

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**APLICACIÓN DE UN MODELO NÚMÉRICO PARA LA
PREDICCIÓN DE LA MANIOBRABILIDAD DE BUQUES
PESQUEROS DE CERCO**

TESIS

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE

INGENIERO NAVAL

WILLIAM MARTIN CIPRIANO QUINTEROS

PROMOCIÓN 2002-I

LIMA-PERÚ

2008

Dedico este trabajo a mis padres Catalina y Juan
Por todo lo que significan para mi, sumado a la
fuerza y a la motivación que dieron para vencer
más una etapa.

PROLOGO

El comportamiento de buques en maniobras es una de las muchas áreas técnicas que contribuyen para la grande complejidad envuelta en el proyecto de buques. Las demandas para el proyectista pasan por establecer procedimientos y criterios tal que el buque sea capaz de operar eficiente y seguro en diferentes condiciones operacionales. Los modelos matemáticos envueltos en esos procedimientos derivan de la aplicación de la Segunda Ley de Newton a cuerpos rígidos. Donde las ecuaciones diferenciales lineales tienen un alcance de actuación limitada. Modelos de simuladores no lineales son comúnmente empleados, siendo en general considerados como eficientes herramientas en el desarrollo y evaluación de proyectos.

El uso de la simulación en el diseño de sistemas de control de gobierno de un buque, ha hecho necesario el desarrollo de modelos dinámicos que conservando las principales características de comportamiento, permitan una implementación lo más sencilla posible. Dinámicamente un buque se puede considerar como un sólido rígido con seis grados de libertad; tres coordenadas para describir los movimientos de

traslación respecto a los tres ejes, y otras tres para los respectivos movimientos de rotación.

El modelo de *Abkowitz (1964)*, se propone tomar hasta el tercer orden del desarrollo en la serie de *Taylor*, los términos superiores al tercer orden no se consideran porque la experiencia ha demostrado que su inclusión no aumenta significativamente la exactitud. También se indica que se pueden despreciar varios términos debido a la simetría lateral de los buques, a que solo se tienen en consideración los términos con aceleración de primer orden y, el acoplamiento entre los términos de velocidad y aceleración es despreciable.

La presente tesis es un estudio sobre la maniobrabilidad del buque pesquero en condiciones de aguas tranquilas, en el cual se simula numéricamente la trayectoria de la embarcación, mediante un modelo matemático no lineal de tercera orden, y se considera solo tres grados de libertad, avance (*surge*), desvío (*sway*) y guiñada (*yaw*), este modelo numérico está basado en el modelo matemático propuesto por *Abkowitz*. Este modelo pretende hacer una descripción comprensiva y robusta de las acciones fluidas relevantes para los movimientos simétricos y anti-simétricos del buque. Así también presentamos resultados de las simulaciones numéricas de la trayectoria de un buque en el dominio del tiempo, durante las maniobras estandarizadas de curva de giro, espiral y zig-zag.

El presente informe se desarrolla en seis capítulos al cual pasamos a describir:

En el Capítulo 1 se plantea la necesidad de los estudios sobre maniobrabilidad y se realiza una breve reseña histórica de la evolución de dichos estudios hasta la actualidad. Asimismo se definen los objetivos de la tesis.

En el Capítulo 2 se delimitan las cualidades de maniobrabilidad, realizándose diversas disquisiciones sobre las mismas. Asimismo, se hace descripción de las ecuaciones de maniobras para los tres grados de libertad: avance (*surge*), desvío (*sway*) y guiñada (*yaw*), considerando los términos no lineales hasta tercera orden, basados en el modelo propuesto por *Abkowitz (1964)*. Así también describimos las diferentes técnicas de análisis experimentales para la obtención de las derivadas hidrodinámicas, que van desde ensayos con modelos cautivos hasta ensayos con modelos libres. Detalles sobre la obtención de derivadas hidrodinámicas mediante formulaciones empíricas, la descripción de maniobras padronizadas, teoría de estabilidad direccional y criterios I.M.O. (*International Maritime Organization*) para maniobras también forman parte de este capítulo.

En el Capítulo 3 se refiere a los resultados numéricos obtenidos de la maniobra de espiral, maniobra de giro y maniobra zig-zag, todas ellas en el dominio del tiempo. Todos estos resultados son sometidos a los requerimientos de las normas de maniobrabilidad de la I.M.O. (*International Maritime Organization*), detalladas en el fundamento teórico de este trabajo.

Finalmente, en el Capítulo 4 presentamos las conclusiones y recomendaciones más relevantes obtenidas en el desarrollo de esta tesis.

Deseo expresar mi más profundo reconocimiento a las siguientes personas e instituciones, sin cuyo apoyo y ayuda difícilmente hubiera sido posible la realización de la presente tesis:

Al profesor Marcelo de Almeida Santos Neves, mi maestro ya muchos años, por el grande estímulo, la extrema paciencia y la dedicación demostrada.

A todos los profesores del Programa de Ingeniería Mecánica de la OPPE-UFERJ en el Brasil, por las valiosas enseñanzas. De modo especial, al profesor Raad Yahya Qassim por el apoyo y consideración.

A mis profesores de la Escuela Profesional de Ingeniería Naval de la FIM/UNI, por el apoyo recibido en los momentos necesarios.

A mi hermano Jorge, por su disponibilidad permanente de ayuda e incentivo que, al mismo tiempo, nunca me faltaron.

A mis amigos y colegas de trabajo de la ABS (*American Bureau of Shipping*) por el apoyo brindado.

CAPITULO 1 INTRODUCCIÓN

1.1. NATURALEZA Y ALCANCE:

El hombre primitivo ejercía control direccional sobre su embarcación de una manera análoga a la que usa en una canoa hoy en día. Él controlaba su dirección usando el remo para producir una fuerza tanto a babor como a estribor de su embarcación. Con el crecimiento de las embarcaciones los cambios de curso pasaron a hacer hechas por medio un remo tipo pala situada en uno de los bordos, posteriormente un remo de cada lado se transformo en practica naval. El uso de la placa a popa fue introducido aproximadamente durante la edad media. La forma de esa placa gradualmente fue evolucionando para las distintas formas de timones que se tiene en la actualidad.

La calidad del proyecto de una embarcación esta invariablemente relacionada a su capacidad de realizar maniobras. De esa capacidad depende su desempeño operacional y, principalmente, aspectos de seguridad a ella inherentes en la ruta prevista. Esto implica en decir que cuanto mayor fuera su agilidad en maniobrar, más eficientemente esta responderá cuando esta sujeta a acciones ambientales, y al realizar operaciones de atracación, minimizando los riesgos de colisión y encalle que vengan a causar perdidas humanas, materiales o daños ecológicos.

Todo esto se traduce en elevadas cifras monetarias a tener en cuenta a la hora de considerar la explotación del buque en un determinado tráfico y la aparición del riesgo para las vidas humanas tanto la tripulación del propio buque como para personas externas a este, y el medio marino.

Normalmente el buque esta destinado a moverse la mayor parte de su vida en línea recta y por eso es lógico elegir las dimensiones principales en el anteproyecto de forma que se optimice la propulsión y a la resistencia al avance, todas estas características se encuentran relacionadas al consumo de combustible, es decir el abandono de la trayectoria rectilínea del buque depende de sus características maniobreras. En definitiva el consumo de combustible aumenta y la rentabilidad disminuye si no se cuenta con una buena maniobrabilidad, *vide Pérez (2000)*.

Una preocupación que se debe tener en cuenta, sobretodo en buques pesqueros de cerco, por el tipo de actividad que estos desarrollan en el mar, es la de que ellos deben ser buques con notable agilidad de movimientos. Durante el proceso de pesca de cerco, el buque tiene que perseguir el cardume, que es un elemento móvil, realizar el lanzamiento de la red, durante la maniobra de giro, disponiendo siempre de alguna reserva adicional de fuerza en el timón, para minimizar la adversidad de la influencia del viento y del mar. Queda claro entonces que el buque pesquero de cerco debe poseer algunas características específicas de maniobrabilidad, generalmente superiores a las de otros tipos de buques de pesca. Este es un aspecto que debe ser cuidado desde la fase de anteproyecto de esas embarcaciones, *vide Alaez (1995)*.

Esto implica en decir que el proyecto hidrodinámico del casco, bien como el proyecto de los sistemas de control de navegación, deberían llevar en cuenta no solamente cuestiones de desempeño sino también ser capaces de garantizar la integridad de la tripulación, del medio ambiente, de la carga embarcada y del propio buque, especialmente sobre situaciones de peligro o en condiciones ambientales adversas, *vide Pereira (1987)*.

En ese sentido intentar prever el comportamiento de una embarcación en su fase de proyecto se constituye un gran beneficio, proporcionando una gran flexibilidad al proyecto, esto permite que pueda ser reevaluado constantemente en términos de los requisitos de seguridad previstos. Los ensayos de desempeño del casco son realizados con modelos reducidos en tanques de prueba en el exterior, mismo así sus líneas se encuentran definidas, repetidas pruebas implican mucha vez in viabilidad económica del proyecto teniendo en cuenta el alto costo de estos ensayos.

Como una forma de obtener esa previsión sin recurrir a los usuales tanques de prueba, la tendencia hoy es la utilización del proceso de simulación numérica con el uso de computadores personales, a través de la implementación de formulaciones de la teoría hidrodinámica, *vide Belenky (2003)*.

1.2 ANÁLISIS SOBRE ACCIDENTES DE BUQUES PESQUEROS:

La actividad pesquera es una de las de más alto riesgo, similar al de la minería por el número y gravedad de los accidentes que se producen cada año. Intervienen en ello

varios factores como son las características de los buques, las de sus equipos, la actuación de las tripulaciones y otros más difíciles de controlar, como es del estado de mar. Hay que tener en cuenta, además, que los buques pesqueros, sobre todo los de bajura, tienen mucha menor capacidad de protección que los buques que se dedican al transporte y a otras actividades industriales.

Por otra parte, la dureza de las condiciones de vida a bordo y el prolongado aislamiento de las tripulaciones son factores que contribuyen en gran manera a las elevadas tasas de siniestralidad laboral. Si contemplamos la cifra de unas 24 000 personas en todo el mundo que, por término medio, pierden la vida al año en las actividades de pesca, *vide Wang (2005)*.

Es importante reiterar que la actividad pesquera es de alto riesgo, pero peculiarmente, accidentes con buques de pesca no acostumbra ganar tanto destaque en la prensa en general, donde muchas veces accidentes no comunes en otros sectores de la navegación son más notados, como en el caso de barcos pesqueros, especialmente los de pequeñas dimensiones son los que producen estadísticas impactantes, *vide Neves y Freitas (2004)*.

Por otro lado, las reglamentaciones perfeccionadas, tanto nacionales como internacionales, acaban solo aplicándose solo para barcos de dimensiones mayores. Típicamente ese es el escenario en el Perú, donde la mayoría de la flota tiene dimensiones reducidas y poco se beneficia los perfeccionamientos normativos.

La prevención de los accidentes se convierte en un problema personal de cada individuo, pero como siempre, la responsabilidad recae en las autoridades, quienes tienen la obligación de pronosticar, planear y poner en acción un programa de prevención de accidentes, basados en aspectos técnicos, experiencia, honestidad y sentido común.

La seguridad en la mar es tan necesaria como en tierra o en el aire; los peligros más inminentes provienen del mar mismo, junto con el viento y las tormentas y con otros elementos de la naturaleza, siendo todos ellos intrínsecamente destructivos. Sin embargo, el análisis de pérdidas de buques pesqueros en la mar señala que las fuerzas de la naturaleza no son más responsables que los fallos humanos. Es decir, entre las tripulaciones existe una fuerza destructiva que iguala a las de la naturaleza y a pesar de que nosotros tenemos la inteligencia, la capacidad y la organización para evitar estos fallos humanos, desgraciadamente no hacemos uso de ello en la medida que sería deseable, *vide Ma (2004)*.

Desgraciadamente ha habido numerosos accidentes en buques pesqueros de todas las magnitudes, los cuales proporcionan un excelente material para el estudio de la prevención de accidentes. De acuerdo con los datos de referencia del "*II Coloquio Internacional sobre Seguridad y Condiciones de Vida en los Buques de Pesca, COFM (1992)*", en los accidentes a nivel mundial, 35% son atribuidos a la falla del material, 31% debido al mal tiempo, 17% debido a la falla humana y 17% atribuidos a causas desconocidas. En los accidentes causados por mal tiempo fueron detectados

influencias de factores como la estructura del barco, material empleado y edad de la embarcación.

La empresa de seguros El Pacifico, realizo un registro de siniestros de buques pesqueros en todo el litoral peruano, durante los años de 1994 hasta el 2004, donde muchas de estas embarcaciones no tienen estatus de clasificación en alguna sociedad clasificadora, al menos esto garantizaría la seguridad de la embarcación. En la figura 1.1 observamos el alto índice que se registro en el año 2000, con 36 siniestros registrados. Las causas de estos siniestros pueden ser muchas, como se observa en la figura 1.2, pero la mayoría de ellos están relacionados con la negligencia en el cumplimiento de las más elementales normas de seguridad y mantenimiento, que sumados a los factores naturales e imprevisibles, convergen para tornar los índices de siniestros bastantes alarmantes.

Llega a ser evidente que el éxito de la evaluación de la seguridad en la industria pesquera depende de gran parte de dos condiciones esencialmente. La primera condición es el desenvolvimiento de la cultura de seguridad en todos los niveles, desde gerentes de la compañía hasta el tripulante de la embarcación. La segunda condición en el marco de la seguridad, como una orientación adicional en como los factores humanos serían integrados de manera práctica.

Una gran atención se debería prestar a las bases de datos de accidentes de buques pesqueros, porque muchas de estas no utilizan la misma plataforma para el análisis de datos, esto es atribuible a que muchas organizaciones miran la seguridad de

muchas perspectivas diferentes y que facilitan sus propios interés. Para superar los problemas creados por la disponibilidad y confiabilidad de los datos, la cooperación internacional y la coordinación se hacen necesarias con la intención de crear una nueva base de datos global, que sea controlada y puesta al día por un ente regulador internacional, por ejemplo la I.M.O. (*International Maritime Organization*), sería una excelente alternativa para conseguir este objetivo, *vide Loughran (2002)*.

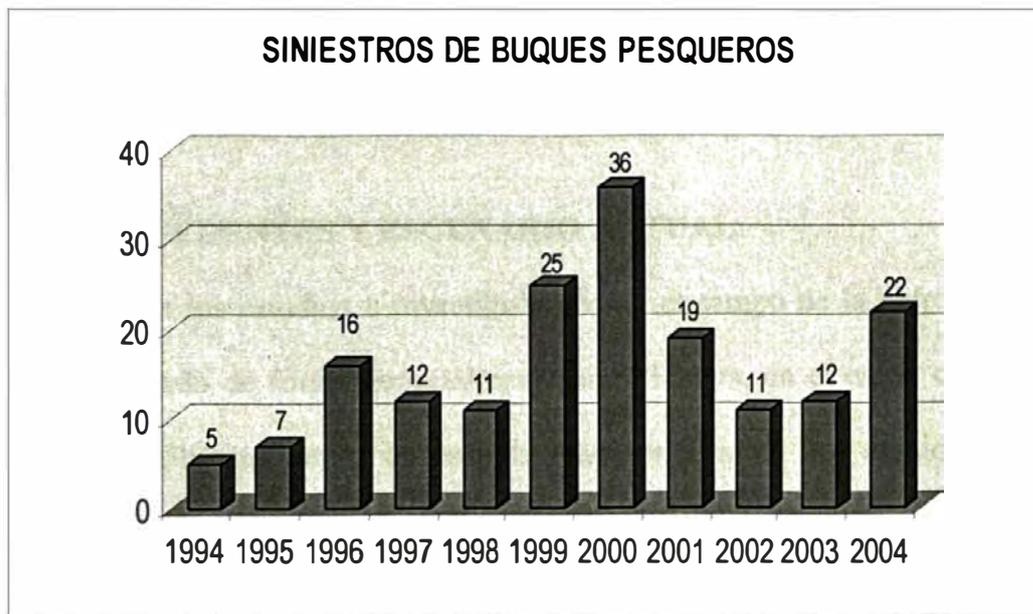


Figura 1.1. Estadísticas de siniestros en buques pesqueros peruanos

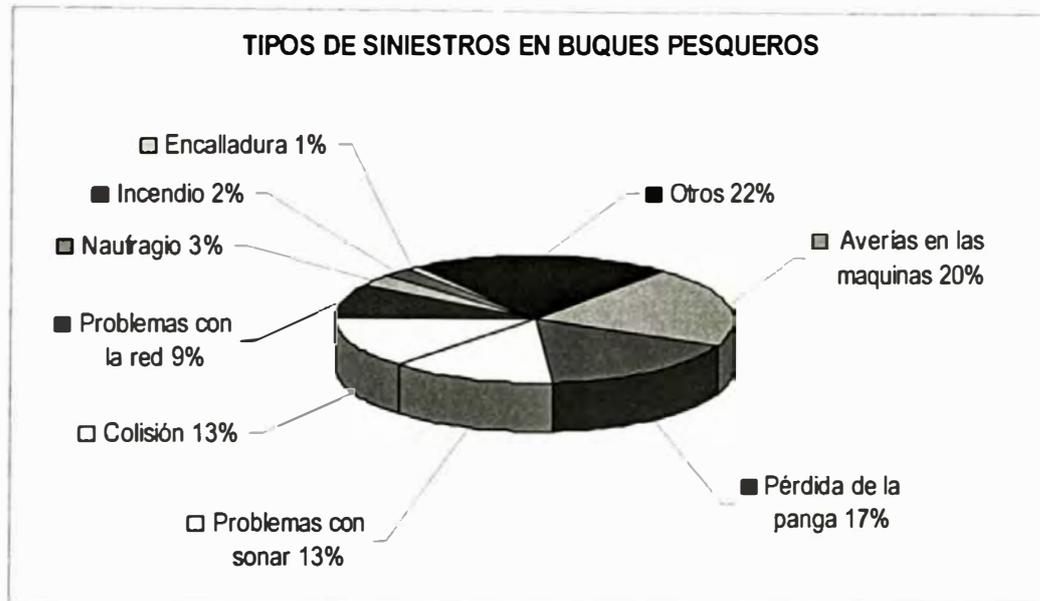


Figura 1.2. Tipos de siniestros en buques pesqueros peruanos

1.3 ANTECEDENTES Y ESCENARIO ACTUAL:

El desarrollo de los estudios e investigaciones en el campo de la hidrodinámica del buque ha afectado de forma especialmente significativa, en el curso de las últimas décadas, a una de las ramas de ésta: la maniobrabilidad. Por maniobrabilidad se entiende, generalmente, el estudio de los movimientos del buque en el plano horizontal. Podría por tanto, ser encuadrada dentro del estudio general de los movimientos del buque en la mar si no fuera por la restricción que normalmente se impone a aquélla, consistente en considerar en aguas tranquilas, es decir sin olas.

Han sido numerosos los puntos de vista desde los que se ha enfocado el estudio de la maniobrabilidad del buque, dependiendo fundamentalmente de la formación particular de los investigadores y de las características distintivas del centro que patrocinaba dichas investigaciones. Posiblemente fueron los problemas planteados a los buques de guerra, en los que desde antiguo se han venido realizando pruebas de

giro y maniobras de escape, quienes suscitaron el primitivo interés de los pioneros de este campo.

Hasta mediados de los años cincuenta pocos documentos existían sobre análisis de cualidades de maniobrabilidad y gobierno de buques. Los primeros trabajos publicados sobre las características de maniobra de un determinado casco fueron fundamentados en estudios anteriores de aerodinámica, a partir de hipótesis que una maniobra general es función de la geometría del cuerpo y de una superposición de una pequeña perturbación con un movimiento de referencia (generalmente el movimiento rectilíneo uniforme de avance), se puede, entonces hacer una expansión en serie de Taylor en torno de las componentes de las velocidades y aceleraciones, creando el concepto de derivada hidrodinámica para cada término de la serie.

Pero el gran desarrollo de los trabajos sobre maniobrabilidad sobreviene en la década de los sesenta con el advenimiento de los grandes petroleros. Los buques de gran tamaño han de ser, por razones de economía de construcción, de baja relación eslora-manga y, por economía de explotación (gran capacidad de carga), de elevado coeficiente de bloque. Todo ello contribuyó a que una de sus cualidades maniobreras, la estabilidad de ruta, se viera notablemente deteriorada. Esos buques necesitaban una continua actuación del timonel para conservar el rumbo, y además, reaccionaban con extrema lentitud a la acción del timón. El costo que esto suponía, al verse notablemente afectados tanto la velocidad en servicio del buque como su maniobrabilidad en las aproximaciones a puerto, fomentó los estudios en los centros de investigación sobre estas materias.

