prototipo y llegaron a las siguientes conclusiones:

- Se espera un reflejo de hasta el 10%, incluso para amortiguadores de excelente diseño y el porcentaje de reflejo tiende a incrementarse con la altura de las olas.
- Aparenta ser muy difícil alcanzar niveles de reflejo menores al 10% para amortiguadores menores del 0.5 al 0.75 de la altura de la ola.
- La porosidad del 70% es una de las causas que hace que el coeficiente de reflejo disminuya en un 2%.
- La mayoría de los amortiguadores tienen una inclinación entre 1:6 y 1:10 con respecto a la el espejo libre de agua.

La absorción, específicamente en los canales amplios, es más difícil de realizar, esta depende de las características de oleaje que se esté generando. Otra dificultad con los amortiguadores es que al ser implementados en los canales son menos efectivos de lo que realmente son. Ejemplo, una ola reflejada tiene una absorción del 90% en el amortiguador, y un 31% de la energía será de la altura original de la ola. (FERNANDO , CARREÓN MAURICIO, & MARTÍNEZ MEJÍA)

En canales con profundidades considerables, se pueden utilizar mallas o capas de plástico para disipar la energía del oleaje. Algunos diseños consideran que el agua corra sobre un extremo del amortiguador ya que hacen que las olas no se reflejen y absorba la mayoría de su energía. También se puede cubrir la superficie con una capa de espuma para que absorba las olas.

En la Universidad federal de Rio de Janeiro en el año 2006 por PETER, MELLO, (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011) , se llevaron a cabo unos exámenes de cada perfil de amortiguador con el propósito de resaltar su geometría y diseño para recibir la mayor masa de olas en sentido horizontal, con el fin de lograr la máxima disipación de energía posible.

En la actualidad existen varios tipos de amortiguadores de olas. En este proyectos solo se resaltaran los tipos de amortiguadores más importantes.

2.3.4.1 Amortiguador de perfil lineal.

Este amortiguador es utilizado en canales de pruebas para eliminar la reflexión. Hay diferentes tipos de superficies en los amortiguadores de perfil lineal que logran una mejor absorción, mejorando significativamente su eficiencia. Su desventaja es que tiene un ángulo pequeño, haciendo que su longitud aumente y

ocupe mayor espacio en el canal. Este prototipo de amortiguadores es más utilizado en canales con espacios suficientes.

Iribarren y Nogales (1949) hallaron empíricamente que el parámetro adimensional I_r juega un papel importante en la rotura del oleaje. Donde $H_{1/3}$ es la altura de ola y L_w es la longitud de olas en grandes profundidades. Si $I_r < 2.3$, las olas se rompen y el coeficiente de reflexión es menor que 1. A medida que I_r decrece más allá del valor crítico, la reflexión en la playa decrece. (Sierra & Lo Presti, 1998)

$$I_r = \frac{\tan \theta}{\sqrt{\frac{H_{1/3}}{L_w}}} \quad \text{Ec. 2.47}$$

Dónde:

I_r : Número de Iribarren;

θ : Ángulo de elevación de la Junta rugosa con respecto a la horizontal;

$H_{1/3}$: Altura (m);

L_w : Longitud de la ola (m).

En el número de Iribarren se relacionan la altura, longitud de las olas en aguas profundas y el ángulo que forma la zona plana con respecto a la parte inferior del canal, como se muestra en la figura 33.

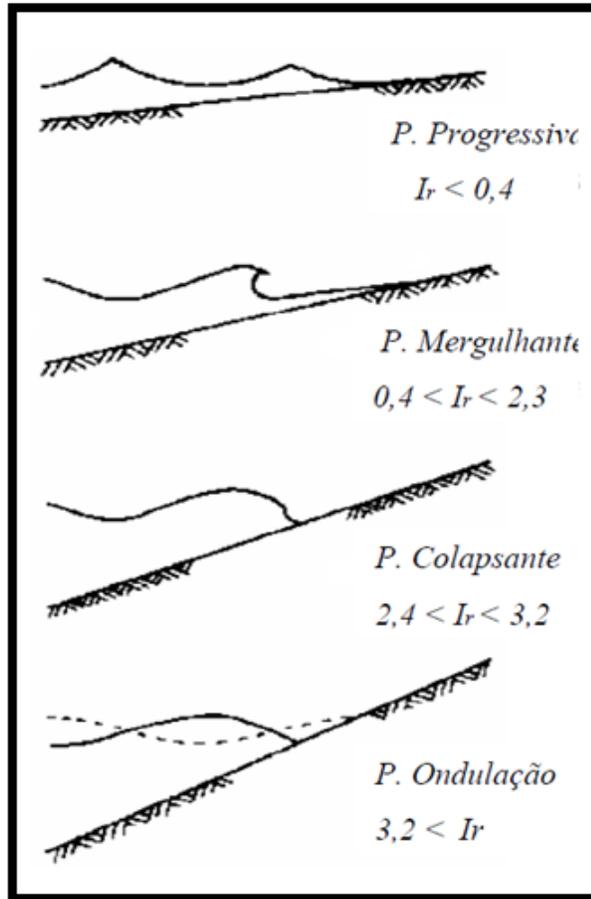


Figura 33 Tipos de recepción de olas de acuerdo con el número de Iribarren (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)

2.3.4.2 Amortiguador de perfil parabólico.

La función principal de este tipo de amortiguadores es optimizar el espacio que ocupa en el canal de prueba. Se puede calcular la longitud (x) y altura (h_x) del amortiguador, utilizando la siguiente ecuación descrita por SVENDSEN y JONSSON (1980), en la cual se puede determinar la altura con respecto al eje (z). Como se muestra en la figura 34, (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011) ,

$$\frac{h_x L_w}{h_T} \approx 1$$

Ec. 2.48

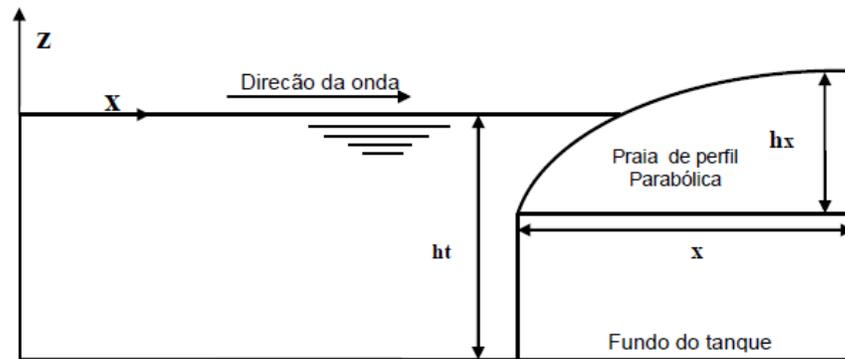


Figura 34 Parámetros necesarios para el cálculo de la distancia y altura del amortiguador (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)

Se considera que la distancia " x " debe ser de 10 a 15 veces la altura del amortiguador de olas (h_x) para que la reflexión sea inferior al 5%.

2.3.4.3 Amortiguador de perfil plano inclinado y dentado

En el estudio desarrollado por NEELAMANI y SANDHYA (2003) (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011) este tipo de perfiles de amortiguadores de ola, tiene un ángulo de gran elevación y un diseño de perfil dentado en un plano inclinado. Como se muestra en la figura 35.

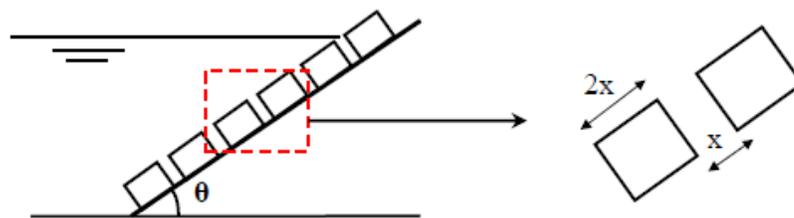


Figura 35 Amortiguador de perfil dentado (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011).

En la figura 36, se muestra el mismo diseño, pero, con un perfil cerrillado con un espacio doble entre dientes

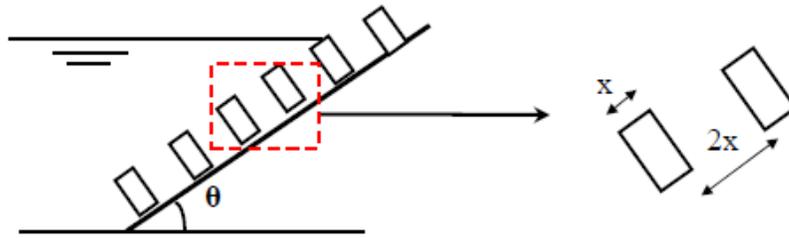


Figura 36 Amortiguador de perfil serruchado. (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011)

Los resultados experimentales muestran, que se alcanzará una mejor absorción de olas entre un 20% y un 40% con este tipo de configuración de amortiguador.

Hay varias referencias en la literatura y estudios sobre arreglos de amortiguadores de ola, donde el objetivo principal es conseguir la máxima absorción de oleaje producido por el generador de ola.

Del análisis de los tres amortiguadores evaluados, lograron diseñar un amortiguador de ola que cubre todas las ventajas que presentan cada uno de ellos.

En la figura 37, se puede observar una combinación de los tres tipos de amortiguador de olas.

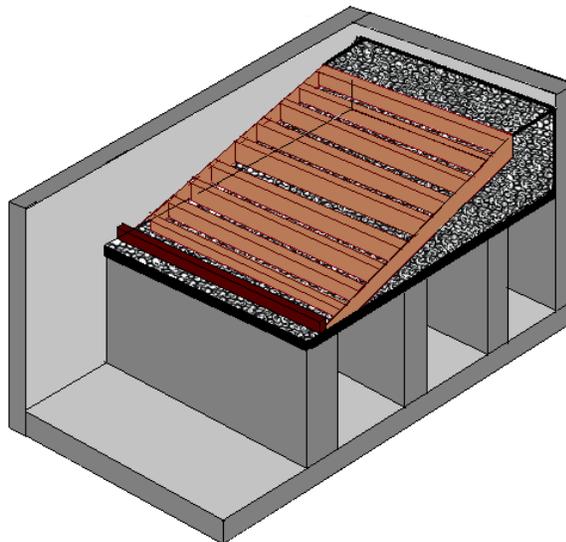


Figura 37 Diseño, utilizando todas las ventajas de los diferentes tipos de amortiguadores

3 CAPITULO
RESISTENCIA AL AVANCE,
COMPORTAMIENTO EN LA MAR Y
MANIOBRABILIDAD EN CANALES
DE ARRASTRE

Son muchos los ámbitos a evaluar en el diseño de una embarcación, estos definen el rumbo de las características muchas veces en función de los objetivos de esta, realizando una depuración de dichos parámetros de evaluación luego de varios ciclos de análisis tal como se aprecia en la figura 38.

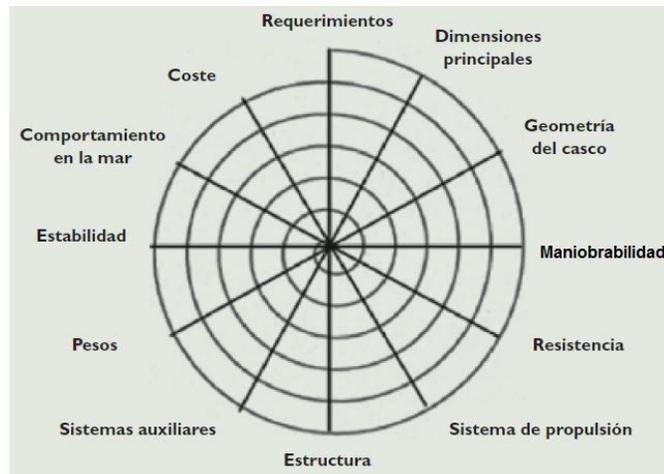


Figura 38 Espiral genérica de diseño del buque

En este capítulo se mostraran los ámbitos evaluados por la resistencia al avance, el comportamiento en olas y maniobrabilidad de buques, fundamentos teóricos relacionados al comportamiento de las embarcaciones y sus movimientos y los criterios usados para la aprobación de cada uno de estos según estándares internacionales de la IMO.

3.1 Resistencia al avance

A la hora de la construcción de un buque o al momento del emprendimiento de un nuevo proyecto de buque, una mayor eficiencia energética y un mayor ahorro de energía se constituyen en el principal objetivo que se busca alcanzar. Por tanto, el recorrido para aumentar esta eficiencia energética y este ahorro de energía tiene como etapas superables, entre otros, el ahorro de combustible, la disminución de la emisión de gases contaminantes a la atmósfera (este hecho se incluye dentro de la responsabilidad con el ambiente) y, por último, la disminución de costos en la aplicación específica del proyecto de buque en cuestión, esto es, que cuando el buque se encuentre operando exista una disminución de costos significativa para su operación.

Estas exigencias no solo se encuentran instituidas en el mundo marítimo sino que también se constituyen como objetivo principal en las organizaciones y sociedad en general, todo debido a la preocupación creciente de la sociedad debido al agotamiento de las fuentes tradicionales de energía y la degradación continua del ambiente que tantos daños ha sufrido.

Reducir la resistencia a la que se ve enfrentado un buque al avanzar constituye una reducción en la potencia necesaria para propulsar el buque, por tanto, una reducción en la cantidad de combustible a utilizar para recorrer un trayecto establecido.

Teniendo en cuenta que el combustible es uno de los principales factores que influyen en la autonomía de un buque y que, además, es contaminante, la reducción de su uso a la menor cantidad posible constituye un elemento muy importante para los objetivos anteriormente mencionados; por tanto, cualquier acción que permita ahorro de combustible es gratamente bienvenida en la industria naval.

A continuación se expresa una explicación del término “resistencia al avance” y se hace un estudio de sus componentes, esto con el fin de comprender el tema y definir los factores más importantes que influyen en la resistencia al avance de un buque.

“Debido a que la resistencia de un buque a escala real no puede ser medida directamente, el conocimiento acerca de la resistencia de buques viene determinada por pruebas en modelos”. (BERTRAM, 2000)

En los ensayos de resistencia al avance el modelo de buque es remolcado mediante un sistema de desplazamiento, en este caso el carro de arrastre, a lo largo del canal a diversas velocidades establecidas obteniendo como resultado fuerzas longitudinales sobre el modelo que se oponen al movimiento del mismo, a estas fuerzas se les denomina resistencia al avance. Las mediciones de las fuerzas de resistencia al avance se realizan mediante sensores de fuerza ubicados en los puntos de sujeción que existen entre el carro de arrastre y el modelo.

“La resistencia de un buque en el agua puede dividirse en los siguientes componentes: resistencia a la fricción, resistencia a la forma y resistencia al choque de la ola. La primera de ellas es clave a las velocidades en las que se mueven las naves de tipo transporte, ya que representa alrededor del 60% o 70% de la resistencia total.

La resistencia friccional es muy importante a la hora de analizar embarcaciones que naveguen con velocidades relativamente bajas, esta equivale a 4/5 partes de la resistencia total.

La metodología de predicción de la resistencia de un buque se le atribuye a William Froude, su hipótesis planteaba que la resistencia de un buque podía ser dividida en resistencia friccional y resistencia por formación de olas, con la resistencia por formación de olas vendría su ley de la comparación (Ley de Similitud de Froude) esta plantea que existe una relación lineal entre los tamaños y velocidades del buque y el modelo. Este ingenioso concepto permitió que Froude mostrara por primera vez, cómo la resistencia de un buque a gran escala podía ser determinada por medio de ensayos de modelos a escalas menores. Su logro motivó la construcción del primer canal de ensayos en 1879 en Torquay, Inglaterra. Pronto, se extendió la construcción de canales de pruebas a Europa y Estados Unidos. (BERTRAM, 2000)

Las pruebas en los canales de ensayos “son desarrolladas manteniendo la semejanza de Froude, es decir, el número de Froude para el modelo y el tamaño real son el mismo. El número de Reynold difiere típicamente por dos grados de magnitud. El efecto de la escala es luego compensado con correcciones empíricas.” (BERTRAM, 2000, pág. 69)

A continuación se realiza un análisis de los componentes de la resistencia que experimenta un buque al desplazarse:

“Debido a que la resistencia de un buque a escala real no puede ser medido directamente, el conocimiento acerca de la resistencia de barcos viene determinado por modelos experimentales. La resistencia medida en aguas tranquilas usualmente se conforma por varios componentes, a pesar de que todos estos componentes usualmente interactúan y la mayoría de ellos no pueden ser medidos individualmente. El concepto de descomposición de la resistencia ayuda en el diseño de formas de barcos debido a que el diseñador puede concentrarse en cómo influenciar los componentes individuales de la resistencia.

La resistencia en aguas tranquilas del casco de un buque puede descomponerse en:

- **Resistencia debido a la Fricción**

Debido a la viscosidad, directamente en el casco del buque las partículas se adhieren a la superficie y se mueven a la velocidad del barco. A una distancia corta del barco, las partículas de agua ya tienen la velocidad de un fluido exterior con una viscosidad mínima, casi nula. La región entre la superficie del barco y el flujo exterior forman la capa límite. En la popa de un buque portacontenedores, con $R_n \approx 10^9$, la capa límite puede llegar a medir 1 m de espesor. La velocidad instantánea en dirección normal a la capa límite induce altos esfuerzos cortantes. La integral de estos esfuerzos cortantes sobre la superficie mojada da como resultado la resistencia por fricción.

- **Resistencia debido a la presión viscosa**

Un modelo de un buque sumergido a una distancia profunda no experimenta resistencia por oleajes, pero su resistencia será mayor que solo la resistencia debido a la fricción. La forma del barco induce un campo local con velocidades que son en algunas ocasiones mayores y en algunas ocasiones menores que la velocidad promedio. Luego entonces, el esfuerzo cortante que resulta es mayor. Buques con formas compactas tienen mayor resistencia por efectos viscosos que los buques con formas más esbeltas.

- **Resistencia debido a la formación de olas**

Al avanzar el buque genera un sistema típico de olas que contribuye al valor total de la resistencia. La resistencia debido a la formación de olas no puede estimarse apropiadamente por fórmulas simples de diseño. Usualmente se determina en ensayos con modelos.” (BERTRAM, 2000, pág. 65)

Al final, lo que se busca con los ensayos de resistencia al avance es predecir, por lo menos parcialmente, el comportamiento del modelo de un buque a escala, para de esta manera poder calcular el sistema de propulsión adecuado para el buque, así como evaluar el comportamiento del casco y las mejoras que se podrían hacer de diseño en los modelos de acuerdo a campos específicos de aplicación.

3.1.1 Método usado para el cálculo de la Resistencia al avance.

El ensayo de resistencia determina la resistencia del buque sin propela (y en algunas ocasiones sin otros apéndices; algunas veces el ensayo de resistencia se desarrolla tanto para el casco desnudo como para el casco con apéndices). Los ensayos de propulsión son desarrollados con una propela operativa y otros apéndices relevantes. Un problema es que las fuerzas sobre los apéndices son en gran medida influenciadas por efectos viscosos con efectos por gravedad pequeños casi depreciables. Debido a que la similitud de Reynolds es violada, los datos no pueden ser escalados fácilmente al tamaño real. Para embarcaciones con apéndices largos o inusuales, los márgenes de error en las predicciones son por tanto, mucho más grandes que los presentados al evaluarse cascos usuales en los que la experiencia ayuda con los factores de corrección apropiados.

El modelo es remolcado con pesos y cables, como se presenta en la figura 39. La principal fuerza de arrastre viene del peso principal G_1 . El peso G_2 es usado para afinar ajustes:

$$R_T = G_1 \pm G_2 \sin \alpha$$

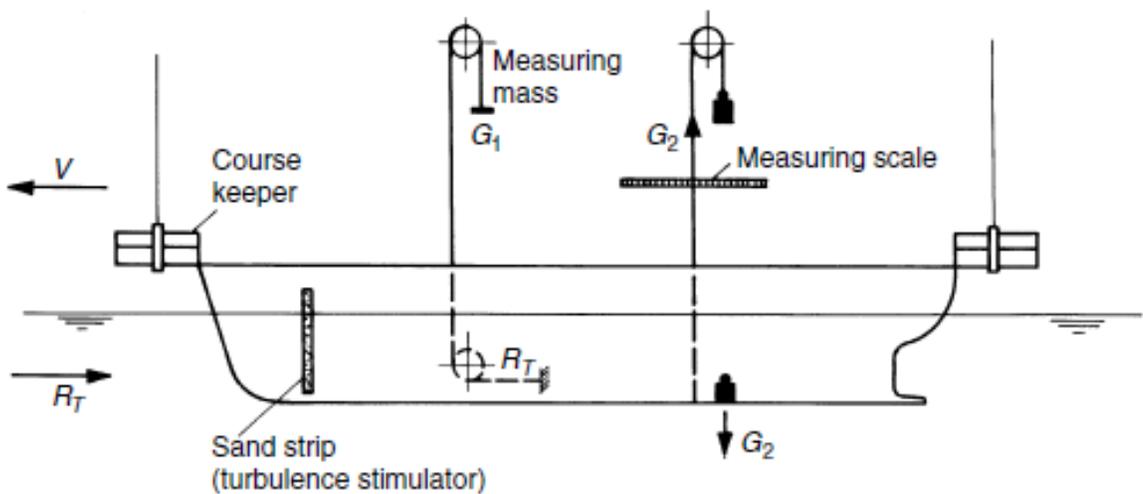


Figura 39 Configuración experimental para el ensayo de resistencia. (BERTRAM, 2000)

El signo es positivo si el cable vertical se mueve hacia popa. El ángulo α es determinado indirectamente midiendo la distancia sobre la escala de longitud. Alternativamente, técnicas experimentales modernas también usan galgas de esfuerzo debido a que estas no tienden a oscilar como el sistema cable-peso. El ensayo con modelo da la resistencia (y potencia) con las siguientes condiciones del canal de arrastre:

- Profundidad del agua suficiente.
- Sin oleaje
- Sin viento
- Agua fresca a temperatura ambiente

Este modelo de resistencia se extrapolará para la predicción del modelo a escala real. Para realizar esta conversión se han presentado muchos métodos, algunos de ellos se mencionan a continuación:

- Método ITTC 1957
- Método de Hughes/Prohaska
- Método ITTC 1978
- Método Geosim de Telfer

Para nuestro caso utilizaremos el ITTC 1957 por ser uno de los más aceptados actualmente en los canales de ensayos.

En el método ITTC 1957 la resistencia del casco se descompone como:

$$R_T = R_F + R_R \quad \text{Ec. 3.1}$$

Donde R_F es la resistencia friccional y R_R es la resistencia residual. Usualmente las fuerzas de resistencia se expresan en coeficientes no dimensionales de la forma:

$$c_i = \frac{R_i}{\frac{1}{2}\rho V_s^2 S} \quad \text{Ec. 3.2}$$

Donde S es la superficie mojada en aguas tranquilas y V_s es la velocidad del buque. El coeficiente de resistencia del buque es luego determinado como:

$$c_{T_s} = c_{F_s} + c_R + c_A = c_{F_s} + (c_{T_m} - c_{T_m}) + c_A \quad \text{Ec. 3.3}$$

El sufijo s de nuevo denota valores para el buque a escala real, el sufijo m valores para el modelo c_R se asume como independiente de la escala del modelo, es decir, c_R es igual tanto para el modelo como para el buque a escala real. El ensayo con modelos sirve inicialmente para determinar c_R . El procedimiento para hacerlo se muestra a continuación:

1. Determine el coeficiente de resistencia total en el ensayo del modelo:

$$c_{T_m} = \frac{R_{T_m}}{\frac{1}{2}\rho_m \cdot V_m^2 \cdot S_m} \quad \text{Ec. 3.4}$$

2. Determine el coeficiente de resistencia residual tanto para el modelo como para el buque a escala real:

$$c_R = c_{T_m} - c_{F_m} \quad \text{Ec. 3.5}$$

3. Determine el coeficiente de resistencia total para el buque:

$$c_{T_s} = c_R + c_{F_s} + c_A \quad \text{Ec. 3.6}$$

4. Determine la resistencia total para el buque:

$$R_{T_s} = c_{T_s} \cdot \frac{1}{2} \rho_s V_s^2 S_s \quad \text{Ec. 3.7}$$

Los coeficientes de resistencia friccional c_F son determinados por la fórmula determinada en la conferencia ITTC 1957:

$$c_F = \frac{0.075}{(\log_{10} R_n - 2)^2} \quad \text{Ec. 3.8}$$

Esta fórmula ya contiene un efecto global debido a la forma aumentando el valor de c_F en un 12% comparado con el valor para placas planas (Fórmula de Hughes). Históricamente c_A era considerado un coeficiente de tolerancia de rugosidad el cual consideraba que el modelo era liso mientras que el buque a escala real era rugoso, especialmente cuando los cascos de los buques aun eran remachados. Sin embargo, con la llegada de los buques soldados c_A algunas veces era negativo para los buques grandes y rápidos. Por tanto, c_A es mas apropiadamente llamado coeficiente de correlación c_A abarca colectivamente todas las correcciones incluyendo, incluyendo la tolerancia de rugosidad, así como también las particularidades de los elementos de medición del canal de pruebas, errores en las líneas de correlación entre el buque y el modelo. Los canales de prueba utilizan c_A no como una constante, sino como una función del tamaño del buque basado en la experiencia.

La fórmula para determinar c_A difiere entre varios canales de prueba que existen. Los valores recomendados para c_A se muestran en la tabla 2.

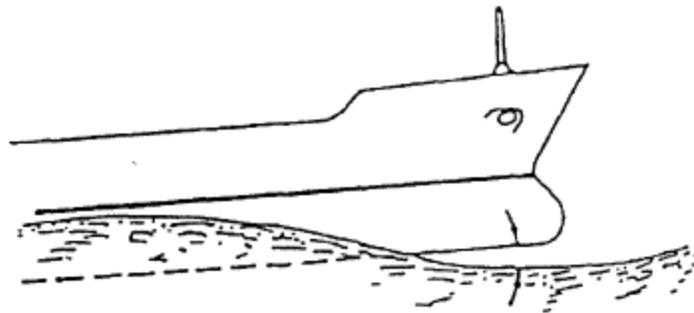
$L_{PP}(m)$	c_A
50 - 150	0.00035 - 0.0004
150 - 210	0.0002
210 - 260	0.0001
260 - 300	0
300 - 350	- 0.0001
350 - 4000	- 0.00025

Tabla 2 Valores recomendados para c_A

3.2 Comportamiento en la Mar

El *seakeeping* (comportamiento en la mar) es un estudio que intenta recrear los parámetros de embarcaciones al ser sometidas a diferentes ambientes marino, este estudio ha sido en el transcurso de la historia considerado como parte de las ultimas etapas del diseño naval, la tendencia en estas ultimas décadas es la inclusión de este en etapas iniciales de la planificación de un navío, gracias a esto se pueden verificar y corregir diseños para obtener datos mas precisos de su comportamiento, distribución de cargas y respuesta a los grados de libertad entre otras cosas.