A partir de entonces los enfoques fueron completamente distintos. En Japón se dio clara preferencia a los estudios experimentales y en Europa, y sobre todos Estados Unidos, se tendió hacia los estudios teóricos. Estos últimos se basaban principalmente en el desarrollo completo de las ecuaciones del movimiento (teniendo en cuenta el acoplamiento entre guiñada y desvío).

Unos de los trabajos pioneros en la evaluación de las características de maniobrabilidad del casco del buque, fue el de *Nomoto (1957)*, que hizo la aplicación de la “*Teoría de Gobierno de Primera Orden*” para determinación de las características de estabilidad direccional del casco, cuyas respuestas fueron comparados con resultados de las curvas de giro y zig-zag. En estos trabajos el timón era tratado como una fuerza externa lineal.

Aun dentro del análisis lineal, otros trabajos de grande destaque en 1960 fueron los de *Norrbin (1960)* y de *Motora (1960)*, principalmente por indicar una metodología de obtención de los coeficientes lineales y un ajuste para la acción del timón. Estos estudios lograron con que nuevos equipamientos para testes en laboratorios fuesen desarrollados para la medición de las derivadas hidrodinámicas.

El marco de desarrollo para un modelo matemático de maniobras, tratando el buque como un sistema casco-propulsor-timón se dio a partir del momento en que las fuerzas utilizadas en su representación fueron desarrollados en series de *Taylor*, donde las no linealidades aparecen en la forma de potencia de las variables

independientes como de correnca de la expansión y equipamientos como el P.M.M. (*Planar Motion Mechanism*) y brazos rotatorios fueron perfeccionados de forma que se pudieron medir estos términos no lineales. Dentro de estos modelos el primero en tener gran destaque fue el modelo holístico de *Abkowitz (1964)*, donde se busca describir las ecuaciones de movimiento del buque como un sistema completo y cerrado, es decir casco, propulsor e timón constituyen un único modulo.

A mediados de los años sesenta surgieron las primeras formulaciones de un modelo matemático tratando el casco, propulsor y timón de forma autónoma, conocido como modelo modular. Gran parte de estos estudios se basaron en trabajos anteriores que buscan prever las condiciones de maniobrabilidad y estabilidad de los buques tanques que estaban teniendo un gran aumento en sus dimensiones, y cuya falta de informaciones en relación a la influencia de la geometría del casco, propulsor y timón en la gobernabilidad de los buques era grande en razón del número de accidentes que pasaron a ocurrir, dentro de estos trabajos destaca el trabajo de *Crane (1966)*.

Otro grupo de trabajo que se destaco por trabajar en paralelo en el desarrollo de un modelo matemático que defina la maniobrabilidad del buque, fueron los japoneses, diversos trabajos fueron publicados, solo que pocos se hicieron conocidos al inicio por causa de la dificultad en la traducción. Solamente a partir de los años setenta es que los trabajos de *Inoue (1981)* y *Takashina (1986)*, ganaron un gran destaque.

Los trabajos presentados sirven como base para la comprensión física y matemática del problema que envuelve la maniobrabilidad del buque y como el mismo fue adaptado para su uso en tiempo real. Muchas de las soluciones obtenidas durante el proceso de desarrollo de los modelos matemático son provenientes de experimentación.

Los coeficientes de maniobra del casco del buque son obtenidos a través de ensayos con modelos reducidos, pudiendo ser modelos cautivos o modelos libres. Dentro los trabajos publicados sobre la obtención de los coeficientes de maniobra del casco destacamos los siguientes:

Gill y Price (1977), relatan los procedimientos de ensayos con modelos cautivos en tanques de remolque. Este tipo de ensayos además de ser muy caros solo es disponible en institutos especializados en la investigación de problemas de hidrodinámica. Ellos incluyen entre sus equipamientos el P.M.M. (*Planar Motion Mechanism*) y el brazo rotatorio (*Rotaring Arm*).

Hirano (1980), donde presenta un método de cálculo para predecir la maniobrabilidad del buque en su etapa inicial de proyecto, suponiendo que las características particulares, como casco, propulsor y timón son conocidos en la etapa inicial, la intención es hacer que estas características particulares sirvan como *input* para la predicción de la maniobrabilidad de la embarcación.

Clarke (1983), emplea cálculo empírico basado en la geometría del buque para la obtención de coeficientes lineales, en función de la comparación con ensayos de modelos.

Baquero (1987), presenta un estudio sobre maniobrabilidad que debe reunir un buque pesquero y la forma de cuantificarla, donde el objetivo fundamental es contribuir al discernimiento de la influencia de las dimensiones principales del buque, de la geometría del timón y de la hélice, los índices representativos de la maniobrabilidad.

Kijima et al. (1990), propone correcciones a su formulación inicial, es decir las derivadas hidrodinámicas lineales son afectadas por el trimado del buque.

Lee et al. (2003), presenta base de datos alternativos, estas bases de datos fueron obtenidos a partir de ensayos experimentales en un P.M.M. (*Planar Motion Mechanism*) para cascos de buques modernos, incluyendo varios tipos de barcos y calados. Para resultados mas precisos, analiza como parámetro la forma de la popa del buque, que es introducido dentro de las formulas. Los rangos permitidos para las características del buque son, $C_b : 0.55 \sim 0.87$, $d/L : 0.022 \sim 0.071$, $L/B : 5.0 \sim 8.8$ y $B/L : 0.075 \sim 0.166$.

Yoshimura et al. (2003) muestra una base de datos de derivadas hidrodinámicas con diferentes buques pesqueros, y muestra que las correcciones de trimado para derivadas lineales de *Kijima (1990)*, son insuficientes para grandes trimado de los buques, e introduce formulas empíricas para predecir las derivadas hidrodinámicas

de buques pesqueros, los cuales tienen la particularidad de tener un gran trimado por la popa.

Neves, Cipriano y Rodríguez (2005), realizan un análisis de estabilidad intacta en olas extremas del buque pesquero *Purse Seiner*, mediante códigos numéricos los cuales son comparados con ensayos experimentales y otros códigos numéricos de diversas instituciones internacionales participantes del *benchmarking (2004)* organizado por la ITTC (*International Towing Tank Conference*). Los resultados presentados son: maniobras de zig-zag, curva de giro y decaimiento de rido en aguas tranquilas para diferentes velocidades de avance; respuesta de rido en mar de través y movimientos extremos en mar de popa bajo la acción de olas extremas para diferentes aproamientos y velocidades del buque. Asimismo fue examinado situaciones de zozobra en mar de popa asociadas a condiciones de grandes olas y frecuencias de encuentro muy bajas.

1.4 OBJETIVOS:

El presente trabajo pretende ser una contribución al desenvolvimiento y solución de los problemas expuestos en los puntos anteriores, así como también predecir las características maniobreras que debe reunir un buque pesquero en su fase inicial de proyecto. Por consiguiente se han planteado los siguientes objetivos para este trabajo:

- Simular numéricamente la trayectoria de un buque pesquero, mediante un modelo matemático no lineal, donde se considera solo tres grados de

libertad, avance (*surge*), desvío (*sway*) y guiñada (*yaw*), este modelo numérico está basado en el modelo matemático propuesto por *Abkowitz (1964)*.

- Calcular la trayectoria del buque pesquero en el dominio del tiempo, sobre la acción del timón, durante las maniobras estandarizadas de curva de giro, espiral y zig-zag.
- La predicción cuantitativa del comportamiento en maniobras de un conjunto buque-timón determinado a partir de los resultados obtenidos.
- Establecimientos de condiciones de maniobrabilidad mínimas aceptables que debe reunir el buque pesquero.

CAPITULO 2 MODELO MATEMÁTICO

2.1. GENERALIDADES

Todo o cualquier buque tiene que ser controlable en el plano horizontal, tal que pueda seguir trayectorias rectas, curvas, desviarse de obstáculos de manera consistente y confiable, no apenas en mar tranquilo, también en olas y en condiciones de vientos fuertes.

Considerándose el control en el plano horizontal, el estudio de maniobrabilidad de buques debe incluir los siguientes aspectos:

- La facilidad con que el buque puede ser mantenido en un determinado curso.

- La respuesta del buque a los movimientos de superficies de control – timón tanto al iniciar o terminar una maniobra.

- La capacidad de girar completamente de dirección dentro de una área específica.

Los modelos matemáticos vinculados al comportamiento de buques en maniobras derivan de la aplicación de la Segunda Ley de Newton a cuerpos rígidos, donde las ecuaciones diferenciales lineales tienen un alcance limitado.

En este capítulo presentaremos las ecuaciones básicas de maniobras, para un buque de superficie en aguas tranquilas, en sus tres grados de libertad: avance, desvío y guiñada, los desplazamientos del centro de gravedad están restringidos al plano horizontal.

Todas estas consideraciones tienen por objetivo simular de la mejor manera los movimientos del buque pesquero en aguas tranquilas, visando a obtener condiciones de maniobrabilidad mínimas aceptables que debe reunir un buque pesquero en las maniobras estandarizadas de espiral, curva de giro y zig-zag.

2.2. SISTEMA DE REFERENCIA

El buque se mueve en función de fuerzas externas que actúan sobre él y que dependen significativamente de su geometría. Con esos movimientos, las funciones que describen la geometría de la superficie del casco en el sistema inercial varían constantemente con el tiempo. Así como también las componentes de las fuerzas externas en un sistema inercial son afectadas no solo por las velocidades y aceleraciones, es debido por el cambio constante de la posición instantánea del casco.

Sea el siguiente sistema de referencia como se muestra en la figura 2.1. Son definidos inicialmente dos sistemas de coordenadas, un sistema de referencia inercial

0XYZ, y otro sistema fijo en el cuerpo, Cxyz fijo en C. En un instante $t = 0$ el sistema Cxyz coincide con el sistema 0XYZ. El plano Cxy coincide con la superficie libre no perturbada (aguas tranquilas), con el punto C en el mismo eje vertical que el centro de gravedad G del buque, como se muestra en la figura 2.1.

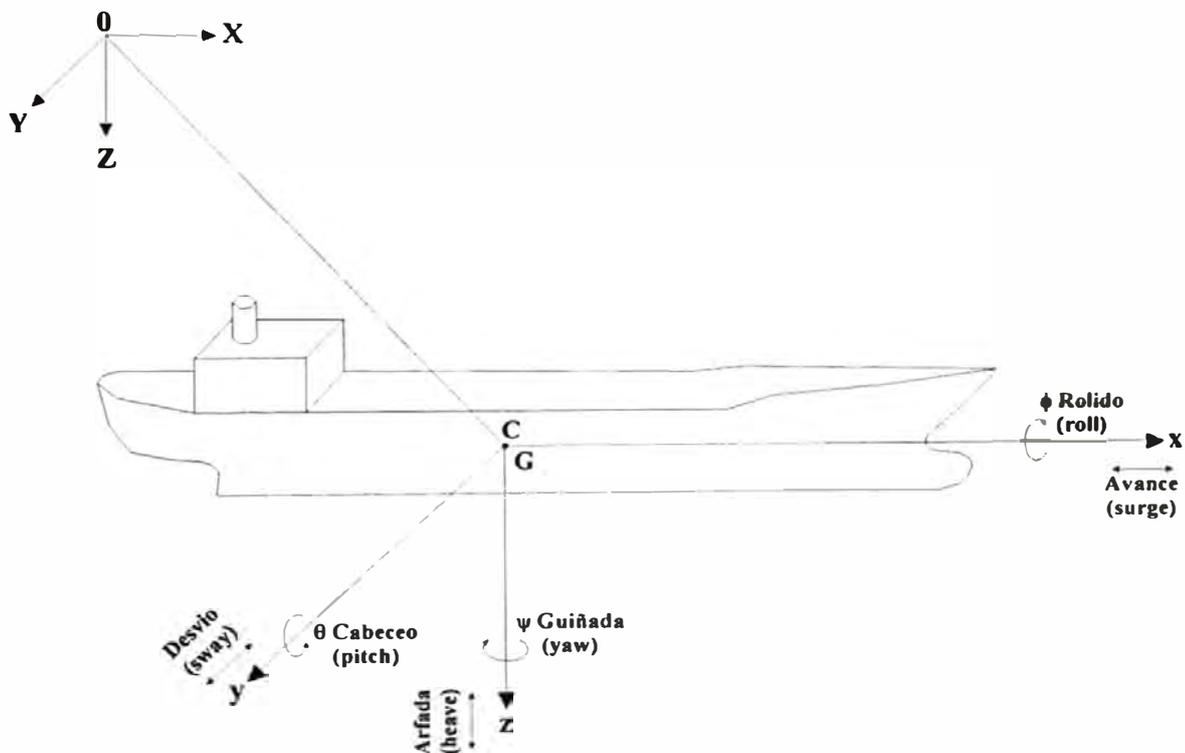


Figura 2.1 Sistema de referencia y definiciones de los movimientos

En el sistema fijo en el cuerpo Cxyz se definen los vectores de las velocidades de traslación del origen $\vec{U} = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k}$ y de las velocidades angulares $\vec{\Omega} = p\hat{i} + q\hat{j} + r\hat{k}$.

Para pasar de un sistema coordenado fijo en el cuerpo para otro inercial es necesario contar con una matriz de transformación (T), el cual es definido por las rotaciones en el siguiente orden: rotación en torno del eje z (guiñada), rotación en torno del eje y

(cabeceo), y rotación en torno del eje x (rolido), vide *Neves (2004)*. De esta manera, las rotaciones de Cxyz en relación a 0XYZ definen T como:

$$T = \begin{bmatrix} \cos(\psi)\cos(\theta) & \cos(\psi)\text{sen}(\theta)\text{sen}(\phi) - \text{sen}(\psi)\cos(\phi) & \cos(\psi)\text{sen}(\theta)\cos(\phi) + \text{sen}(\psi)\text{sen}(\phi) \\ \text{sen}(\psi)\cos(\theta) & \text{sen}(\psi)\text{sen}(\theta)\text{sen}(\phi) + \cos(\psi)\cos(\phi) & \text{sen}(\psi)\text{sen}(\theta)\cos(\phi) - \cos(\psi)\text{sen}(\phi) \\ -\text{sen}(\theta) & \cos(\theta)\text{sen}(\phi) & \cos(\theta)\cos(\phi) \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

Donde:

ψ : ángulo de guiñada; θ : ángulo de cabeceo; ϕ : ángulo de rolido.

Asumimos que los ángulos de rotación son pequeños,

$$\begin{aligned} \cos\psi &\approx \cos\theta \approx \cos\phi \approx 1 \\ \text{sen}\psi &\approx \psi; \quad \text{sen}\theta \approx \theta; \quad \text{sen}\phi \approx \phi \end{aligned}$$

Entonces, en este caso la matriz de transformación (T) puede ser expresada como:

$$T = \begin{bmatrix} 1 & \psi & \theta \\ -\psi & 1 & -\phi \\ -\theta & \phi & 1 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Por otro lado, los argumentos del vector velocidad angular, p , q , r , guardan la siguiente relación con las tasas de variación en el tiempo de los ángulos ϕ , θ y ψ :

$$\begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \sin\phi \tan\theta & \cos\phi \tan\theta \\ 0 & \cos\phi & -\sin\phi \\ 0 & \sin\phi \sec\theta & \cos\phi \sec\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix}$$

(2.3)

Para pequeños ángulos, la matriz de transformación quedaría reducida a la matriz identidad:

$$\begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix}$$

(2.4)

Todo buque en el mar sometido a las acciones perturbadoras de las fuerzas externas ejecuta en general movimientos con seis grados de libertad, cuales sean, tres desplazamientos en el sentido de los ejes coordenados definidos en la figura (2.1), así como las tres rotaciones alrededor de los correspondientes ejes.

Los tres movimientos de translación del buque, en el sentido de los tres ejes X, Y, Z, corresponden a las oscilaciones longitudinales, transversales y verticales, respectivamente, recibiendo las siguientes denominaciones:

<i>Oscilación</i>	<i>Eje</i>	<i>Denominación</i>
<i>Longitudinal</i>	<i>OX</i>	<i>(x) avance (surge)</i>
<i>Transversal</i>	<i>OY</i>	<i>(y) desvío (sway)</i>
<i>Vertical</i>	<i>OZ</i>	<i>(z) arfada (heave)</i>

Los tres movimientos de rotación alrededor de cada uno de los ejes X, Y, Z, corresponden a los siguientes movimientos:

<i>Eje de Rotación</i>	<i>Denominación</i>
<i>OX</i>	<i>(ϕ) rolido (roll)</i>
<i>OY</i>	<i>(θ) cabeceo (pitch)</i>
<i>OZ</i>	<i>(ψ) guiñada (yaw)</i>

2.3. MOVIMIENTOS SIMÉTRICOS Y ANTI-SIMÉTRICOS DEL BUQUE:

En el tratamiento de las ecuaciones lineales del buque es costumbre la separación de los movimientos en simétricos y anti-simétricos, vide *Lewis (1989)*. Las perturbaciones simétricas con relación al movimiento de referencia envuelven movimientos (avance, arfada y cabeceo) que generan reacciones fluidas simétricas en relación al plano diametral del buque; en el transcurrir de esas perturbaciones los desplazamientos y rotaciones contenidos en el plano vertical y sus derivadas en el tiempo serán no nulas. Dada la simetría del cuerpo, las componentes de las acciones hidrodinámicas anti-simétricas permanecerán nulas en razón de la naturaleza simétrica del flujo. Por lo tanto, en esos casos, de las seis ecuaciones del movimiento, solo tres de ellas permanecerán no nulas.

Considerando que los únicos productos de inercia no nulos son $I_{xz} = I_{zx}$ y que las coordenadas longitudinal y transversal del centro de gravedad sean nulas, se sigue que las ecuaciones de los movimientos simétricos pueden ser escritas como:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & mz_G \\ 0 & m & 0 \\ mz_G & 0 & I_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \\ \dot{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X \\ Z \\ M \end{bmatrix}$$

(2.5)

Donde X , Z y M son las fuerzas en avance y arfada y el momento en cabeceo, debido a las acciones fluidas y pesos.

Considerando ahora perturbaciones anti-simétricas, el desplazamiento en desvío y las rotaciones en rolido y guiñada y sus derivadas superiores en el tiempo serán todas diferentes de cero, y aun que por consideraciones físicas no sea estrictamente correcto asumir que las componentes de las acciones hidrodinámicas sean nulas, se puede asumir que para pequeños desplazamientos esas cantidades serán pequeñas. Así mismo, pueden ser despreciadas en el transcurso de una perturbación anti-simétrica suave. De esta forma, las tres ecuaciones para los desplazamientos e rotaciones contenidos en el plano vertical serán nulas, de forma que las ecuaciones de los movimientos anti-simétricos serán:

$$\begin{bmatrix} m & -mz_G & 0 \\ -mz_G & I_x & -I_{xz} \\ 0 & -I_{xz} & I_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{p} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y \\ K \\ N \end{bmatrix}$$

(2.6)

Donde Y , K y N son la fuerza en desvío y los momentos externos en rolido y guiñada.

2.4. ECUACIONES DEL MOVIMIENTO EN EL PLANO HORIZONTAL:

Las ecuaciones básicas del movimiento en el plano horizontal pueden ser expresadas con respecto a un sistema fijo en el cuerpo y trayectorias en maniobras pueden ser referidas a sistemas inerciales. La figura 2.2 muestra el sistema de referencia fijo en el cuerpo, *vide American Bureau of Shipping (2006)*.

El rumbo del buque es definido por la trayectoria de su centro de gravedad. El ángulo de incidencia o ángulo de guiñada (ψ) se refiere a la orientación del eje longitudinal del buque con respecto al eje longitudinal del sistema inercial. La diferencia entre la orientación del rumbo actual y la incidencia del buque es definida por el ángulo de deriva (β). La velocidad (U) es la velocidad del curso, tangente al rumbo del buque.