A lo largo de los años, uno de los métodos mas utilizado en el campo de comportamiento en la mar ha sido la teoría de fajas (*strip theory*), este método ha dominado en popularidad gracias a su rapidez para realizar cálculos, lo cual, lo ha convertido en una herramienta indispensable del diseño. No obstante, se fueron implementando nuevas técnicas para la evaluación y obtención de mejores resultados tales como consideraciones numéricas y ensayos, haciendo la teoría de fajas y otros métodos utilizados insuficientes para los fenómenos no lineales como *slamming* (ALAEZ ZAZURCA, 1995), movimiento de gran amplitud y resistencia a las olas. Como se observa en la figura 40.



Slamming

Figura 40 Fenómeno de *slamming* (ALAEZ ZAZURCA, 1995)

En un paso racional en la mejora en los métodos utilizados, se han desarrollado algunos programas para aplicaciones de *seakeeping*, considerando en estos programas las aplicaciones de los efectos no lineales antes mencionados, por lo cual, la poca disponibilidad de los programas y sus elevados costos, se convierten en herramientas escasas de usos prácticos y usualmente solo son utilizadas en proyectos de investigación. Debido a la demanda que tienen estas herramientas, han aparecido diferentes tipos de software y modelos numéricos, tales como, *Open FOAM (FOAM: Field Operation and manipulation)* (TAMPIER BROCKHAUS & SALAS INZUNZA), códigos de CFD, Maxsurf, entre otros. Para el caso específico como el programa *Open FOAM*, que reduce los costos de su licencia generando más disponibilidad para el estudio y desarrollo del *seakeeping* y reducción de costos a su investigación.

Con el estudio *seakeeping* se puede determinar si una embarcación cumple con los criterios límites de velocidad, desempeño y movimientos hidrodinámicos para una ruta o tarea específica, teniendo en cuenta los diferentes tipos de comportamientos, como: el oleaje, corrientes, viento, cambios climáticos y velocidades de avances, provocando cargas externas e internas en la estructura.

Conociendo el entorno marino de operación de la embarcación y haciendo un estudio de oceanografía, podemos obtener un operador de amplitud de respuesta (RAO'S), este es una función de transferencia que define la respuesta del buque a ese estado de la mar particular (PÉREZ FERNÁNDEZ & LAMAS PARDO, 2011), el resultado obtenido para los RAO'S se compara con los criterios límite de operación para ver si cumple los índices de operatividad.

La predicción de respuesta en movimientos para cada estado de mar se comparará con los criterios límite de movimientos (Los criterios aceptables de movimientos son discutidos en IMO HSC code, Molland y Taunton (1999); Hunt (1999); Jullumstro et al (1999); ABCD *working group on human performance at*

sea (1995); BS 6841 (1987); ISO 2631/3(1985); Lloyd (1989); Lewis (1989), entre otras publicaciones) (ALCALÁ SÁNCHEZ, 2011).

Faltinson (1990) también presenta una operatividad general, criterios de limitación de los buques desde una perspectiva diferente, estos límites se presentan como funciones de los tipos de buque o la naturaleza del trabajo de este llevado a cabo en el buque. La Tabla 3 ilustra las diferencias de criterios entre los buques mercantes, buques de guerra y embarcaciones de pequeño y rápido. Tabla 4 indica los movimientos del buque afectar la capacidad de los humanos para llevar a cabo diversos trabajos, y también ilustra la necesidad de barcos de pasajeros y cruceros para minimizar movimientos

Tabla 3 Limite los criterios para buques (NordForsk, 1987)

	Buques Mercantes	Buques De Guerra	Pequeñas Embarcaciones Rápidas
Aceleración Vertical En La Perpendicular De Proa (RMS)	0,275g(L ≤ 100m 0,05g(L ≥ 330m)	0,275g	0,65g
Aceleración Vertical En El Puente (RMS)	0,15g	0,2g	0,275g
Aceleración Lateral En Puente (RMS)	0,12g	0,1g	0,1g
Roll (RMS)	6,0°	4,0°	4,0°

Tabla 4 Criterios de aceleración y Roll [RMS] (NordForsk 1987)

	Aceleración vertical	Aceleración lateral	Roll
<i>Light manual work</i>	0,20g	0,10g	6,0°
<i>Heavy manual work</i>	0,15g	0,07g	4,0°
<i>Intellectual work</i>	0,10g	0,05g	3,0°

<i>Transit passengers</i>	0,05g	0,04g	2,5°
<i>Cruise liner</i>	0,02g	0,03g	2,0°

En la Tabla 5, se puede observar los criterios para el *Roll* y *Pitch* (ángulo de movimiento horizontal y vertical que limita la velocidad en uso por la Marina de los EE.UU. y la Guardia Costera de EE.UU), Además de la MSI, los criterios MII, RMS y SSA. (Effects of Motion at Sea on Crew Performance: A Survey, 2002)

Tabla 5 Operability criteria (RMS = Root Mean Square; SSA = Significant Single Amplitude; SSA = 2 × [RMS])
(PARSONS & STEVENS, 202)

	<i>NATO STANAG 4154 (U.S. NAVY)</i>	<i>U.S Coast Guard cutter Certification Plan</i>
<i>Motion sickness incidence (MSI)</i>	<i>20% of crew in 4 hours</i>	<i>5% in a 30 minute exposure</i>
<i>Motion induced interruption (MII)</i>	<i>1 tip per minute</i>	<i>2.1 tips per minute</i>
<i>Roll Amplitude</i>	<i>4.0° RMS</i>	<i>8.0° SSA</i>
<i>Pitch Amplitude</i>	<i>1.5° RMS</i>	<i>3.0° SSA</i>
<i>Vertical Acceleration</i>	<i>0.2 g RMS</i>	<i>0.4 g SSA</i>
<i>Lateral Acceleration</i>	<i>0.1 g RMS</i>	<i>0.2 g SSA</i>

El procedimiento para evaluar y comprender *el comportamiento en la mar* se describe a continuación en tres conceptos principales:

3.2.1 Estudio del entorno y el estado marino.

Realiza la evaluación y estimación de las condiciones del entorno marino a la que se someterá la embarcación. Algunas de estas son:

- Región geográfica
- Tipo de oleaje

- Temperatura.
- Corriente
- Profundidad
- Velocidad del viento, etc.

La combinación de estas condiciones determinara que tipo de espectro o ambiente marino se desarrollará.

3.2.2 Misión del buque

En este concepto primero se define el recorrido de la embarcación, y a partir de hay se obtienen los criterios limites del comportamiento en el mar para ser allí evaluados. Estos criterios también especifican la manera como comportan, y luego se compara el funcionamiento de diferentes recorridos.

Los límites establecidos para la respuesta de una embarcación están dados en su movimiento y aceleraciones experimentales de dichas pruebas y diseño se incluyen (PÉREZ FERNÁNDEZ & LAMAS PARDO, 2011):

- Criterios de confort: como ruido, vibración y mareos.
- Valores basados en el desempeño: como reducciones involuntarias de la velocidad.
- Fenómenos observables: como inmersión de la proa.

3.2.3 Respuestas en movimientos del buque.

Se trata de predecir la respuesta del buque en forma de movimientos (RAO'S) a las condiciones del entorno marino, las respuestas son funciones de:

- Diseño (distribución del peso, características del buque, geometría del casco y distribución de peso en la embarcación)
- Entorno marino (estudio del espectro de olas en al que se someterá el buque)
- Criterio limites del movimiento (lo que están en la tabla 1,2 y 3)

Una vez conociendo los tres resultados anteriores, se podrá evaluar el comportamiento en la mar para obtener los índices de operatividad. En la figura 41, se muestra un proceso práctico para la evaluación del comportamiento del mar:

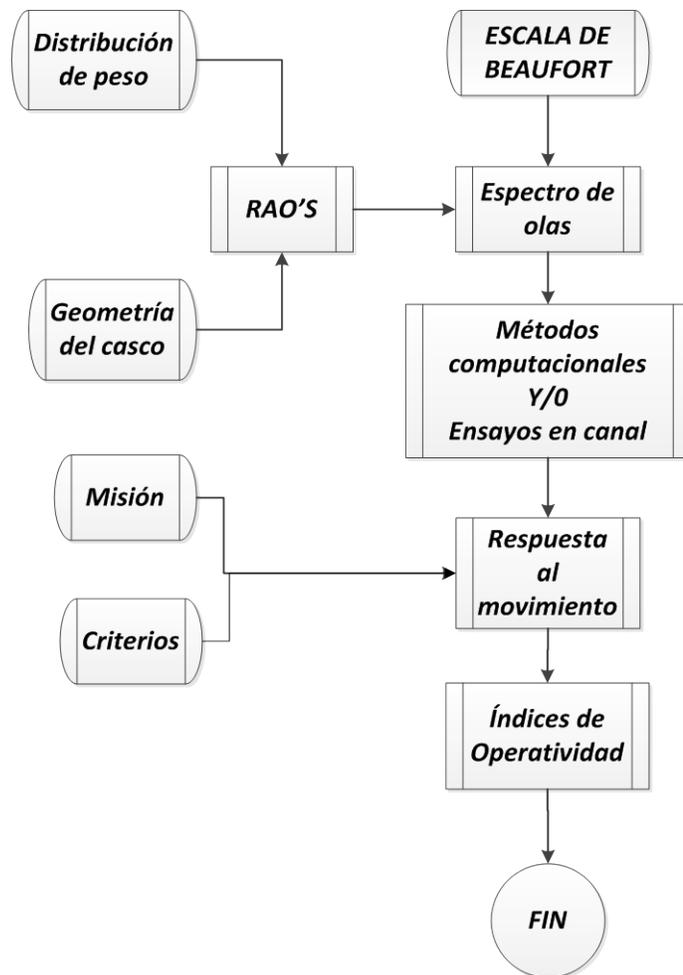


Figura 41 Proceso de evaluación del comportamiento

en el mar (PÉREZ FERNÁNDEZ & LAMAS PARDO, 2011)

Debido a los comportamientos fluctuantes de los parámetros en los diferentes ambientes marinos, se deben realizar simulaciones de dichos elementos por medio de diferentes herramientas computacionales, en el presente proyecto se sugiere el uso del software *MAXSURF*, dicho programa tiene una aplicación llamada *Seakeeper*, este es un programa capaz de hacer un análisis hidrodinámico, de proporcionar un cálculo rápido y confiable de las características de respuesta y tendencias del buque para muchos tipos de diseños de *Maxsurf* en una variedad de estados del mar (Formation Design Systems Pty Ltd).

- **Operador de amplitud de respuesta (RAO's)**

Una estructura sometida a una fuerza de oleaje, describe un comportamiento que puede representarse a través del RAO'S. Los movimientos generados por el oleaje de la embarcación son estudiado por este operador dando respuesta significativas para el diseño, desempeño y principalmente para las respuestas de los grados de libertad, los cuales están dados por: *Roll, Pitch, Heave*.

Los RAO's son utilizados para transferir funciones que determinan el efecto que un estado de la mar tendrá sobre el movimiento de una embarcación en el agua, por ejemplo, una embarcación de carga, cuando se adiciona la carga se requiere un estudio de el comportamiento de este, para mejorar la estabilidad y evitar que la carga se mueva dentro de la embarcación, así, también le permite determinar cuales serian las modificaciones para mejorar el diseño en el rendimiento y estabilidad en los mares agitados.

Teniendo en cuenta la ecuación de movimiento se puede definir que los RAO'S están dados por la siguiente ecuación:

$$(m + a)\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F$$

$$\mathbf{RAO}(\omega) = \mathbf{x} = \frac{\mathbf{F}}{c - (\mathbf{m} + \mathbf{a})\omega^2 + \mathbf{tb}\omega} = \mathbf{x}/\zeta_a \quad \text{Ec. 3.9}$$

Donde:

m = matriz de masa +Matriz de masa adicionada

b = Matriz de amortiguamiento estructural + amortiguamiento hidrodinámico

c = Rigidez hidrostática

F = fuerzas actuantes del oleaje (Esta fuerza de la ola se llama la fuerza de Froude-Krilov)

ζ_a = denota la amplitud de oleaje.

Los RAO's pueden ser determinados por los siguientes métodos: empleando cálculos teóricos utilizando la ecuación del movimiento (antes mostrada), realizando ensayos a modelos de escalas y utilizando programas computacionales.

Los RAO's son muy dependientes de la altura, periodo y dirección del oleaje y también de la frecuencia relativa de encuentro entre las olas y la embarcación, por eso es diferente si el oleaje viene por la proa o por la popa.

En la figura 42, se muestra un ejemplo de una función de RAO'S para los efectos de rolido (*Roll*), ascenso y descenso (*Heave*), y cabeceo (*Pitch*) combinadas. Multiplicando los valores del espectro de olas con $(RAO's)^2$ se obtiene el espectro de movimiento.

Si la función de transferencia en las distintas frecuencias encontradas es designada por los RAO'S, y el espectro de respuesta es $s_r(\omega_n)$, entonces el espectro de respuesta del buque en un determinado mar es dado por:

$$s_r(\omega_n) = s_\zeta(\omega_n) \cdot x|\mathbf{RAO}'s|^2 \quad \text{Ec. 3.10}$$

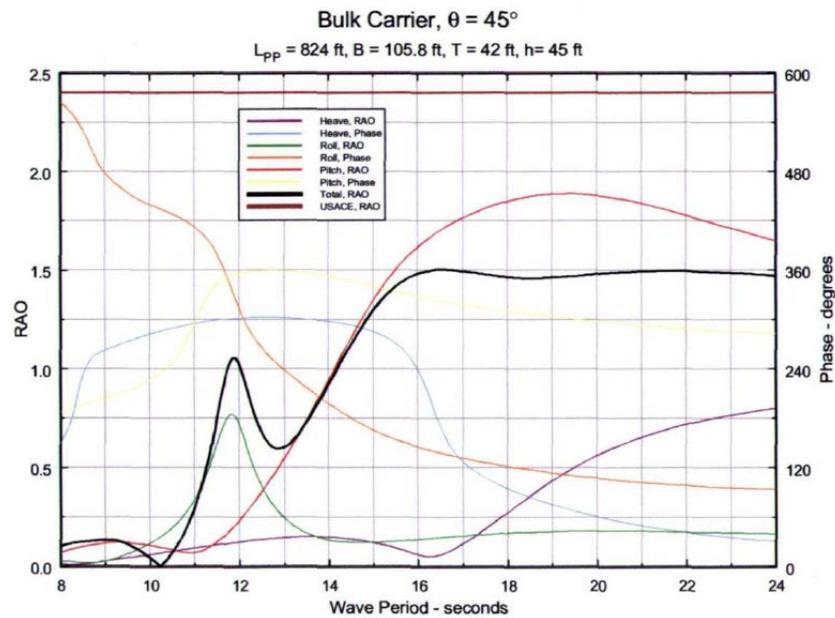


Figura 42 Función de Transferencia (RAO'S) (ESCALANTE, 2010)

Los RAO'S para cada grado de libertad representa la excursión máxima del fondo del casco para una ola de amplitud unitaria, indicando el grado en que cada grado de libertad contribuye a la excursión total. El valor de RAO'S total (combinando las RAO'S individuales y las relaciones de fase) muestra que se produce una amplificación máxima de 1,5 veces la altura de ola incidente para periodos de 16 a 24 segundos. La USACE (*United States Army Corps of Engineers*) da un factor de amplificación de 2.4 veces para todos los periodos.

3.2.4 Respuesta Al Movimiento Grado De Libertad

Una embarcación flotando en el mar en estado de reposo toma una posición de equilibrio con respecto a la línea de flotación (ESCALANTE, 2010). Es muy poco probable que este totalmente nivelado. Esta inmersión estática se llama asiento (*Trim*), pero cuando la embarcación se encuentra navegando en aguas calmadas esta en inmersión dinámica se dice asentamiento (*Squat*).

Los periodos de olas regulares e irregulares a los que somete una embarcación, pueden ser usados para describir los movimientos en el eje perpendicular esta, la cual puede ser representada como un péndulo con 6 grados de libertad. En la figura 43, se ilustran los grados de libertad de una embarcación.

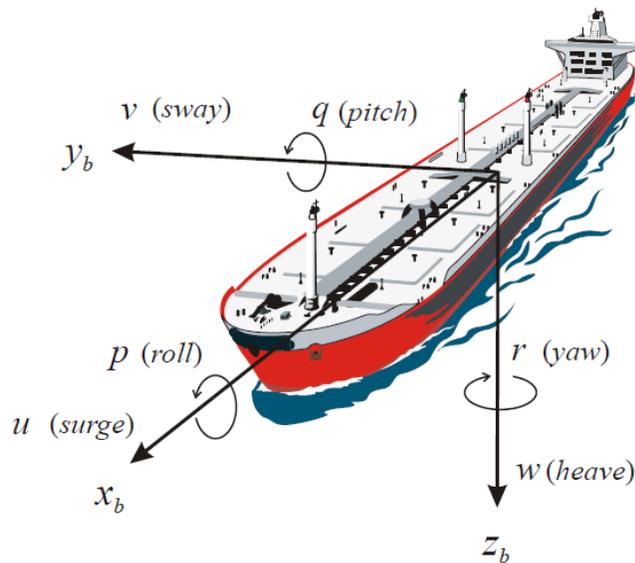


Figura 43 Grados de libertad de la embarcación (SNAME, 1950)

Los grados de libertad son analizados en un espacio tridimensional, es decir, la capacidad de moverse hacia delante, atrás, arriba, abajo, izquierda y derecha. Los DOF se pueden dividir en tres movimientos rectilíneos de traslación (*Heave*,

Surge, Sway) y tres rotacionales (*Pitch, Roll, Yaw*) estos se pueden apreciar en la figura 44:

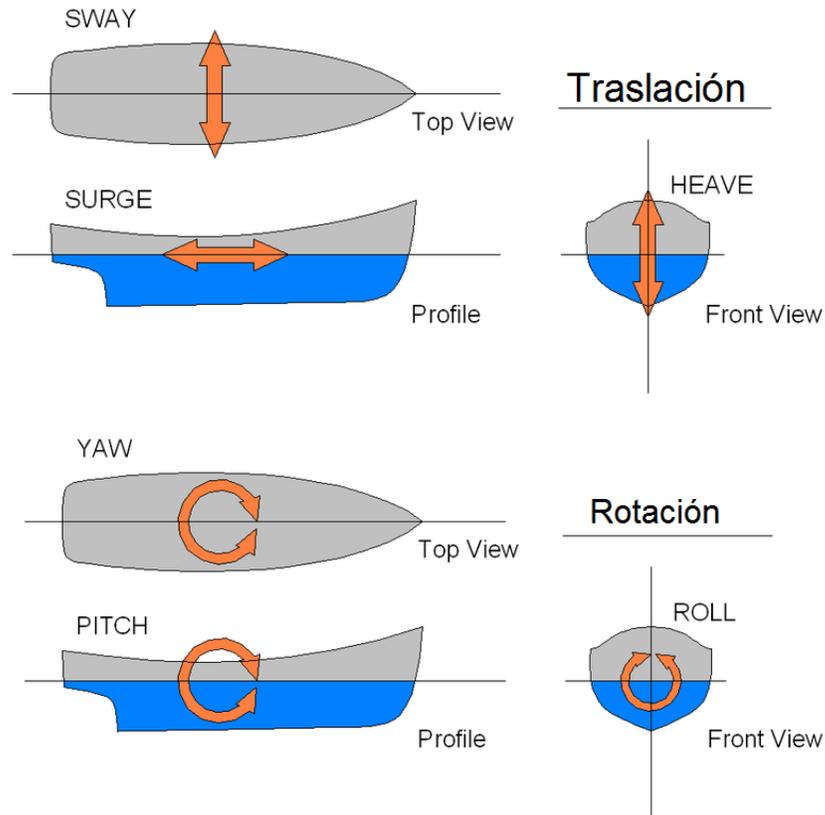


Figura 44 Respuesta de los movimiento de la embrcacion (Wikimedia Foundation, 2012)

- **Surge:** se denomina *Surge* al avance del barco, positivo hacia adelante.
- **Sway:** se denomina *Sway* al desplazamiento lateral, lo consideraremos positivo hacia babor, izquierda.
- **Heave:** se denomina *Heave* al Arfada o altura del barco, positivo hacia arriba
- **Roll:** se denomina *Roll* a la Escora o balanceo lateral del barco, positivo en la parte derecha del barco, estribor, rotación respecto a eje X

- **Pitch:** se denomina *Pitch* al Cabeceo vertical del barco; positivo hundir la proa rotación respecto a eje Y
- **Yaw:** se denomina *Yaw* a la Guiñada o cabeceo horizontal del barco: positivo girar hacia la izquierda, rotación respecto a eje Z. (SAN ROMÁN SEGUNDO, 2001)

Cuando se utiliza el *seakeeping* para analizar los movimientos de la embarcación se le da la importancia al movimiento rectilíneo *Heave* y los rotacionales *Pitch* y *Roll*, todos estos inducen a la variación del centro de masa del buque, y serán la importancia del estudio de la embarcación.

Se puede calcular los movimientos en cualquier punto de la estructura mediante superposición. Los desplazamientos de fase de estos movimientos están relacionados con la elevación de una ola armónica en el origen y en relación con el centro de gravedad $O(x, y, z)$ del sistema (PINKSTER, 2002) . A continuación se describe cada movimiento:

3.2.4.1 *Heave*

Produce oscilaciones verticales, haciendo que la tripulación se sienta ligera o pesada a medida que aumenta la aceleración de la nave con respecto al oleaje del mar, y produce una disminución relativa de la gravedad. Estos movimientos también pueden afectar el aterrizaje de un helicóptero en la cubierta de la navegación.

$$z = z_a \cos(\omega_e t + \varepsilon_z a) \quad \text{Ec. 3.11}$$

3.2.4.2 *Pitch*

Es un movimiento de rotación alrededor del eje transversal de la embarcación, este se ve afectado cuando la ola golpea la proa en su movimiento ascendente,

este golpe puede afectar el funcionamiento y el confort de la tripulación de la embarcación.

$$\theta = \theta_a \cos(\omega_e t + \varepsilon_\theta a) \quad \text{Ec. 3.12}$$

3.2.4.3 Roll

Es un movimiento de rotación alrededor del eje transversal de la embarcación y es a menudo la razón por la cual la tripulación se siente con náuseas. Este movimiento afecta la comodidad del equipo y el aterrizaje de un helicóptero en la cubierta de la navegación.

$$\phi = \phi_a \cos(\omega_e t + \varepsilon_\phi a) \quad \text{Ec. 3.13}$$

3.3 Maniobrabilidad

Son muchas las especulaciones sobre el lugar y fecha de origen de la navegación como una práctica generalizada, hoy en día, se cree que la navegación tuvo sus inicios con embarcaciones similares a lo que ahora se conoce como “canoa”, impulsando estas mediante la aplicación de fuerzas en los costados de las mismas mediante el uso de paletas que han evolucionado hasta lo hoy conocido como “remo”. La dirección de las embarcaciones primitivas dependía mucho de la cantidad de fuerza impulsora aplicada y la distribución de esta a babor y estribor.

En su continua evolución y adaptación a las necesidades del hombre, las embarcaciones se fueron tornando cada vez más grande pero con un común denominador, el mecanismo impulsor; tuvieron que pasar varios siglos para que se empezara a aprovechar la energía eólica, se inventara e implementara la máquina a vapor y se consumiera de forma masiva los combustibles fósiles para así cambiar todo.

Por su parte, la maniobrabilidad de los barcos tuvo el cambio que determino la historia de la manera como se establecida la dirección en la navegación, al pasar de la dirección a partir de la fuerza del remo a la implementación de una placa (timón de codaste) en la popa entre el siglo XIII y el XV después de Cristo (Nautica & Embarcaciones), de allí en adelante la idea básica no ha sufrido variaciones drásticas, solo la geometría de los perfiles hidrodinámicos del timón en función de la aplicación.

Se entiende por maniobrabilidad, como la facilidad que presenta un vehículo a ser dirigido, hablando de embarcaciones, se hace referencia a los movimientos que puede hacer la nave restringiendo estos al plano horizontal, también es entendido como comportamiento de embarcaciones en aguas calmas o sin olas. Se supone que el percusor en la investigación de la maniobrabilidad fue el poder militar de las naciones, y su afán de crear barcos veloces y de fácil ejecución de giros para la

intercepción de sus enemigos y escape en los momentos adecuados durante una batalla.

Recientemente se ha encontrado que la accidentalidad de buques tiene concentrado su mayor porcentaje en colisiones y encalles. Algunos de estos accidentes son debido a errores humanos, pero varios proyectos de investigación han demostrado que un alto porcentaje de estos accidentes podría haberse evitado si el buque ha tenido mejores características de maniobrabilidad, de allí que la capacidad de realización de maniobras determine el valor agregado de un diseño, dicho valor agregado envuelve en si la eficiencia y la seguridad operativa.

Cuando un buque no posee la capacidad de mantener su rumbo, se debe ejercer una corrección en este mediante un continuo actuar en el timón, para así poder mantener el rumbo, haciendo que este describa una trayectoria cuasi-senoidal, esto implica una mayor distancia recorrida, un mayor consumo de combustible y una operación ineficiente. Si se dispone de un timón muy pequeño, se corre el riesgo de que el mismo no supla la fuerza necesaria para la realización de maniobras en el momento adecuado, esto pondría en riesgo la integridad de las personas y el medio circundante a la nave.

Para suplir la necesidad de progreso investigativo, el estudio de la maniobrabilidad está dividido en tres distintas áreas, estas son:

- **Mantenimiento de rumbo o gobierno:** el mantenimiento de un rumbo promedio, teniendo en cuenta la facilidad que el buque puede mantener el rumbo a pesar de los factores externos ambientales.
- **Maniobra:** el cambio controlado en la dirección del movimiento (giro o cambio de rumbo) con énfasis en la facilidad de exactitudes para alcanzar

el rumbo deseado y en la distancia y trayectoria barrida hasta alcanzar el cambio.

- **Cambio de velocidad:** El cambio controlado de velocidad, incluida la aceleración, desaceleración, parada y marcha atrás, teniendo en cuenta la facilidad rapidez, distancia u tiempo requerido para alcanzar los cambios sin pérdida de control del rumbo (HERMO PEREIRA, 2008).

En su continua evolución, la industria marítima ha desarrollado métodos que permitan predecir el comportamiento de los buques, tratando de aminorar el numero de accidentes navales, se han unificado los criterios de diseño y operación, garantizando estándares de seguridad. La IMO (*International Marine Organization*), es la entidad que establece dichos criterios de maniobrabilidad que deben estar presentes en el diseño de un buque, estos son:

- **Estabilidad dinámica intrínseca:** un buque es dinámicamente estable siguiendo un rumbo rectilíneo si, tras una perturbación limitada, adopta un nuevo rumbo rectilíneo sin que sea necesario corregir el rumbo con el timón. La desviación resultante del rumbo original dependerá del grado de estabilidad inherente y de la magnitud y duración de la perturbación.
- **Aptitud para mantener el rumbo:** la aptitud para mantener el rumbo es una medida de la capacidad del buque gobernado de mantener un recorrido derecho siguiendo una derrota predeterminada sin excesivas oscilaciones del timón o del rumbo. En la mayor parte de los casos, será posible mantener razonablemente el rumbo si se cuenta con una estabilidad dinámica intrínseca de magnitud limitada.

- **Capacidad inicial para cambiar el rumbo:** la capacidad inicial de giro se define por el cambio de rumbo resultante de una metida moderada del timón, expresada como desviación de rumbo por unidad de distancia navegada (número P) o como distancia recorrida antes de que se produzca una desviación de rumbo (tal como el tiempo que transcurre antes de la segunda ejecución de la orden al timón cuando se inicia la maniobra en zigzag).
- **Aptitud para corregir la guiñada:** la aptitud de un buque para corregir la guiñada es una indicación de la respuesta a la metida del timón a la banda opuesta ejecutada en cierta etapa de la evolución, tal como el rebasamiento del rumbo alcanzado antes de que se anule la tendencia a la guiñada mediante la maniobra de metida de timón a la banda opuesta durante la realización de la maniobra en zigzag normal.
- **Capacidad de giro:** la capacidad de giro es la medida de la capacidad de hacer girar el buque mediante la metida del timón de una banda a otra. El resultado es un avance mínimo cuando se ha modificado el rumbo en 90° y un diámetro táctico definido por la traslación resultante de una modificación del rumbo de 180°. También es interesante analizar el diámetro de evolución final.
- **Capacidad de parada:** la capacidad de parada se mide por la "distancia real recorrida" y por el "tiempo que tarda el buque en quedar sin arrancada" durante la maniobra de parada de máquinas y atrás toda, realizada tras un acercamiento constante a la velocidad máxima de prueba. Las desviaciones laterales también son de interés, pero dependen en gran medida de las condiciones iniciales y de las perturbaciones del viento. (IMO, 2002)

Básicamente, se pueden describir tres métodos de análisis de maniobrabilidad de buque, método de ensayos con modelos cautivos o libres, métodos matemáticos modulares y métodos matemáticos holísticos.

Los métodos de ensayos con modelos cautivos o libres, pretende recrear en comportamiento de los buques en escalar para la predicción de las características maniobreras, el método matemático modular, analiza de manera individual las características de los cascos, el propulsor y el timón para posteriormente ser integrados al conjunto, el método holísticos integra los análisis de cada uno de los componentes anteriores en un sistema cerrado , realizando los estudios de un modulo único equivalente, esto bajo la filosofía “el todo es mas importante que la suma de sus partes”

Ahora bien, la práctica mas generalizada para la investigación de las características de buques, es aquella realizada con modelos escalados. El uso de modelos libres controlado de manera remota, con los cuales se llevan a cabo pruebas de maniobras estandarizadas para establecer patrones de referencia para el diseñador naval para realizar las modificaciones necesarias cuyo fin sea la optimización del comportamiento del buque. Los ensayos con modelos cautivos tienen como finalidad proporcionar información sobre las fuerzas y momentos a los que es sometido el modelo bajo el movimiento realizado; la ventaja de este tipo de ensayos es la facilidad de obtención de datos que se obtienen con modelos libres en maniobras estandarizadas, sin contar con el ahorro de las grandes y costosas instalaciones requeridas para este ultimo.

El enfoque de modelado matemático tiene un mayor potencial que es posible predecir el comportamiento bajo condiciones que no son fácilmente reproducidos con un modelo libre. Así, hay al menos una posibilidad de que las predicciones pueden hacerse del comportamiento del buque en marea amplia y confinado aguas. Además, un modelo matemático adecuado proporciona la base para el

análisis de la estabilidad direccional del buque, el diseño de pilotos automáticos y la simulación del comportamiento de la nave para instructores de la superficie terrestre. Teoría matemática, complementaria por modelo restringido pruebas técnicas, por lo tanto, es la piedra angular del buque modero maniobras estudios.

3.3.1 Ecuaciones lineales del movimiento

Las ecuaciones que definen el movimiento de los buques, pueden ser evaluados respecto a un sistema fijado en un punto distante al modelo evaluado o un sistema fijado en este, todo ello según la mecánica newtoniana.

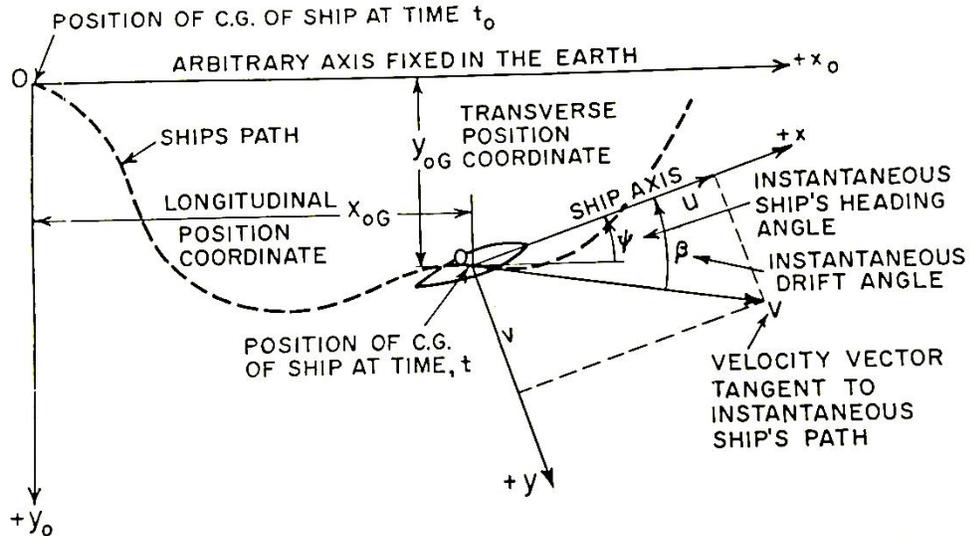


Figura 45 Orientation of fixed axes and moving axes (SNAME, 1989)

Si se realiza un planteamiento de las ecuaciones del movimiento respecto a un eje fijado en tierra, las expresiones newtonianas serán:

$$X_0 = m\ddot{x}_{0G} \quad \text{Ec. 3.94}$$

$$Y_0 = m\ddot{y}_{0G} \quad \text{Ec. 3.105}$$

$$N = I_z\ddot{\psi} \quad \text{Ec. 3.116}$$

Dónde:

X_0 y Y_0 = fuerzas totales respectivas en los ejes x_0 y y_0 .

m = masa del buque.

$I_z =$ momento de inercia del buque respecto a el eje z .

$\psi =$ angulo de guiñada o angulo de incidencia.

Esto en el caso que el origen del sistema de referencia coincida con el centro de gravedad del buque. Cabe aclarar la diferencia entre el ángulo ψ y el ángulo β ; ψ es medido entre el eje longitudinal del buque y el eje longitudinal del sistema inercial, β es el ángulo de ataque el cual se mide entre la dirección del vector velocidad tangencial y el eje longitudinal del buque. Descomponiendo las fuerzas del buque en las direcciones x y y , se tiene que:

$$X = X_0 \cos(\psi) + Y_0 \sen(\psi) \quad \text{Ec. 3.127}$$

$$Y = Y_0 \cos(\psi) - X_0 \sen(\psi) \quad \text{Ec. 3.138}$$

En situaciones en que el sistema de referencia fijado en el buque no coincida con el centro de gravedad del mismo, las ecuaciones newtonianas planteadas sufrirán una modificación, en las expresiones utilizadas para determinar las fuerzas en los ejes coordenadas.

Siendo:

$$X = m(\dot{u} - v\dot{\psi}) \quad \text{Ec. 3.149}$$

$$Y = m(\dot{v} + u\dot{\psi}) \quad \text{Ec. 3.20}$$

$$N = I_z \ddot{\psi} \quad \text{Ec. 3.215}$$

Los términos $mv\dot{\psi}$ y $mu\dot{\psi}$ son fuerzas centrífugas (SNAME, 1989), estas son consideradas cuando se realizan análisis de ejes móviles y no fijados en tierra. La naturaleza de las fuerzas descritas son netamente hidrodinámicas (interacción casco-fluido) aunque no deben ser despreciadas aquellas generadas por la incidencia de los vientos en las superficies libres del buque y el contacto directo con otros barcos.

3.3.1.1 Determinación de Coeficientes hidrodinámicos

Cuando no se cuenta con un modelo al cual obligar a describir ciertas trayectorias, se puede hacer la aproximación de los valores de los coeficientes hidrodinámicos recurriendo a características geométricas del modelo mediante métodos empíricos, la teoría de la baja relación de aspecto y la teoría del cuerpo esbelto.

Según la teoría Cuerpo Esbelto, planteada por Newman²¹ en 1972 afirma que los efectos viscosos del buque se descuidan. Esta se aplica con el fin de obtener la fuerza en cada sección transversal en 2D del buque. La fuerza total y el momento podría ser predicha por la integración de la fuerza de cada estación sobre la longitud de la embarcación. (SHEAU PING, 2004)

En la teoría de baja relación de aspecto, planteada por McCallum en 1967 afirma que el casco del buque puede ser considerado como una gran relación de aspecto bajo superficie de elevación. A bajas velocidades, la superficie del agua puede ser tratada como una placa de suelo. Para relaciones de aspecto muy bajas la denominada fórmula Jones es adecuado para describir la pendiente de la curva de elevación (SHEAU PING, 2004).

Métodos empíricos: (SHEAU PING, 2004)

a) Wagner Smitt:

$$Y'_v = -5.0 \left(\frac{T}{L}\right)^2 = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \quad (1.59) \quad \text{Ec. 3.162}$$

$$Y'_r = 1.02 \left(\frac{T}{L}\right)^2 = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \quad (-0.32) \quad \text{Ec. 3.173}$$

²¹ John Nicholas Newman (1935-) arquitecto naval reconocido por grandes logros en el campo de la hidrodinámica de olas y cuerpos en flotación. Actualmente es Emeritus professor del MIT.

$$N'_v = -1.94 \left(\frac{T}{L}\right)^2 = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \quad (0.62) \quad \text{Ec. 3.184}$$

$$N'_r = -0.65 \left(\frac{T}{L}\right)^2 = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \quad (0.21) \quad \text{Ec. 3.195}$$

b) Norrbin

$$Y'_v = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \left[1.69 + 0.08 \frac{C_B B}{\pi T}\right] \quad \text{Ec. 3.206}$$

$$Y'_r = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \left[-0.645 + 0.38 \frac{C_B B}{\pi T}\right] \quad \text{Ec. 3.217}$$

$$N'_v = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \left[0.64 - 0.04 \frac{C_B B}{\pi T}\right] \quad \text{Ec. 3.228}$$

$$N'_r = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \left[0.47 - 0.18 \frac{C_B B}{\pi T}\right] \quad \text{Ec. 3.239}$$

c) Inoue

$$Y'_v = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \left[1.0 + \frac{1.4}{\pi} C_B \frac{B}{T}\right] \quad \text{Ec. 3.30}$$

$$Y'_r = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \left(-\frac{1}{2}\right) \quad \text{Ec. 3.3124}$$

$$N'_v = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \left(\frac{2.0}{\pi}\right) \quad \text{Ec. 3.252}$$

$$N'_r = -\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2 \left[\frac{1.04}{\pi} - \frac{4.0 T}{\pi L}\right] \quad \text{Ec. 3.263}$$

d) Clarke (SPHAIER, MATOS, SALES JR, & CORREA DA SILVA, 2005)

$$-\frac{Y'_v}{\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2} = 1 + 0.16 C_B \frac{B}{T} - 5.1 \left(\frac{B}{L}\right)^2 \quad \text{Ec. 3.274}$$

$$-\frac{Y'_r}{\pi \left(\frac{T}{L}\right)^2} = 0.67 \frac{B}{L} - 0.0033 \left(\frac{B}{T}\right)^2 \quad \text{Ec. 3.285}$$

$$-\frac{N'_v}{\pi\left(\frac{T}{L}\right)^2} = 1.1 \frac{B}{L} - 0.041 \frac{B}{T} \quad \text{Ec. 3.296}$$

$$-\frac{N'_r}{\pi\left(\frac{T}{L}\right)^2} = \frac{1}{12} + 0.017 C_B \frac{B}{T} - 0.33 \frac{B}{L} \quad \text{Ec. 3.307}$$

$$-\frac{Y'_v}{\pi\left(\frac{T}{L}\right)^2} = 1 + 0.40 C_B \frac{B}{T} \quad \text{Ec. 3.318}$$

$$-\frac{Y'_r}{\pi\left(\frac{T}{L}\right)^2} = -\frac{1}{2} + 2.2 \frac{B}{L} - 0.080 \frac{B}{T} \quad \text{Ec. 3.329}$$

$$-\frac{N'_v}{\pi\left(\frac{T}{L}\right)^2} = \frac{1}{2} + 2.4 \frac{T}{L} \quad \text{Ec. 3.40}$$

$$-\frac{N'_r}{\pi\left(\frac{T}{L}\right)^2} = \frac{1}{4} + 0.039 \frac{B}{T} - 0.56 \frac{B}{L} \quad \text{Ec. 3.41}$$

Donde:

Y'_v : Fuerza de desvío debido a el movimiento de desvío.

Y'_r : Coeficiente de aceleración de desvío debido a aceleración de desvío.

Y'_v : Fuerza de desvío debido a el movimiento de guiñada.

Y'_r : Coeficiente de aceleración de desvío debido a aceleración angular de guiñada.

N'_v : Momento de guiñada debido a movimiento de desvío.

N'_r : Coeficiente de aceleración del momento de guiñada debido a la aceleración de desvío.

N'_v : Momento de guiñada debido a movimiento de guiñada.

N'_r : Coeficiente de aceleración del momento de guiñada debido a la aceleración angular de guiñada.

Los métodos anteriormente mencionados, pueden ser utilizados como una guía en cuanto a la magnitud de los valores que se puedan obtener en algún diseño específico.

3.3.2 Análisis experimental de maniobras (ensayos)

Debido a que no existe en la actualidad un método analítico que defina con total certeza las características de maniobras de los buques, se realizan a nivel mundial procedimientos experimentales de maniobras que validen la fiabilidad de un diseño y la viabilidad del mismo de manera previa a su fabricación.

Dichos ensayos se realizan obligando a la nave o su modelo a realizar ciertos movimientos que permitan la obtención de los coeficientes hidrodinámicos de la misma, estos son las derivadas de primer, segundo o tercer orden obtenidas en la condición de equilibrio, en el caso del modelo matemático que incluye términos hasta tercera orden de funciones que relacionan fuerzas X, Y y el momento N con las velocidades y aceleraciones lineales y angulares $u, v, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{r}$ y el ángulo de timón δ (CIPRIANO QUINTEROS, 2009).

En la actualidad también se sigue una pre-validación de modelos mediante herramientas computacionales, simulaciones que permiten tener muy buena aproximación de los valores de los coeficientes mencionados, cabe resaltar que aunque se realicen los análisis experimental de maniobras con modelos, no se obtendrá un valor 100% preciso, pero es lo más aproximado a la realidad, esta variación es debido a la influencia del comportamiento de la interacción entre la superficie de la nave y el fluido (valores de Reynold).

3.3.2.1 Ensayos con modelos libre

Los modelos libre son diseños a escala dirigidos de manera remota, estos son ensayados en canales tipo cuenca; con los modelos libres se recrean las manobras estandarizadas para la predicción del comportamiento de la embarcación en tamaño real.

3.3.2.2 Pruebas de parada

Las pruebas de parada tiene como objetivo la determinación de la distancia mínima necesaria para detener un buque teniendo en cuenta la cantidad de movimiento, la condición de carga y el tiempo en que se puedan revertir los motores en marcha atrás.

Las Hélices de paso regulable permiten una reversión directa del paso de la hélice. En ocasiones, el barco mantiene su trayectoria rectilínea, en otras, es necesario accionar el timonel para mantener la nave en dicha trayectoria, lo cual es difícil debido a la reducción eficacia del timón por las fuerzas transversales provocadas por la hélice en popa.

Los ensayos son apreciados como

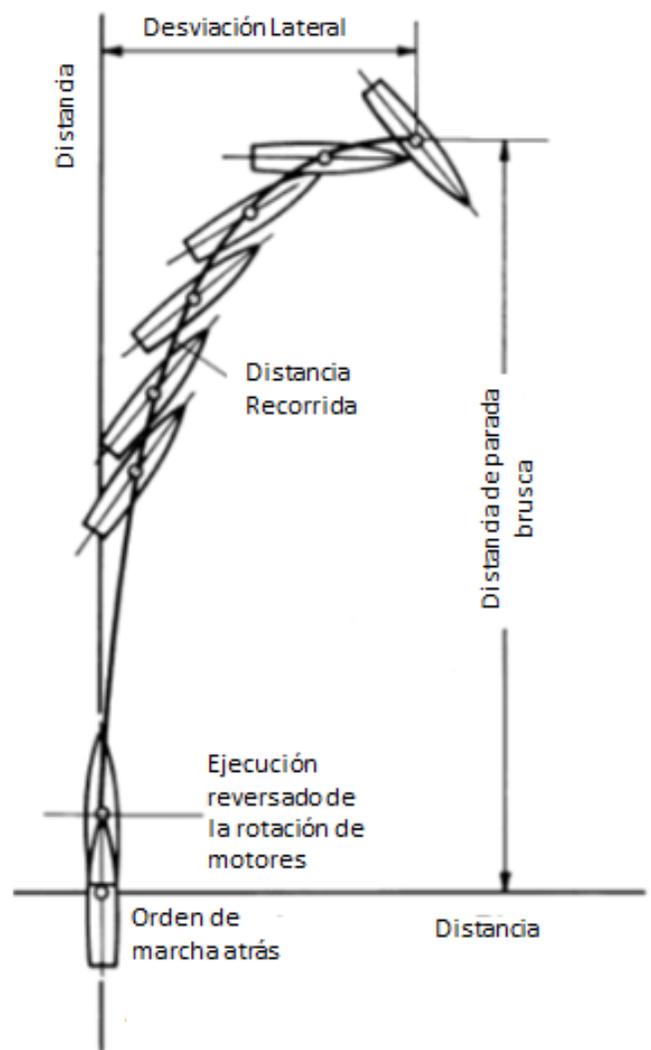


Figura 46 Resultados de Prueba de Parada (BERTRAM, 2000)

un estimativo, no son una norma inquebrantable, puesto que estos no están exentos a los efectos del medio, una variación en la velocidad del viento por ejemplo, podría cambiar las condiciones de la pista de frenado y a su vez los resultados esperados para el mismo.

Dicha maniobra finalice cuando $u = 0$ y se recomienda la prueba a velocidades bajas con el fin de reducir la distancia de frenado, como criterio de evaluación se establece que la distancia de frenado no deberá exceder 15 veces el valor de longitud de la embarcación (IMO, 2002).

3.3.2.3 Pruebas de zigzag o maniobra de Kempf

A pesar que los buques pasan la mayor parte de su vida en trayectorias restas, los cambios más frecuentes en el timón son de máximo 30 grados, en casos de maniobras, se debe

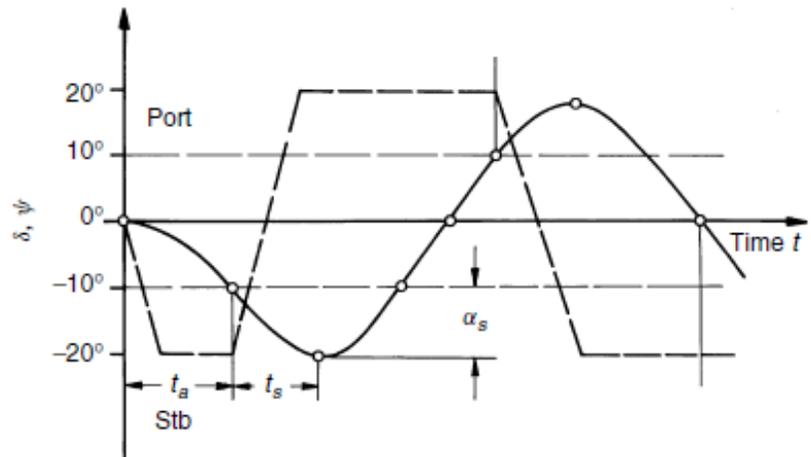


Figura 47 Scheme of zigzag manoeuvre (BERTRAM, 2000)

saber el comportamiento que tomara el buque ante cada

acción del timón, cosa que ocurre al ingresar en puertos y ante colisiones inminentes.

La maniobra de Kempf fue diseñada para llenar a él gran vacío que deja la maniobra de giro, el saber la respuesta inicial de cierto buque al accionar del timón, a su vez brinda valiosos datos sobre la estabilidad de rumbo y dinámica (CIPRIANO QUINTEROS, 2009) de este.

El ángulo de metida de la barra y el ángulo de cambio de rumbo para el procedimiento que sigue a continuación es de 10° . Este valor puede sustituirse por otros ángulos, como el de 20° , para la otra prueba en zigzag prescrita, en el caso de otro tipo de maniobras o de maniobras en zigzag combinadas. Las pruebas se efectuarán tanto a babor como a estribor. Se recomienda seguir el procedimiento general que se indica a continuación (IMO, 2002):

1. Se pone el buque a un rumbo y velocidad constantes conforme a la condición particular de acercamiento.
2. Comienza el registro de información.
3. El timón se mete 10° a estribor/babor.
4. Cuando el rumbo se ha desviado 10° respecto del rumbo inicial, se mete el timón 10° a babor/estribor. Se corregirá la guiñada del buque y se comenzará una evolución en la dirección opuesta (babor/estribor). El buque continuará su evolución y se cruzará nuevamente el rumbo inicial.
5. Cuando el rumbo se ha desviado 10° a babor/estribor del rumbo inicial, se invierte el ángulo del timón como se hizo en la oportunidad anterior.
6. Este procedimiento se repite hasta que el buque haya cruzado el rumbo inicial por lo menos dos veces.
7. Cesa el registro de datos y se da por terminada la maniobra.

La IMO resalta que estos procedimientos están diseñados para buques equipados con sistemas de gobierno y propulsión tradicionales.

Por lo general el resultado obtenido en este ensayo se aproxima a los siguientes valores (BERTRAM, 2000):

- inicial girando tiempo t_a : 1.5 tiempo de viaje a la longitud de barco
- tiempo para controlar la guiñada estribor t_s : 0,5 a 2 buques al tiempo de viaje (más para barcos rápidos)
- Rebasamiento estribor ángulo α_s : 5° – 15°
- velocidad de giro para puerto r (tasa de guiñada): 0.2–0.4 tiempo en recorrer la longitud del buque.

3.3.2.4 Pruebas de evolución

La maniobra de giro o evolución, tiene como objetivo la evaluación de las características de giro de los buques, obteniendo de este el diámetro táctico, estabilidad, pérdida de velocidad y rata de giro entre otras.

Partiendo desde movimiento rectilíneo uniforme, el timón se gira lo más rápido posible hasta un ángulo δ (generalmente ángulo del timón máximo) y se mantiene a este ángulo, hasta que el buque ha realizado un círculo de giro de al menos 540° .

Los valores de diámetro táctico por lo general varía entre 4.5 y 7 veces la longitud para buques esbeltos y entre 2.4 y 4 la longitud de buques pequeños (BERTRAM, 2000).

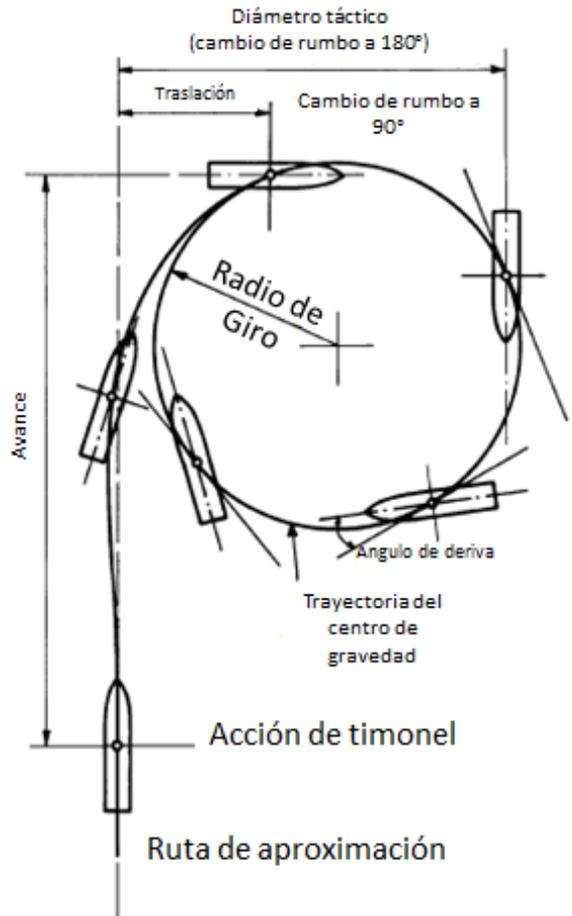


Figura 48 *Definitions used on turning circle* (BERTRAM, 2000)

El procedimiento de ejecución de la maniobra, establecido por la IMO es:

1. Se pone el buque a un rumbo y velocidad constantes conforme a la condición particular de acercamiento.
2. Comienza el registro de información.

3. La prueba comienza metiendo el timón al ángulo máximo. El timón y los mandos de las máquinas se mantienen en posición constante durante la evolución.
4. La evolución continúa hasta que se haya realizado un cambio de rumbo de 360°. Sin embargo, se recomienda realizar un giro de 720° para evaluar plenamente los efectos del medio ambiente.
5. Cesa el registro de datos y se da por terminada la maniobra. (IMO, 2002)

3.3.2.5 Ensayos con modelos cautivos.

Los modelos cautivos son arrastrados a través de un canal de manga corta, estos son unidos a una estructura de arrastre y de ser necesario a un mecanismo de movimiento planar. La estructura arrastra el modelo a la velocidad requerida y el mecanismo planar restringe los movimientos del modelo al plano horizontal.

3.3.2.6 Ensayo de remolque oblicuo

Este es un ensayo diseñado pensado en su realización en canales de manga no demasiado estrecha, Las derivadas Y_v y N_v (desvío y guiñada en función de la velocidad) se pueden evaluar para diferentes velocidades (número de froude) y diferentes ángulos de deriva.