Para el caso en que el origen del sistema de referencia (dextrógiro) coincide con la posición del centro de gravedad, la aplicación de la segunda Ley de Newton para el movimiento horizontal produce como resultado el siguiente conjunto de ecuaciones:

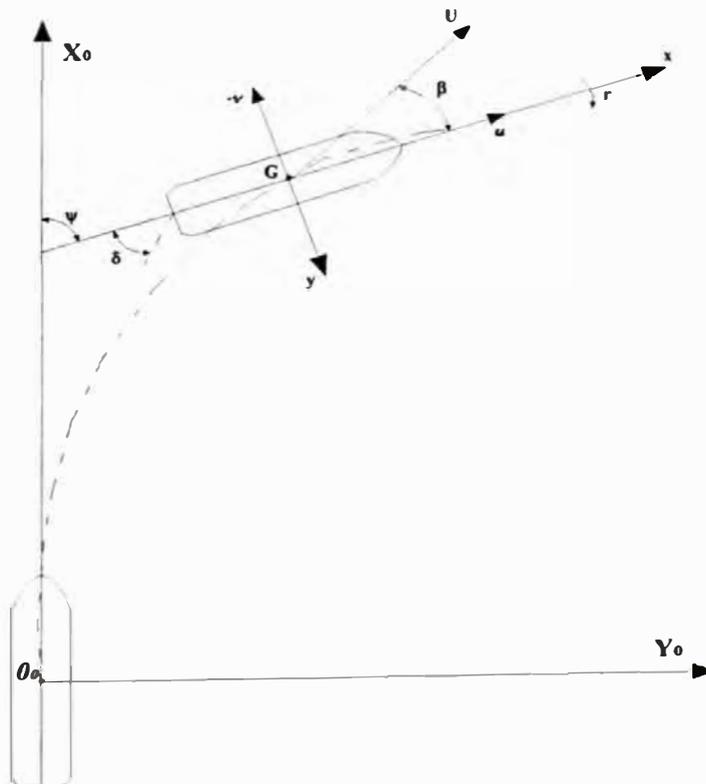


Figura 2.2 Sistema de coordenada fijo en el cuerpo

$$X_o = m\ddot{X}_{OG} \quad (\text{avance}) \quad (2.7)$$

$$Y_o = m\ddot{Y}_{OG} \quad (\text{desvío}) \quad (2.8)$$

$$N = I_z\ddot{\psi} \quad (\text{guiñada}) \quad (2.9)$$

Donde:

X_o, Y_o : fuerzas resultantes en las direcciones X e Y , respectivamente

$\ddot{X}_{OG}, \ddot{Y}_{OG}$: componentes de la aceleración del *C.G.* dados en el sistema *OXYZ*.

m : masa del buque.

N : momento horizontal total con respecto al centro de gravedad del buque

I_z : momento de inercia de masa del buque con respecto del eje z .

Las fuerzas y momentos actuando en el buque, las acciones X_o, Y_o y N , que constituyen los términos de la izquierda en las ecuaciones (2.7), (2.8) y (2.9), pueden ser descompuestas convenientemente en contribuciones de diferentes tipos. Interesan aquí aquellas componentes de origen hidrodinámico que derivan del movimiento relativo horizontal casco-fluido en avance, desvío y guiñada. De esas, existen las que son dependientes de las aceleraciones relativas casco-fluido y se definen mismos para el fluido ideal, y aquellas dependientes de las velocidades, que se definen para el fluido real.

Fuerzas y momentos pueden tener origen en la actuación del timón y del propulsor, así como la actuación del viento en las partes del casco arriba de la superficie libre y en las superestructuras. Adicionalmente, fuerzas y momentos pueden ocurrir debido a la aplicación de tracciones por cables o efectos de aproximación y/o contacto directo con otras embarcaciones, como en el caso de la actuación de un remolcador.

2.5. MODELOS MATEMÁTICOS DE MANIOBRA

Un simulador de maniobras integra un modelo definido por un conjunto de ecuaciones diferenciales (generalmente envolviendo los movimientos de avance, desvío y guiñada) no lineales y un conjunto de datos que especifica características geométricas e inerciales del buque, y también como sus coeficientes hidrodinámicos, *vide Neves (1997), Pontes (1998) y Santos (1999)*.

Los coeficientes hidrodinámicos pueden, en principio, ser determinados por diferentes procedimientos:

- Métodos teóricos, aquí referidos para englobar formulaciones potenciales, de teoría de asa de baja razón de aspecto, de arrastre en régimen de flujo cruzado.
- Métodos numéricos, envolviendo procedimientos de mecánica de los fluidos computacional.

- Testes cautivos, envolviendo procedimientos experimentales con modelos reducidos. Envuelven *Planar Motion Mechanism (PMM)*, brazo giratorio (*Yaw Rotating*) y testes remolque oblicuo.
- Testes semi-cautivos, o libres (modelo o prototipo), pudiendo envolver, en diferentes niveles de complejidad, técnicas de identificación de parámetros.
- Interpolación en datos de series sistemáticas.

Podemos dividir los modelos matemáticos de maniobra encontrados en la literatura en dos grandes grupos: modelos holísticos y modelos modulares.

2.5.1. Modelos Holísticos:

Las llamadas ecuaciones de *Abkowitz (1964)*, por llevar en cuenta todas las acciones resultantes de interacciones entre las variables independientes hasta tercera orden, constituyen un modelo de simulación que algunas veces es llamado de Holístico, por pretender modelar la dinámica de las maniobras de un buque como un sistema completo y cerrado, es decir el casco, el propulsor y el timón constituyen un único módulo. Esas ecuaciones son derivadas a partir de la hipótesis de que una maniobra general es la superposición de una pequeña perturbación con un movimiento de referencia (generalmente el movimiento rectilíneo uniforme de avance).

Después de los trabajos de *Crane (1966)*, quedo demostrado que esas ecuaciones tienen una buena capacidad para describir maniobras no lineales de buques en maniobras típicas cuando los coeficientes son obtenidos en testes con modelos reducidos.

Abkowitz (1964) formulo las acciones fluidas en avance, desvío y guiñada para un buque en maniobras en aguas tranquilas como siendo representables por medio de las expansiones en la Series de Taylor multi-variables, en las cuales son definidas las llamadas derivadas de movimiento lento. Las expansiones son adecuadamente definidas en el entorno de un movimiento de referencia, usualmente la velocidad rectilínea uniforme de avance U . De esta forma la formulación de *Abkowitz* es pertinente para maniobras en la típica situación de velocidad de crucero la cual pequeñas perturbaciones son sobrepuestas, o sea, la velocidad media es bien mayor que aquellas inducidas en el curso de la maniobra.

De forma que transformar las ecuaciones (2.7), (2.8) y (2.9), para el sistema fijo en el cuerpo, las fuerzas X e Y en las direcciones x e y , respectivamente, son expresadas como siendo:

$$\begin{bmatrix} X_o \\ Y_o \end{bmatrix} = T(\psi) \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix}$$

(2.10)

Donde T es la matriz de transformación, vista en la ecuación (2.1), que relaciona los puntos coordenados del sistema fijo en el cuerpo al sistema inercial. De esta manera, la velocidad del buque con respecto al sistema inercial es dada por:

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_{OG} \\ \dot{Y}_{OG} \end{bmatrix} = T(\psi) \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

Y la aceleración es dada por:

$$\begin{bmatrix} \ddot{X}_{OG} \\ \ddot{Y}_{OG} \end{bmatrix} = T(\psi) \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \end{bmatrix} + \dot{T}(\psi) \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

Substituyendo la ecuación (2.12) en las ecuaciones (2.7), (2.8) y (2.9), insiriendo los valores resultantes de la ecuación (2.10), y pre-multiplicando por la matriz de transformación T^{-1} , se obtiene:

$$m(\dot{u} - vr) = X$$

$$m(\dot{v} + ur) = Y$$

$$I_z \dot{r} = N$$

(2.13)

Las fuerzas hidrodinámicas pueden ser descritas por una aproximación con base en las expansiones en Serie de Taylor. Así mismo, truncando la serie en la tercera orden, tenemos para las fuerzas hidrodinámicas horizontales:

$$\begin{bmatrix} X \\ Y \\ N \end{bmatrix} = f(u, v, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{r}, \delta)$$

(2.14)

Donde δ es el ángulo del timón.

El elenco de variables independientes listadas en la ecuación (2.14) presume que efectos de memoria fluida en la determinación de las acciones hidrodinámicas resultantes de la interacción casco-fluido no necesitan ser considerados. Se asume también que las fuerzas debidas a las velocidades y aceleraciones del timón son despreciables, esto es, las fuerzas y momentos son derivados asumiendo maniobras lentas. La expansión de la ecuación (2.14) es como sigue:

$$X = X_0 + \frac{\partial X}{\partial q_i} q_i + \frac{1}{2!} \frac{\partial^2 X}{\partial q_i \partial q_j} q_i q_j + \frac{1}{3!} \frac{\partial^3 X}{\partial q_i \partial q_j \partial q_k} q_i q_j q_k + \dots$$

(2.15)

$$Y = \frac{\partial Y}{\partial q_i} q_i + \frac{1}{2!} \frac{\partial^2 Y}{\partial q_i \partial q_j} q_i q_j + \frac{1}{3!} \frac{\partial^3 Y}{\partial q_i \partial q_j \partial q_k} q_i q_j q_k + \dots$$

(2.16)

$$N = \frac{\partial N}{\partial q_i} q_i + \frac{1}{2!} \frac{\partial^2 N}{\partial q_i \partial q_j} q_i q_j + \frac{1}{3!} \frac{\partial^3 N}{\partial q_i \partial q_j \partial q_k} q_i q_j q_k + \dots$$

(2.17)

Donde, por ejemplo, X^0 es una fuerza en la dirección x en la condición de equilibrio $u = U$, y:

$$\begin{aligned}
i &= 1, 2, 3, \dots, 7 \\
j &= 1, 2, 3, \dots, 7 \\
k &= 1, 2, 3, \dots, 7 \\
q_1 &= u \quad q_2 = v \quad q_3 = r \\
q_4 &= \dot{u} \quad q_5 = \dot{v} \quad q_6 = \dot{r} \\
q_7 &= \delta
\end{aligned}$$

(2.18)

Para expansiones en torno del movimiento de referencia, los términos independientes son nulos. Los coeficientes que caracterizan las derivadas hidrodinámicas son representados por:

$$X_u = \frac{\partial X}{\partial u} \quad X_{uv} = \frac{\partial^2 X}{\partial u \partial v} \quad X_{uuu} = \frac{\partial^3 X}{\partial u^3} \quad X_{uur} = \frac{\partial X^3}{\partial u^2 \partial r}$$

(2.19)

Los coeficientes pueden ser obtenidos a través de testes cautivos, haciéndose uso de equipamientos como *PMM (Planar Motion Mechanism)* y brazo giratorio, o aun por medio de testes de remolque permanente, vide *Hashimoto (2001)*. Adicionalmente, técnicas de identificación de parámetros pueden ser aplicados, pero estas son limitadas en la determinación de coeficientes no-lineales.

Algunas simplificaciones aparecen del análisis del comportamiento de las fuerzas. Por ejemplo:

- *Abkowitz (1964)* recomienda despreciar los términos de las aceleraciones de orden superior la primera, pues las fuerzas inerciales hidrodinámicas dependen francamente de los efectos viscosos, predominando los efectos

potenciales. Con esta consideración, términos como los de

$X_{\dot{u}\dot{u}}\dot{u}^2$, $X_{\dot{v}\dot{v}}\dot{v}^2$, $X_{\dot{r}\dot{r}}\dot{r}^2$, $X_{\dot{u}\dot{u}\dot{u}}\dot{u}^3$, $Y_{\dot{v}\dot{v}\dot{v}}\dot{v}^3$, $Y_{\dot{r}\dot{r}\dot{r}}\dot{r}^3$ son cerrados.

- Los términos impares de la fuerza lateral y del momento de guiñada en relación a u , bien como los coeficientes de potencias impares como los términos cruzados $X_{vu}v\Delta u$, $X_{ru}r\Delta u$, $X_{vvu}v^3\Delta u$, son nulos, pues en consecuencia de la simetría geométrica del buque en torno de los planos xz , el relacionamiento es dado como una función par:

$$X_{HYD} = a_2v^2 + a_4v^4 + a_6v^6 + \dots \quad (2.20)$$

- Términos como $X_{vr}vr$, $X_{v\delta}v\delta$, $X_{r\delta}r\delta$, $X_{vru}vr\Delta u$ no son cerrados, por envolver productos de series impares de $v, r, e \delta$.
- Términos pares de la fuerza lateral y del momento de guiñada en relación a las variables v y r son nulos, una vez que el relacionamiento entre ellas es dado por una función impar:

$$Y_{HYD} = f_1v^1 + f_3v^3 + f_5v^5 + \dots \quad (2.21)$$

$$N_{HYD} = g_1v^1 + g_3v^3 + g_5v^5 + \dots \quad (2.22)$$

- Los valores de condiciones iniciales de las velocidades fueron $u = U$ de equilibrio, $v = 0$ y $r = 0$, porque no se llevo en consideración ninguna fuerza lateral de propulsión.
- Los términos de la primera ecuación que se relacionan únicamente con la velocidad $u(X_u \Delta u, X_{uu} \Delta u^2, X_{uuu} \Delta u^3)$, representan la variación de la resistencia total del buque con la variación de la velocidad.

Muchos autores reúnen términos inerciales con términos hidrodinámicos, vide *Velasco (2004)*, dejando del lado izquierdo de la ecuación de movimiento, solamente los términos ligados a la aceleración. Siguiendo el modelo de *Abkowitz (1964)*, y momentáneamente desconsiderando el movimiento de rolido, las ecuaciones de movimiento quedan de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
(m - X_{\dot{u}}) \dot{u} &= (X_{vr} + m)vr + \frac{1}{2} X_{vv} v^2 + \frac{1}{2} X_{rr} r^2 \\
&+ (X_u + \frac{1}{2} X_{vuu} v^2 + \frac{1}{2} X_{ruu} r^2 + X_{\delta\delta u} \delta^2 + X_{vru} vr) \Delta u \\
&+ \frac{1}{2} X_{uu} (\Delta u)^2 + \frac{1}{6} X_{uuu} (\Delta u)^3 + \frac{1}{2} X_{\delta\delta} \delta^2 + X_{\delta\delta u} \delta^2 \Delta u \\
&+ X_{v\delta} v\delta + X_{v\delta u} v\delta \Delta u + X_{r\delta} r\delta + X_{r\delta u} r\delta \Delta u + X_u \Delta u
\end{aligned} \tag{2.23}$$

$$\begin{aligned}
(m - Y_{\dot{v}}) \dot{v} - Y_{\dot{r}} \dot{r} &= Y_{vv} v + (Y_r - mu)r + \frac{1}{2} Y_{vvr} v^2 r + \frac{1}{2} Y_{vrr} vr^2 + \frac{1}{6} Y_{vvv} v^3 \\
&+ \frac{1}{6} Y_{rrr} r^3 + (Y_{vu} v + Y_{ru} r) (\Delta u) + (\frac{1}{2} Y_{vuu} v + \frac{1}{2} Y_{ruu} r) (\Delta u)^2 + \frac{1}{2} Y_{rvv} rv^2 \\
&+ \frac{1}{2} Y_{v\delta\delta} v\delta^2 + Y_{r\delta\delta} r\delta^2 + Y_{\delta\delta} \delta + \frac{1}{6} Y_{\delta\delta\delta} \delta^3 + \frac{1}{2} Y_{\delta vv} \delta v^2 + \frac{1}{2} Y_{\delta rr} \delta r^2 \\
&+ Y_{\delta u} \delta \Delta u + \frac{1}{2} Y_{\delta uu} \delta (\Delta u)^2 + Y_{vr\delta} vr\delta
\end{aligned} \tag{2.24}$$

$$\begin{aligned}
& -N_v \dot{v} + (I_z - N_{\dot{r}}) \dot{r} = N_v v + N_r r + \frac{1}{2} N_{vvr} v^2 r + \frac{1}{2} N_{vrr} vr^2 + \frac{1}{6} N_{rrr} r^3 \\
& + \left(\frac{1}{2} N_{vu} v + \frac{1}{2} N_{ru} r \right) (\Delta u) + \left(\frac{1}{2} N_{vu} v + \frac{1}{2} N_{ru} r \right) (\Delta u)^2 + \frac{1}{2} N_{v\delta\delta} r \delta^2 \\
& + \frac{1}{2} N_{r\delta\delta} r \delta^2 + N_{\delta r} \delta r + \frac{1}{6} N_{\delta\delta\delta} \delta^3 + \frac{1}{2} N_{\delta v} \delta v^2 + \frac{1}{2} N_{\delta r} \delta r^2 \\
& + N_{\delta u} \delta \Delta u + \frac{1}{2} N_{\delta u u} \delta (\Delta u)^2 + N_{vr\delta} vr \delta
\end{aligned} \tag{2.25}$$

Las ecuaciones (2.23), (2.24) e (2.25) representan los movimientos horizontales de avance, desvío y guiñada, acoplados, excitados por acciones hidrodinámicas generadas por la aplicación del timón. Las variables $\Delta u(t)$ y $v(t)$ están definidas como componentes del vector velocidad del centro de gravedad, descompuestas siguiendo los ejes fijos en el cuerpo. En la forma lineal, las ecuaciones arriba se simplifican, como indicado abajo.

En especial se observa que el movimiento de avance se desacopla de los movimientos de desvío y guiñada.

$$(m - X_{\dot{u}}) \dot{u} = X_u \Delta u \tag{2.26}$$

Las ecuaciones arriba podrían incorporar los acoplamientos entre los movimientos de rolido y el desvío y guiñada, que existen mismos en el nivel de las ecuaciones lineales.

Así mismo, en la forma lineal, para los movimientos anti-simétricos en aguas tranquilas:

$$\begin{bmatrix} m - Y_{\dot{v}} & -mz_G - Y_{\dot{p}} & -Y_{\dot{r}} \\ -mz_G - K_{\dot{v}} & I_X - K_{\dot{p}} & -I_{XZ} - K_{\dot{r}} \\ -N_{\dot{v}} & -I_{XZ} - N_{\dot{p}} & I_Z - N_{\dot{r}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{p} \\ \dot{r} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -Y_v & -Y_p & mU - Y_r \\ -K_v & -K_p & -mz_G U - K_r \\ -N_v & -N_p & -N_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ p \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\Delta GM_T}{U} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \int_0^t v(t) dt \\ \phi \\ \psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_\delta \\ K_\delta \\ N_\delta \end{bmatrix} \delta(t) \quad (2.27)$$

2.5.2. Modelos Modulares:

Los sistemas modulares hicieron uso de la misma filosofía de trabajo empleado en resistencia y propulsión, donde el casco y propulsor son tratados de forma independiente para después ser integrados al conjunto.

Los modelos modulares son más adecuados para fines de proyecto del buque, o sea, es más adecuada para desarrollar el entendimiento de la acción de cada parte y de sus interacciones. Cascos, propulsores e timones pueden ser estudiados como modelos separados en laboratorios, lo que permite el desarrollo de formulaciones para la obtención de las fuerzas en función de la velocidad incidente (timón y propulsor), de los ángulos de ataque del timón, rotación del propulsor y de la geometría.

Así mismo, para cada geometría tenemos expresiones en función de la velocidad y rotación y en función en la función de la velocidad y del ángulo de ataque. En una segunda fase estudiamos la interacción del casco, propulsor y del timón,

identificando correcciones para ser incorporadas a las formulaciones obtenidas anteriormente para las partes aisladas, cuando actúan en conjunto.

En los modelos de maniobras modulares además de buscar formular una aproximación analítica autónoma para el casco, propulsor, y timón, también es posible estructurar en módulos las acciones de las fuerzas ambientales (corrientes, vientos, olas, etc.) y las interacciones con otras embarcaciones, mono-boyas, la acción de los cabos y amarras incluyendo o no el trabajo de remolcadores, sistemas de fondeo, influencia de canales, efectos de aguas rasas, etc., o sea:

$$X = X_{HYD} + X_{RUD} + X_{PROP} + X_{THR} + X_{CURR} + X_{WIND} + X_{WAV} + X_{DOC} \quad (2.28)$$

$$Y = Y_{HYD} + Y_{RUD} + Y_{PROP} + Y_{THR} + Y_{CURR} + Y_{WIND} + Y_{WAV} + Y_{DOC} \quad (2.29)$$

$$N = N_{HYD} + N_{RUD} + N_{PROP} + N_{THR} + N_{CURR} + N_{WIND} + N_{WAV} + N_{DOC} \quad (2.30)$$

Los subscritos *HYD*, *RUD*, *PROP*, *THR*, *CURR*, *WIND*, *WAV* y *DOC*, representan respectivamente los efectos hidrodinámicos del casco, del timón, del propulsor, de dispositivos de control (*bow thrusters*, *stern thrusters*), de acciones ambientales (corrientes, vientos y olas) y de los sistemas auxiliares para maniobras de atracación - desatracación (trabajo de los remolcadores, acción de defensas, cabos de amarre, sistemas de anclaje y fondeo).

Os sistemas representativos del grupo japonés denominado *Mathematical Modeling Group (MMG)* son típicamente modelos modulares, vide *Inoue et al. (1981)*. De acuerdo con la conceptualización de sistemas modulares, los procedimientos teóricos usualmente empleados para describir los fenómenos asociados con maniobras de buques en el plano horizontal deben ser clasificados como modulares, vide *Clarke (1983)*.