En la siguiente figura 49, se puede observar el diagrama de cuerpo libre del montaje para la realización del ensayo, en este se pueden apreciar una velocidad U y un ángulo de deriva β para estribor, y la componente de velocidad v a lo largo del eje positivo y (CIPRIANO QUINTEROS, 2009), el valor de dicha componente se puede calcular como el producto de la velocidad U y el seno del ángulo de deriva.

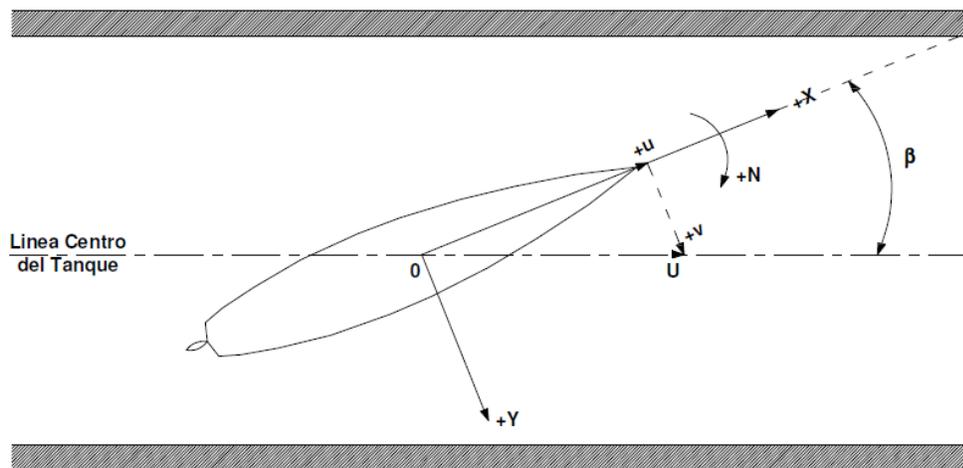


Figura 49 Ensayo de remolque oblicuo (CIPRIANO QUINTEROS, 2009)

$$v = U \cdot \text{sen}\beta$$

Ec. 3.332

Mediante el uso de un dinamómetro ubicado en el centro de gravedad de nuestro modelo (punto de sujeción) se miden las fuerzas Y y el momento N en función de la velocidad de arrastre utilizada, esto para diferentes ángulos, de allí se obtendrán graficas similares a la figura 50:

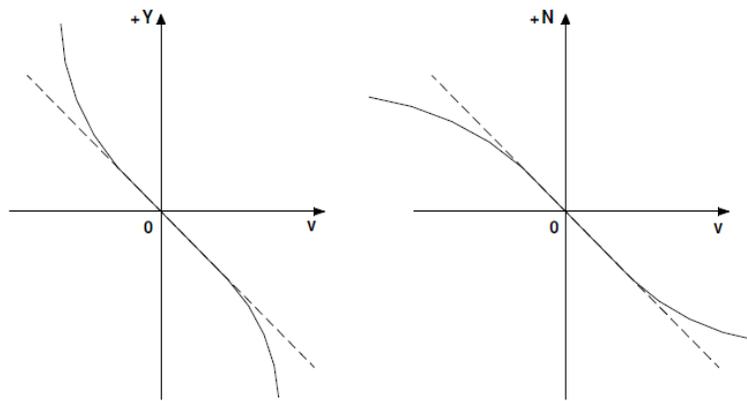


Figura 50 Derivadas en sway (CIPRIANO QUINTEROS, 2009)

La pendiente de las curvas de estos gráficos, para $v = 0$, entregan valores numéricos de las derivadas Y_v y N_v para el modelo. Estos valores pueden ser reducidos a la forma adimensional, utilizando algunas dimensiones del buque como eslora L , velocidad U y densidad r . En estos ensayos conviene que la hélice esté funcionando por la influencia que tiene en el reparto de presiones en la zona de popa. Haciendo $b = 0$, y realizando corridas con distintos ángulos de timón δ , pueden determinarse los valores de Y_δ y N_δ . (CIPRIANO QUINTEROS, 2009)

3.3.2.7 Ensayo con mecanismo de movimiento planar (PPM)

Este ensayo puede ser realizado en un canal de arrastre con una manga que no fuere demasiado estrecha, se lleva a cabo mediante un mecanismo planar que sujeta al modelo en dos puntos equidistantes de su C.G., este mecanismo tiene como finalidad la restricción de los movimientos del mismo en el plano, como método para la simplificación de los datos que se puedan obtener.

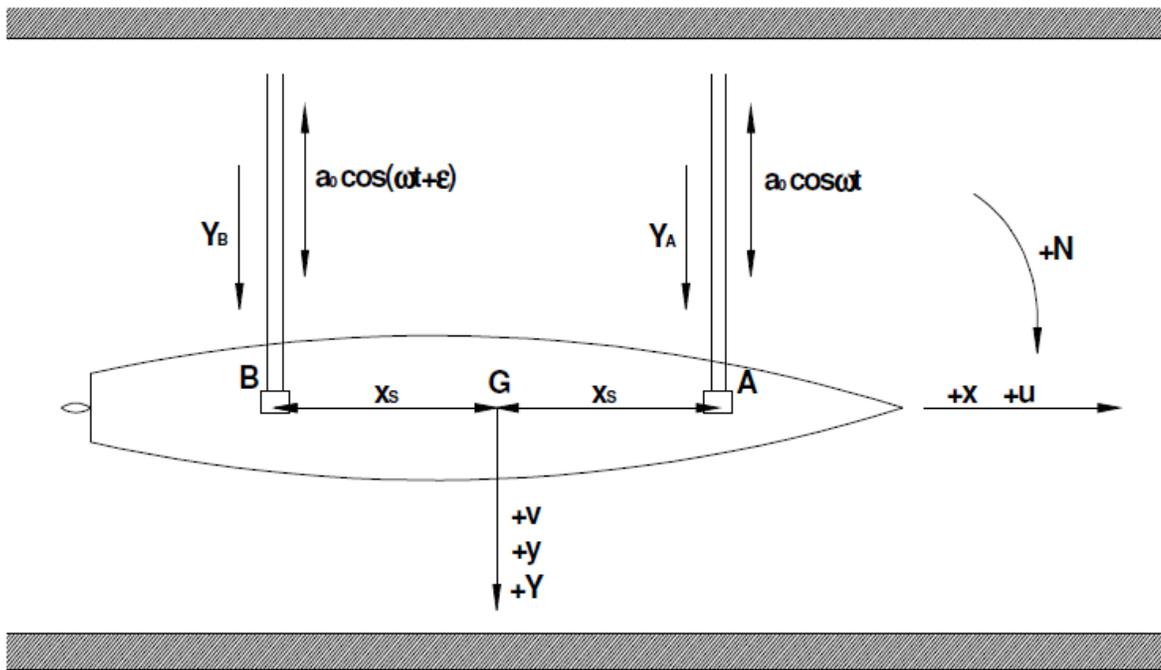


Figura 51 Ensayo con mecanismo de movimiento planar (PMM) (CIPRIANO QUINTEROS, 2009)

El modelo, está sujeto a brazos que realizan movimientos transversales al canal, combinando este al movimiento longitudinal del carro de arrastre de velocidad constante, se describe un movimiento senoidal con amplitud variable a_0 y en el desfase mutuo ϵ , de forma que el movimiento de los puntos de sujeción A y B, viene dado por:

$$Y_A = a_0 \cos \omega t$$

Ec. 3.43

$$Y_B = a_0 \cos(\omega t + \varepsilon)$$

Ec. 3.344

En el caso particular en que los puntos A y B no tienen desfase entre ellos, el movimiento será de desvío puro (*sway*).

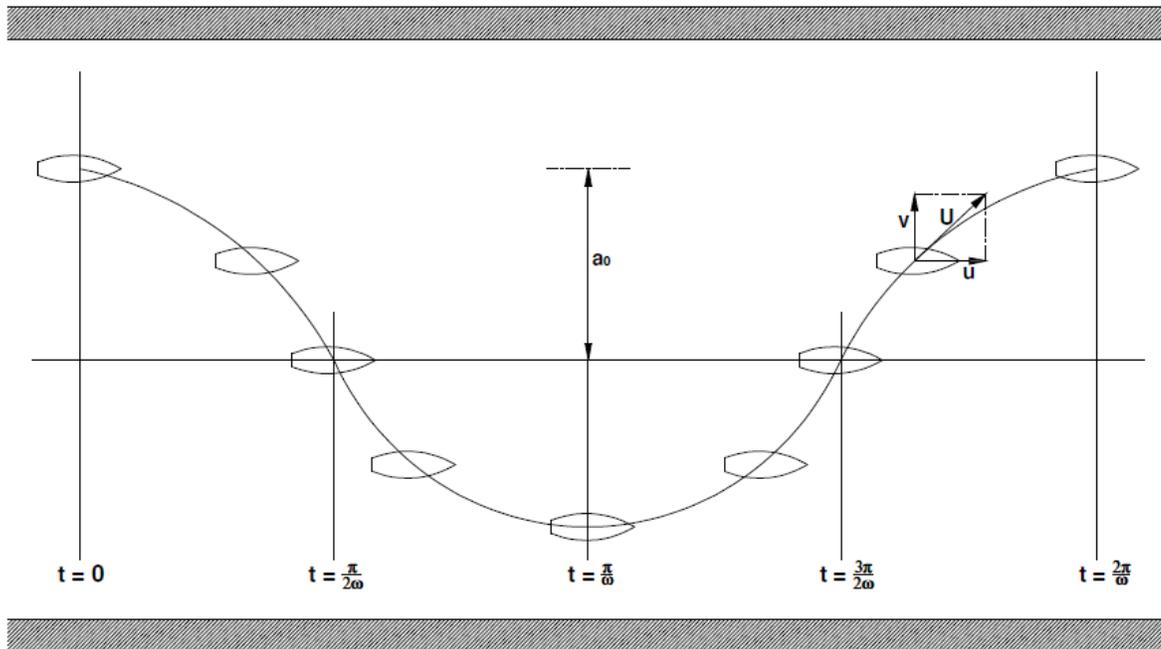


Figura 52 Ensayo con oscilación de desvío (*Sway*) puro (CIPRIANO QUINTEROS, 2009)

Para este caso, los valores que tendrán las posiciones, velocidades y aceleraciones transversales tanto para A como B será el mismo y estarán respectivamente dados por:

$$y: a_0 \cos \omega t$$

Ec. 3.45

$$\frac{dy}{dt} = v = -a_0 \omega \sin \omega t$$

Ec. 3.46

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \dot{v} = -a_0\omega^2 \cos \omega t \quad \text{Ec. 3.47}$$

En los puntos de sujeción del modelo, se instalan dinamómetros que censan las fuerzas producidas, en el instante en que $\sin \omega t = 1$, se tiene que $\dot{v} = 0$, por lo cual las fuerzas medidas en ese instante sólo dependen de la v , de ahí que:

$$Y_v = \frac{\partial y}{\partial v} = \frac{Y_A + Y_B}{-a_0\omega} \quad \text{Ec. 3.358}$$

Y

$$N_v = \frac{\partial N}{\partial v} = \frac{(Y_A + Y_B)x_s}{-a_0\omega} \quad \text{Ec. 3.369}$$

De igual forma, cuando se cumple que $\cos \omega t = 1$, el valor de la velocidad es nulo $v = 0$, por ende las fuerzas registradas serán dependientes de \dot{v} , de aquí se obtienen valores para las fuerzas $Y_{\dot{v}}$ y $N_{\dot{v}}$.

Existe otra condición considerada como guiñada pura, siendo $v = \dot{v} = 0$, en esta se cumple que:

$$\tan\left(\frac{\varepsilon}{2}\right) = \frac{\omega x_s}{U} \quad \text{Ec. 3.50}$$

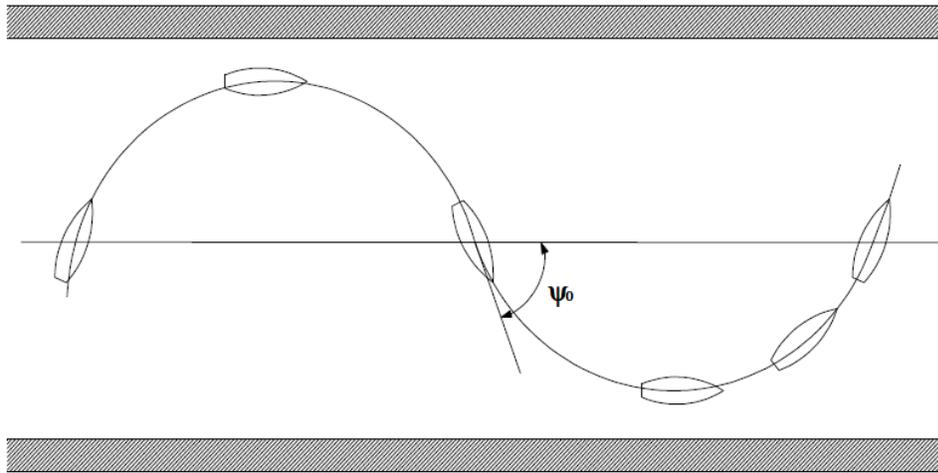


Figura 53 Ensayo con oscilación de guiñada (CIPRIANO QUINTEROS, 2009)

El movimiento angular del modelo viene definido por:

$$\psi = -\psi_0 \cos\left(\omega t - \frac{\varepsilon}{2}\right) \quad \text{Ec. 3.51}$$

$$\dot{\psi} = r = \psi_0 \omega \sin\left(\omega t - \frac{\varepsilon}{2}\right) \quad \text{Ec. 3.372}$$

$$\ddot{\psi} = \dot{r} = \psi_0 \omega^2 \cos\left(\omega t - \frac{\varepsilon}{2}\right) \quad \text{Ec. 3.383}$$

Realizando un proceso similar al ejecutado en la determinación de las fuerzas de desvío puro, cuando $r = 0$, se obtendrán $Y_{\dot{r}}$ y $N_{\dot{r}}$, tal como se obtienen valores de Y_r y N_r al instante que $\dot{r} = 0$.

Los movimientos del buque son normalmente muy lentos, por lo que los ensayos anteriores deben llevarse a cabo para valores muy bajos de ω . Si esto no fuera posible sería necesario realizar una extrapolación de los resultados hacia la zona de las bajas frecuencias. (CIPRIANO QUINTEROS, 2009)

3.3.2.8 Ensayo con mecanismo de brazo rotatorio

Este tipo de ensayos es bastante especializado, requiere instalaciones que cuenten con un gran estanque circular el cual posee un brazo giratorio de al menos 15 a 25 metros de longitud, el ensayo se realiza al hacer girar sobre un eje fijo el brazo rotatorio, este punto coincide con el centro geométrico del tanque; el modelo se fija de tal forma que su plano longitudinal y el plano longitudinal del brazo sean ortogonales, con esta configuración se permite que $\beta = v = 0$.

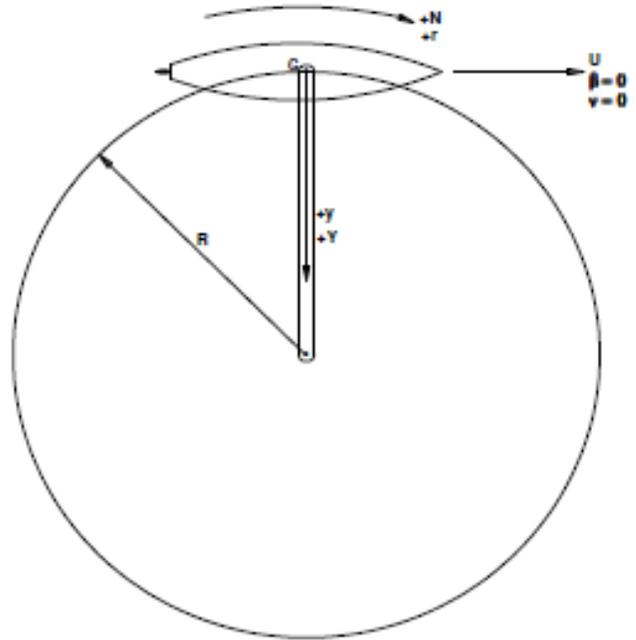


Figura 53 Configuración de brazo rotatorio (BERTRAM, 2000)

En estas condiciones se miden los valores de Y y N para distintos valores de r . La variación de $r = \frac{R}{U}$ se consigue normalmente variando la posición del modelo a lo largo del brazo giratorio, y manteniendo constante U . De los resultados del ensayo se pueden obtener Y_r y N_r .

Existen sin embargo inconvenientes para este tipo de ensayos, estos son:

- a) Para poder obtener Y_r y N_r de forma fiable es necesario realizar medidas a valores bajos de r (recordemos que $Y_j = \left(\frac{\partial y}{\partial j}\right)_{j=0}$, etc.). Esto implica que el valor de R ha de ser grande (aumentando el tamaño y peso de las partes móviles del mecanismo) o bien el de U pequeño lo que implica modelos muy pequeños con notable efecto de escala. Si no se lleva a

cabo estas medidas, es necesario extrapolar hacia el origen los resultados obtenidos a valores moderados de r .

- b) El modelo debe ser acelerado y obtenidos los registros en una sola revolución del brazo giratorio, ya que de lo contrario el modelo navegaría en su propia estela y no se conocería exactamente su velocidad respecto al fluido.

Dando el modelo un cierto ángulo de deriva β pueden obtenerse también los valores de Y_v y N_v . En este caso es preciso realizar una correlación cruzada entre Y, N, v y r , ya que existen simultáneamente movimientos de desvío y de guiñada. (CIPRIANO QUINTEROS, 2009)

4 CAPITULO
METOLOGÍA Y CÁLCULO DE
DIMENSIONES Y
CARACTERISTICAS DEL CANAL Y
SUS COMPONENTES.

El dimensionamiento de un canal hidrodinámico esta íntimamente ligado a sus funcionalidades y planteamientos físicos aplicados sobre estas, escalas a utilizar y las características del entorno a recrear se convierten en factores cruciales para el análisis de los modelos; en el presente capítulo se propone una metodología lógica para el dimensionamiento del canal de arrastre y sus componentes para la realización de ensayos de resistencia al avance, comportamiento en olas y maniobrabilidad.

4.1 Proceso De Dimensionamiento

El proceso de cálculo de dimensionamiento de un canal de arrastre para la realización de los ensayos hidrodinámicos y sus componentes se puede apreciar conforme a la figura 54.

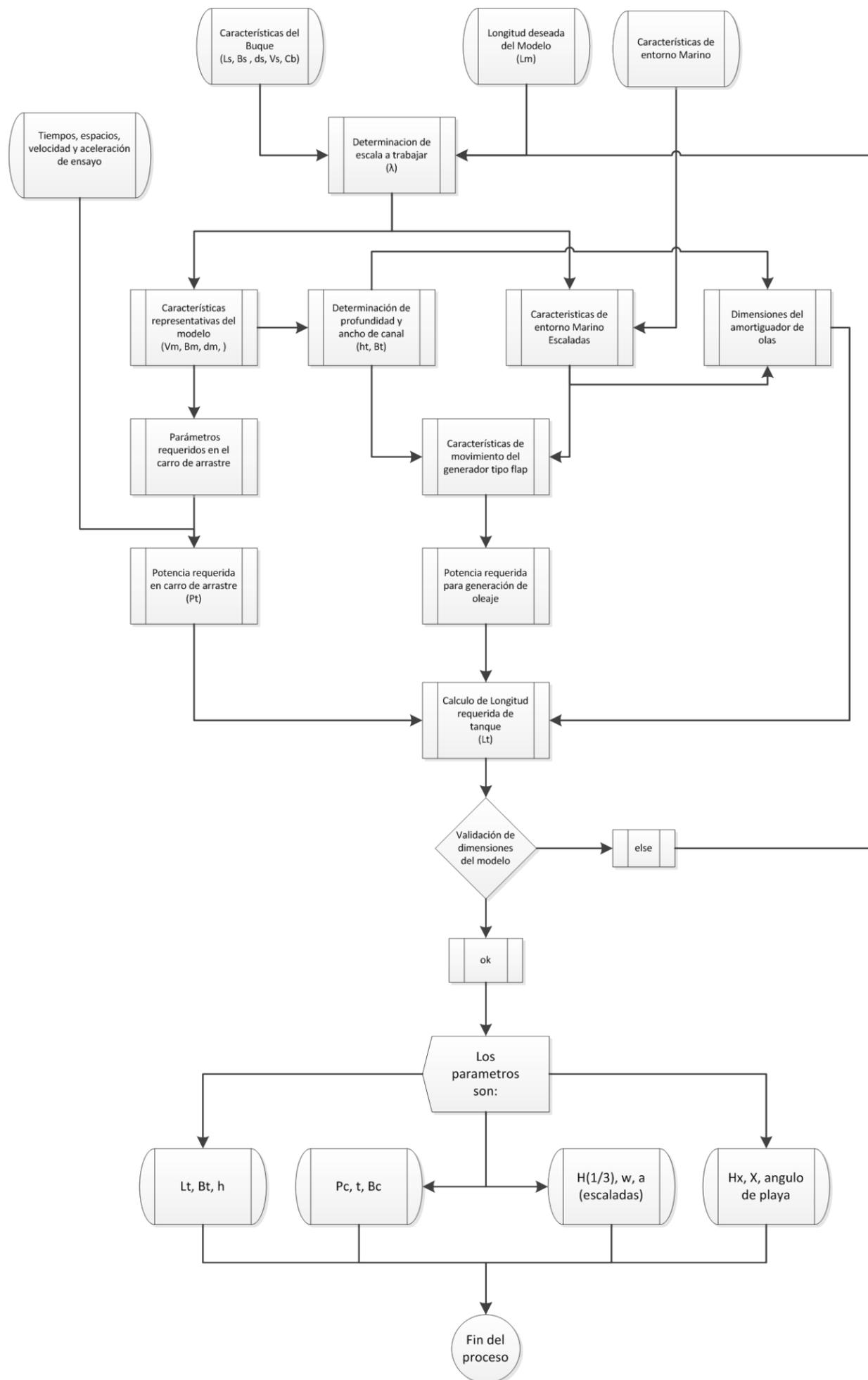


Figura 54 Procedimiento de dimensionamiento de canal y componentes

4.2 Metodología De Calculo De Componentes De Un Canal De Arrastre

4.2.1 Dimensionamiento de modelos reducidos y el factor de escala.

A pesar de la importancia en aumento que han tomado los métodos numéricos para la hidrodinámica de los buques, ensayos de modelos en canales de arrastre se siguen viendo como una parte esencial en el diseño de un buque para predecir (o validar los requerimientos de potencia en aguas calmadas, lo que forma parte fundamental de cada contrato entre el dueño del barco y el astillero.

Le debemos la metodología de predicción de la resistencia de un buque a William Froude. Su hipótesis planteaba que la resistencia de un buque podía ser dividida en resistencia friccional y resistencia por formación de olas, con la resistencia por formación de olas vendría su ley de la comparación (Similitud de Froude). Este ingenioso concepto permitió que Froude mostrara por primera vez, cómo la resistencia de un buque a gran escala podía ser determinada por medio de ensayos de modelos a escalas menores. Su logro motivó la construcción de canales de ensayo para pruebas de modelos de buques a escalas pequeñas.

El tamaño del modelo es determinado por un número de condiciones restrictivas:

- El modelo debe ser tan grande como sea posible para disminuir los efectos viscosos por la escala, especialmente lo concerniente al flujo laminar/turbulento y la separación de flujo.
- El modelo debe ser lo suficientemente pequeño para evitar problemas debidos a esfuerzos (tanto esfuerzos internos en el modelo como cargas en el carro de arrastre).
- El modelo debe ser lo suficientemente pequeño de tal manera que la velocidad de prueba correspondiente pueda ser alcanzada por el carro de arrastre.

- El modelo debe ser lo suficientemente pequeño para evitar efectos notables de restricción de agua en el canal de ensayos.

Todas las condiciones anteriormente mencionadas nos proporcionan un rango aceptable para los tamaños de modelos a escala. Las pruebas son desarrolladas manteniendo la semejanza de Froude, es decir, el número de Froude para el modelo y el tamaño real son el mismo. El número de Reynold difiere típicamente por dos grados de magnitud. El efecto de la escala (error de no mantener la semejanza de Reynold) es luego compensado con correcciones empíricas.

Los modelos operan en números de Reynold considerablemente bajos. (Generalmente para los modelos $R_n = 10^7$ y para buques a escala real $R_n = 10^9$). Esto significa que en los modelos la transición de flujo laminar a turbulento ocurre más a popa. Como consecuencia, la resistencia sería más difícil de relacionar a escalas. Por esta razón, los modelos son equipados con simuladores de turbulencia artificial cercanos a la proa. Se asume que la transición de flujo laminar a turbulento ocurre a la longitud correspondiente a $R_n = 0.5 \cdot 10^6$, de la "stem". De esta manera, la resistencia reducida debida a un flujo laminar más extenso compensa (por lo menos parcialmente) la resistencia adicional de los simuladores de turbulencia.

La determinación de las velocidades requeridas para la ejecución de ensayos hidrodinámicos se hace partiendo de la esencia del numero de Froude y su interpretación como representación de fenómenos gravitacionales, se hace uso de la ley de similitud de Froude, la cual establece que los cuerpos geoméricamente similares representados en diferentes escalas, obtendrán el mismo valor para su coeficiente de resistencia residual al moverse con los mismos valores de los parámetros $\frac{v^2}{gL}$.

La ley de similitud de Froude establece que:

$$\frac{L_S}{L_M} = \lambda \quad (\text{Véase Ec.2.3})$$

$$\frac{V_S}{V_M} = \frac{\sqrt{L_S}}{\sqrt{L_M}} = \sqrt{\lambda} \quad (\text{Véase Ec. 2.15})$$

$$\frac{R_{RS}}{R_{RM}} = \frac{(L_S)^3}{(L_M)^3} = \frac{\nabla_S}{\nabla_m} = \lambda^3 \quad (\text{DOMINGO MELGOSA, 2003})$$

Donde:

λ : *Factor de escala.*

R_{RS} : *Resistencia residual del buque.*

R_{RM} : *resistencia residual del modelo.*

∇_S : *desplazamiento del buque.*

∇_m : *desplazamiento del modelo.*

4.2.2 Carro dinamométrico y estructura de sujeción

En los ensayos de los modelos cautivos, existen tres zonas de movimiento, dependiendo a la naturaleza del movimiento del carro de arrastre, la primera etapa es una zona de aceleración, al alcanzar la velocidad requerida, se realiza la transición a la zona de velocidad constante, se realiza la prueba deseada y se finaliza en una zona de frenado o desaceleración.