2.6. ANÁLISIS EXPERIMENTAL EN MANIOBRAS:

En el estado actual de las investigaciones sobre maniobrabilidad no existe un método totalmente analítico para predecir las características de maniobra del buque. A pesar de las simplificaciones efectuadas para la obtención de las ecuaciones del movimiento, muchas de ellas de validez restringida o dudosa, y que han sido explicada en el capítulo anterior, la determinación de los coeficientes de las mismas, que pueden representar en alguna manera las cualidades de maniobrabilidad del buque, no puede hacerse una base exclusivamente teórica, vide *Baquero (1981)*.

Ha de recurrirse, por lo tanto, a la experimentación, que se fundamenta, en este caso, en obligar al buque, o a su modelo, a describir ciertos movimientos, que convenientemente analizados, permiten asignar valores numéricos a los mencionados coeficientes.

Son las derivadas de primera, segunda o tercera 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 .

Como ya se describió en el resumen histórico, la técnica experimental con modelos ha seguido dos líneas distintas: ensayos con modelo libre y ensayos con modelos cautivos, las cuales serán descritas a continuación:

2.6.1. Ensayo con Modelo Cautivo

El objetivo de estos ensayos es obtener, de forma aislada e independiente, los valores de las derivadas que intervienen en las ecuaciones del movimiento. Para ello se restringe los grados de libertad del modelo de forma que solo pueda efectuar un tipo de movimiento (guiñada o desvío) y, a la vez, que ese movimiento sea o no permanente. De esta forma, midiendo las fuerzas y momentos obtenidos con distintos valores de las velocidades y aceleraciones se obtienen curvas del tipo $Y = Y(j)$ o $N = N(j)$, donde j es la variable en estudio.

La pendiente en el origen de estas curvas es el valor de las derivadas

$$Y_j = \left(\frac{\partial Y}{\partial j} \right)_{j=0} \quad \text{ó} \quad N_j = \left(\frac{\partial N}{\partial j} \right)_{j=0} \quad \text{que son las que intervienen en las}$$

mencionadas ecuaciones del movimiento.

Los tres tipos de ensayos mas frecuentes son los de remolque oblicuo, brazo giratorio (*Yaw Rotating*) y *Planar Motion Mechanism (PMM)*.

2.6.1.1. Ensayo de Remolque Oblicuo

En estos ensayos, que son perfectamente realizables en un canal convencional, de manga no demasiado estrecha.

Las derivadas Y_v e N_v pueden ser medidos a través de un modelo remolcado en tanque de pruebas, para una determinada velocidad del buque (número de *Froude* apropiado) y varios ángulos de deriva para la trayectoria del modelo.

En la figura 2.3 se muestra la naturaleza del teste del modelo, y se puede observar que o modelo es remolcado en la línea centro del tanque de pruebas con una velocidad U y un ángulo de deriva β para estribor, y la componente de velocidad v a lo largo del eje positivo y , es producto de:

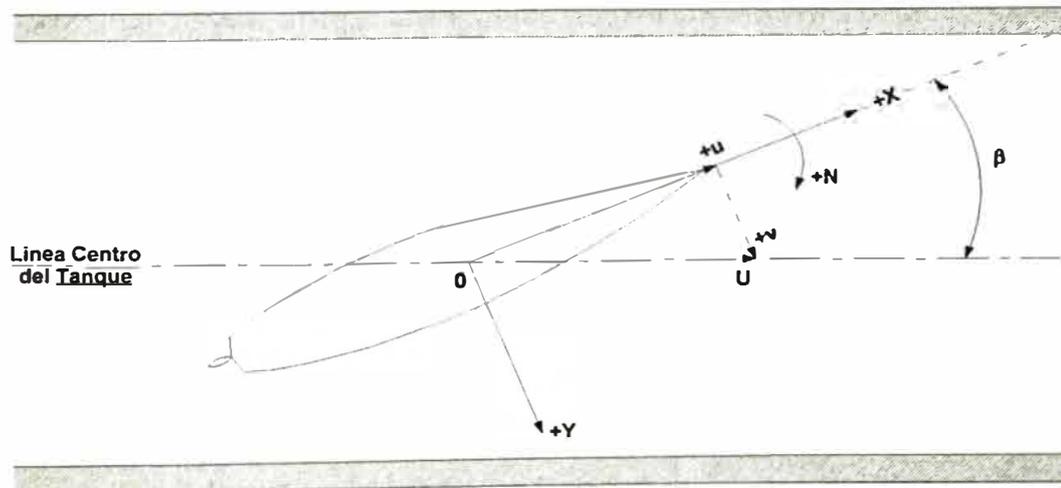


Figura 2.3 Ensayo de remolque oblicuo

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

(2.31)

Un dinamómetro ubicado en el origen 0, mide la fuerza Y y momento N experimentado por el modelo para diferentes ángulos de deriva. Estas medidas son graficadas como una función de v , estos gráficos pueden ser observados en la figura 2.4.

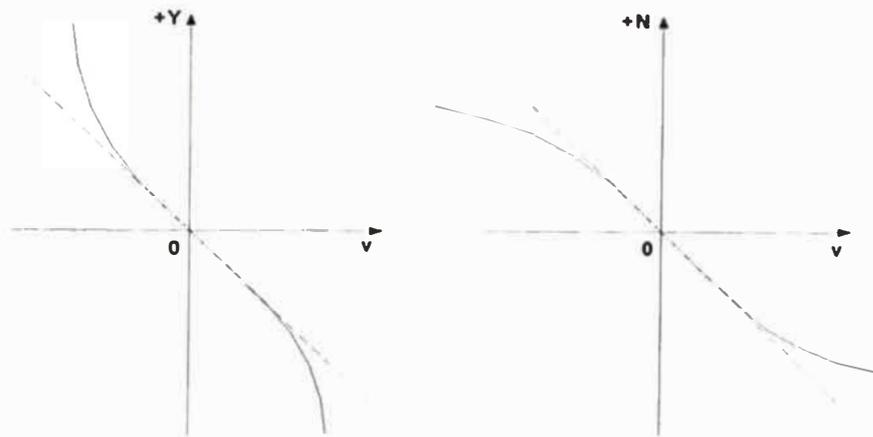


Figura 2.4 Derivadas en sway

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 ρ .

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 $\beta = 0$, y

realizando corridas con distintos ángulos de timón δ , pueden determinarse los valores de Y_δ y N_δ .

2.6.1.2. Ensayo con Brazo Giratorio

En estos ensayos el modelo se coloca sujeto a un brazo que gira alrededor de un eje fijo con velocidad angular constante, ver figura 2.5.

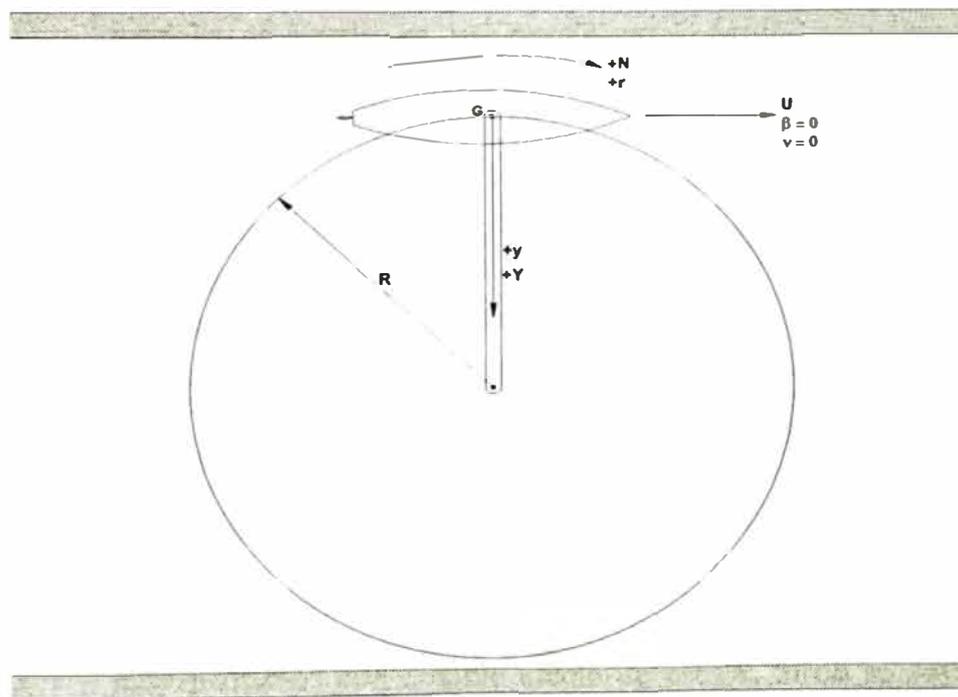


Figura 2.5 Ensayo de brazo giratorio

Normalmente el modelo se sitúa con su eje longitudinal perpendicular al brazo giratorio, con lo que se consigue que $\beta = v = 0$.

En estas condiciones se miden los valores de Y y N para distintos valores de r . La variación de $r = \frac{U}{R}$ se consigue normalmente variando

la posición del modelo a lo largo del brazo giratorio, es decir R , y manteniendo constante U . De los resultados del ensayo se pueden obtener Y_r y N_r . Existen, sin embargo algunos graves problemas, principalmente:

- a) 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.
- b) 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 .

Independientemente de lo anterior, el principal problema de este tipo de ensayos radica en lo especializado de la instalación: gran estanque circular, brazo giratorio de grandes dimensiones (al menos de 15 a 25 metros de radio).

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.

2.6.1.3. Ensayo con Mecanismo de Movimiento Planar (PMM)

Estos ensayos pueden ser llevados a cabo en un canal convencional, mediante un equipo especial, el mecanismo planar, montado en el carro de remolque. Este mecanismo consiste en esencia en dos brazos oscilantes que se sujetan al modelo a iguales distancias del centro de gravedad del mismo, ver la figura 2.6.

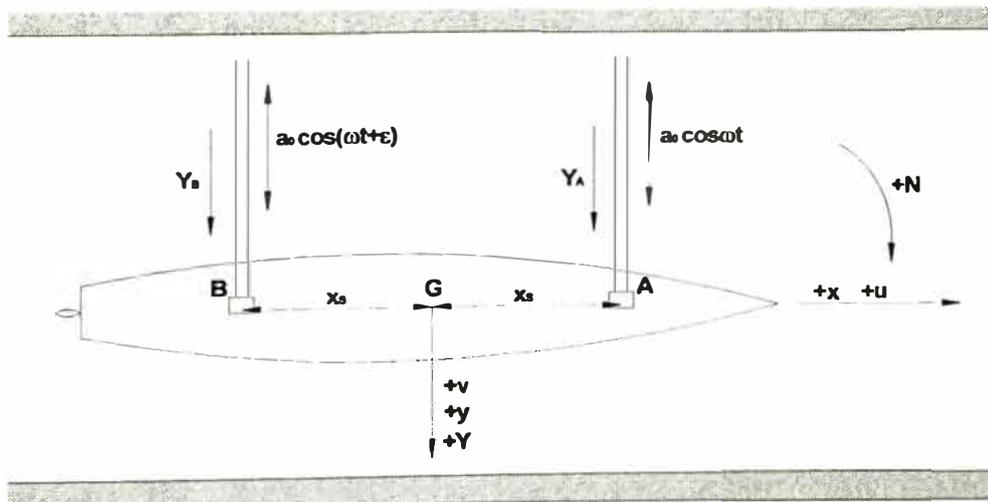


Figura 2.6 Ensayo con mecanismo de movimiento planar (PMM)

Los brazos tienen un movimiento transversal sinusoidal que puede ser variado en su amplitud a_0 y en el desfase mutuo ε , de forma que el movimiento de los puntos A y B , viene dado por:

$$Y_A = a_0 \cos \omega t \quad (2.32)$$

$$Y_B = a_0 \cos(\omega t + \varepsilon) \quad (2.33)$$

Como es lógico, al mismo tiempo que se desarrolla el movimiento transversal, el carro de remolque se traslada con velocidad uniforme U .

Si se hace $\varepsilon = 0$, entonces los puntos A y B se mueven la misma magnitud al mismo tiempo (están en fase), y entonces el movimiento total será de desvío (*sway*) puro, tal como se aprecia en la figura 2.7:

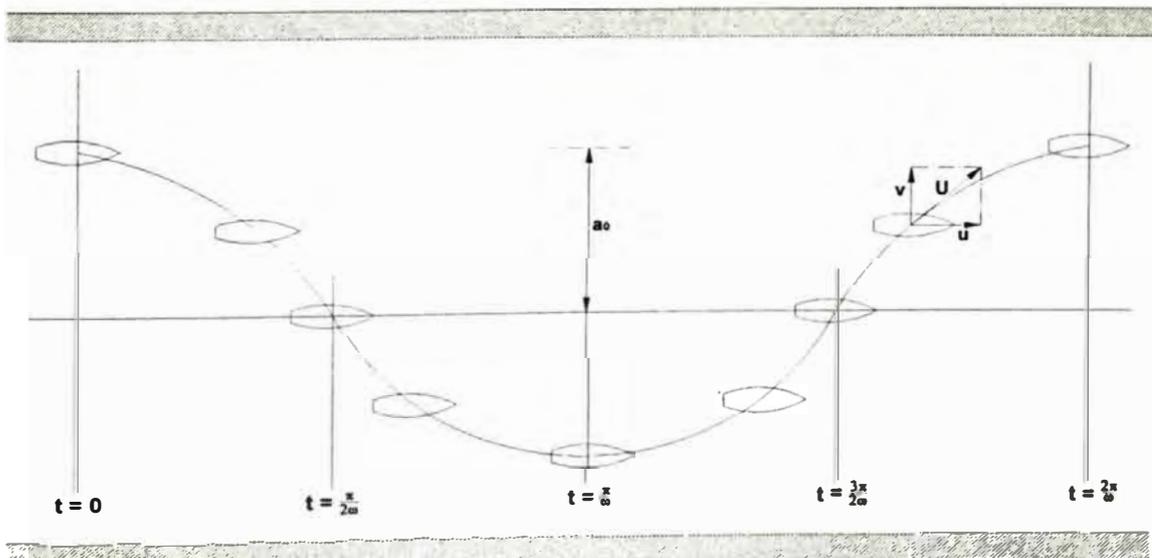


Figura 2.7 Ensayo con oscilación de desvío (*sway*) puro

En estas circunstancias los valores del desplazamiento, velocidad y aceleración laterales serán:

$$y = a_0 \cos \omega t \quad (2.34)$$

$$\frac{dy}{dt} = v = -a_0 \omega \operatorname{sen} \omega t \quad (2.35)$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \dot{v} = -a_0 \omega^2 \cos \omega t \quad (2.36)$$

En cada brazo va montado un dinamómetro que mide las fuerzas producidas en los puntos A y B . Cuando $\operatorname{sen} \omega t = 1$, y por lo tanto $\cos \omega t = 0$ resulta que $\dot{v} = 0$, y por lo tanto las fuerzas medidas en ese instante sólo dependen de v , quedando:

$$Y_v = \frac{\partial Y}{\partial v} = \frac{Y_A + Y_B}{-a_0 \omega} \quad (2.37)$$

$$N_v = \frac{\partial N}{\partial v} = \frac{(Y_A + Y_B) \cdot x_s}{-a_0 \omega} \quad (2.38)$$

Análogamente cuando $\cos \omega t = 1$ y $\operatorname{sen} \omega t = 0$, entonces es $v = 0$ y las fuerzas que se midan sólo dependerán de \dot{v} , obteniéndose $Y_{\dot{v}}$ y $N_{\dot{v}}$. Si el desfase ε es tal que:

$$\tan\left(\frac{\varepsilon}{2}\right) = \frac{\omega \cdot x_s}{U}$$

(2.39)

Entonces puede demostrarse que el movimiento es solamente de guiñada, siendo $v = \dot{v} = 0$, ver figura 2.8.

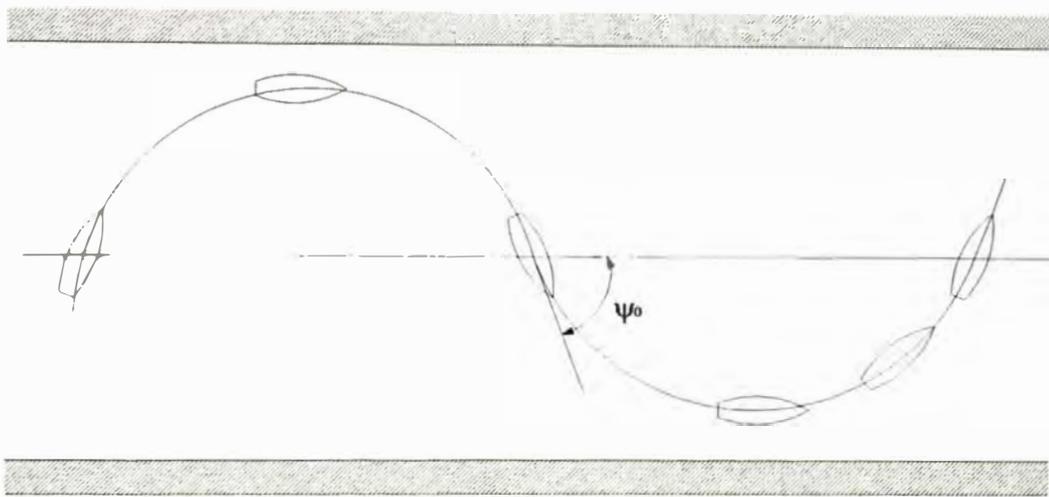


Figura 2.8 Ensayo con oscilación de guiñada (yaw) puro

El movimiento angular viene definido por:

$$\psi = -\psi_0 \cos\left(\omega t - \frac{\varepsilon}{2}\right)$$

(2.40)

$$\dot{\psi} = \dot{r} = \psi_0 \omega \operatorname{sen}\left(\omega t - \frac{\varepsilon}{2}\right)$$

(2.41)

$$\ddot{\psi} = \ddot{r} = \psi_0 \omega^2 \cos\left(\omega t - \frac{\varepsilon}{2}\right)$$

(2.42)

Efectuando las medidas cuando se anula r obtendremos Y_r y N_r , así como Y_r y N_r cuando se anula r .

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.

2.6.2. Ensayo con Modelo Libre

Los ensayos con modelos restringidos mencionados anteriormente aparte de requerir de instalaciones especiales para su realización, poseen un indudable y categórico inconveniente: son irrepetibles en el buque real. Esto va unido a que limitan los grados de libertad del modelo, por ejemplo en lo referente a la escora y a la pérdida de velocidad de avance durante la maniobra.

Asimismo hemos visto que es dificultoso realizar ensayos a bajas frecuencias, que son de gran importancia, siendo preciso hacer una extrapolación hacia el origen, que no siempre resulta sencilla. Todo lo anterior ha redundado en que su utilidad sea principalmente la obtención de los coeficientes de la ecuaciones completas del movimiento, y además, sin perder de vista, todas las limitaciones limitadas.

Los ensayos con modelo libre poseen a este respecto, varias ventajas:

- Son perfectamente repetibles en el buque real.
- No requieren instalaciones especiales, salvo la utilización de un estanque, lago o pantano de adecuada dimensiones.
- El modelo no lleva ningún tipo de restricción a sus movimientos. Por lo tanto, reproduciendo la geometría de formas, condiciones de propulsión (fundamentalmente diámetro de propulsor), momentos de inercia y reparto vertical de pesos puede asegurarse que, a salvo del inevitable efecto de escala debido a la desigualdad del número de *Reynolds*, el modelo reproducirá con bastante aproximación los movimientos del buque en aguas tranquilas.
- Son susceptibles de análisis en base a sencillas ecuaciones (la lineal de primer orden o de *Nomoto*), con pocos coeficientes, y en consecuencia de interpretación casi inmediata respecto a las cualidades de maniobra que estén estudiando.
- Es factible realizar, si así es requerido, un análisis mas profundo de estos ensayos que le proporcionado por la ecuación lineal de primer orden, utilizando los distintos tipos de ecuaciones ampliadas, con términos no lineales, según técnicas de análisis que son también mas complejas. Este análisis proporciona datos

inestables para el proyecto y ajuste del piloto automático, así como para la simulación matemática de las maniobras.

Las anteriores consideraciones han dado lugar a que la aceptación de este tipo de ensayos sea ya universal, no solamente como producto rutinario-comercial de los canales de experiencias sino como apropiado medio para investigación.