Se debe tener en cuenta para el diseño del carro de arrastre, parámetros como la masa de la estructura y sus equipamientos, la distancia disponible y las velocidades requeridas. Teniendo una mayor masa, se trabajara con una mayor inercia lo cual implica el requerimiento de una mayor potencia para la ejecución de los movimientos y mayor fuerza de frenado sobre las ruedas.

A continuación se presenta una metodología para la realización del dimensionamiento del PMM:

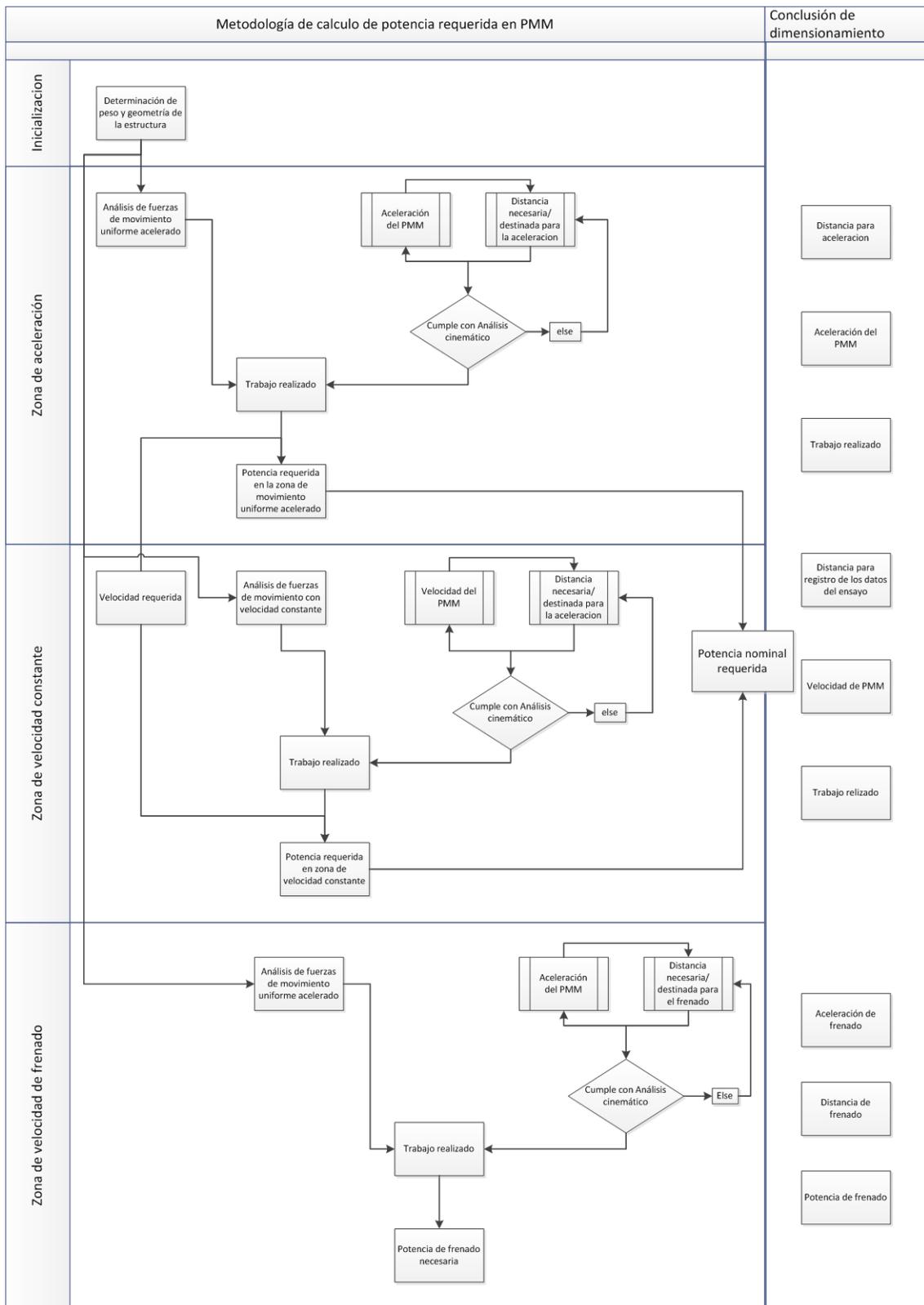


Figura 55 Metodología de dimensionamiento del PMM

Haciendo uso de la segunda ley de Newton, podemos determinar la fuerza requerida en la zona de aceleración, contando con la masa real del carro de arrastre y la aceleración.

$$\sum F_a = F_{ra} + F_f + F_{IM} + m_{ca}a \quad \text{Ec. 4.1}$$

Dónde:

F_a : fuerzas en la zona de aceleración (N).

F_{ra} : fuerza de resistencia del aire.

F_f : fuerza de rozamientos en las 4 ruedas.

F_{IM} : fuerza de resistencia al avance inducida por el modelo.

m_{ca} : masa estimada del carro de arrastre (Kg).

a : aceleración (m/s^2).

Una vez obtenido el valor de la fuerza requerida, se podrá obtener la cantidad de trabajo que se realizará en la distancia correspondiente a la zona de aceleración.

$$W_a = F_a d \quad \text{Ec. 4.2}$$

Dónde:

W_a : Trabajo en la zona de aceleración (J).

d : Distancia recorrida en la zona de aceleración (m).

Y por último, la cantidad de energía requerida para el desarrollo de los desplazamientos se determina:

$$P_a = \frac{W_a}{t} \quad \text{Ec. 4.3}$$

Dónde:

P_a : Potencia requerida en la zona de aceleración (W).

t : Tiempo en zona acelerada (s).

Realizando un análisis similar en la zona de velocidad constante, se deben tener en cuenta las velocidades, el tiempo de ensayo y la masa del carro de arrastre; al no haber aceleración, las únicas fuerzas que aparecen son las que se resisten al desplazamiento, estas son las fuerza de fricción con el aire y la fricción en las ruedas de tal modo que:

$$F_{vc} = F_{ra} + F_F + F_{IM} \quad \text{Ec. 4.4}$$

Dónde:

F_{vc} : Fuerza en la zona de velocidad constante.

F_{ra} : Fuerza de fricción con el aire; $F_{ra} = \left[\frac{1}{2} C_{aa} \rho_{aa} V^2 A_{TC} \right]$.

F_F : Fuerza de rozamiento en las ruedas; $F_F = [\mu_E N]$.

De aquí que:

$$F_{vc} = \left[\frac{1}{2} C_{aa} \rho_{aa} V^2 A_{TC} \right] + [\mu_E N] + F_{IM} \quad \text{Ec. 4.5}$$

Dónde:

C_{aa} : Coeficiente de resistencia al aire.

ρ_{aa} : Densidad del aire (20 ° C es igual a 1,204 kg/m³).

A_{TC} : Área de sección transversal del coche del dinamómetro.

μ_E : Coeficiente de fricción estática (hierro / hierro: 0,15).

N : Normal a la dirección de movimiento (N).

Una vez obtenidas la fuerza en la zona de velocidad constante, se puede obtener un valor para la cantidad de trabajo requerida:

$$W_{vc} = F_{vc}d \quad \text{Ec. 4.6}$$

Dónde:

F_{vc} : Fuerza en la zona de velocidad constante (N).

W_{vc} : Trabajo a velocidad constante (J).

d : distancia máxima en la zona de velocidad constante (s).

Teniendo el trabajo requerido en la zona de velocidad constante, se calcula la potencia requerida para dicha zona:

$$P_{vc} = \frac{W_{vc}}{t} \quad \text{Ec. 4.7}$$

Dónde:

P_{vc} : Potencia en la zona de velocidad constante (W).

t : Tiempo para realizar mediciones a velocidad constante (s).

4.2.3 El generador de Olas

Siguiendo los pasos propuestos por Dean y Dalrymple (1984), se llega a la ecuación que proporciona la relación entre la altura ($H_{1/3}$) de la ola generada y el desplazamiento de la hoja (S) de dicha placa como se muestra en la figura 56, (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011).

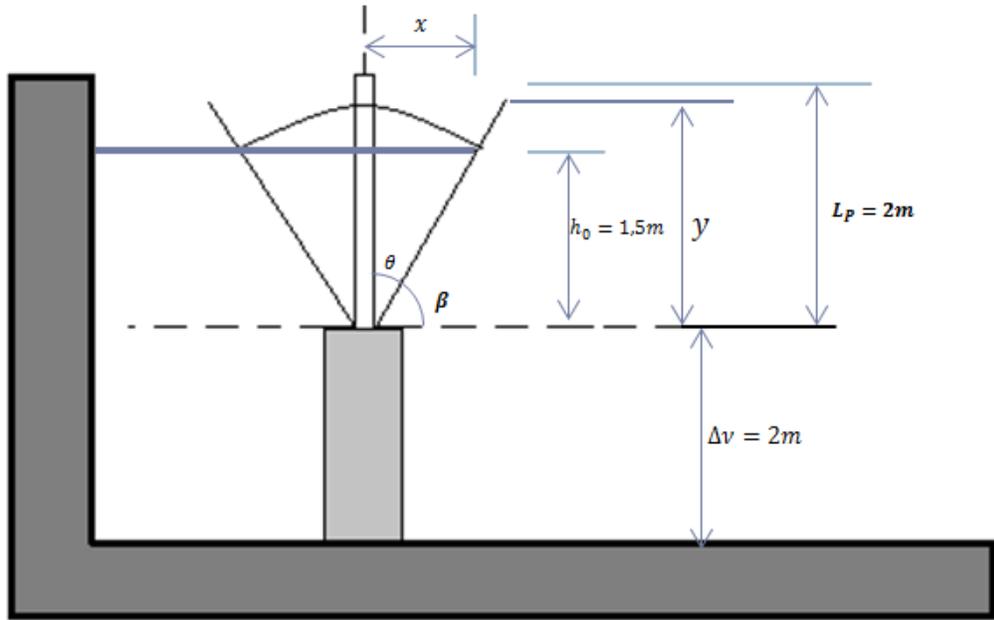


Figura 56 Características del diseño de la placa

La potencial de velocidad de la ola generada puede ser descrita como sigue:

$$\phi = A_p \cosh[K_p(h+z)] \sin(K_p x - \omega t) + C e^{K_s x} \cos[K_s(h+z)] \cos \omega t \quad \text{Ec. 4.8}$$

Donde:

K_p Número de ola para olas progresivas (dependiendo de la frecuencia del generador de ola y se obtiene mediante la relación de dispersión);

$$K_p = \frac{2\pi}{L_w} \left[\frac{1}{m} \right] \quad \text{Ec. 4.9}$$

K_s : Número de olas.

El coeficiente de A_p se puede calcular utilizando la siguiente integral:

$$A_p = \frac{\int_{-h}^0 \left(\frac{S}{2} \left(1 + \frac{z}{h_0} \right) \right) \omega \cosh K_p(h+z) dz}{\int_{-h}^0 \sinh^2 K_p(h+z) dz} \quad \text{Ec. 4.10}$$

El desarrollo de la integral del coeficiente A_p (Morishita y Souza, 2003), se tiene:

$$A_p = \frac{-\frac{S}{2} \omega \left[\frac{\sinh K_p h}{k_p} - \left[\frac{(\cosh K_p(h-h_0) - \cosh K_p h)}{K_p^2 h_0} \right] \right]}{\frac{2K_p h + \sinh 2K_p h}{2}} \quad \text{Ec. 4.11}$$

Haciendo caso omiso de la segunda parte de la ecuación 3.34 del potencial de velocidad de ola, se considera la altura de la ola a una distancia de dos o tres veces la profundidad del depósito, entonces:

$$\eta = \frac{A_p \omega}{g} \cosh(K_p h) \cos(K_p x - \omega t) \quad \text{Ec. 4.12}$$

Como:

$$\omega^2 = g K_p \tanh K_p h \rightarrow \frac{\omega^2}{g K_p} = \tanh K_p h \quad \text{Ec. 4.13}$$

Y teniendo en cuenta la elevación de la estructura del generador (ΔV), tenemos:

$$\frac{H_{1/3}}{S} = \frac{2 \frac{S \omega^2}{g} \left[\frac{\sinh K_p h}{K_p} + \left[\frac{\cosh K_p(\Delta V) - \cosh K_p h}{K_p^2 h_0} \right] \right] \cosh K_p h}{2K_p h + \sinh 2K_p h} \quad \text{Ec. 4.14}$$

$$\frac{H_{1/3}}{S} = \frac{-4 \frac{\omega^2}{g K_p} \left[\sinh K_p h + \left[\frac{\cosh K_p(\Delta V) - \cosh K_p h}{K_p^2 h_0} \right] \right] \cosh K_p h}{2K_p h + \sinh 2K_p h} \quad \text{Ec. 4.15}$$

$$\frac{H_{1/3}}{S} = \frac{4 \tanh K_p h \left[\sinh K_p h + \left[\frac{\cosh K_p (\Delta V) - \cosh K_p h}{k_p h_0} \right] \right] \cosh K_p h}{2K_p h + \sinh 2 K_p h} \quad \text{Ec. 4.16}$$

La relación entre la altura de las olas y el desplazamiento del actuador generador ola segunda demostrado viene dada por la siguiente ecuación (Dean y Dalrymple, 1984):

$$\frac{H_{1/3}}{S} = 4 \left(\frac{\sinh K_p h}{K_p h} \right) \frac{K_p h_0 \sinh K_p h + \cosh k_p (\Delta V) - \cosh K_p h}{2K_p h + \sinh 2 K_p h} \quad \text{Ec. 4.17}$$

Donde:

$H_{1/3}$: Altura de las olas;

S : Curso o "golpe o Carrera o stroke";

$K_p = K = \text{Número de onda } (2\pi / L_w)$; L_w longitud de lá ola

h : Profundidad total del canal.

La importancia de la definición del valor de la relación $\frac{H_{1/3}}{S}$ radica en la influencia de las olas proyecto en la carrera requerida por la placa generadora de perturbación.

Para saber el espacio ocupado longitudinalmente por el generador tipo flap, se debe realizar un análisis geométrico del mismo en función de la carrera de este, esta puede ser determinada sabiendo la relación $\frac{H_{1/3}}{S}$ y el valor de $H_{1/3}$ a escala (véase Figura 56).

Usando la ecuación $S = L_p \cdot \theta$ determinamos el ángulo total de carrera y usando la trigonometría se definen los demás aspectos geométricos requeridos en el diseño de este.

Ahora bien, Partiendo de la ecuación de Bernoulli en la teoría de potencial de ola

$$\frac{\partial \Phi_\omega}{\partial t} + \frac{1}{2}(\mathbf{u}^2 + \omega^2) + \frac{p}{\rho} + \mathbf{g}\mathbf{z} = 0 \quad \text{Ec. 4.18}$$

Se puede escribir la presión a la que esta sometida un cuerpo total o parcialmente sumergido de la siguiente manera:

$$\mathbf{p} = -\rho\mathbf{g}\mathbf{z} - \frac{\partial \Phi_\omega}{\partial t} + \frac{1}{2}(\mathbf{u}^2 + \omega^2) \quad \text{Ec. 4.19}$$

Sabiendo que

$$u = a\omega \frac{\cosh[K(z+h)]}{\sinh(Kh)} \cos(Kx - \omega t)$$

$$w = a\omega \frac{\sinh[K(z+h)]}{\sinh(Kh)} \sin(Kx - \omega t)$$

Se obtiene que la presión esta dada por la expresión:

$$\mathbf{p} = -\rho\mathbf{g}\mathbf{z} + \rho\mathbf{g}\zeta_a e^{kz} \cdot \cos(\mathbf{k}\mathbf{x} - \omega t) - \frac{1}{2} \rho \zeta_a^2 \omega^2 e^{2kz} \quad \text{Ec. 4.20}$$

Se debe aclarar que los tres términos que aparecen en la ecuación tienen un significado diferente, el primer termino es la presión hidrostática tal como se establece en la ley de Arquímedes y se utiliza para el análisis de estabilidad hidrostática en la teoría de flotación de cuerpos, el segundo termino es la presión dinámica del fluido, este depende de la forma de la ola generada y el tercero de

estos es la presión local debido a la energía cinética local en las olas. (PINKSTER, 2002)

En canales para la realización de ensayos hidrodinámicos, la presión dinámica esta influenciada por la profundidad del mismo, este queda de la forma

$$p^{(1)} = \rho g a \frac{\cosh K(z+h)}{\cosh K \cdot h} \cdot \cos(Kx - \omega t) \quad \text{Ec. 4.21}$$

Para el punto máximo cuando al agua esta tranquila en $t = 0$

$$p^{(1)} = \rho g a \frac{\cosh K(z+h)}{\cosh K \cdot h} \quad \text{Ec. 4.22}$$

Como es lógico, esta expresión no depende para nada de la forma de la placa, sino de la altura de la misma y de la forma de su movimiento, en el caso del generador tipo basculante, las fuerzas resistivas (FRR) se obtiene mediante el cálculo del momento en el eje de giro. (GONZALEZ ALVAREZ CAMPANA , 1988)

$$FRR(h - \Delta v) = \int_{-(h-\Delta v)}^0 p^{(1)} \cdot (h - \Delta v + z) dz \quad \text{Ec. 4.23}$$

Se remplaza el valor de $p^{(1)}$

$$FRR(h - \Delta v) = \int_{-(h-\Delta v)}^0 \rho g a \frac{\cosh K(z+h)}{\cosh K \cdot h} \cdot (h - \Delta v + z) dz \quad \text{Ec. 4.24}$$

$$FRR(h - \Delta v) = \frac{\rho g a}{\cosh K \cdot h} \cdot \left[\int_{-(h-\Delta v)}^0 \cosh K(z+h) \cdot (h - \Delta v) \cdot dz + \int_{-(h-\Delta v)}^0 \cosh K(z+h) \cdot z \cdot dz \right] \quad \text{Ec. 4.25}$$

$$FRR(h - \Delta v) = \frac{\rho g a}{\cosh K \cdot h} \cdot \left[\frac{(h - \Delta v)}{K} \cdot (\sinh(K \cdot h) - \sinh(K \cdot \Delta v)) + \frac{(h - \Delta v)}{K} \cdot \sinh(k \cdot b) - \frac{1}{K^2} \cdot (\cosh(K \cdot h) - \cosh(K \cdot \Delta v)) \right] \quad \text{Ec. 4.26}$$

O también

$$FRR(h - \Delta v) = \frac{\rho g a}{K \cdot \cosh(K \cdot h)} \left[\sinh(K \cdot h) - \frac{1}{K(h - \Delta v)} \cdot (\cosh(K \cdot h) - \cosh(K \cdot \Delta v)) \right] \quad \text{Ec. 4.27}$$

Se calcula la potencia media en un ciclo. En la paleta $x = 0$ con lo que las fuerzas resistivas en dicho ciclo de la forma $FRR \cos(\omega t)$ (GONZALEZ ALVAREZ CAMPANA , 1988)

Por lo tanto la potencia media en un ciclo es

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T (dFuerza)(Velocidad) \quad \text{Ec. 4.28}$$

Donde:

$$dFuerza = FRR \cdot \cos \omega t \cdot dt.$$

$$Velocidad = s \omega \cos(\omega t).$$

$$\omega = \frac{2\pi}{T}. \quad \text{Ec. 4.29}$$

De esta forma la potencia media queda escrita así:

$$P = \frac{1}{2} \omega \cdot s \cdot FRR = \frac{\pi \cdot s \cdot FRR}{T} \quad \text{Ec. 4.30}$$

El proceso de dimensionamiento del generador de olas se puede esquematizar según la figura 57.

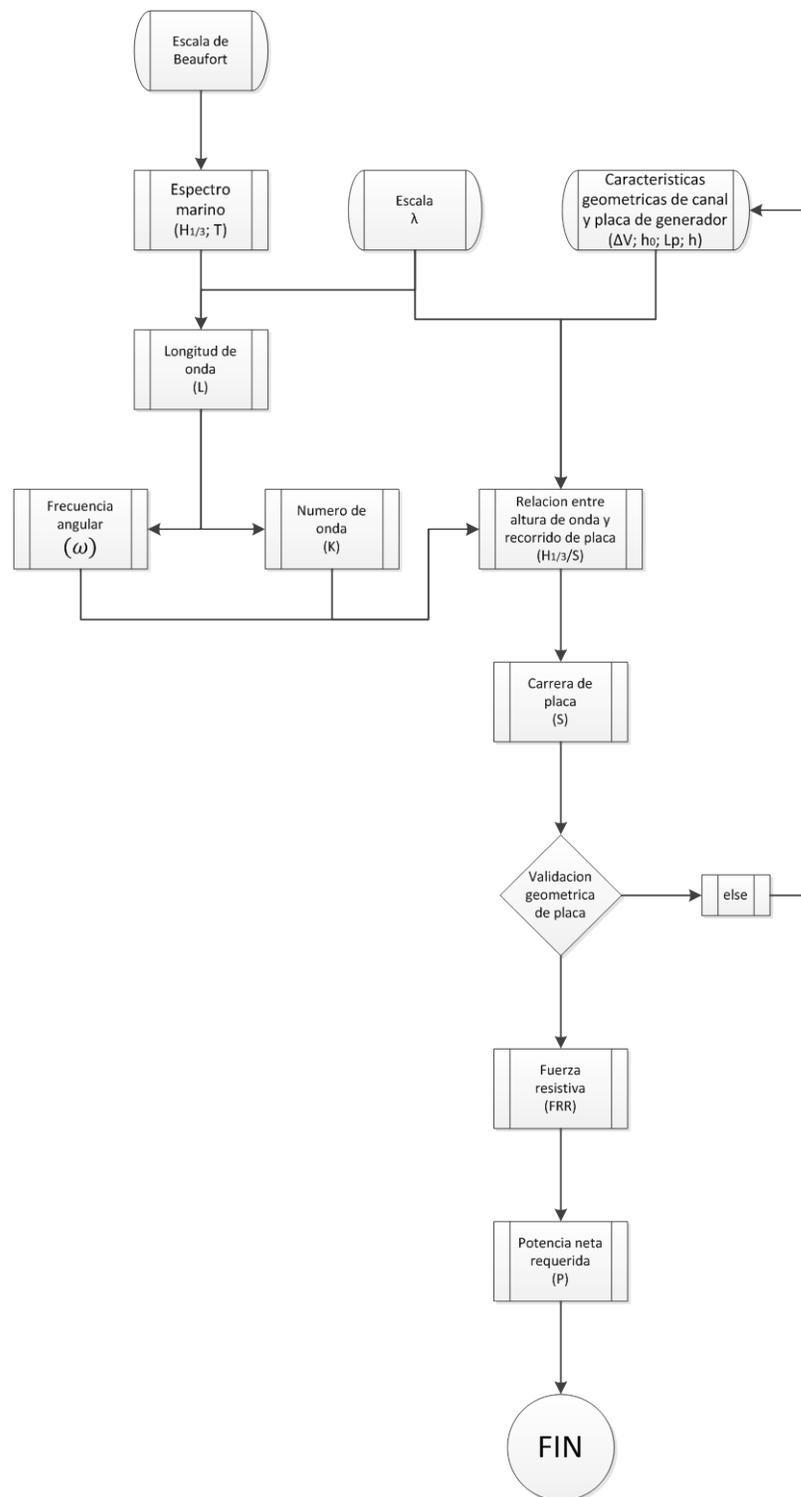


Figura 57 Proceso de calculo de sistema de generación de olas

4.2.4 Dimensionamiento de playa de amortiguamiento de olas

Siguiendo las recomendaciones planteadas, se dimensionara la playa de amortiguamiento de olas utilizando una combinación de los perfiles lineales y parabólicos, La razón de estos es para aumentar la eficiencia de absorción de la misma, esto fue anteriormente explicado.

Partiendo de la ecuación de SVENDSEN y JONSSON, se denota que:

$$\frac{h_x L_w}{h_T} \approx 1 \longrightarrow h_x = \frac{h_T}{L_w} \quad (\text{Véase Ec. 2.48})$$

La longitud de la playa se puede determinar haciendo uso del numero de Iribarren, trabajando con el menor valor del mismo, garantizamos una mayor efectividad en la absorción de las olas incidentes, a su vez, un menor numero de Iribarren involucra una mayor longitud de playa por lo cual se trabaja con un régimen de ola diferente para playas en pendiente, el ángulo de la playa seria:

$$\theta = \tan^{-1} \left(Ir \cdot \sqrt{\frac{H_1}{L_w}} \right) \quad \text{Ec. 4.31}$$

La longitud de la playa seria

$$x = \frac{h_x}{\tan(\theta)} \quad \text{Ec. 4.32}$$

4.3 Metodología de cálculo de dimensionamiento de canal de arrastre

Las dimensiones del canal de arrastre esta íntimamente ligado a las dimensiones de los modelos ensayados en el; tener un tamaño de modelo muy grande presentara restricciones para la ejecución de ensayos en el canal, un modelo muy pequeño se convierte en la realización de ensayos con valores poco significativos, estos no podrían ser usados para la verificación de el comportamiento de una embarcación.