2.7. MANIOBRAS PADRONIZADAS

2.7.1. Maniobra de Espiral

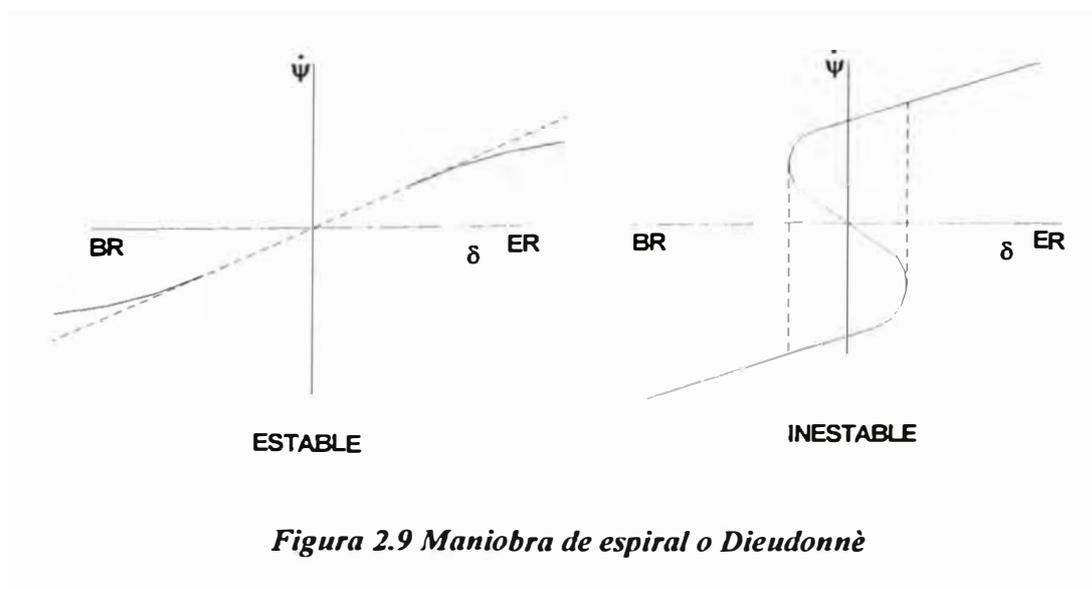
Esta maniobra muchas veces llamada de espiral de *Dieudonné*. La maniobra consiste en dar 15° para estribor y dejar el buque hacer una curva hasta alcanzar una razón constante de cambio de dirección. Esta razón es registrada y el ángulo de timón es entonces reducido para 10° y la nueva razón constante de cambio de dirección es medida, *vide Tupper (2002)*.

La operación es proseguida para 5° EB, 4° EB, 3° EB, 2° EB, 1° EB, 0°, 1° BB, 2° BB, 3° BB, 4° BB, 5° BB, 10° BB, 15° BB. Así mismo, la razón constante de cambio de dirección es registrada para cada ángulo de timón.

Con los valores de guiñada obtenidos a los ángulos de timón utilizados se sitúan en un sistema de ejes coordenados, con lo que puede obtenerse una tabla de valores de guiñada, a ángulo de timón dados, y a la velocidad que mantenía el buque durante la realización de la experiencia.

Con dicha realización pueden ocurrir dos cosas: la curva pase por el centro en cuyo caso puede decirse que el buque tiene la propiedad de estabilidad de rumbo, o que no lo haga, en cuyo caso significa que ese buque tiene inestabilidad de rumbo, como puede observarse en la figura 2.9.

Con las curvas del buque con inestabilidad de rumbo se forma una superficie interior limitada por ellas, que recibe el nombre de área de histéresis, cuya cuantificación determina la mayor o menor inestabilidad de rumbo de un buque respecto a otro. Es evidente que debe lograrse la supresión total del lazo de histéresis y, por consiguiente, que el ángulo de timón solo sea necesario para asegurar que el buque sigue el rumbo deseado, sin tener que recurrir a una corrección continúa de él. Si no fuera posible eliminar dicho lazo, debe procurarse que la velocidad de guiñada y el ángulo de timón para anularla sean los menores posibles.



Es importante que para cada ángulo de timón se deje el tiempo suficiente para que el régimen llegue a estabilizarse. Como consecuencia de ello, esta maniobra presenta mas dificultades para una correcta realización de la pruebas de mar del buque real, pues la constancia de la velocidad angular de giro se alcanza muy lentamente, y por lo tanto, para tomar suficiente número de puntos se requieren varias horas de navegación.

2.7.2. Maniobra de Giro

Podemos definirla como la respuesta del buque a la acción conjunta de la maquina y del timón, para realizar un cambio de rumbo y llevar a cabo un fin previsto de acercamiento, alejamiento, estudio del comportamiento a distintas magnitudes de la incidencia de agentes internos y externos aplicados, *vide Tupper (2002)*.

La curva de giro esta definida por unos parámetros que acotan sus dimensiones para cada buque. Dichas características son observadas en la figura 2.10.

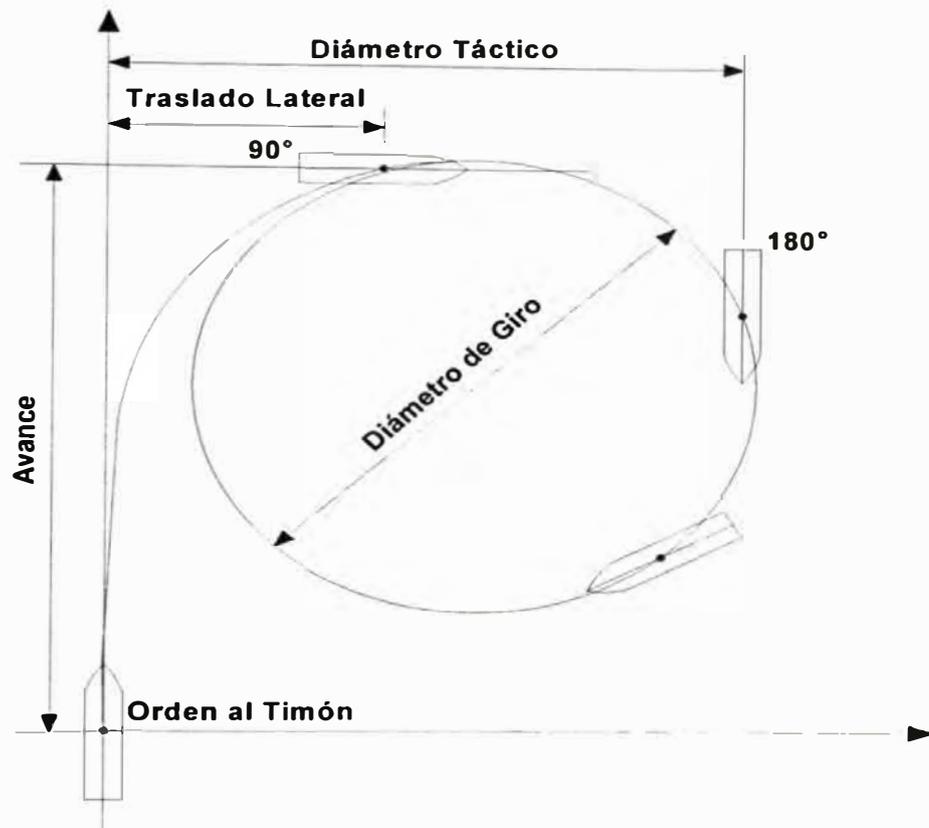


Figura 2.10 Curva de giro

Avance: distancia longitudinal recorrida por el buque hacia su proa hasta alcanzar la caída de 90° de su proa a la banda de metida del timón y a una determinada velocidad.

Traslado Lateral: distancia lateral alcanzada por el buque cuando su proa ha caído 90° de la proa inicial. Junto con el *avance* representa un punto del plano que define claramente la parte inicial de la curva de giro.

Diámetro Táctico: cuando la proa del buque ha caído 180° de su proa inicial.

Diámetro de Giro: a la distancia máxima de separación entre dos puntos opuestos del giro en el periodo uniforme. Si bien esta dimensión es la característica más conocida de la curva de giro, puede decirse que no quedan representados los condicionantes que limitan el espacio mínimo necesario para maniobrar en una zona dada.

La realización de la curva de giro proporciona otro parámetro importante para la maniobra del buque, referido al *tiempo empleado en realizar giros de 90°, 180° y 360°* en régimen de máquina de avance toda.

Cuando la curvatura es constante, las fuerzas actuantes sobre el casco y el timón son F_H y F_R , escribiendo las componentes radiales de estas fuerzas con subscritos minúsculos, F_h y F_r , respectivamente, y considerando la figura 2.11, para producir la curvatura.

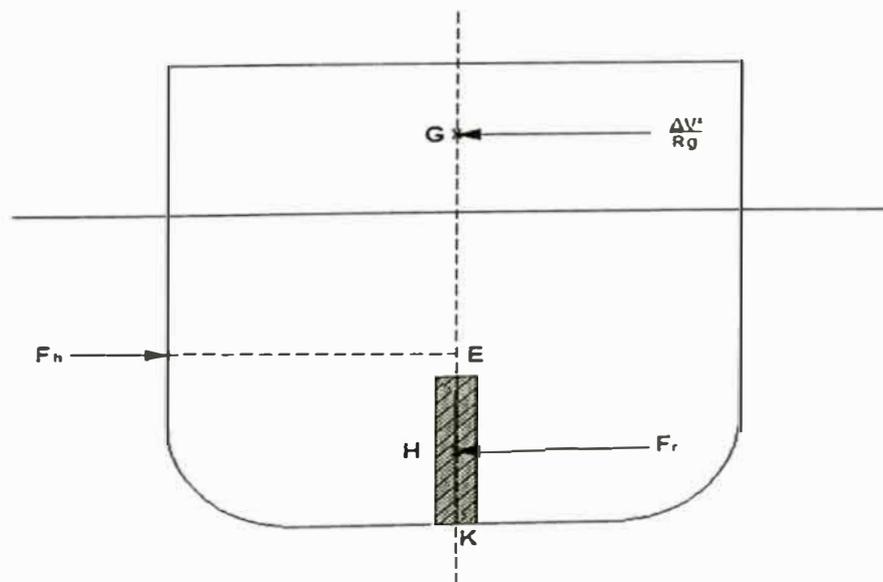


Figura 2.11 Fuerzas que producen ángulo de inclinación en la curvatura

Para producir la curvatura,

$$F_h - F_r = \frac{\Delta V^2}{Rg} \quad (2.43)$$

Donde:

V : velocidad sobre la curva

R : radio de giro

$$\begin{aligned} \text{Momento causador de inclinación} &= (F_h - F_r) \overline{KG} + F_r (\overline{KH}) - F_h (\overline{KE}) \\ &= (F_h - F_r) (\overline{KG} - \overline{KE}) + F_r (\overline{KH} - \overline{KE}) \\ &= (F_h - F_r) \overline{GE} - F_r (\overline{EH}) \end{aligned} \quad (2.44)$$

Para la mayoría de buques, E es el centro de resistencia lateral, y H son bastante próximos, y la ecuación (2.42), es dada aproximadamente, por:

$$\text{Momento causador de inclinación} = (F_h - F_r) \overline{GE} \quad (2.45)$$

Este momento hace que el buque se incline para fuera durante la curvatura, luego que el timón es metido, F_r actúa antes que F_h , puede crecer hasta un valor significativo, y durante esa fase transitoria, el buque puede inclinar dentro de la curva. Se debe notar que el efecto de F_r durante la curvatura es el de reducir el ángulo de inclinación.

Se puede ver que F_h actúa en el centro de resistencia lateral, solo si el ángulo de inclinación fuera pequeño. Para grandes ángulos, la posición E es difícil de ser estimada, para pequeñas inclinaciones:

$$\Delta \overline{GM} \text{sen} \phi = (F_h - F_r) \overline{GE} = \frac{\Delta V^2}{Rg} \overline{GE} \quad (2.46)$$

Luego,

$$\frac{Rg \text{sen} \phi}{V^2} = \frac{\overline{GE}}{\overline{GM}} \quad (2.47)$$

Es importante mencionar que el ángulo de inclinación obtenido mediante este cálculo es un valor aproximado, que es debido por la dificultad de localizar el punto E .

2.7.3. Maniobra de Zig-zag

No siempre el buque ejecuta cambios de dirección de la orden de 90 ó 180 grados, cambios más frecuentes son del orden de 10, 20 ó 30 grados. Por otro lado, en una emergencia, como por ejemplo, cuando una colisión es inminente, el factor crítico es una respuesta inicial del buque al momento del timón, *vide Tupper (2002)*.

Lamentablemente, el procedimiento de la curva de giro no define adecuadamente esa respuesta inicial, y los valores del traslado lateral para cambios de dirección de 90°, y el diámetro táctico, son generalmente pocos

afectados por factores que tienen influencia significativa en la respuesta inicial del timón.

La maniobra de zig-zag o también conocida como maniobra de *Kempf*, es más completa y compleja que las utilizadas para conocer la estabilidad dinámica y de rumbo, es realizada para estudiar en detalles la respuesta inicial de un buque al movimiento del timón, ver figura 2.12.

A maniobra consistiría en mantener el buque a una velocidad constante, en línea recta, durante por lo menos un minuto. Después de alcanzar la condición de equilibrio, el timón es accionado y colocado a 20° y mantenido constante hasta que el buque cambie de curso de 20° . Entonces el ángulo del timón es cambiado para 20° del otro lado.

Parámetros importantes en esta maniobra son:

- a) Tiempo entre movimientos sucesivos del timón.
- b) El ángulo de *overshoot*, que mide en cuanto la dirección del buque excede los 20° aplicados.

La maniobra es repetida para cubrir un determinado rango de velocidad y para diferentes valores de ángulo de timón y cambio de dirección.

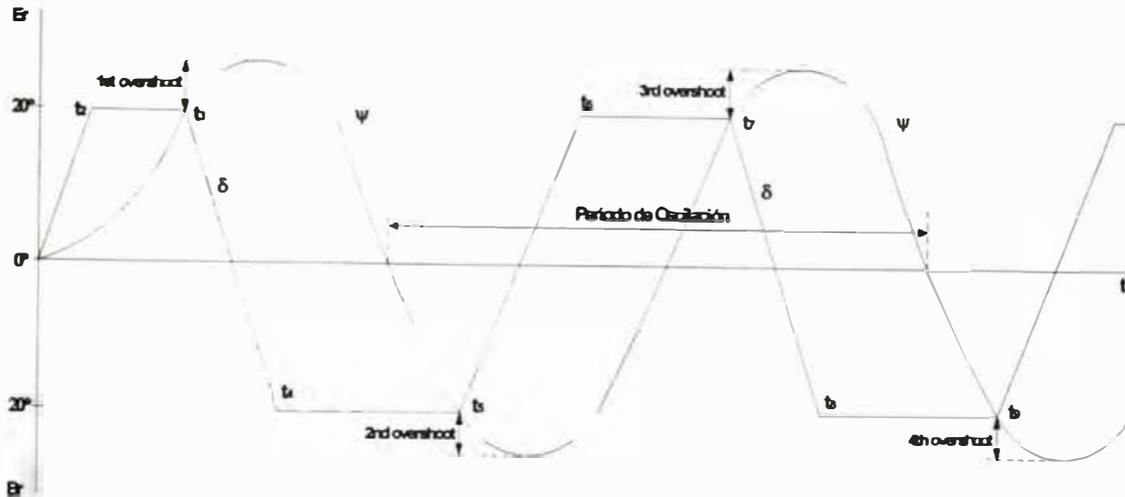


Figura 2.12 Maniobra de zig-zag

2.8. TEORÍA DE ESTABILIDAD DIRECCIONAL DEL SISTEMA

2.8.1. Teoría de Estabilidad Direccional para Embarcaciones de Superficie

Como descrito en *Neves (2004)*, para efecto de simplificación para análisis de estabilidad direccional, consideremos apenas las ecuaciones lineales de maniobra en desvío y guiñada, como muestra las ecuaciones (2.46) y (2.47).

$$(m - Y_{\dot{v}})\dot{v} - Y_v v + (m x_G - Y_{\dot{r}})\dot{r} + (m \bar{U} - Y_r) r = 0 \quad (2.47)$$

$$(m x_G - N_{\dot{v}})\dot{v} - N_v v + (I_z - N_{\dot{r}})\dot{r} + (m \bar{U} x_G - N_r) r = 0 \quad (2.48)$$

Adicionalmente consideremos que el origen del sistema de coordenadas del cuerpo coincide con el centro de gravedad del buque, entonces la ecuación en forma matricial será:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = 0 \quad (2.49)$$

Donde:

$$A = \begin{bmatrix} m - Y_{\dot{v}} & -Y_{\dot{r}} \\ -N_{\dot{v}} & I_z - N_{\dot{r}} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} -Y_v & mU - Y_r \\ -N_v & -N_r \end{bmatrix}$$

$$\dot{q} = \begin{bmatrix} v(t) \\ r(t) \end{bmatrix}$$

$$C = 0 \quad (2.50)$$

Las soluciones para $v(t), r(t)$ corresponden la clásica solución de ecuaciones diferenciales lineales de segundo grado, homogéneas, con coeficientes constantes, y las soluciones pueden ser obtenidas si introducimos en la ecuación diferencial, soluciones tentativas del tipo:

$$\begin{aligned} v(t) &= v_0 e^{\lambda t} \\ r(t) &= r_0 e^{\lambda t} \end{aligned} \quad (2.51)$$

Siendo:

$$\begin{aligned} \dot{v}(t) &= \lambda v_0 e^{\lambda t} \\ \dot{r}(t) &= \lambda r_0 e^{\lambda t} \end{aligned} \quad (2.52)$$

La substitución de esas soluciones tentativas en la ecuación diferencial conduce a la llamada ecuación característica, pues:

$$\begin{bmatrix} m - Y_v & -Y_r \\ -N_v & I_z - N_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_0 \\ r_0 \end{bmatrix} \lambda e^{\lambda t} + \begin{bmatrix} -Y_v & -mU - Y_r \\ -N_v & -N_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_0 \\ r_0 \end{bmatrix} e^{\lambda t} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.53)$$

Luego:

$$\begin{bmatrix} (m - Y_v)\lambda - Y_v & -Y_r\lambda + mU - Y_r \\ -N_v\lambda - N_v & (I_z - N_r)\lambda - N_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_0 \\ r_0 \end{bmatrix} e^{\lambda t} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.54)$$

Si la matriz anterior fuera invertible podemos escribir:

$$\begin{bmatrix} v_0 \\ r_0 \end{bmatrix} e^{\lambda t} = \begin{bmatrix} \\ \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.55)$$

Y encontramos siempre soluciones triviales $v(t) \equiv 0 \equiv r(t)$.

Para obtener soluciones no triviales es necesario entonces que la matriz arriba no tenga inversa, o sea, es necesario que ella sea singular, o aun, es necesario que su determinante sea nulo, imponiendo esa condición:

$$\Delta(\lambda) = \begin{vmatrix} (m - Y_v)\lambda - Y_v & -Y_r\lambda + mU - Y_r \\ -N_v\lambda - N_v & (I_z - N_r)\lambda - N_r \end{vmatrix} = 0 \quad (2.56)$$

Lo que obtenemos el polinomio característico:

$$\Delta(\lambda) = \bar{A}\lambda^2 + \bar{B}\lambda + \bar{C} = 0 \quad (2.57)$$

Donde:

$$\bar{A} = (m - Y_v)(I_z - N_r) - N_v Y_r \quad (2.58)$$

$$\bar{B} = -(m - Y_v)N_r - (I_z - N_r)Y_v + N_v(mU - Y_r) - Y_r N_v \quad (2.59)$$

$$\bar{C} = Y_v N_r + N_v(mU - Y_r) \quad (2.60)$$

Las dos raíces del polinomio son:

$$\lambda_{1,2} = \frac{-\frac{\bar{B}}{\bar{A}} \pm \sqrt{\left(\frac{\bar{B}}{\bar{A}}\right)^2 - 4\frac{\bar{C}}{\bar{A}}}}{2} \quad (2.61)$$

Como sabemos de la teoría de ecuaciones diferenciales, las soluciones serán formadas por las combinaciones lineales:

$$v(t) = v_1 e^{\lambda_1 t} + v_2 e^{\lambda_2 t} \quad (2.61)$$

$$r(t) = r_1 e^{\lambda_1 t} + r_2 e^{\lambda_2 t} \quad (2.63)$$

Donde, v_1, v_2, r_1, r_2 son constantes de integración.

Como se puede ver de la forma de las soluciones arriba, si λ_1 y λ_2 fuesen negativos, $v(t)$ y $r(t)$ tienden a cero con el transcurso del tiempo, lo que significa que la trayectoria del buque regresara a ser recta, pues las perturbaciones estarían desapareciendo. Así mismo para verificar si el buque es direccionalmente estable, basta verificar si λ_1 y λ_2 son negativos.

Para que ambos λ_1 y λ_2 sean negativos, dos condiciones esenciales tienen que ser satisfechas:

- a) $\bar{C}/\bar{A} > 0$. Si \bar{C}/\bar{A} es negativo, la raíz cuadrada será mayor que \bar{B}/\bar{A} , luego, sea \bar{B}/\bar{A} positivo o negativo, uno de los valores de λ será positivo.
- b) $\bar{B}/\bar{A} > 0$. Si \bar{B}/\bar{A} es negativo y $\bar{C}/\bar{A} > 0$, entonces ambos λ_1 y λ_2 serán positivos. Como fue mencionado anteriormente, si ambos \bar{B}/\bar{A} y \bar{C}/\bar{A} son negativos, un valor de λ será positivo.