El ancho del canal se dimensiona en función de las olas generadas por el avance de un modelo, los buques con un numero de Froude menor o igual a 0.40, tienen una patrón de olas de $19^{\circ}28'$, esto medido a partir del plano longitudinal de la nave, para el calculo especifico de este parámetro, Vaca en su documento “*Pesquisa e desenho de um tanque de provas para modelos de navios para o departamento de engenharia marítima e ciências do mar*” plantea que:

$$B_T = 4L_m \tan(19^{\circ}28') + B_m \quad \text{Ec. 4.33}$$

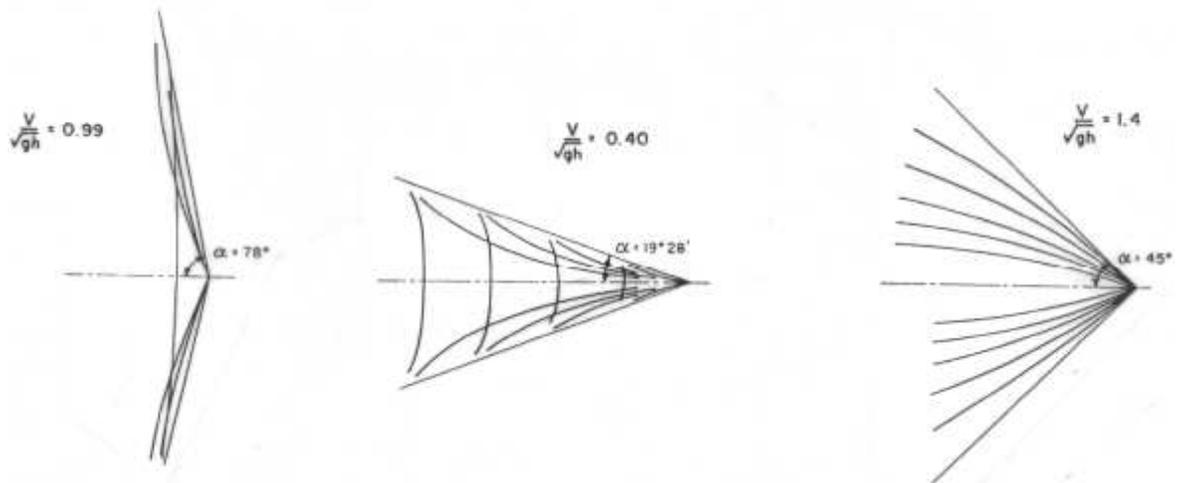


Figura 58 Formación de oleaje por interacción con la nave

Por otra parte, se sabe que los efectos de las aguas restringidas y poco profundas pueden ser despreciados cuando se cumplen las condiciones (UENO & NAGAMATSU, 1971):

$$B_T > \frac{3}{2} L_M \quad \text{Ec. 4.34}$$

$$h_T > \frac{3}{4} L_M \quad \text{Ec. 4.35}$$

Con la segunda relación establecida en el estudio se puede establecer el menor valor para la profundidad requerida en el canal, la profundidad recomendada según la SNAME se puede determinar con la relación:

$$h_T > \frac{10,73 \cdot T \cdot V}{\sqrt{L_{pp}}} \quad (\text{VIDAL BOSCH \& BARBERÁ FERNÁNDEZ, 2012}) \quad \text{Ec. 4.36}$$

La longitud del canal depende de las dimensiones de sus componentes y las características de los mismos, de esta forma la longitud del canal se podrá expresar como la unión de los segmentos:



Se podría decir que la única forma de determinar una longitud previa del canal sería la limitación del espacio de construcción, a ello se debería adaptar las características de los ensayos a realizar y los componentes de estos.

4.4 Cálculo de dimensiones y características del canal y sus componentes

Se puede apreciar que para el inicio de los cálculos, se debe contar con las características de embarcaciones tipo que serán la referencia para dimensionamiento, se puede ingresar un valor deseado de tamaño de modelo de manera arbitraria (véase Figura 54), para tomar un valor inicial se recurre al anexo 1 donde se pueden apreciar valores máximos y mínimos adoptados para tamaños de modelos (eslora) utilizados a nivel mundial, calculando la media de estos valores se obtiene un valor de **4m**, este será el valor arbitrario inicial con el que se procederá a seguir el proceso de dimensionamiento.

La embarcación seleccionada para la realización del dimensionamiento de la longitud canal y sus componentes es un buque tipo patrulla costera (CPV), (véase Tabla 1).

4.4.1 Determinación de la escala

La escala se determina utilizando la ley de similitud de Froude (véase Ec. 2.3), de esta manera se tiene que:

$$\lambda = \frac{L_s}{L_m} = \frac{46,50m}{4m} = 11,625$$

4.4.2 Características representativas del modelo

Haciendo uso de la escala determinada anteriormente, se obtiene el resto de las características del modelo.

$$L_m = 4m.$$

$$B_m = 0,61319m.$$

$$T = 0,155675m.$$

$$V_m = 3,9 \frac{m}{s}$$

4.4.3 Determinación de ancho y profundidad del canal

Para determinar el ancho del canal se hace uso de la ecuación 4.37, de esta forma se obtiene que:

$$B_T > \frac{3}{2}(4m) \longrightarrow B_T > 6m$$

Este valor será el ancho mínimo para el canal y trabajando con modelos de máximo 4 metros (eslora seleccionada en la etapa inicial de dimensionamiento).

Para la determinación de la profundidad del canal se determina haciendo uso de la ecuación 4.38, de esta manera se tiene que:

$$h_T > \frac{10,73 \cdot (0,17) \cdot (3,66)}{\sqrt{4}} \longrightarrow h_T > 3,38 m$$

Siguiendo el parámetro recomendado se propone el un nivel de agua de 3.4m, la profundidad total del canal dependerá del tamaño de las olas a recrear, seria pues la suma de la altura de nivel de agua y el mayor valor de la amplitud de ola (véase Cap. 4.4.5) de forma tal que la profundidad requerida para el canal será:

$$h_T = 3,4m + 0,6m = 4m$$

4.4.4 Características del carro de arrastre, aceleraciones y tiempo de mediciones.

Un primer paso en el proceso de cálculos, es la determinación de la masa del carro de arrastre y los equipamientos requeridos para los ensayos, este es un factor crucial debido a las implicaciones de este sobre los sistemas de impulsión y frenado, queriendo con ello que cada ensayo se realice bajo las condiciones esperadas.

Mediante analogía general, realizando una regresión del peso en función de la geometría de diversos carros de arrastre a nivel mundial, se establece el peso estimado del carro dinamométrico.

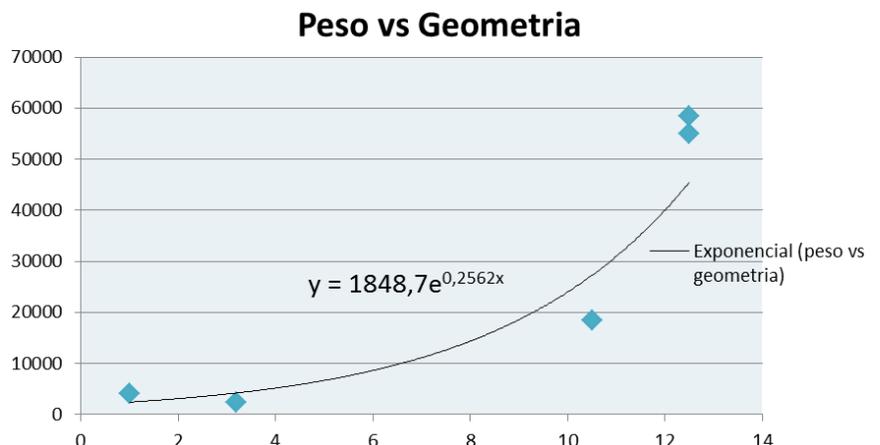
Tabla 6 Características de algunos carros de arrastre

País	Organización	Velocidades (m/s)	Aceleración (m/s ²)	Masa (Kg)	Ancho (m)
Bélgica (Gent)	<i>University of Ghent</i>	2.0	0.4	5760	1
Croacia (INSTITUT)	<i>Brodarki Institute</i>	14.0	1.0	55000	12.5
España	Canal de experiencias hidrodinámicas de el Pardo	10.0	1.0	60000	12.5
India (CHENNAI)	<i>Indian Institute of Technology Madras</i>	5.5	0.3	3900	3.2
Noruega	<i>Marintek</i>	8.0	1.0	20000	10.5

de acuerdo a esto, el peso de la estructura sería:

$$y = 1848.7e^{0.2562(6)}$$

$$y \approx 11110,4 \text{ Kg}$$



En el peso calculado, se encuentran incluidos los pesos de los componentes montados en el carro de arrastre, el valor de estos se pueden encontraren la siguiente tabla (SALDARRIAGA MUÑOZ, 2011).

Tabla 7 Detalle de pesos del sistema de arrastre

Componentes del sistema	Masa (kg)
Conjunto de motores y ejes de rotación	800
Sistemas informáticos y adquisición de datos	500
Equipo de pesas	300
Estructura de fijación del modelo	200
Modelo + desplazamiento	600

El presente estudio recomienda la ejecución de ensayos con aceleraciones de $1 \frac{m}{s^2}$, esto requiere un incremento mínimo de la potencial nominal requerida pero se compensa con un elevado porcentaje de reducción del espacio requerido para la zona de aceleración de los modelos.

Haciendo uso de las ecuaciones del movimiento uniforme acelerado, se halla que el tiempo de la prueba en la zona de aceleración sería:

$$t = \frac{V_m}{a} = \frac{4 \frac{m}{s}}{1 \frac{m}{s^2}} = 4 s$$

El espacio consumido es:

$$x = \frac{1}{2} at^2 = \left(\frac{1}{2}\right) \left(1 \frac{m}{s^2}\right) (4s)^2 = 8 m$$

Las fuerzas resistivas al movimiento son:

$$F_a = F_{ra} + F_f + F_{IM} + m_{ca}a$$

$$F_a = \frac{1}{2}C_{aa}\rho_{aa}V^2A_{TC} + \mu_E N + \frac{1}{2}C_{aa}\rho_W V^2A_{TM} + m_{ca}a$$

$$F_a = \left[\left(\frac{1}{2} \right) (1) \left(\frac{1,204kg}{m^3} \right) (12m^2) \right] + \left[(0.15) \left(11110,4 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \right) \right] \\ + \left[(11110.4 \text{ kg}) \left(\frac{1m}{s^2} \right) \right] = 27574.94 \text{ N}$$

Utilizando los valores anteriormente obtenidos se determina de manera consecutiva el trabajo y la potencia para la zona de movimiento acelerado.

$$W_a = F_a \cdot d$$

$$W_a = 27574.94 \text{ N} \cdot 8m = 220599.5 \text{ J}$$

$$P_a = \frac{W_a}{t}$$

$$P_a = \frac{(220599.5 \text{ J})}{(4s)} = 55149.88 \text{ W} = 73.958hp$$

Las fuerzas presentes en el movimiento con velocidad constantes son fuerzas de rozamiento con los puntos de apoyo o fuerza de fricción entre metales y la fuerza de rozamiento con el aire.

$$F_{vc} = F_{ra} + F_f + F_{IM}$$

$$\begin{aligned}
F_{vc} &= \left[\frac{1}{2} C_{aa} \rho_{aa} V^2 A_{TC} \right] + [\mu_E N] + \left[\frac{1}{2} C_{aa} \rho_W V^2 A_{TM} \right] \\
&= \left[\left(\frac{1}{2} \right) (1) \left(\frac{1,204 \text{ kg}}{\text{m}^3} \right) (12 \text{ m}^2) \right] + \left[(0.15) \left(11110.4 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \right] \\
&= 16464,54 \text{ N}
\end{aligned}$$

$$F_{vc} = 16464.54 \text{ N}$$

Es recomendado un tiempo de captura de datos a velocidad constante que oscile entre 15 y 20 segundo, tomando un valor de 20 segundos y desplazándonos a **4**, se requerirá **80 m**.

$$\begin{aligned}
W_{vc} &= (16464.54 \text{ N})(80 \text{ m}) = 1317163 \text{ J} \\
P_{vc} &= \frac{1317163 \text{ J}}{20 \text{ s}} = 65858.15 \text{ W} = 88.317 \text{ hp}
\end{aligned}$$

La potencia total requerida para el carro dinamométrico del proyecto es:

$$P_T = P_a + P_{vc} = 73.957 \text{ hp} + 88.317 \text{ hp} = 162.274 \text{ hp}$$

El espacio requerido para el desplazamiento del carro en las zonas de aceleración y velocidad constante cuentan con un valor máximo de es de 88 m y un valor mínimo de 56 m , variando el tiempo de registro de datos a velocidad constante.

Habiendo destinado un espacio de 10 m para el frenado, se determina la potencia requerida.

$$a_f = \frac{\Delta V^2}{2\Delta x} = \frac{\left(16 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \right)}{2 \cdot 10 \text{ m}} = 0.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\sum F_{da} = F_F + F_{ra} + m_{ca} a_{da}$$

$$F_{da} = 12654.9N + 65.016N + 3700N = 25352.86 N$$

$$W_{da} = 25352.86 N \cdot 10m = 253528.6 J$$

$$P_{da} = \frac{253528.6J}{5s} = 50705.72 W = 67.99 hp$$

La zona de frenado seguro se sugiere de igual magnitud que la zona de desaceleración, de esta manera, se logra garantizar un mayor índice de seguridad del sistema de detención de la estructura de arrastre.

De esta manera, la longitud destinada para la zona de desaceleración y frenado seguro sería de 20 m.

La longitud requerida para la realización de los ensayos tiene unos valores máximos y mínimos recomendados de 88 metros y 108 metros.

4.4.5 Análisis de Espectro Marino

Para realizar los análisis de parámetros del dimensionamiento del generador de olas y el amortiguador de olas, se hace un levantamiento de información sobre las características de los diferentes valores del espectro marino de la escala de Beaufort (en la figura 59 se representa el espectro marino para diferente escala de Beaufort) la cuales se recrear en el canal, logrando como resultado la siguiente tabla:

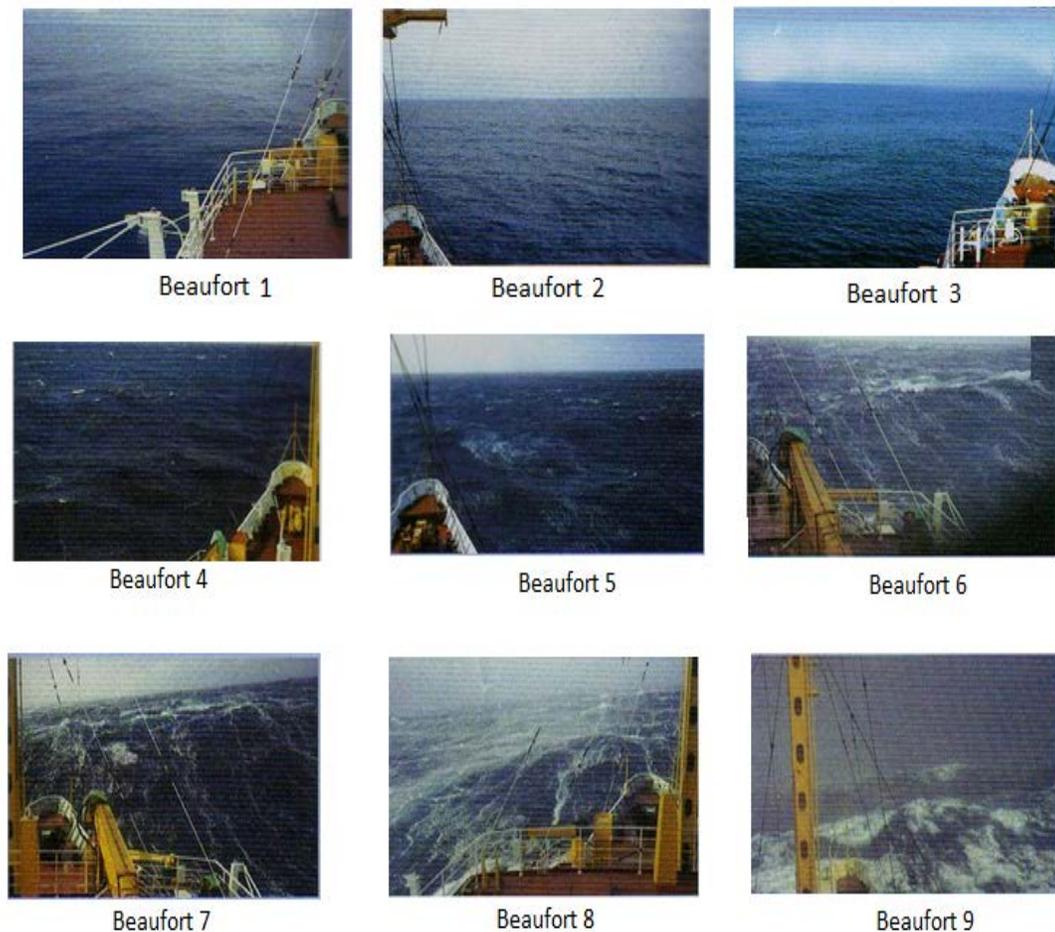


Figura 59 Espectro marino para diferente escala de Beaufort (GIS Iberica S.L, 2003)

Parámetros de oleaje en canal de pruebas según Beaufort, la escala evaluada es la considerada como la más crítica²² en relación a las embarcaciones fabricadas en Colombia (véase Tabla 1).

Tabla 8 Condiciones Beaufort; $\lambda=11$

Numero de Beaufort	T (Segundos)	H _{1/3} (m)	T (escala- m)	H _{1/3} (escala- m)	{a- m} amplitud real	{a- m} amplitud escalada	{Lw-m} real	{Lw-m} escalada	w real m	w escalada m	k real m	k escalada m
2	5,9	1,2	1,778916933	0,109090909	0,6	0,054545455	54,3492008	4,94083644	1,06494663	3,53202839	0,11560769	1,27168454
3	6	1,4	1,809068067	0,127272727	0,7	0,063636364	56,2071597	5,10974179	1,04719752	3,47316125	0,11178621	1,2296483
4	6,2	1,8	1,869370336	0,163636364	0,9	0,081818182	60,0167561	5,45606873	1,01341695	3,36112379	0,10469052	1,1515957
5	6,5	2,2	1,95982374	0,2	1,1	0,1	65,9653472	5,99684974	0,96664386	3,205995	0,09524979	1,04774766
6	7,2	2,9	2,170881681	0,263636364	1,45	0,131818182	80,93831	7,35802818	0,8726646	2,89430104	0,07762931	0,85392243
7	7,8	3,8	2,351788488	0,345454545	1,9	0,172727273	94,9900999	8,63546363	0,80553655	2,6716625	0,06614569	0,72760254
8	8,4	4,8	2,532695294	0,436363636	2,4	0,218181818	110,166033	10,0150939	0,74799823	2,48082946	0,05703378	0,62737158
9	9	6,2	2,713602101	0,563636364	3,1	0,281818182	126,466109	11,496919	0,69813168	2,31544083	0,04968276	0,54651036

Tabla 9 Condiciones Beaufort; $\lambda=33,5$

Numero de Beaufort	T (Segundos)	H _{1/3} (m)	T (escala- m)	H _{1/3} (escala- m)	{a- m} amplitud real	{a- m} amplitud escalada	{Lw-m} real	{Lw-m} escalada	w real m	w escalada m	k real m	k escalada m
2	5,9	1,2	1,019364742	0,035820896	0,6	0,017910448	54,3492008	1,6223642	1,06494663	6,16382424	0,11560769	3,87285746
3	6	1,4	1,036642111	0,041791045	0,7	0,020895522	56,2071597	1,67782566	1,04719752	6,06109384	0,11178621	3,744838
4	6,2	1,8	1,071196848	0,053731343	0,9	0,026865672	60,0167561	1,79154496	1,01341695	5,86557468	0,10469052	3,50713237
5	6,5	2,2	1,123028953	0,065671642	1,1	0,032835821	65,9653472	1,96911484	0,96664386	5,59485585	0,09524979	3,19086789
6	7,2	2,9	1,243970533	0,086567164	1,45	0,043283582	80,93831	2,41606895	0,8726646	5,05091153	0,07762931	2,60058195
7	7,8	3,8	1,347634744	0,113432836	1,9	0,056716418	94,9900999	2,83552537	0,80553655	4,66237988	0,06614569	2,21588048
8	8,4	4,8	1,451298955	0,143283582	2,4	0,071641791	110,166033	3,2885383	0,74799823	4,32935274	0,05703378	1,91063164
9	9	6,2	1,554963166	0,185074627	3,1	0,092537313	126,466109	3,77510774	0,69813168	4,04072923	0,04968276	1,66437245

²² La escala mas pequeña es la considerada como de mayor criticidad debido a las mayores dimensiones de altura de ola que se logran adoptar.

4.4.6 Generación y amortiguamiento de olas

4.4.6.1 Generación de olas

Siguiendo las recomendaciones planteadas, se dimensionara la potencia del generador de olas utilizando las ecuaciones antes vista, para detallar su relación con la altura de las olas necesaria para los diferentes tipos de ensayos a realizar con el diseño a escala.

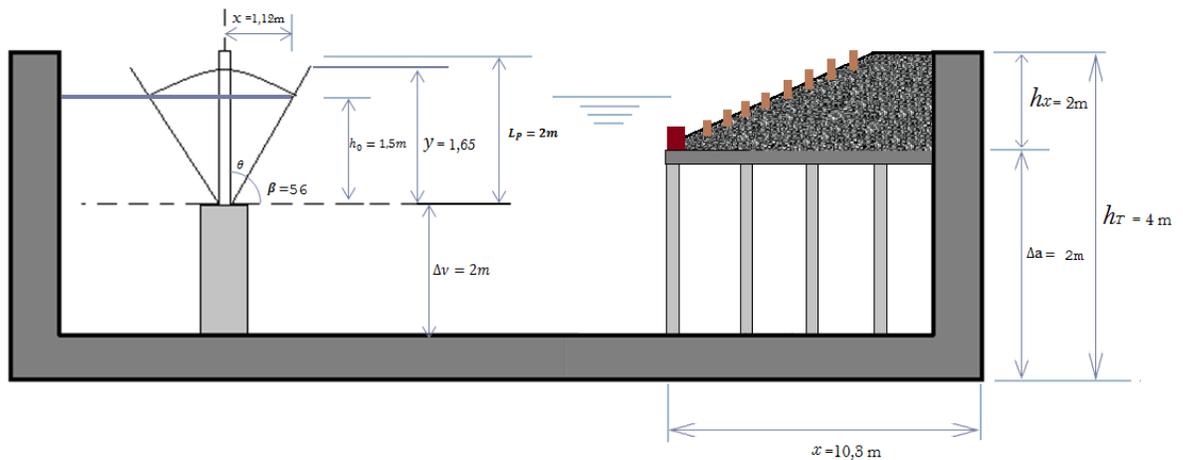


Figura 60 Dimensiones de componentes de oleaje

Los cálculos de dimensionamiento se realizaran para las olas a recrear con mayores magnitudes de altura y longitud de ola (véase tabla 8), de esta forma la fuerza requerida sería:

Tabla 10 Fuerzas resistivas y Potencias requeridas

Numero de Beaufort	$H_{1/3}$ (escala m)	H/S	S	FRR (N)	P (W)
2	0,109090909	0,47352134	0,23038225	280,784395	114,23947
3	0,127272727	0,46465717	0,27390673	332,677857	158,24193
4	0,163636364	0,44717315	0,36593512	440,384716	270,826315
5	0,2	0,42152107	0,47447213	560,149942	426,037531
6	0,263636364	0,36410573	0,7240654	798,646842	836,847446
7	0,345454545	0,31779665	1,08703018	1105,50242	1605,28782
8	0,436363636	0,27505217	1,58647591	1462,68022	2878,39108
9	0,563636364	0,23686828	2,37953502	1965,71877	5415,23355

Para el caso de dimensionamiento con las condiciones extremas, se determina que (véase Figura 59):

$$2\theta = \frac{S}{L_p} = \frac{2.38m}{2m} = 1.19 \text{ rad} = 68^{\circ}10'55''$$

$$\beta = 90 - \theta = 56^{\circ}$$

Realizando un análisis geométrico de los ángulos se pueden encontrar los valores de espacios requeridos en x y la carrera en z .

$$S_z = L_p(1 - \text{sen}(\beta))$$

$$S_z = 2(1 - \text{sen}(56)) = 1.65 \text{ m}$$

El espacio total que ocuparía la placa en la descripción de su movimiento será:

$$x = (L_p \cos \beta) \longrightarrow x_t = 2(2 \cos 56) = 2.24 \text{ m}$$

Con esto se concluye que la potencia del motor que induzca el movimiento a la placa del generador de olas será de 5415.23 W , esto equivale a 7.26 hp .

4.4.6.2 Dimensionamiento de playa de amortiguamiento de olas

Siguiendo las recomendaciones planteadas, se dimensionara la playa de amortiguamiento de olas utilizando una combinación de los perfiles lineales y parabólicos, La razón de estos es para aumentar la eficiencia de absorción de la misma, esto fue anteriormente explicado.

Partiendo de la ecuación de SVENDSEN y JONSSON (véase Ec. 2.48), se denota que:

$$\frac{h_x L_w}{h_T} \approx 1 \longrightarrow h_x = \frac{h_T}{L_w}$$

Cabe resaltar que el análisis se hace netamente adimensional, realizando los cálculos con una escala de 33.5 tomados de una embarcación tipo CPV y en el espectro de olas bajo condición Beaufort 2, se tiene que:

$$h_x = \frac{3.4}{1.62} = 2(m)$$

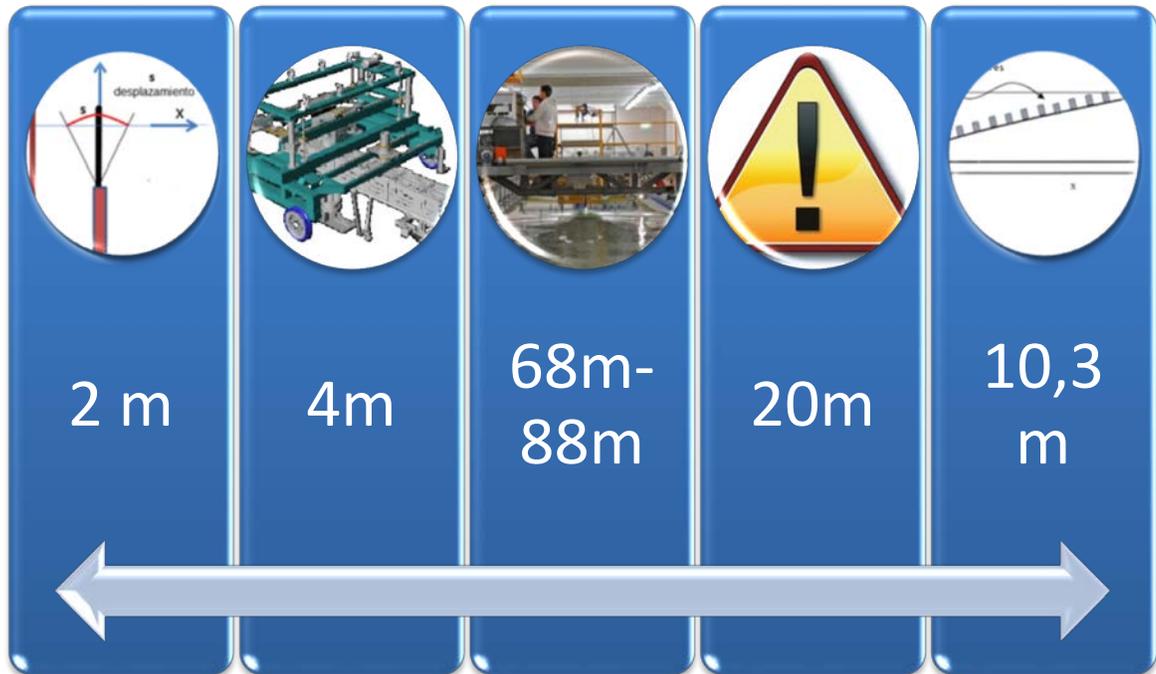
La longitud de la playa se puede determinar haciendo uso del numero de Iribarren, trabajando con el menor valor del mismo, garantizamos una mayor efectividad en la absorción de las olas incidentes, a su vez, un menor numero de Iribarren involucra una mayor longitud de playa por lo cual se con un régimen de ola para playas en pendiente, tomando valores para Beaufort 9 y una escala de modelo de 1:11, bajo un $I_r = 0.9$ se nota que el ángulo de la playa seria es (véase Ec.4.34):

$$\theta = \tan^{-1} \left(I_r \cdot \sqrt{\frac{H_1}{L_w}} \right) \approx 11^\circ$$

La longitud de la playa seria

$$x = \frac{h_x}{\tan(11^\circ)} \approx 10.3 m$$

La longitud requerida para el canal estará será



Los valores de esta oscilan entre 104.3 y 124.3 metros de longitud.