No es difícil llegar a la conclusión de que \bar{A} es siempre positivo: siendo $(-Y_v)$ y $(-N_r)$ inercias fluidas adicionadas a las inercias secas m y I_z , el producto $(m - Y_v)(I_z - N_r)$ será grande y positivo. Ya $(-N_v)$ y $(-Y_r)$ son términos de acoplamiento entre desvío y guiñada, luego son pequeños y de signos inciertos. Así mismo independiente del producto $N_v Y_r$ ser positivo o negativo, podemos concluir que \bar{A} será siempre positivo, y por tanto, las condiciones de estabilidad direccional se simplifica para $\bar{B} > 0$, $C > 0$.

Para continuar analizando los signos probables de \bar{B} y C , tenemos que analizar los signos de las derivadas de velocidad Y_v, Y_r, N_v, N_r . La interpretación de esas derivadas es más simple si acompañamos la manera como son determinadas en el tanque de remolque y brazo giratorio, estas derivadas también son determinadas en el *Planar Motion Mechanism – (PMM)*, como fue descrito anteriormente, entonces podemos hacer el siguiente cuadro de resumen:

$m - Y_{\dot{v}}$	Positivo	Grande
$Y_{\dot{v}}$	Negativo	Grande
N_r	Negativo	Grande
N_v	Positivo o Negativo	Pequeña
$mU - Y_r$	Positivo	Grande
$I_z - N_r$	Positivo	Grande
$Y_{\dot{r}}$	Positivo o Negativo	Pequeña
$N_{\dot{v}}$	Positivo o Negativo	Pequeña

Recordando que:

$$\bar{B} = -(m - Y_{\dot{v}})N_r - (I_z - N_r)Y_{\dot{v}} + N_{\dot{v}}(mU - Y_r) - Y_{\dot{r}}N_v \quad (2.64)$$

Notamos que las dos principales partes de la ecuación sumándose da un valor bastante grande y positivo, mientras la última parte será muy pequeña y de signo incierto. La tercera parte puede ser negativa y de valor razonablemente grande (caso N_v sea negativo), pero nunca podrá hacer frente al grande valor positivo de la suma de las dos primeras partes de la ecuación. Así mismo, se ve que \bar{B} ,

como A , será siempre positivo. Luego, criterio final se reduce a verificar se $C > 0$. Siendo:

$$\bar{C} = Y_v N_r + N_v (mU - Y_r) \quad (2.65)$$

Vemos que $Y_v N_r$ es un valor grande y positivo, se percibe que caso N_v sea positivo, tendremos necesariamente que $C > 0$, y la estabilidad asegurada. Pero ni siempre se da este caso, en realidad, usualmente para buques, N_v es negativo. Por lo tanto el criterio final para estabilidad direccional es:

$$Y_v N_r + N_v (mU - Y_r) > 0 \quad (2.66)$$

2.9. PREDICCIÓN EMPÍRICA DE LAS DERIVADAS DE MANIOBRA - BUQUES PESQUEROS

Los buques pesqueros tienen por lo general un buen desempeño en su maniobrabilidad, con un timón grande y un propulsor que ayuda a su eficiencia. Sin embargo, la predicción de la maniobrabilidad se ha convertido en algo importante, debido a que el timón se encuentra sometido a grandes fuerzas que pueden causar la zozobra del buque, tal predicción es necesaria para identificar fenómenos como *broaching*, ver *Cipriano (2005)*.

Las dimensiones principales del buque pesquero, son diferentes a los convencionales buques mercantes, por o general son de dimensiones menores, cuya relación: eslora –

manga (L/B) es menor que 3. Además, tienen un trimado inicial bastante grande por la popa, donde puede representar el 30 o 40 % del calado medio, y cuenta con una falsa quilla, como se muestra en la figura 2.13, lo que dificulta la predicción de la maniobrabilidad.

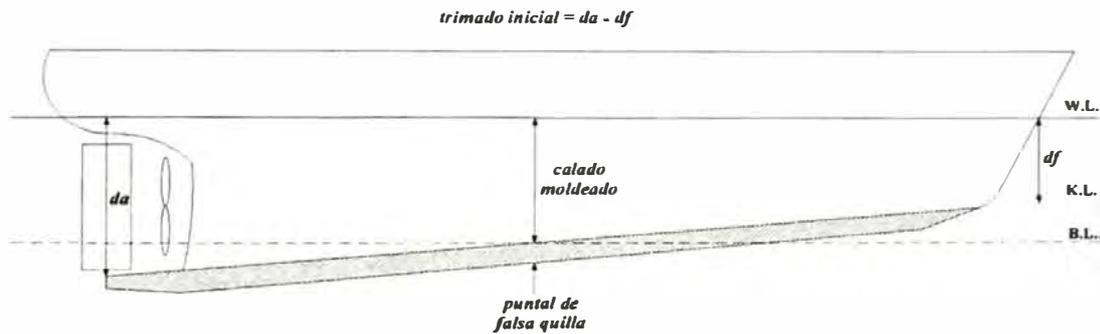


Figura 2.13 Buque pesquero con trimado inicial

Yoshimura et al. (2003) muestra una base de datos de derivadas hidrodinámicas con diferentes buques pesqueros, donde introduce formulas empíricas para predecir las derivadas hidrodinámicas, lo cual permite de una manera mas sencilla simular la maniobrabilidad del buque pesquero.

Las siguientes expresiones obtenidas por *Yoshimura et al. (2003)*, estas formulas fueron basadas tanto en consideraciones teóricas como en resultados experimentales, además son adimensionalizadas, en función de las dimensiones principales del buque, como se muestra en las ecuaciones (2.67), (2.68), (2.69) y (2.70).

$$Y'_\beta = (1 + 0.6\tau'^2) \left[0.5\pi + \frac{1.4Cb}{(L/B)} \right]$$

$$Y'_r - m'_x = (0.4 + 1.8\tau'^2) \left[\frac{0.5Cb}{(L/B)} \right]$$

$$N'_\beta = (1 - 0.9\tau') [k]$$

$$N'_r = -0.54k + k^2$$

(2.67)

$$X'_{\beta\beta} = -0.35 + 0.8 \left(\frac{dem}{B} \right)$$

$$X'_{\beta r} - m'_y = \left[-0.46 + 2.5 \left(\frac{dem}{B} \right) \right] m'$$

$$X'_{rr} = 0.03 + 0.09\tau'$$

$$X'_{\beta\beta\beta} = 2.7 - 6.0 \left(\frac{dem}{B} \right)$$

(2.68)

$$Y'_{\beta\beta\beta} = 1.2$$

$$Y'_{\beta\beta r} = -0.5 + 1.4\tau'$$

$$Y'_{\beta rr} = 0.34 + 0.26\tau'$$

$$Y'_{rrr} = -0.04 + 0.055\tau'$$

(2.69)

$$N'_{\beta\beta\beta} = 0.3$$

$$N'_{\beta\beta r} = -0.33 - 0.3\tau'$$

$$N'_{\beta rr} = 0.01 + 0.02\tau'$$

$$N'_{rrr} = -0.04\tau'$$

(2.70)

Donde:

$$\tau' = \frac{\text{trimado}}{\text{dem}}$$

dem : calado medio efectivo, incluye el puntal de la falsa quilla en la sección media

$$k = \frac{2dem}{L}$$

k : razón de aspecto lateral

L : eslora del buque

B : manga del buque

Cb : coeficiente de bloque

β : ángulo de deriva

r : velocidad en guiñada (yaw)

Estas formulas de regresión, tiene sus limitaciones, por consiguiente puede ser evaluado para dimensiones de buques con ciertas características:

$$2.6 < \frac{L}{B} < 5.2$$

$$0.37 < \frac{dem}{B} < 0.46$$

$$0.57 < Cb < 0.66$$

$$0.35 < \tau' = \frac{\text{trimado}}{\text{dem}} < 1.1$$

(2.71)

2.10. CRITERIOS IMO PARA MANIOBRAS

Durante las tres últimas décadas, la I.M.O. (*International Maritime Organization*) ha tenido una participación activa en los siguientes aspectos sobre la maniobrabilidad del buque, los cuales son vitales para alcanzar objetivos de viajes seguros y océanos limpios:

- Información sobre maniobrabilidad a bordo de los buques es importante para garantizar la seguridad de la navegación.
- Garantizar una aceptable maniobrabilidad en los buques petroleros para evitar contaminación de los océanos.
- Estandarización para la maniobrabilidad de buques, sobre todo en la etapa de proyecto.

Muchas resoluciones con respecto a maniobrabilidad de buques fueron iniciados por la I.M.O., principalmente por el Sub-Comité de Proyectos de Buques y Equipamientos y por el Comité de Seguridad Marítima, estas resoluciones fueron aprobados en las asambleas de la I.M.O. Sin embargo, la I.M.O. solo entrega reglas y recomendaciones, ella no puede hacer leyes internacionales, la decisión final es tomada por cada gobierno.

Este es un claro *link* entre seguridad y maniobrabilidad de buques. Todos los criterios referentes al desempeño de la maniobrabilidad deberían ser simples, relevantes, comprensibles, mensurables y aplicables. Las directrices que da la I.M.O., con respecto a la estandarización de la maniobrabilidad destacan la capacidad de gobierno del buque.

Las normas y directrices interinas fueron adoptadas por la I.M.O. en asamblea de 1993 en Resolución A.751(18) sobre “*Interin Standard for Ship Manoeuvrability*” y

los gobiernos fueron invitados a coleccionar datos obtenidos a partir de estas normas. A continuacion es mostrada las normas dadas por la I.M.O. (*International Maritime Organization*), *vide I.M.O. (1993)*.

1. Las normas de maniobra deben ser aplicados sin el uso de cualquier ayuda, los cuales no son fácilmente evaluables en operacion normal.
2. Las condiciones donde las normas serán aplicadas, y también se medirá el desempeño del buque, estas condiciones son especificadas a seguir:
 - 2.1. Ambiente tranquilo.
 - 2.2. Aguas profundas, sin restriccion.
 - 2.3. Cargamento máximo.
 - 2.4. Estabilizar a una velocidad aproximada de prueba
3. La maniobrabilidad de un buque es considerado satisfactorio si cumple con los siguientes criterios:
 - 3.1. **Capacidad de Giro:** el avance no debería exceder 4.5 esloras del buque y el diámetro táctico no debería exceder 5 esloras en el círculo de maniobra.
 - 3.2. **Capacidad de Giro Inicial:** con la aplicacion de un ángulo de 10° en el timón a babor o estribor, el buque no debería navegar más que

2.5 esloras en el momento que el aproamiento cambie 10° del aproamiento original.

3.3. Capacidad de la Detención de la Caída:

3.3.1. El valor del primer ángulo de *overshoot* en $10^\circ/10^\circ$ en la prueba de zig-zag no debe exceder:

- 10° , si $\left(\frac{L}{V}\right)$ es menor que 10 segundos.
- 20° , si $\left(\frac{L}{V}\right)$ es 30 segundos o mas.
- $\left(5 + \frac{L}{V/2}\right)$ grados, si $\left(\frac{L}{V}\right)$ es más que 10 segundos o menos que 30 segundos.

Los valores de L (eslora del buque) en metros y V (velocidad de prueba) m/s .

3.3.2. El valor del segundo ángulo de *overshoot* en $10^\circ/10^\circ$ en la prueba de zig-zag no debe exceder los valores mencionados anteriormente para el primer *overshoot* por mas que 15° .

3.3.3. Los valores del primer ángulo de *overshoot* en la prueba de zig-zag $20^\circ/20^\circ$ no debe exceder 25°

CAPITULO 3 ANALISIS Y RESULTADOS

3.1 GENERALIDADES

El buque pesquero es un elemento de transporte concebido fundamentalmente para moverse en marcha avante y en línea recta, a diferencia de otros vehículos, como el automóvil, en la que la manejabilidad en trayectorias curvas es decisiva. Por esta razón es evidente que la calidad de maniobra de un buque debe permanecer en un segundo plano frente al perfeccionamiento de sus condiciones en el movimiento de avance es decir, los estudios de resistencia y de propulsión.

Sin embargo, han de cuidarse las características maniobreras con objeto de que el buque pesquero posea unas características mínimas aceptables, que incluyen no solamente a la capacidad de moverse lateralmente (curva de giro y zig-zag) sino también la necesidad de no moverse lateralmente más que cuando así es requerido (curva de espiral).

Criterios de aceptabilidad, la subjetividad del capitán o piloto al juzgar su barco debe primar a sobremanera al enfrentarse a un criterio, pero es evidente que el proyectista y el constructor de un buque han de tener una referencias concretas en que apoyarse cuando se está tratando de unas características, como la maniobrabilidad, que afectan

de manera muy notable a la rentabilidad de explotación (curva de espiral) o la seguridad del buque pesquero ante colisiones (curva de giro y zig-zag).

En el presente capítulo presentamos los resultados obtenidos numéricamente a lo largo de este trabajo de tesis, que busca obtener resultados numéricos de las maniobras estandarizadas por la I.M.O. (*International Maritime Organization*), como la maniobra de giro, maniobra de zig-zag y maniobra de espiral, para un buque pesquero de cerco.

El buque pesquero que es empleado como base de estudio, es un pesquero de cerco (*purse seiner*) que fue testado extensivamente desde el final de la década de los noventa por el Instituto Nacional de Investigaciones en Ingeniería de Pesca del Japón (*NRIFE*), inicialmente en testes cautivos y posteriormente en testes con modelo libre, con auto-propulsión y piloto automático, características más detalladas del buque pesquero, se encuentran en el Apéndice A.

Las características geométricas e hidrodinámicas de esta embarcación pesquera fueron aprovechadas para obtener resultados numéricos, que forma parte de un estudio de *benchmarking*, denominado *24th International Benchmark Testing of Numerical Modelling on Intact Stability*, convocado en marzo del 2004 por la ITTC (*International Towing Tank Conference*), los resultados numéricos y experimentales de este estudio pueden ser vistos en *Cipriano (2005)*.

3.2 RESULTADOS NUMÉRICOS

Cálculos basados en el modelo matemático descrito en el capítulo 2 son realizados para tres tipos de maniobras descritos anteriormente, y los resultados obtenidos son mostrados gráficamente para un mejor entendimiento del movimiento del buque pesquero.

A continuación describiremos los resultados de cada una de las maniobras evaluadas en este trabajo;

3.2.1. Maniobra Espiral

Los cálculos de la maniobra de espiral realizados para el buque pesquero PS son mostrados en la figuras 3.1, 3.2 y 3.3, puede ser mencionado de estas figuras que los resultados calculados son razonablemente buenos, especialmente los resultados explican el comportamiento sensible del buque durante la maniobra de espiral.

No obstante, la estabilidad direccional no puede cuantificarse de forma directa. Uno de los parámetros puede ser el ancho de histéresis, el cual se mide en el origen de coordenadas de la curva trazada con los datos obtenidos, como se muestra en la figura 3.1, donde observamos que nuestro resultado no muestra el ancho de histéresis, y podemos concluir que nuestro buque pesquero es direccionalmente estable.

De la teoría de estabilidad direccional para embarcaciones de superficie, explicada en el capítulo 2, y haciendo uso de la ecuación 2.66 y de las derivadas de maniobra representadas en el Apéndice A, procedemos al cálculo y

concluimos que nuestro buque pesquero analizado cuenta con buena estabilidad direccional.

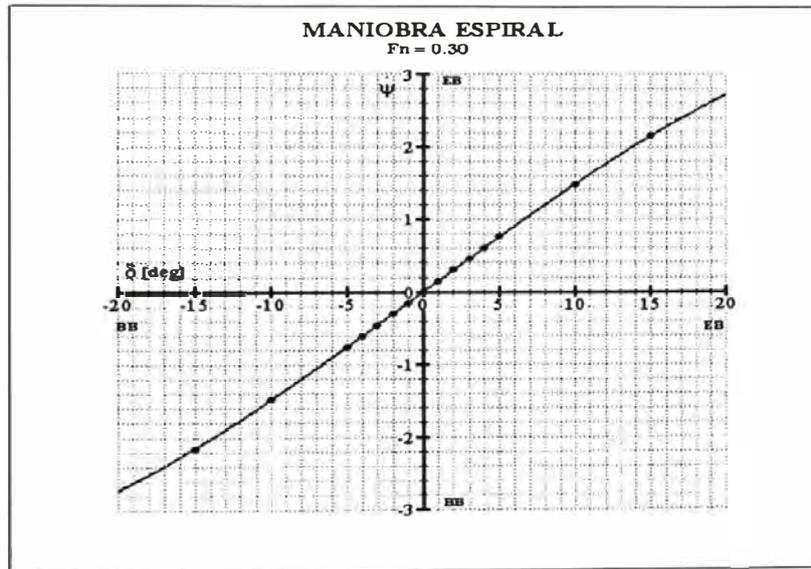


Figura 3.1. Maniobra espiral del buque pesquero PS

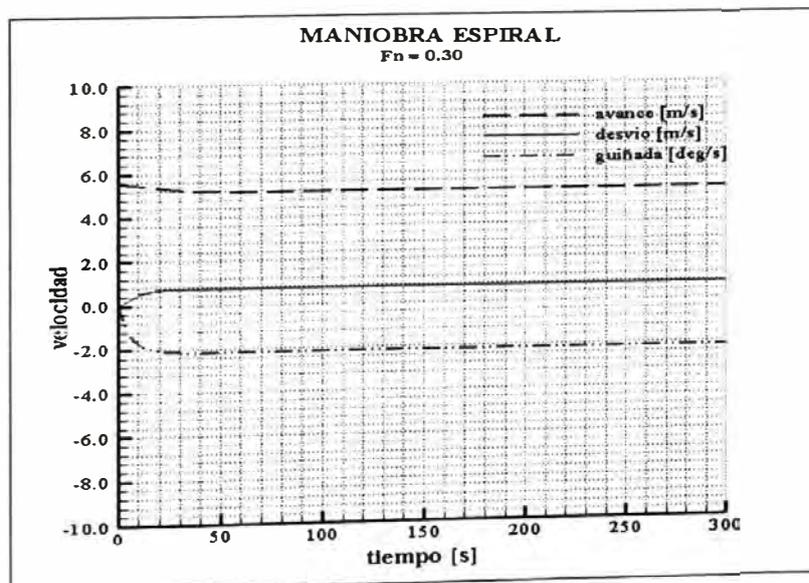


Figura 3.2. Velocidades del buque pesquero PS en la maniobra espiral

La serie temporal de las velocidades de avance (*surge*), desvío (*sway*) y guiñada (*yaw*), para el buque pesquero PS, y representada en la figura 3.2, podemos observar que luego de los 20 segundos, ella continúa con un comportamiento permanente para la maniobra de espiral.

Es importante mencionar que la denominación de maniobra de espiral se refiere a la trayectoria descrita por el buque pesquero durante la maniobra, como se puede ver en la figura 3.3.

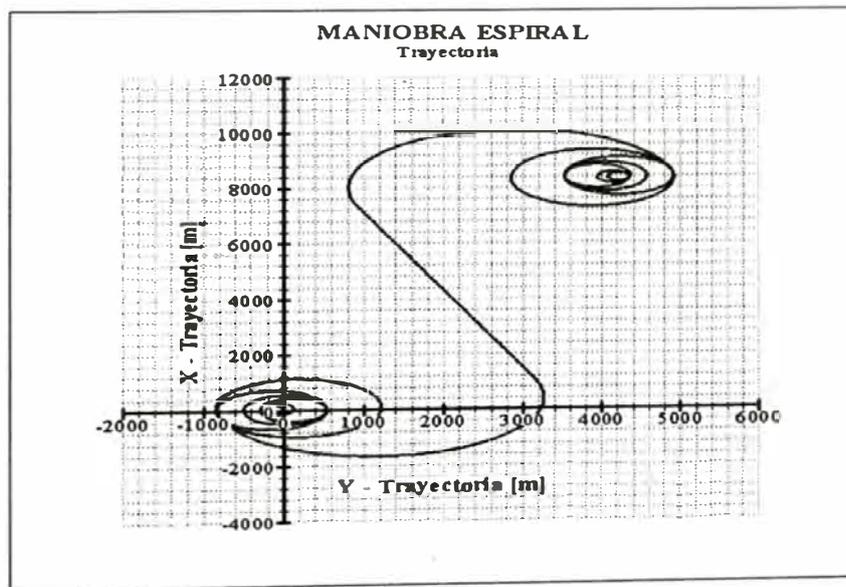


Figura 3.3. Trayectoria del buque pesquero PS en la maniobra espiral

3.2.2. Maniobra de Giro

Los resultados obtenidos de la maniobra de giro, para un ángulo de timón de 35° (a estribor) y una velocidad de 10.73 knot , es mostrado en la figura 3.4. Además, en la figura 3.5 se muestra una serie temporal para sus velocidades instantáneas durante esta maniobra. En la tabla 3.1, utilizamos la siguiente nomenclatura:

- X_{90} : avance
 X_{10} : avance para cambio de rumbo de 10°
 Y_{90} : traslado lateral
 D_T : diámetro táctico
 D_G : diámetro de giro
 T_{90° : tiempo necesario para realizar un giro de 90°
 T_{180° : tiempo necesario para realizar un giro de 180°
 T_{360° : tiempo necesario para realizar un giro de 360°
 ϕ : ángulo de inclinación al realizar la maniobra de giro

X_{90}	X_{10}	Y_{90}	D_T	D_G	T_{90° [s]	T_{180° [s]	T_{360° [s]	ϕ [deg]
2.91	1.20	1.30	3.07	2.34	27	47	88	4.64

Tabla 3.1. Resultados numéricos de la maniobra de giro

Es importante resaltar que los parámetros como avance X_{90} , traslado lateral Y_{90} , diámetro táctico D_T y diámetro de giro D_G son adimensionalizados por la eslora del buque.