4.4.7 Validación del tamaño de modelo

La validación del tamaño del modelo se ejecuta con la ecuación 4.37, de esta manera se tiene que:

$$\frac{\delta V}{V} = 1,1(m) \left(\frac{L_M}{B_T} \right)^{\frac{3}{4}} \quad \text{Ec. 4.37}$$

Realizando un análisis de las embarcaciones, la que presenta un mayor valor de pérdida porcentual de la relación $\frac{\delta V}{V}$ es la embarcación tipo patrullero de bahía, este será la utilizada para determinar los valores máximos y mínimos de la eslora de los modelos a trabajar, dicho valor esta representado en la figura 61.

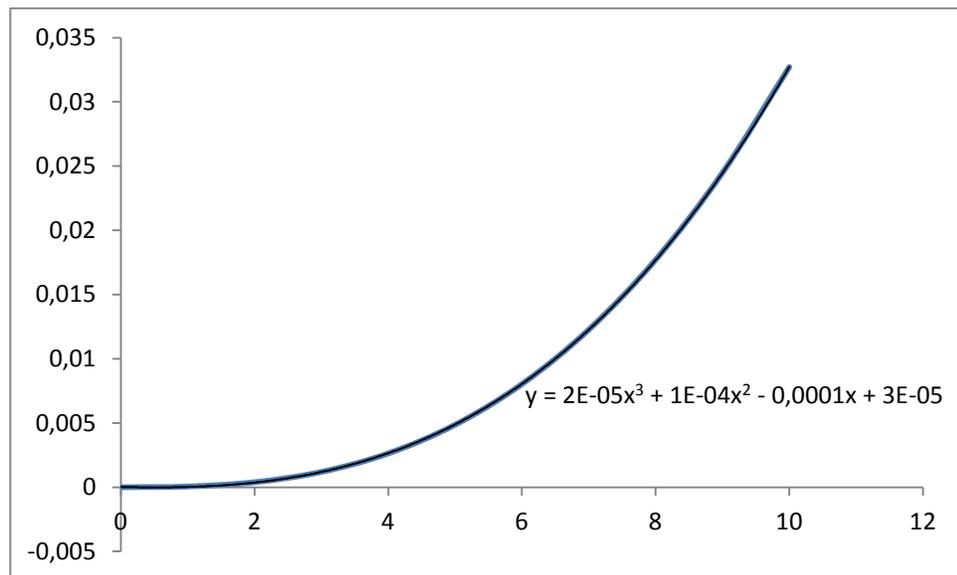


Figura 61 Validacion de dimensiones de modelos

Con este criterio se estima un valor máximo de modelos de 6.5m, sin embargo este debe ser comparado con valores recomendados según los criterios (UENO & NAGAMATSU, 1971):

$$B_T > \frac{3}{2}L_m$$

$$h_T > \frac{3}{4}L_m$$

El valor mas bajo será la máxima longitud de modelo a trabajar, esto sería de 4.6 m , como este valor es inferior al obtenido en función de las perdidas porcentuales de velocidad, se determina que los valores recomendados a implementar en el canal de ensayos serán $1\text{ m} < L_m < 4.6\text{ m}$.

Por otro lado, en la ejecución de ensayos, se utilizan de manera generalizada modelos mayores de 2 m de eslora . Con el fin de evitar interferencias de carácter ondulatorio con las paredes del canal, se recomienda que la longitud del canal sea de al menos $35\text{ veces la longitud del modelo}$ ensayado, de igual manera, se sugiere un valor de 0.47 para la relación existente entre *la longitud del modelo y el ancho del canal* para ensayos de arrastre; en el caso de ensayos armónicos, la relación tendrá un valor sugerido de 0.42 . (ITTC, Testing and extrapolation methods manoeuvrability- captive model test procedures, 2008)

5 Conclusiones

Luego de analizadas las variables críticas en el dimensionamiento de un canal hidrodinámico se encuentran como necesarias las siguientes características para sus instalaciones y componentes:

CANAL	las dimensiones del canal serán <i>lxbxh: 120x6x4 (m)</i>
CARRO DINAMOMETRICO	Potencia de impulso requerida 162.3 hp Potencia de frenado 70 hp
GENERADOR DE OLAS	Potencia requerida 7.26 hp La frecuencia de agitación dependerá del estado de mar a reproducir, esta se puede determinar de las tablas 8 y 9.
ABSORVEDOR DE OLEAJE	Las dimensiones requeridas serán <i>lxh: 10.3x2 (m)</i> , están supliarán la absorción adecuada bajo los diferentes parámetros de oleaje trabajado
MODELO	Los tamaños recomendados para los modelos podrán variar entre $1m < L_m < 4.6m$

Las instalaciones fueron diseñadas para contar con la capacidad de ejecutar ensayos de resistencia al avance, comportamiento en la mar y maniobrabilidad, para ello se hizo uso de un proceso detallado de dimensionamiento creado por los autores del presente estudio, en este se evalúan las variables físicas que de

alguna manera limitan la satisfactoria ejecución de dichos ensayos y se establecieron las condiciones para los mismos.

Bibliografía

- ESCALANTE, R. (2010). *incidencia de los movimientos verticales del buque en la determinación de la profundidad del canal*. diseño de vías navegables, escuela de graduados en ingeniería portuaria.
- FERNANDO, À., CARREÒN MAURICIO, b., & MARTÌNEZ MEJÌA, r. (s.f.). *diseño mecánico y de control de un dispositivo generador de olas*. tesis, escuela superior de ingeniería mecánica y eléctrica unidad azcapotzalco.
- PINKSTER, J. (2002). *introduction in ship hydromechanics*. delft university of technology. lecture mt519 draft.
- Effects of Motion at Sea on Crew Performance: A Survey. (2002).
- ALAEZ J, T. L. (1953). Leonardo Da Vinci and Problems of the navigation and naval design. *International Journal of Marine Design*, vol 95.
- ALAEZ ZAZURCA, J. A. (1995). *Comportamiento del buque en la Mar*. Madrid.
- ALAEZ, J., & ROBERSTON, J. (1965). *Hidrodinamics in theory and applications*. Prentice-Hall.
- ALCALÁ SÁNCHEZ, L. T. (2011). *Evaluación hidrodinámica de FPSOs ante diferentes configuraciones geométricas del casco*. Tesis de Ingeniería Naval, Universidad Veracruzana, Facultad de Ingeniería, Ciudad de Boca del Río, Veracruz.
- ÁLVAREZ, O., & OSORIO, A. (2010). *introduccion a la energia de costa*. resumen, universidad de nacional de colombia- sede medellin, Facultad de Ingeniería de Minas, Medellin.
- ANDI. (2011). *Colombia: Balance 2011 y perspectiva 2012*.
- BEAUFOY, M. (1834). *Nautical And Hydraulic Experiments, With Numerous Scientific Miscellanies*. London.
- BERTRAM, V. (2000). *Practical Ship Hydrodynamics*. Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann.
- CAÑAMERO TORRES, F. (2010). *ANÁLISIS DE ESTRUCTURAS OFFSHORE SOMETIDAS A LA ACCIÓN DEL OLEAJE MEDIANTE ANSYS*. Proyecto de Fin de Carrera, Universidad de Sevilla, Escuela Tecnica Superior de Ingenieros. Recuperado el 22 de mayo de 2012, de <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4791/fichero/3.Condiciones+Ambientales+del+Oceano.pdf>
- CHENNAI, I. I. (s.f.). *Facilities*. (INDIAN INSTITUTE OF TECHNOLOGY MADRAS CHENNAI) Recuperado el 6 de Septiembre de 2012, de <http://www.oec.iitm.ac.in/Facilities.html>
- CIPRIANO QUINTEROS, W. M. (2009). *Maniobrabilidad de Buques*. Lima, Perú: Universidad Nacional de Ingeniería.
- COTECMAR. (s.f.). *Construcciones*. Recuperado el 13 de Octubre de 2012, de <http://www.cotecmar.com/templates/construcciones.html>
- DOMINGO MELGOSA, R. (2003). *Estudio teórico - experimental de un sistema de disipación de energía poco habitual al pie de una caída de agua*. Minor thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, Departament d'Enginyeria Hidràulica, Marítima i Ambiental.
- DOS SANTOS, P., & MICHIMA, S. (2007). *Estudio de un tanque amortiguador de onda para la enseñanza activa*. Disertación, Universidad De Sao Paulo, São Paulo.
- EDSTRAND, H. (s.f.). Proceedings of the 17th ITTC. Gotemburgo.
- eduambiental.org. (s.f.). Recuperado el 8 de junio de 2012, de <http://comunidad.eduambiental.org/file.php/1/curso/contenidos/docpdf/capitulo22.pdf>
- ESPAÑA, G. D. (2011). *Las Ondas*. Recuperado el 28 de Julio de 2012, de <http://recursostic.educacion.es/secundaria/edad/4esofisicaquimica/impresos/quincena11.pdf>
- FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). energía de las olas.
- Formation Design Systems Pty Ltd. (s.f.). *FormSys*. Recuperado el 23 de Marzo de 2012, de <http://www.formsys.com/maxsurf/msproducts/seakeeper>
- FREIRE DE SOUZA, C., & MITIO MORISHITA, H. (2010). *Projeto, Implantação E Análise De Um Gerador De Ondas*. Proyecto de investigacion, Universidade De São Paulo, escola politècnica, São Paulo - Brasil.
- Gent, U. (s.f.). *Maritime Technology Division*. (Universiteit Gent) Recuperado el 13 de Agosto de 2012, de http://www.maritiem.ugent.be/en/research_sleeptank.htm
- GETLER, M. (1967). *The DTMB Planar-Motion mechanism System*. Washington D.C: Naval Ship Research and Development Center.

- GIS Iberica S.L. (2003). *G.I.S Ibérica*. Recuperado el 25 de 09 de 2012, de <http://www.gisiberica.com/escala%20beaufort/escala%20de%20beaufort.htm>
- GONZALEZ ALVAREZ CAMPANA , j. (1988). *nuevos metodos de prediccion de calidad de las olas generadas en laboratorios*. tesis doctoral.
- HERMO PEREIRA, A. (2008). *Anteproyecto de un petrolero de productos de 30000 TPM*. Tesis Ingenieria Tecnica Naval, Universidad de Cadiz, Escuela Universitaria De Ingeniera Tecnica Naval.
- HERRERA CHARLES , r. (2007). *metodo de generacion de oleaje irregular unidireccional con autoaprendizaje*. tesis doctoral, instituto politecnico nacional , mexico .
- IMO. (2002). *Notas explicativas de las normas sobre maniobrabilidad de los buques*. Recuperado el 29 de Julio de 2012, de [http://www.imo.org/blast/blastDataHelper.asp?data_id=15507&filename=137\(76\).pdf](http://www.imo.org/blast/blastDataHelper.asp?data_id=15507&filename=137(76).pdf)
- INSTITUT, B. (s.f.). *Brodaska Hidrodinamika*. Recuperado el 16 de Agosto de 2012, de http://www.hrbi.hr/index.php?page=new_page&id=1&page_id=5
- ITTC. (2002). *Recommended Procedures and Guidelines*. ITTC, The Resistance Committee.
- ITTC. (2005). *Recommended Procedures and Guidelines*. ITTC, The Seakeeping Committee.
- ITTC. (2008). *Recommended procedures and guidelines*. ITTC, Manoeuvring Committee.
- ITTC 24th International Towing Tank Conference. (2005). *Worldwide Series for Identifying Facility Biases*. Edimburgo, Inglaterra.
- Nautica & Embarcaciones. (s.f.). Recuperado el 12 de Marzo de 2012, de <http://www.nauticayembarcaciones.com/articulos-nauticos/tipos-timones.html>
- PARSONS, M., & STEVENS, S. (January de 202). Effects of Motion at Sea on Crew Performance: A Survey. *Marine Technology*, XXXIX(1), 29-47.
- PÉREZ FERNÁNDEZ, R., & LAMAS PARDO, M. (enero-febrero de 2011). El comportamiento en la mar de estructuras flotantes. *Anales de mecánica y electricidad*.
- QUASQAI. (31 de Enero de 2011). Recuperado el 20 de 06 de 2012, de <http://mundoqashqai.foroactivo.com/t3398-inclinometro>
- QUINTERO MALDONADO, J. D., & SEJNAUI CORONADO, A. D. (2010). *Consejo De Ciencia Y Tecnologia Del Estado De Guanajuato*. Recuperado el 15 de 8 de 2012, de http://www.concyteg.gob.mx/sinnco/formulario/MT/MT2010/MT11/SESSION3/MT113_JQUINTEROM_174.pdf
- ROUSE, H., & INCE, S. (1957). *History of Hydraulics*. Iowa City: Institute of hydraulics research.
- RUSELL, P. (Septiembre de 1999). *NAVIES IN TRANSITION*. Recuperado el 17 de 04 de 2012, de <http://www.btinternet.com/~philipr/froude.htm>
- SALDARRIAGA MUÑOZ, J. M. (2011). *Estudo de uma metodologia para o dimensionamento de um tanque de provas do tipo reboque*. Tesis de Maestria, Universidade de São Paulo, Engenharia Naval e Oceânica, São Paulo.
- SAN ROMÁN SEGUNDO, E. (2001). *MODELADO Y CONTROL DEL MOVIMIENTO LONGITUDINAL DE UN FERRY DE ALTA VELOCIDAD*. Tesis Doctoral, Universidad Complutense de Madrid, Departamento de Arquitectura de Computadores y Automática.
- SHEAU PING, L. (2004). *Hydrodynamic Coefficients Of Manoeuvring For Small Vessel*. Tesis de Maestria en Ingenieria mecánica, Universiti Teknologi Malaysia, Faculty of Mechanical Engineering, Kuala Lumpur.
- Sierra, j., & Lo Presti, A. (1998). *estudio comparativo de criterios de rotura del oleaje regular*. documento .
- SIMONS, A. (s.f.). Folleto orientado al curso de Hidrodinámica I. sao Paulo, Brasil.
- SL, D. E. (s.f.). *DISIBEINT*. Recuperado el 25 de Julio de 2012, de <http://www.disibeint.com/web2010/productes/productes.php?mode=inici&titol=SenRes&desti=conjunts>
- SNAME. (1-5 de April de 1950). nomenclature for treating the motion of a submerged body through a fluid. (SNAME, Ed.) *the society of naval architects and marine engineers, technical and research bulletin*, 1-15.
- SNAME. (1989). *Principles of Naval Architecture* (Second Revision ed., Vol. III). (E. v. LEWIS, Ed.) Jersey City, NJ, United States Of America: The society Of Naval Architects and Marine Engineers.
- SNAME. (s.f.). *ITTC*. (SNAME) Recuperado el 23 de 04 de 2012, de <http://itc.sname.org/>

- SPHAIER, S. (2003). *Dinâmica do Navio no Plano Horizontal*. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Programa de Engenharia Oceânica.
- SPHAIER, S. H., MATOS, V., SALES JR, J., & CORREA DA SILVA, S. (2005). *Determinação de Derivadas Hidrodinâmicas em Laboratório e sua Utilização no Estudo da Estabilidade de Sistemas Oceânicos Flutuantes*. Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares.
- TAMPIER BROCKHAUS, G., & SALAS INZUNZA, M. (s.f.). *Estudio Y Validación De Seakeeping De Una Embarcación Mediante Código De CFD Abierto*. Universidad Austral de Chile, Facultad de Ciencias de la Ingeniería, Valdivia, Chile.
- UENO, K., & NAGAMATSU, T. (March de 1971). Effect of restricted water on wavemaking resistance. *Journal of Seibu Zosen Kai-The Society of Naval Architects of West Japan*(41).
Universidad Tecnológica de Bolívar, Universidad del Norte, Universidad del Rosario, & COTECMAR. (2012). *Sistema Sectorial de innovación de la industria astillera de Colombia*.
- VIDAL BOSCH, J. R., & BARBERÁ FERNÁNDEZ, A. (24 de 01 de 2012). *Enavales*. Recuperado el 10 de 10 de 2012, de http://www.enavales.com/index.php?option=com_phocadownload&view=category&id=14:n-hidrodinamica-resistencia-y-propulsion-&Itemid=74#
- Wikimedia Foundation, I. (06 de junio de 2012). *Wikipedia* ®. Recuperado el 13 de Mayo de 2012, de *Wikipedia* ®: <http://en.wikipedia.org/wiki/File:Translations.PNG>
- YOUNGZE, X., WEIGUANG, B., & TAKESHI, K. (2007). A PMM experimental research on ship maneuverability in waves. *Proceedings of the asme 2007 26th international conference on offshore mechanics and artic engineering*(OMAE2007-29521), 11-16.

ANEXOS

<i>País</i>	<i>Nombre de la organización</i>	<i>Lm Mín (m)</i>	<i>Lm Máx (m)</i>	<i>Lt (m)</i>	<i>Bt (m)</i>	<i>ht (m)</i>	<i>vel min (m/s)</i>	<i>vel max (m/s)</i>
Austria	Vienna Model Basin	2	7,5	180	10	5		7,5
Bélgica	University of Ghent Department of Applied Mechanics-Naval Architecture	1	5	88	7	0,5		2
Brasil	Instituto de Pesquisas Tecnologicas	2	6	276	6,6	4,5		7
Bulgária	Bulgarian Ship Hydrodynamics Centre	1,5	5	200	16	6,5		6
Canada	National Research Council Canada	2	5	200	12	7	0.001	10
China	China Ship Scientific Research Center	3	10	474	14	7		15
	Dalian University of Technology Research Institute of Naval Architecture Harbin Shipbuilding Engineering Institute	3	5	156	7	4	0,5	8
	Huazhong University of Science and Technology	1	6	175	6	4		8
	Marine Design and Research Institute of China	1,5	4,5	70	5	2,5		6
	Shanghai Ship and Shipping Research Institute	3	5	192	10	4	0,02	8
	Wuhan University of Water Transportation Ship Hydrodynamics Laboratory	3	6	132	10,8	2	0,06	6
Croácia	Brodarski Institute	1	2	67	3	2,5		3,14
Dinamarca	Danish marine institute	1,5	8	240	12	5,5		14
Finlândia	Ship Hydrodynamics Laboratory	2	11	130	11	5,5		8,2
França	Bassin D'Essais des Carenes (Tank 1)	4	8	160	9,8	4		5,5
	Bassin D'Essais des Carenes (Tank 2)	3	6	155	8	2		5
	Bassin D'Essais des Carenes (Tank 3)	2	9	220	13	4		10

Anexo1 dimensiones de canales, Longitud de modelos utilizados y velocidades de carro de arrastre

País	Nombre de la organización	Lm Mín (m)	Lm Máx (m)	Lt (m)	Bt (m)	ht (m)	vel min (m/s)	vel max (m/s)
Alemanha	Berlin Model Basin	2,5	5	250	8	4,8		10
	Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt	2	12	300	18	6		10
	Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam	3	7	280	9	4,5		8,5
	Technische Universitaet Tostock Fachbereich Maschinenbau und	2	6	53	5	3		2
India	Indian Institute of Technology Department of Naval Architecture	2	3,5	150	4,1	2,4		7
Indonesia	Faculty of Marine Technology – ITS Hydrodynamics Laboratory	1	2,5	50	3	1,6		4
	Indonesian Hydrodynamic Laboratory Surabaya	1	4	234,5	11	5,5	0,05	9
Itália	Istituto Policattedra di Ingegneria Navale	1	2	60	1,5	1,5		3
	Istituto Nazionale per Studi ed Esperienze di Architettura Navale (tank 1)	1,5	8	470	13,5	6,5		15
	Istituto Nazionale per Studi ed Esperienze di Architettura Navale (tank 2)	1,5	8	208,8	9	3,5		10
Japão	Akashi Ship Model Basin Co., Ltd	2	8	200	13	6,5		5
	Fishing Boat and Instrument Division National Research Institute of Fisheries Engineering	1	3,5	137	6	3,45		5
	Hiratsuka Research Laboratories Fluid Dynamics Engineering Section Sumitomo Heavy Industries	1	4,5	120	6	3,5		4
	Hiroshima University, Faculty of Engineering Department of Naval Architecture and Ocean Engineering	1,2	5	100	8	3,5		3
	Kyushu University Department of Naval Architecture	1	5	118	2,67	3		3
	Meguro Model Basin The First Research Center	4	8	247	12,5	7		8

Anexo1 dimensiones de canales, Longitud de modelos utilizados y velocidades de carro de arrastre

País	Nombre de la organización	Lm Mín (m)	Lm Máx (m)	Lt (m)	Bt (m)	ht (m)	vel min (m/s)	vel max (m/s)
Japão	Mitsubishi Heavy Industries, Lt	2	10	285	12,5			5
	Tsu Laboratories, NKK Co., Ltd	6	12	240	18	8		7
	University of Osaka Prefecture Department of Naval Architecture	1	3	70	2,9	1,6		2,5
	University of Tokyo	2	4,5	85	3,5	2,4		4
	Nagasaki Institute of Applied Sciences	2	7	60	4	2,3	0,2	3
	Faculty of Mercantile Marine Science Kobe	2	3	60	5	1,5		2
Corea	Hyundai Maritime Research Institute	4	10	210	14	6		7
	INHA University Towing Tank Department of Naval Architecture	1	4	75	5	2,7		3
	Korea Research Institute of Ships and Ocean engineering	3	7	203	16	7		6
	Pusan National University, Department of Naval Architecture	1	3,5	87,3	5	3		5
	Seoul National University Department of Naval Architecture,	1,5	5	110	8	3,5		5
	Samsung Ship Model Basin	2	9,6	400	14	7		18
Malásia	Marvic Technology Laboratory	2,5	4,5	120	4	2,5		5
Holanda	Delft Ship Hydromechanics Laboratory	1	3,5	142	4,22	2,5		5
	Maritime Research Institute Netherlands	2	8	252	10,5	5,5		9
Noruega	MARINTEK	1	8	195	13,5	4,8		8
Polónia	Ship Design and Research Centre	2,5	8	246,5	11,95	5,8		12
Rússia	Krylov Shipbuilding Research Institute	1	4,5	141,7	6,7	3,3		5,5
Espanha	Canal de Experiencias Hidrodinamicas De El Pardo	1	10	320	12,5	6,5		10
	Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales	1	2,5	100	3,8	2,2		3,5

Anexo1 dimensiones de canales, Longitud de modelos utilizados y velocidades de carro de arrastre

País	Nombre de la organización	Lm Mín (m)	Lm Máx (m)	Lt (m)	Bt (m)	ht (m)	vel min (m/s)	vel max (m/s)
Turquia	Ata Nutku Ship Model Testing Laboratory	1	5,4	160	6	3,25	0,03	6
Inglaterra	Experimental and Electronic Laboratories	1	5	188	2,4	1,2		12,2
	University of Glasgow	1	5	77	4,6	2,7		6,4
	Defense Research Agency Haslar	1	10	271	12,2	5,5		12,25
Estados Unidos	David Taylor Model Basin Carderock Division NSWC	6,1	12,2	574,85	15,5	6,7		18
	Stevens Institute of Technology Davidson Laboratory	1,2	3	95,4	3,66	1,65		30
	The University of Iowa Iowa Institute of Hydraulic Research	1	3	91,44	3,05	3,05		3,04
	Massachusetts Institute of Technology Cambridge Ocean engineering Testing Tank	1	2	30,8	2,6	1,2		4
	The University of Michigan Ship Hydrodynamics Laboratory	1,5	10	109,7	6,7	3,05		6,1
	The University of New Orleans School of Naval Architecture and Marine Engineering	1,75	3	30,8	4,6	2,4		3,66
	U.S. Naval Academy Hydromechanics Laboratory	1	2	117,5	7,82	4,82		7,6
	University of California Department of Naval Architecture and Offshore Engineering,	1	2	61	2,4	1,5		2,5

La estabilidad de la dirección de maniobra de naves se puede analizar mediante el estudio del comportamiento de la solución homogénea de ecuaciones diferenciales ordinarias acopladas. Se verifica con este análisis después de la una perturbación en el sistema que causaría una aparición $\Delta u, v$ y r , estas velocidades tienden a disminuir con el tiempo, regresando a la nave a tener velocidades $u = u_0, v = 0$ y $r = 0$ tras algún tiempo.

Por tratarse de ecuaciones lineales de primer orden las soluciones son de la forma $v = Ve^{\lambda t}$ y $r = Re^{\lambda t}$.

Sustituyendo las expresiones de las soluciones en las ecuaciones de movimiento se obtiene:

$$[(m' - Y'_{\dot{v}})\lambda - Y'_{\dot{v}}]V - [(Y'_{\dot{r}} - m'x'_{\dot{G}})\lambda - (Y'_{\dot{r}} - m')]R = 0$$

$$[-(N'_{\dot{v}} - m'x'_{\dot{G}})\lambda - N'_{\dot{v}}]V + [(I'_{\dot{z}} - N'_{\dot{r}})\lambda - (N'_{\dot{r}} - m'x'_{\dot{G}})]R = 0$$

Estas ecuaciones tienen solución sólo en el caso en que el determinante de los coeficientes se anule:

$$\begin{bmatrix} (m' - Y'_{\dot{v}})\lambda - Y'_{\dot{v}} & -[(Y'_{\dot{r}} - m'x'_{\dot{G}})\lambda - (Y'_{\dot{r}} - m')] \\ -(N'_{\dot{v}} - m'x'_{\dot{G}})\lambda - N'_{\dot{v}} & (I'_{\dot{z}} - N'_{\dot{r}})\lambda - (N'_{\dot{r}} - m'x'_{\dot{G}}) \end{bmatrix} = 0$$

Esto es:

$$\begin{aligned} & ((m' - Y'_{\dot{v}})(I'_{\dot{z}} - N'_{\dot{r}}) - (Y'_{\dot{r}} - m'x'_{\dot{G}})(N'_{\dot{v}} - m'x'_{\dot{G}}))\lambda^2 \\ & - ((m' - Y'_{\dot{v}})(N'_{\dot{r}} - m'x'_{\dot{G}}) + Y'_{\dot{v}}(I'_{\dot{z}} - N'_{\dot{r}}) + (Y'_{\dot{r}} - m')(N'_{\dot{v}} - m'x'_{\dot{G}}) \\ & + N'_{\dot{v}}(Y'_{\dot{r}} - m'x'_{\dot{G}}))\lambda + Y'_{\dot{v}}(N'_{\dot{r}} - m'x'_{\dot{G}}) - (Y'_{\dot{r}} - m')N'_{\dot{v}} \\ & = A\lambda^2 + B\lambda + C = 0 \end{aligned}$$

Y un determinante nulo para:

$$\lambda_{1(2)} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$$

Con los valores de $\sigma_{1(2)}$ se puede verificar si un sistema es estable o no. Un estudio de comportamiento de las raíces λ_1 y λ_2 podrá demostrar si un sistema es estable o no, o sea que el sistema vuelve a una posición de equilibrio en caso de perturbación.

El comportamiento de la nave, después de la perturbación está dada por:

$$v' = V_1 e^{\lambda_1 t} + V_2 e^{\lambda_2 t}$$
$$r' = R_1 e^{\lambda_1 t} + R_2 e^{\lambda_2 t}$$

Los valores de V_1, V_2, R_1 y R_2 dependerán de las condiciones iniciales impuestas, mas para un análisis de estabilidad no son en si importantes. Lo que determina el comportamiento de la nave son los valores propios del problema, estos son λ_1 y λ_2 . Asumiendo que la forma de los valores propios esta dada por:

$$\lambda_i = \mu_i + i\nu_i$$

La parte imaginaria, cuando existe, muestra un comportamiento teórico de v' y r' en el tiempo. La parte real, cuando es positiva, indica que las variables v' y r' crecen en el tiempo, un buque es inestable, una vez que perturbado no amortigüe este efecto. Si la parte real es negativa, se entiende que los movimientos introducidos por pequeñas perturbaciones son amortiguados en el tiempo. Estas soluciones representan una reacción del buque cuando este se encuentra en una posición a cero grados.

En la teoría de maniobras, se pueden establecer mediante análisis las contribuciones de A, B y C y se obtiene un criterio mucho mas simple, donde los valores del coeficiente C define si el buque es direccionalmente estable o no.

Como se veía en la parte de arriba, el determinante de la ecuación

$$A\sigma^2 + B\sigma + C = 0$$

Donde

$$\sigma_{1(2)} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$$

En términos de las posibles soluciones se tienen las siguientes posibilidades:

- $B^2 - 4AC > 0, AC < 0$ - raíz real positiva- solución inestable- aumento exponencial.
- $B^2 - 4AC > 0, AC > 0$ - dos raíces reales con signos en función B/A:
 - ✓ $\frac{B}{A} > 0$ - dos raíces negativas- soluciones estables- decrecimiento exponencial.
 - ✓ $\frac{B}{A} < 0$ - dos raíces positivas- solución inestable- aumento exponencial.
- $B^2 - 4AC = 0$ - dos raíces con signos dependientes de B/A:
 - ✓ $\frac{B}{A} > 0$ - dos raíces negativas iguales- solución estable- decrecimiento exponencial.
 - ✓ $\frac{B}{A} < 0$ - dos raíces reales positivas iguales. Solución inestable- aumento exponencial.
- $B^2 - 4AC < 0$
 - ✓ $\frac{B}{A} > 0$ - dos raíces complejas con partes reales negativas- solución estable- decrecimiento exponencial con oscilación.
 - ✓ $\frac{B}{A} < 0$ - dos raíces complejas con partes reales positivas- solución inestable- aumento exponencial con oscilación.

Una conclusión de este cuadro es que $\frac{B}{A} > 0$ es una condición necesaria para la estabilidad y $AC > 0$ es una condición suficiente para la estabilidad.

Es conveniente ahora proceder con una validación de las influencias de los coeficientes hidrodinámicos sobre los coeficientes A, B y C para profundizar un poco mas el análisis.

Como:

$$m' > 0, I' > 0, \quad Y'_v < 0, \quad N'_r < 0, \quad Y'_r < 0, \quad N'_v < 0, \quad Y'_r < 0, \\ N'_v \geq 0 \text{ y } Y'_r, N'_v, x'_G \text{ son pequeñas, entonces:}$$

1. El coeficiente A será siempre positivo

$$A = (m' - Y'_v)(I'_z - N'_r) - (Y'_r - m'x'_G)(N'_v - m'x'_G) \\ A > 0$$

2. El coeficiente B será siempre positivo

$$B = -((m' - Y'_v)(N'_r - m'x'_G) + Y'_v(I'_z - N'_r) + (Y'_r - m')(N'_v - m'x'_G) + (Y'_r - m'x'_G)) \\ B > 0$$

3. La relación A/B será siempre positiva

El coeficiente C es el único que depende de los valores de las derivadas hidrodinámicas, puede tomar valores positivos o negativos. Así la condición de estabilidad direccional será dada por

$$C > 0$$

Donde

$$C = Y'_v(N'_r - m'x'_G) - (Y'_r - m')N'_v$$

Esta relación puede ser reacomodando la expresión de la siguiente forma:

$$\frac{N'_r - m'x'_G}{Y'_r - m'} - \frac{N'_v}{Y'_v} > 0$$

La estabilidad pasa a ser analizada comparando los brazos debido a los momentos de giro y momentos estáticos.

$$l_r = \frac{N'_r - m'x'_G}{Y'_r - m'} \\ l_s = \frac{N'_v}{Y'_v}$$

Para la confiabilidad en la ejecución de ensayos, se deben tener en cuenta diversos parámetros de evaluación y control, estos son presentados a continuación.

Ensayo De Resistencia (ITTC, Testing and Extrapolation Methods Resistance-Resistance Test, 2002)

1. Propósito del procedimiento

El propósito de este procedimiento es asegurar consistencia en la metodología de adquisición de resultados correctos para ensayos de resistencia en aguas profundas en buques con calado y desplazamientos comunes así como medidas de puesta a punto en canales de Ensayos Hidrodinámicos. El procedimiento se dirige a modelos a escala únicamente y no considera extrapolación ni predicciones de buques a escala real.

2. Descripción de procedimientos

Los ensayos de resistencia son llevados a cabo para proveer información de la cual la resistencia del modelo de un casco a cualquier velocidad deseada puede ser determinada. Para este propósito, la resistencia del modelo y su velocidad a través del agua son simultáneamente medidas y verificadas. La actitud del funcionamiento del modelo, es decir, el hundimiento de proa y popa del modelo al desplazarse también es usualmente medida.

La resistencia (o arrastre) es la componente horizontal de la fuerza que se opone al movimiento estable hacia adelante del casco del modelo. La resistencia es determinada midiendo la fuerza de arrastre.

2.1. Modelo e Instalación

2.1.1. Modelo

El modelo debe ser fabricado de acuerdo al Procedimiento Recomendado de la ITTC 7.5-01-01-01, Modelos de Buques prestando particular atención a las

tolerancias de fabricación de los modelos, superficies terminadas, fabricación de apéndices y el tamaño y posicionamiento de los estimuladores de turbulencia.

El modelo debe ser generalmente lo más grande posible para el tamaño del canal de arrastre teniendo en cuenta los efectos de refracción en las paredes, aguas poco profundas, masa del modelo y la máxima velocidad del carro de arrastre.

2.1.2. Condiciones del ensayo

Los modelos deben ser evaluados en ambas o una de las condiciones mencionadas a continuación:

- Resistencia del casco desnudo sin apéndices, para determinar los coeficientes de resistencia de la forma básica. Si algún apéndice es incluido en el casco el barco, debe ser claramente estipulado. Los timones deben ser presentados en el ensayo de resistencia si forman parte de la quilla como una extensión simplificada, podrían también ser incluidos en otros casos.
- La resistencia total del modelo del casco con sus apéndices, para determinar el aumento del coeficiente de resistencia debido a los apéndices. Todos los apéndices fijos, excepto aquellos que son considerados como propulsor, deben ser ajustados en el modelo. Los apéndices removibles o superficies de control no deben ser incluidos en el ensayo de resistencia total.
- La sentina no debe ser incluida en el ensayo de resistencia total si la resistencia espera ser reducida; sin embargo, su superficie mojada será incluida en los procedimientos predictivos siguientes. Debe realizarse una declaración clara de los apéndices incluidos en cada ensayo.

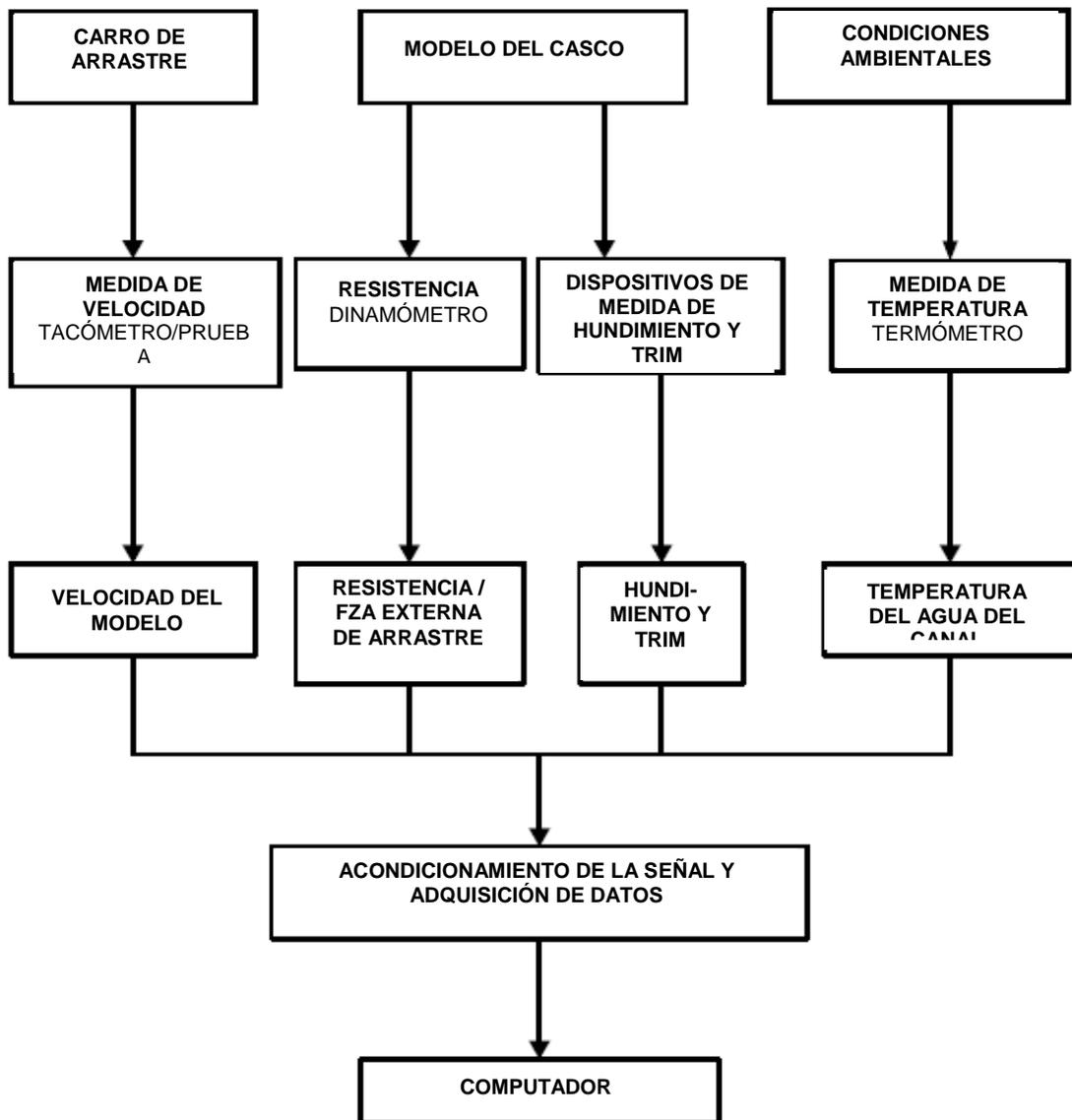
2.1.3. Instalación

El modelo debe ser evaluado con un desplazamiento calculado correctamente. Para la instalación del modelo y puesta a punto vea el Procedimiento Recomendado de la ITTC 7.5-01-01-01, Modelos de buques.

La fuerza de remolque debe, si es posible, estar en línea con el eje de la propela y con el Centro longitudinal de *Boyance* con el fin de evadir efectos artificiales de trimado. El modelo deber ser sujetado al cabezal medidor del dinamómetro de resistencia con una conexión que pueda medir y transmitir únicamente fuerza horizontal de arrastre.

2.2. Sistema de medición

La figura a continuación muestra un sistema de medición típico.



Las siguientes cantidades son medidas en el ensayo de resistencia:

- Velocidad del modelo
- Resistencia total
- Hundimiento (en proa y popa)
- Temperatura del agua (Para el cálculo de la viscosidad)

2.3. Simplificación de datos y análisis

La velocidad, resistencia, hundimiento y *trim*, y otras variables continuamente grabadas de la prueba deben ser los valores principales derivados de la integración de los valores instantáneos medidos sobre distintos intervalos de medición, eliminando el cero de los valores promedio.

La resistencia total y resistencia residual, junto al número de Froude son calculadas con las ecuaciones pertinentes.

2.4. Documentación

Los resultados del ensayo deben ser recolectados en un reporte, el cual debe contener al menos la siguiente información:

- Especificaciones del modelo
 - Identificación (Número del modelo o referencia)
 - Condición de Carga
 - Método de simulación de turbulencia
 - Escala del Modelo
 - Principales dimensiones e hidrostática, incluido área de la superficie estática mojada
- Particularidades del canal de arrastre, incluyendo longitud, ancho y profundidad del agua.
- Datos del ensayo
- Datos paramétricos del ensayo
 - Temperatura del agua
 - Densidad del agua
 - Viscosidad cinemática del agua

Factor de Forma (inclusive si $(i + k) = 1.0$ es aplicable, esto debe ser establecido.

- Para cada velocidad, como mínimo los siguientes datos deben ser dados:
 - Resistencia del modelo
 - Hundimiento en proa y popa, o hundimiento y *trim*.

Ensayo Comportamiento En La Mar (ITTC, Testing and Extrapolation Methods Loads and responses, Sea Keeping, 2005)

1. Propósito del procedimiento

La hidrodinámica de los ensayos (*seakeeping*) con modelos a escala son elaborados con el fin de encontrar respuesta de los movimientos hidrodinámicos de la embarcación para así comparar su respuesta con criterios reales y verificar su desempeño

2. Descripción de procedimientos

En el ensayo del comportamiento en la mar (*seakeeping* que es la simulación del comportamiento del mar a escala), el cual consiste en generar una ola para ver la respuesta de la embarcación con respecto a los movimientos que se generen, con el fin, de obtener datos mas precisos de su comportamiento, diseño, distribución de cargas y respuesta a los grados de libertad.

2.1. Inspección de instrumentación antes del ensayo

- Escala (ambiente marino el cual se desempeñara)
- Dimensiones del Modelo
- Las dimensiones del tanque
- Configuración del casco
- Condiciones de carga (masa del modelo)
- Posición del centro de gravedad (longitudinal y vertical).
- Velocidades y comportamiento *RAO'S*
- Características del oleaje (altura, períodos, espectros, dispersiones,...)
- Características de control de velocidad del oleaje (del generador de olas)
- Tiempo de duración del ensayo
- Las posiciones de los sensores (acelerómetros, movimiento relativo, onda encontrado, ...)
- Frecuencias de resonancia de los modelos segmentados

- Frecuencia de muestreo
- Calibraciones de sensores y de precisión

2.2. Criterios y lecciones para el procedimiento de los ensayos

Es deseable que el oleaje producido sea el apropiado para el modelo y pueda llegar hasta la cubierta, incluyendo la popa y armadura del barco, puede ser necesario medir parámetros como humedad de cubierta, lo cuales depende de la distribución del peso y el radio de giro de la embarcación.

Si los radios de giro longitudinal del *Pitch* o *Yaw* son desconocidos, se puede tomar el valor de $0.25 LPP$ y si el radio de giro transversal tampoco se tiene, se puede asumir un valor entre $0.35B$ y $0.40B$ (estos valores son tomados si incluir la masa añadida).

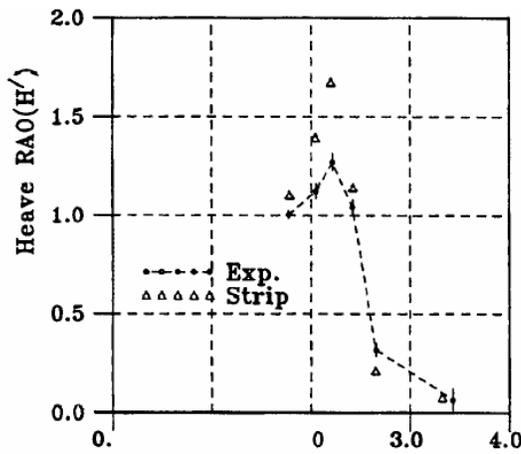
Para los movimiento del modelo es deseable que el carro guía tenga la mínima restricción para *Head* y libertad para *Roll*, es decir, que se pueda girar en el mismo eje longitudinal (a través del centro de gravedad).

En al siguiente tabla muestra las relaciones de incertidumbre globales al *Heave* es de escala $\pm 2.0\%$ a $\pm 3.5\%$ y para *Pitch* van desde $\pm 3.5\%$ a $\pm 6.0\%$. A frecuencias más altas de encuentro, como las magnitudes de la oscilación *Heave* y *Pitch* disminuyen los *RAO'S*, los límites de incertidumbre tienden a aumentar de manera significativa.

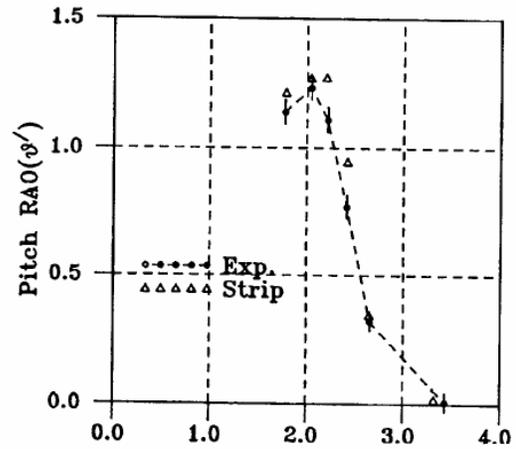
$\omega\sqrt{L/g}$	λ/L	H'	$\tilde{U}_H^-, (\%)$	$\tilde{U}_H^+, (\%)$	θ'	$\tilde{U}_\theta^-, (\%)$	$\tilde{U}_\theta^+, (\%)$
1.773	2.00	1.003	0.0197 (1.96%)	0.0217 (2.16%)	1.138	0.0452 (3.99%)	0.0464 (4.08 %)
2.045	1.50	1.124	0.0345 (3.07%)	0.0374 (3.33%)	1.231	0.0449 (3.64%)	0.0475 (3.86%)
2.216	1.28	1.272	0.0406 (3.19 %)	0.0449 (3.53%)	1.108	0.0464 (4.19%)	0.0493 (4.45%)
2.416	1.08	1.042	0.0321 (3.08%)	0.0366 (3.51%)	0.772	0.0418 (5.41%)	0.0442 (5.72%)
2.655	0.89	0.317	0.0332 (10.47%)	0.0340 (10.72%)	0.320	0.0373 (11.66%)	0.0379 (11.88%)
3.430	0.53	0.067	0.0516 (77.5 %)	0.0517 (77.6%)	0.0073	0.0364 (500%)	0.0364 (500%)

Incertidumbre general de oscilación *Heave* y *Pitch*

Las siguientes figuras se muestran los rangos de incertidumbre de la oscilación *Heave* y *Pitch* de los *RAO'S* utilizando la teoría de la tira por (Park y Kang, 1989).



Heave (H') y el rango de incertidumbre.



Pitch (theta') y el rango de incertidumbre

2.3 Ejecución de ensayos

Las escalas de los modelos y los tipos de ensayos a realizar tendrán un tiempo mínimo de medida durante el ensayo para garantizar el estudio y por otra parte para evitar los fenómenos transitorios como la reflexión, difracción o decaimiento del oleaje según se propague desde el generador a lo largo del canal haciendo esto un error en la toma de datos.

Esto obliga en consecuencia a la necesidad de determinar previamente la zona útil y el tiempo hábil para la toma de medidas del modelo a escala en el canal de prueba.

Las pruebas con modelos libre de funcionamiento (carro guía) pueden ser necesaria para ajustar las rpm y el timón de la embarcación. Con el fin de alcanzar la velocidad deseada para el oleaje producido y registrar el continuamente la acción del timón con las rpm producidas.

Las amplitudes y fases de los movimientos del casco en los grados de libertad deseados deben ser medidas según sea apropiado para el propósito de la prueba. Mediciones de altura de las olas se debe hacer con una sonda montada cerca del modelo, pero no causar interferencia. La sonda preferiblemente debe ser fijada al carro, pero pueden realizarse medidas en un punto fijo en el tanque. En este último caso, el punto de medición debe ser seleccionado en la posición en la que

las olas se forman completamente sin ser afectado por las olas reflejadas en el generador de olas, las paredes del tanque y el amortiguador de olas.

2.4 Adquisición y medición de datos

El desempeño de los ensayos de *seakeeping* con modelos a escala se debe realizar la medición directa e indirecta de los siguientes datos:

- Aceleraciones. Con el fin de proporcionar corroborar los datos para el cálculo de las aceleraciones de los movimientos medidos.
- El movimiento relativo. Las mediciones del movimiento relativo entre el modelo y la superficie de agua en los puntos que permiten establecer la correlación con las olas y otros datos de movimiento.
- Ángulo del timón. En los casos en que se emplea el control de timón activo, el ángulo del timón debe controlarse continuamente.
- Presiones de impacto en el casco o en cubierta en lugares seleccionados.
- Resistencia al agua y resistencia adicional en las olas (si no es libremente en ejecución).
- El agua en la cubierta.
- Revoluciones de la hélice. Cada vez que un modelo autopulsado utilizado, las revoluciones del eje debe ser registrada.
- Registros Visuales. Las pruebas deben ser registradas visualmente, ya sea por película o video, preferiblemente de una manera que permite escalar de tiempo.

Ensayo de maniobras (ITTC, Testing and extrapolation methods manoeuvrability-captive model test procedures, 2008)

1. Propósito del procedimiento

Los ensayos hidrodinámicos con modelos cautivos son ejecutados con la finalidad de encontrar valores de los coeficientes hidrodinámicos propios de cada embarcación para posteriormente recrear el comportamiento de maniobras mediante modelos matemáticos.

2. Descripción de procedimientos

Los ensayos de maniobras requieren como factor esencial, la determinación de las dimensiones y escalas a trabajar, estas deben ser escogidas lo más grandes posibles.

2.1. Modelo e Instalación

2.1.1. Modelo

Se debe inspeccionar antes de la ejecución de las pruebas en los modelos los siguientes conceptos:

- Principales dimensiones
- Configuración del casco
- Masa del modelo
- Posición del centro de gravedad (longitudinal y vertical)

Es de gran importancia evaluar las relaciones entre el modelo y el canal de tal manera que no se causen interferencia entre los mismos.

2.1.2. Condiciones del ensayo

Para la realización de los ensayos se debe cumplir con las condiciones de profundidad requerida, para ello se puede tomar referencia las indicaciones de la IMO (MSC/Circ 644).

2.1.3. Instalación

El modelo una vez conectado al mecanismo de arrastre (PMM), en ello, se debe tener mucho cuidado al realizar la alineación del modelo con respecto al eje de referencia del tanque; Esto debe revisarse antes y después de las pruebas, la alineación puede comprobarse mediante pruebas de *drift puro* en ángulos pequeños (entre $\pm 2^\circ$). La posición de "cero ángulo de deriva" se obtiene cuando las fuerzas laterales y momento de guiñada son ambos mínimas, sin embargo debe ser recordado que la asimetría del modelo puede evitar la nulidad de las fuerzas laterales/momento de desviación a cero ángulo de deriva, debe ser verificada también la condición de carga del modelo antes y después de las pruebas.

Para ensayos de tipo remolque, se debe trabajar con ángulos de deriva que no causen interferencia con las pareces del canal, estos normalmente varían entre $\pm 20^\circ$ o ± 15 .

2.2. Sistema de medición

El buen desempeño de ensayo de maniobras con modelos cautivos requiere la medición directa e indirecta de fuerzas longitudinales, laterales y momento de guiñada sobre el casco; debe registrarse además la trayectoria y la velocidad del modelo, La capacidad de las galgas extenso-métricas u otros equipos de medición a utilizar deberán ser escogidos de manera apropiada en función de las cargas esperadas.

2.3. Simplificación de datos y análisis

La rata de muestreo y el detalle de los filtros utilizados deben ser determinados en base de la frecuencia de oscilación, junto a esto se deben evaluar consideraciones de las frecuencias primarias del ruido. El muestreo puede varias entre 5 y 40 Hz.

La medición de datos en tiempo real deben ser grabados, esta es una recomendación que se hace después de cada ensayo con el fin de verificar errores obvios en los datos. Los errores comentados pueden ser ruidos de fuentes desconocidas, sobrecargas o fallas en alguno de los sensores.

Para ensayos estacionarios, se calcula el valor medio del registro obtenido durante el lapso de medición, para el caso de los ensayos armónicos se requieren técnicas como el análisis de Fourier, análisis de regresiones y sistemas de identificación.

2.4. Documentación

Los resultados del ensayo deben ser recolectados en un reporte, el cual debe contener al menos la siguiente información:

- Especificaciones del modelo
 - Identificación (Número del modelo o referencia)
 - Condición de Carga
 - Desplazamiento y ubicación del centro de flotación.
 - Información completa de los datos hidrostáticos obtenidos.
 - Principales dimensiones e hidrostática, incluido área de la superficie estática mojada
- Si se instala timón en el modelo, se deben documentar los diseños, fotografías y parámetros cinéticos del mismo, igual manera se realizara el ensayo con y sin este.
- Para el canal se deben tener presente sus dimensiones, temperatura del agua, nivel de agua y la relación entre nivel de agua y calado del modelo.
- Parámetros de Medición, grabación y calibración
 - Características del equipo de medición incluyendo celdas de cargas
 - Filtros de ruidos implementados
 - Tiempo de muestreo

Tasa de digitacion

Factor de Forma (inclusive si $(i+k) = 1.0$ es aplicable, esto debe ser establecido.

- Parámetros de ensayos

Velocidad del modelo.

Tiempo de prueba estacionaria.

Numero de ciclos para ensayos armónicos.

Frecuencia de oscilación, (se debe probar que no cause resonancia con frecuencia natural del PMM, equipos de medición y fluido).

Angulo de deriva, rata de guiñada, amplitud de desvio.