De los resultados obtenidos, según los criterios de maniobrabilidad de la I.M.O., el avance del buque debe ser menor a 4.5 esloras, y para nuestro buque pesquero analizado obtuvimos 2.91 esloras. Así también los valores del diámetro táctico no debe exceder a 5 esloras, nuestro resultado da un valor de 3.07 esloras. La

capacidad de giro inicial no debe exceder las 2.5 esloras y para nuestro caso dio un valor de 1.20 esloras, como se puede observar en la tabla 3.1.

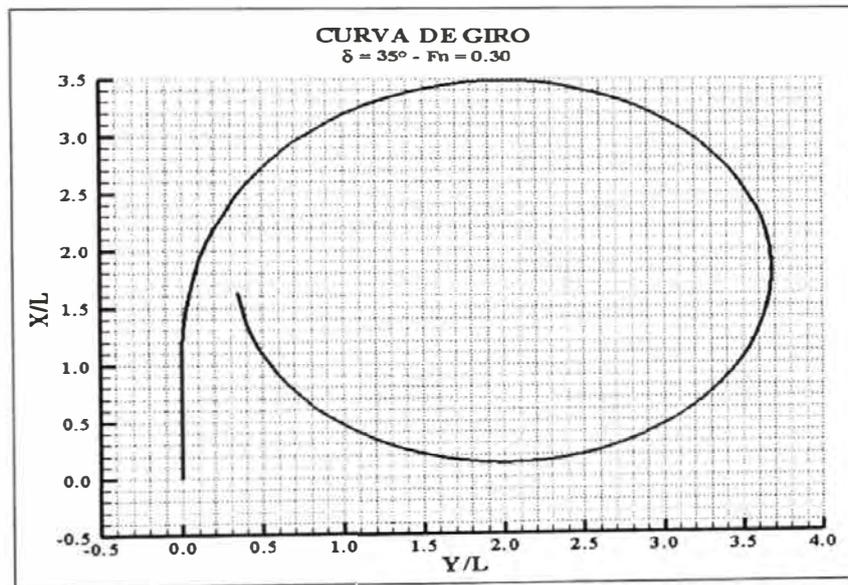


Figura 3.4. Maniobra de giro del buque pesquero PS

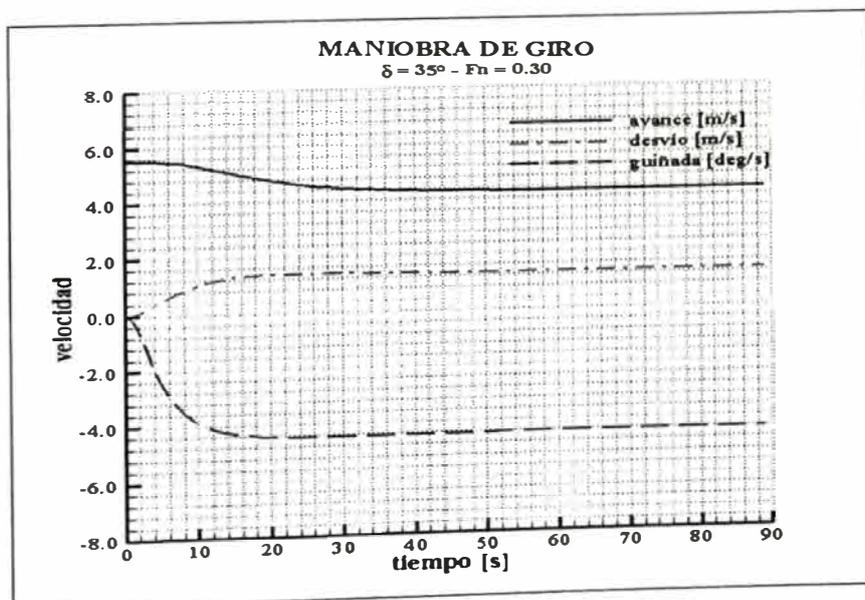


Figura 3.5. Velocidades del buque pesquero PS en la maniobra de giro

3.2.3. Maniobra Zig-Zag

La simulación numérica para la maniobra de zig-zag fueron realizadas para condiciones de ángulo de timón de $10^\circ/10^\circ$ y $20^\circ/20^\circ$, y una velocidad de 10.73 *knot*, donde son referenciados los *overshoot* en guiñada para la primera y segunda aplicaciones del timón, como se puede ver en la tabla 3.2.

Acción del timón	1° overshoot [deg]	2° overshoot [deg]	1ra ejecución del timón [s]	2da ejecución del timón [s]
$10^\circ/10^\circ$	4.49	4.70	12.15	40.57
$20^\circ/20^\circ$	9.77	11.61	12.80	42.50

Tabla 3.2. Resultados numéricos de la maniobra de zig-zag

Las figuras 3.6, 3.7 y 3.8 muestran las simulaciones numéricas de la maniobra de zig-zag $10^\circ/10^\circ$ del buque pesquero PS en aguas tranquilas. La figura 3.6 presenta la secuencia de aplicaciones del timón en la maniobra, y los correspondientes ángulos de rumbo, por ejemplo el primer *overshoot* se da antes de los primeros 20 segundos. La figura 3.7 muestra las velocidades en avance, desvío y guiñada para la condición de maniobra zig-zag $10^\circ/10^\circ$ del buque PS, y se observa también la excelente respuesta del barco pesquero en sus movimientos horizontales que predomina la maniobrabilidad. En la figura 3.8 podemos ver la trayectoria del buque PS para esta maniobra, donde se ve la concordancia con las otras respuestas del buque pesquero.

Como se puede observar en la tabla 3.2, los resultados obtenidos para la acción del timón de $10^\circ/10^\circ$, el primer *overshoot* y el segundo *overshoot* cumplen con el criterio de la I.M.O. para maniobras, el valor numérico de nuestros *overshoot* esta

por debajo de los 10° , teniendo en el primer *overshoot* el valor de 4.49° y para el segundo *overshoot* el valor de 4.70° , como es requerido por las normas.

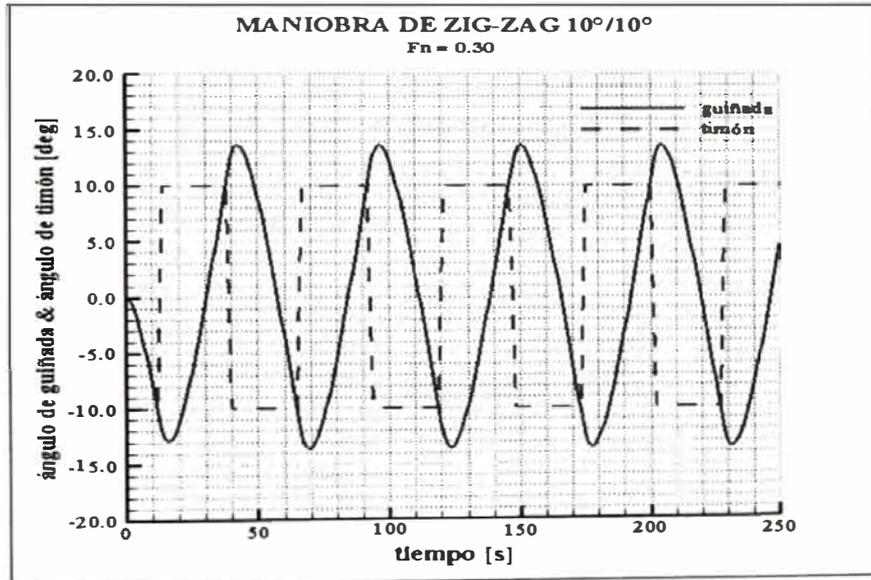


Figura 3.6. Maniobra zig-zag $10^\circ/10^\circ$ del buque pesquero PS

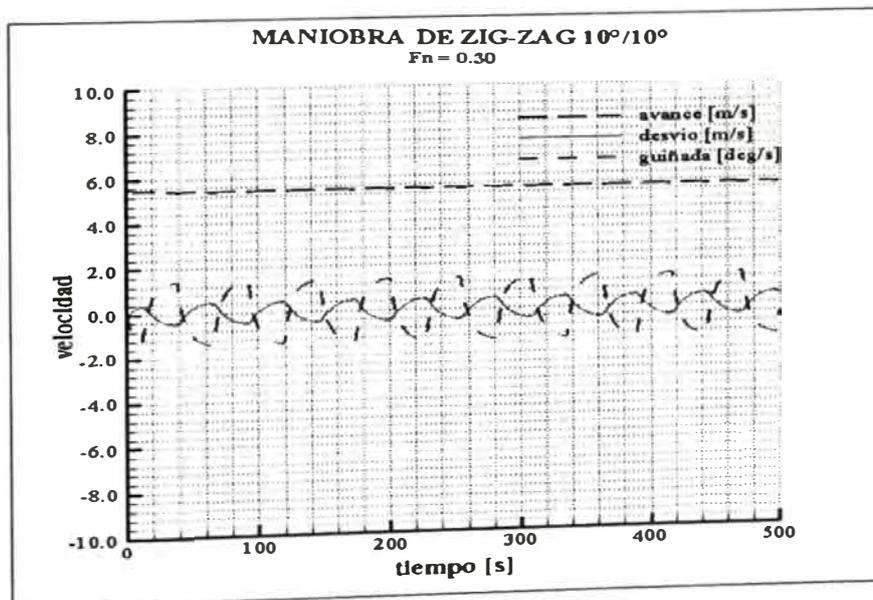


Figura 3.7. Velocidades del buque pesquero PS en la maniobra zig-zag $10^\circ/10^\circ$

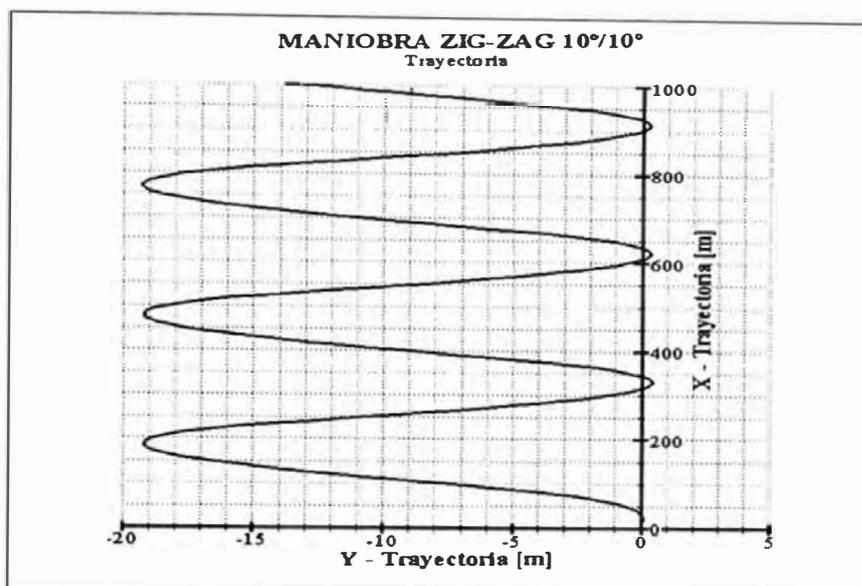


Figura 3.8. Trayectoria del buque pesquero PS en la maniobra zig-zag 10°/10°

Así también las figuras 3.9, 3.10 y 3.11 muestran las simulaciones numéricas de la maniobra de zig-zag 20°/20° del buque pesquero PS en aguas tranquilas. La figura 3.9 presenta la secuencia de aplicaciones del timón en la maniobra, y los correspondientes ángulos de rumbo, el primer *overshoot* se da antes de los 20 segundos como en el caso anterior. La figura 3.10 muestra las velocidades en avance, desvío y guiñada para la condición de maniobra zig-zag del buque PS, como es coherente la respuesta de la velocidad en guiñada (*yaw*) para la maniobra zig-zag 20°/20° es mayor que de la maniobra zig-zag 10°/10°. También es evidente que para un ángulo del timón mayor la respuesta de la trayectoria en Y debe ser mayor como se muestra en la figura 3.11.

Observamos en la tabla 3.2, los resultados obtenidos para la acción del timón de 20°/20°, el primer *overshoot* y el segundo *overshoot* con valores de 9.77° y

11.61° respectivamente, ambos cumpliendo los criterios de la I.M.O. para maniobras estandarizadas, como fue visto en el capítulo 2.

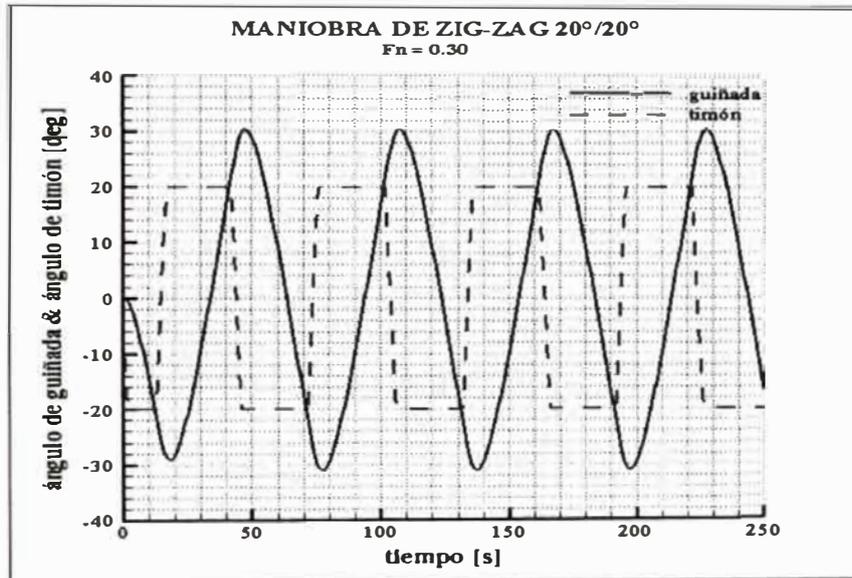


Figura 3.9. Maniobra zig-zag 20°/20° del buque pesquero PS

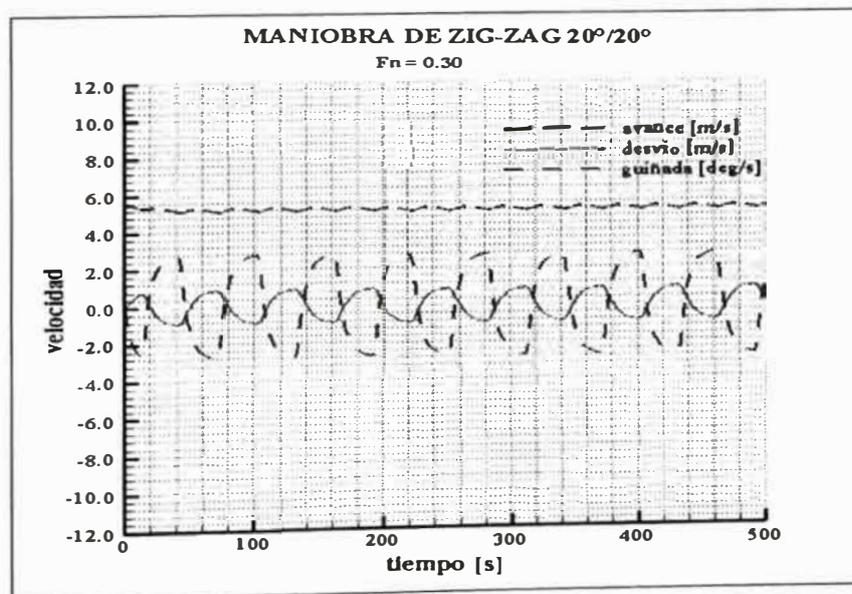


Figura 3.10. Velocidades del buque pesquero PS en la maniobra zig-zag 20°/20°

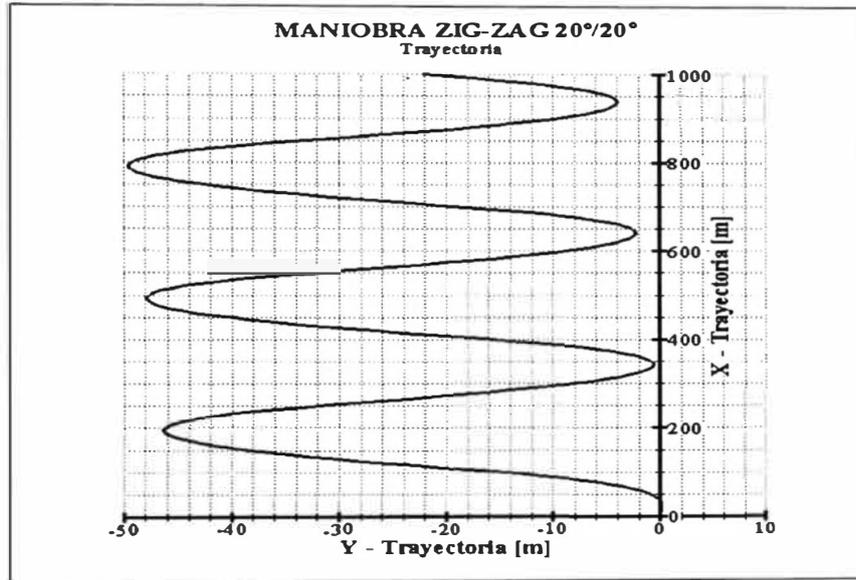


Figura 3.11. Trayectoria del buque pesquero PS en la maniobra zig-zag 20°/20°

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Como se mencionó al principio de esta tesis el objetivo de la misma era, fundamentalmente simular numéricamente la trayectoria de un buque pesquero, mediante un modelo matemático no lineal, en el dominio del tiempo, sobre la acción del timón, durante las maniobras estandarizadas de curva de giro, espiral y zig-zag. Así también el establecimiento de condiciones de maniobrabilidad mínimas aceptables que debe reunir una embarcación pesquera. Esta es la aportación de tipo general más importante de esta tesis al estudio de la maniobrabilidad de buques pesqueros.

No obstante lo anterior y como conclusiones particulares más destacadas se pueden señalar las siguientes:

Una vez evaluadas numéricamente las cualidades de maniobrabilidad, bien mediante simulación numérica, o bien si se han obtenido realizando ensayos con modelos o en las propias pruebas del mar del buque pesquero, se hace necesario juzgar dichas cualidades. No existen hasta el momento criterios universalmente aceptados para evaluar la maniobrabilidad de buques pesqueros, pero la I.M.O. (*International Maritime Organization*), ha dado normas y directrices con respecto a la

estandarización de la maniobrabilidad de buques, los cuales son vitales para garantizar viajes seguros y océanos limpios. Por lo tanto los valores mínimos aceptables que debe reunir un buque pesquero no han de diferir mucho, a los requerimientos exigidos por la I.M.O.

El tener el timón metido unos grados a banda causa aumento de la resistencia al avance del buque, y si este realiza guiñadas apreciables, el efecto se hace de mayor importancia. Lógicamente el camino recorrido es más largo debido al abandono de la trayectoria rectilínea. Por eso la maniobrabilidad es un factor a tener en cuenta en la explotación del buque pesquero debido a la mejora de la seguridad de operación, operatividad y ahorro de combustible que se consiguen con una adecuada maniobrabilidad.

El método de predicción para la maniobrabilidad del buque pesquero, basado en el modelo matemático no lineal propuesto por *Abkowitz (1964)*, es demostrado su utilización de manera práctica en la etapa de anteproyecto, consecuentemente podemos verificar si el buque pesquero cumplirá o no, con los requerimientos de maniobrabilidad impuestos. Y estos estudios nos permiten tener algunas conclusiones finales que pueden ser tomadas en cuenta por el ingeniero naval, los cuales se enfrentan con dificultades para predecir la buena maniobrabilidad del buque pesquero.

Las maniobras de curva de giro, espiral y zig-zag en aguas tranquilas son muy bien modeladas por los términos de tercera orden de maniobrabilidad en avance, desvío y guiñada. Existe una excelente adherencia en los resultados.

La simulación de la maniobra espiral que son mostrados en el capítulo 3, se puede mencionar que los resultados obtenidos son razonablemente buenos, especialmente los resultados explican el comportamiento sensible del buque pesquero durante la maniobra. No obstante, la estabilidad direccional no puede cuantificarse de forma directa. Uno de los parámetros puede ser el ancho de histéresis, el cual se mide en el origen de coordenadas de la curva trazada con los datos obtenidos, pero nuestro resultado muestra que no existe ningún ancho de histéresis, y concluimos que el buque pesquero es direccionalmente estable.

Los resultados de la maniobra de giro, para un ángulo de timón de 35° , sometidos a los criterios de maniobrabilidad, muestra que, la maniobra de giro es aquella que más incorpora influencias no lineales asociadas a las características de maniobrabilidad en aguas tranquilas, mucho más que la maniobra de zig-zag. Una excelente concordancia de nuestros resultados apunta para el hecho de que la descripción de las acciones hidrodinámicas no-lineales relevantes para la dinámica del buque pesquero en el plano horizontal es satisfactoria, en la ausencia de olas.

Las respuestas de la maniobra de zig-zag para condiciones de ángulo de timón de $10^\circ/10^\circ$ y $20^\circ/20^\circ$, podemos decir que existe una excelente concordancia en los resultados obtenidos. Para la acción del timón de $10^\circ/10^\circ$ y $20^\circ/20^\circ$, el primer

overshoot y el segundo *overshoot*, ambos cumplen con el criterio de maniobrabilidad de la I.M.O., como fue discutido en el capítulo 2.

Existen varios métodos de predecir la maniobrabilidad y cada método tiene sus méritos y desméritos. Es importante mencionar que se debe establecer métodos exactos de pruebas de mar y métodos para la evaluación de perturbaciones externas. Es recomendable crear una base de datos de pruebas de mar que sean medidos y puedan ser aprovechados para validar y mejorar los métodos de predicción de la maniobrabilidad en buques pesqueros.

Este trabajo se complementa al trabajo desarrollado por el autor en el desarrollo de un modelo numérico para determinar los movimientos de grandes amplitudes de un buque, es decir el estudio de maniobrabilidad en olas del buque pesquero. El modelo incorporo los movimientos resonantes de arfada (*heave*), rolido (*roll*) y cabeceo (*pitch*), definidos con términos de tercera orden, los modos horizontales de avance (*surge*), desvío (*sway*) y guiñada (*yaw*), también definidos hasta tercera orden. Así resulto un conjunto de seis ecuaciones no lineales, acopladas, donde las olas del mar y las aplicaciones sucesivas del timón funcionan como agentes excitadores. A esas ecuaciones se adiciona una última, describiendo la ley de gobierno del piloto automático dotado de la corrección para atraso. Entonces se trata de un algoritmo con siete grados de libertad.

BIBLIOGRAFÍA

ABKOWITZ, M. A., 1964, *Lectures on Ship Hydrodynamics Steering and Maneuverability*. Hydrodynamics Department Hydro-og Aerynodamisk Laboratorium, Report No Hy-5, Lyngby, Denmark.

ALAEZ, J., 1995, *La Hidrodinámica del Buque de Pesca*. Canal de Experiencias Hidrodinámicas El Pardo, Publicación N° 134, Madrid, España.

AMERICAN BUREAU OF SHIPPING, 2006, *Guide for Vessel Maneuverability*. ABS Plaza, Houston, TX 77060 USA.

BAQUERO, A., 1981, *Análisis del Comportamiento del Buque Bajo la Acción del Timón*. Tese de Dr. Ing., ETSIN – Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, España.

BAQUERO, A., 1987, *Maniobrabilidad del Buque Pesquero*. Canal de Experiencias Hidrodinámicas El Pardo, Publicación N° 123, Madrid, España.

BELENKY, VADIM L., SEVASTIANOV, NIKITA B. 2003, *Stability and Safety of Ships: Vol. II: Risk Capsizing*, Ocean Engineering Series Editors, Annapolis, The United States of America.

CIPRIANO, W., 2005, *Estabilidade do Navio em Condições Extremas: Estudo de um Modelo Numérico Não-Linear de Terceira Ordem, Acoplado em Seis Graus de Liberdade*. Tese de M.Sc., COPPE - Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

CLARKE, D., 1983, “*The Application of Maneuvering Criteria in Hull Design Using Linear Theory*”. RINA transactions, Vol. 125.

COFM, 1992, “*II Coloquio Internacional sobre Seguridad y Condiciones de Vida en los Buques de Pesca*”, Centro de Ocupación e Formación Marítima de Bamio, España.

CRANE, C. L., 1966, “*Studies of Ship Maneuvering – Response to Propeller and Rudder Actions*”. In: *Ship Control Systems Symposium*, Annapolis, U.S.A.

GIL, A. D. and PRICE, W. G., 1977, “*Determination of Maneuvering Derivates of a Ship Model Using Planar Motion Mechanics in a Circulation Water Channel*”. RINA transactions, Vol. 119.

HASHIMOTO, H., UMEDA, N., 2001, "Importance of Wave Effects on Maneuvering Coefficients for Capsizing Prediction". In: *Proceedings of 5th International Workshop on Stability and Operational Safety of Ships*, Trieste, Italy, pp. 6.4.1-6.4.8

HIRANO, M., 1980, "A Practical Calculation Method of Ship Maneuvering Motion at Initial Design Stage". *Journal of the Society of Naval Architects of Japan*, vol. 147.

IMO, 1993, "Interim Standards for Ship Maneuverability". *Resolution A.751 (18)*.

INOUE, S., HIRANO, M., KIJIMA, K., 1981, "Hydrodynamics Derivates on Ship Manoeuvring". *International Shipbuilding Progress*, vol. 28, N° 325.

KIJIMA, K., *et al.*, 1990 "On the Maneuvering Performance of a Ship with the Parameter of Loading Condition", *Journal of Society of Naval Architects of Japan*, 168, pp 141-148.

LEE, T. I., *et al.*, 2003, "On an Empirical Prediction of Hydrodynamic Coefficients for Modern Ship Hulls", In: *MARSIM'03*, Kanazawa, Japan, Aug.

LEWIS, E., 1989, *Principles of Naval Architecture - Vol. III: Motion in Waves and Controllability*. 2nd revision. New Jersey, The United States of America, SNAME.

LOUGHRAN, C., WANG, J., PILLAY, A., *et al.*, 2002, “A Preliminary Study of Fishing Vessel Safety”, *Journal of Risk Research*, vol. 5, (Mar).

MA, N., TAGUCHI, H., UMEDA, N., 2004, “Some Aspects of Fishing Vessel Stability Safety in Japan”. In: *Proceedings 2nd International Maritime Conference on Design for Safety*, Sakai, Japan.

MOTORA, S., 1960, “On the Measurement of Added Mass and Added Moment of Inertia of Ships in Steering Motion”. In: *First Symposium on Ship Maneuverability*, Washington, U.S.A.

NEVES, M., VALERIO, L., 1997, *Programa para Simulação Numérica de Manobras de Navios em Águas Calmas (INOUE-MANUAL)*. Fundação COPPETEC, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Mar.

NEVES, M., 2004, *Dinâmica do Navio*, Programa de Engenharia Oceânica, Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

NEVES, M., FREITAS, A., 2004, *Uma Análise da Evolução de Acidentes com Barcos de Pesca no Brasil*, Programa de Engenharia Oceânica, Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

NEVES, M., CIPRIANO, W., RODRÍGUEZ, C., 2005, “ITTC Benchmark – Evaluación de Códigos Numéricos para Estabilidad Intacta: Estudio de la Zozobra de un Pesquero Rápido de Cerco en Mar de Popa”. In: *Proceedings of XIX Pan-American Congress of Naval Engineering, Maritime Transport and Port Engineering COPINAVAL*, Guayaquil, Ecuador.

NOMOTO, K., *et al.*, 1957, “On the Steering Qualities of Ships”, *International Shipbuilding Progress*, vol. 4, no. 35.

NORRBIN, N. H., 1960, “A Study of Course Keeping and Maneuvering Performance”, *SSPA*, Publ. N° 45.

PEREIRA, M. A., 1987, “Segurança e Estabilidade de Navios de Pesca”. In: *Proceedings of X Pan American Congress of Naval Engineering Maritime Transportation and Port Engineering*, Rio de Janeiro, Brazil.

PERÉZ, A., ZAMORA, R., 2000, “Influencia de los Parámetros Generales del Buque en sus Características de Maniobrabilidad”. En: *II Congreso Internacional de Ingeniería Oceánica*, Valdivia, Chile, pp. 1-17, Oct.

PONTES, L., 1998, *Comportamento de Navios-Cisterna Sob a Ação Simultânea de Ondas, Correnteza e Vento*. Tese de M. Sc., COPPE - Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

SANTOS, E. M., 1999, *Uma Abordagem Sobre Modelos Matemáticos para Simulação de Manobras de Navios em Tempo Real*. Tese de M.Sc., COPPE-Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil.

TAKASHINA, J., 1986, "Ship Maneuvering Motion due to Tugboats and its Mathematical Model", *Journal of Society of Naval Architects of Japan*, pp 81-94.

TUPPER, E., 2002, *Introduction to Naval Architecture*. Third Edition. Oxford, Great Britain, Elsevier Science.

VELASCO, F., RUEDA, T., LÓPEZ, E., *et al.*, 2004, "Modelos Matemáticos para el Control de Gobierno de Buques". En: *XXV Jornadas de Automática*, Ciudad Real, España, Set.

WANG, J., PILLAY, A., KWON, Y., *et al.*, 2005, "An Analysis of Fishing Vessel Accidents", *Accident Analysis & Prevention*, vol. 37, (May), pp. 1069-1024.

YOSHIMURA, Y. and MA, N., 2003, "Manoeuvring Prediction of Fishing Vessel", In: *MARSIM'03*, Kanazawa, Japan, Aug.

APÉNDICE A

A continuación presentamos las características principales del buque pesquero que fue utilizado para la realización de los ensayos experimentales en el Instituto Nacional de Investigación de Ingeniería Pesquera de Japón (NRIFE), usado para las simulaciones numéricas.

PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS DEL BUQUE	
Denominação	Purse Seiner (PS)
Eslora entre perpendiculares	34.5 m
Manga	7.60 m
Puntal	3.07 m
Calado a popa	2.50 m
Calado en la sección media	2.65 m
Calado a proa	2.80 m
Coefficiente de bloque	0.597
Coefficiente prismático	0.769
Coefficiente de plano de flotación	0.985
Superficie de la área mojada	324 m ²
Radio de giración en rolido	3.861
Radio de giración en guiñada	3.280
Radio de giración en arfada	3.280
Posición longitudinal del centro de gravedad en la sección media	1.31 m
Posición vertical del centro de gravedad	3.36 m
Altura metacentrica	1.00 m
Período natural de rolido	7.4 s
Área del timón	3.49 m ²
Boca da bolina	0.35 m
Razón de aspecto del timón	1.84
Posición vertical de la parte mas alta del timón sobre la quilla	1.52 m
Posición vertical de la parte mas baja del timón sobre la quilla	-1.05 m
Diametro del propulsor	2.60 m
Relación de paso del propulsor	0.578
Máximo ángulo del timón	35°
Máxima velocidad de ángulo del timón	7.5°/s
Atraso de la maquina del timón	0.63 s

Tabla A.1 Características principales del buque ensayado

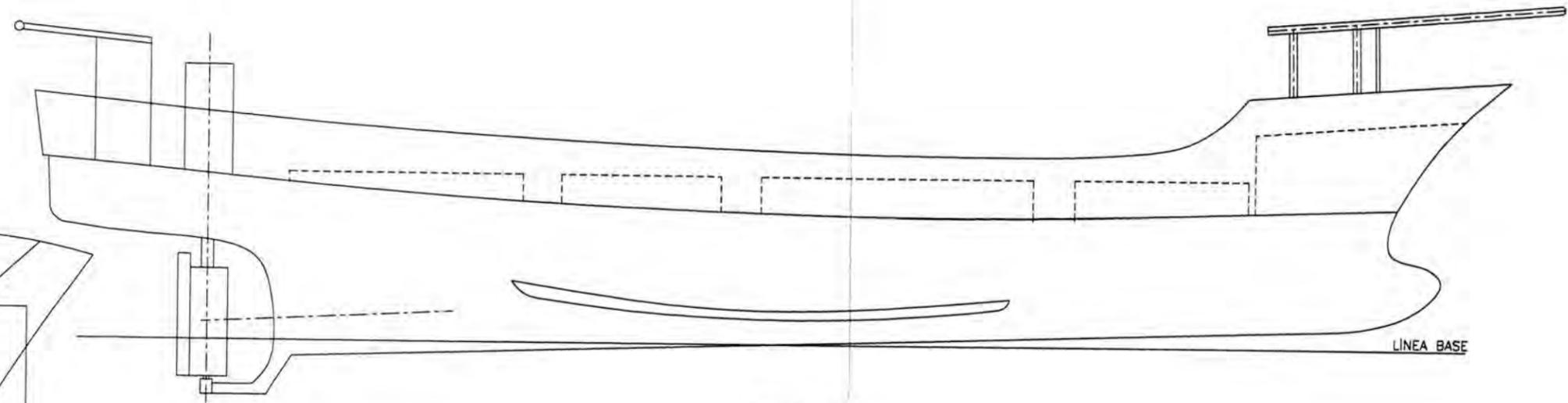
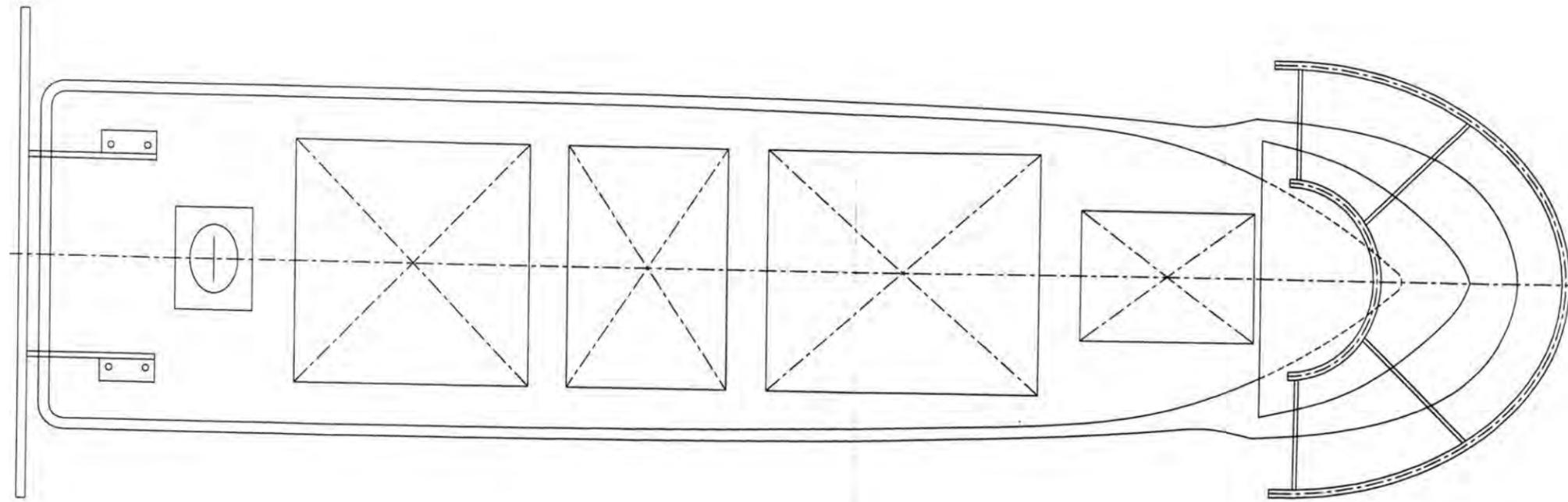
En la figura A.1 son mostrados los perfiles longitudinales del buque, mostrando su arreglo general y su plano de baliza, donde se puede apreciar las formas de popa e proa del buque pesquero.

La Tabla A.2 presenta las derivadas de maniobra del buque pesquero en forma adimensional, obtenidas por NRIFE.

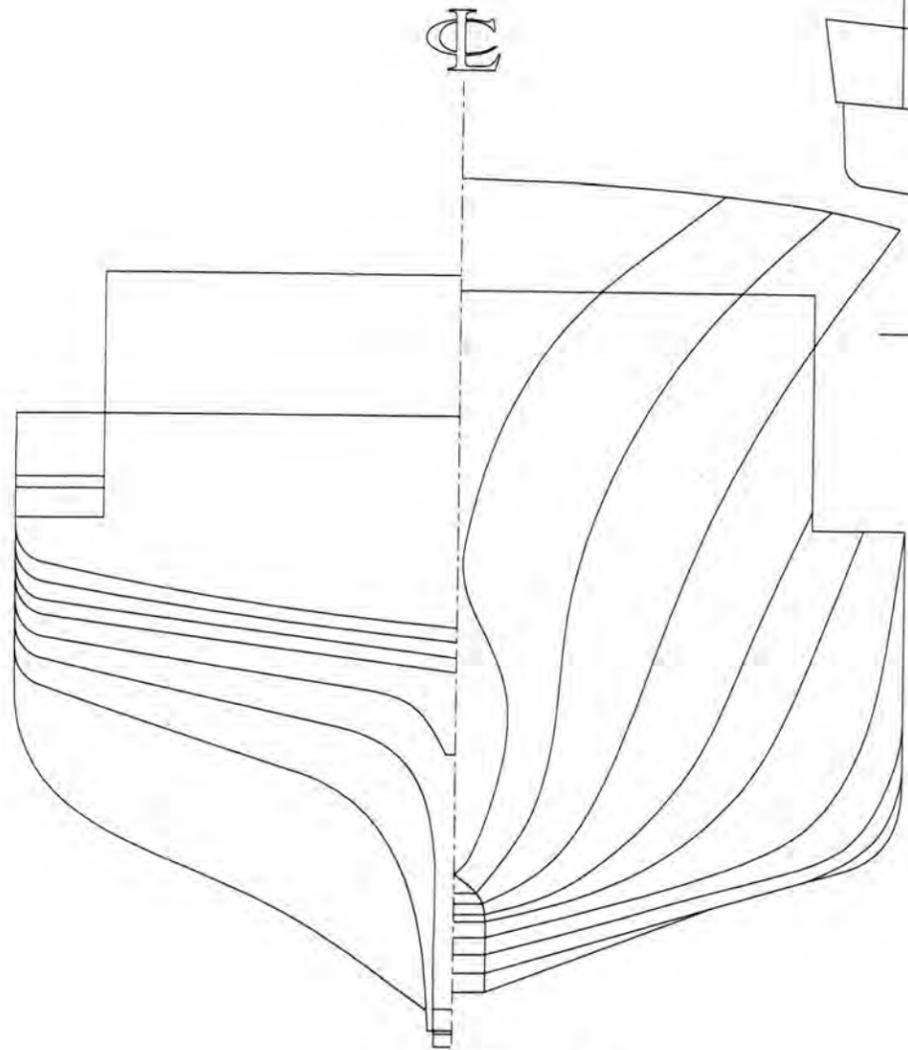
X_{vr}	0.01420	N_v	0.05949
X_{vv}	-0.02814	N_r	-0.091552
X_{rr}	0.01091	N_{vvv}	0.135666
Y_v	-0.628262	N_{rrr}	0.041432
Y_r	0.06720	N_{vvr}	-0.305274
Y_{vvv}	-1.208875	N_{vrr}	-0.02606
Y_{rrr}	0.125430		
Y_{vvr}	0.354240		
Y_{vrr}	-0.208090		

Tabla A.2 Coeficientes de maniobrabilidad del buque pesquero.

La adimensionalización de los coeficientes sigue la lógica definida de hacer la dimensión de área a ser representada por el producto LT , donde L es la eslora del buque pesquero y T es el calado.



ESCALA 1:125



ESCALA 1:75

DIBUJÓ :	Figura A.1	ARREGLO GENERAL Y VISTA TRANSVERSAL DEL BUQUE PESQUERO		
REVISÓ :				
NOTA		21/11/08 FECHA	DESIGNACIÓN : PLANO DE : SECCIÓN :	
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA NAVAL				Nº 00