



Universidad Austral de Chile

Facultad de Ciencias de la Ingeniería
Escuela de Ingeniería Naval

PROYECTO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UN
MODELO AUTOPROPULSADO DEL B/T ESTRECHO
DE MAGALLANES

Tesis para optar al título de:
Ingeniero Naval
Mención Transporte Marítimo.

Profesor Patrocinante:
Sr. Roberto Casanova Esparza
Oficial de Marina Mercante Nacional.

GERMÁN DOMINGO BALBOA CONTRERAS
VALDIVIA - CHILE
2009

Esta Tesis ha sido sometida para su aprobación a la Comisión de Tesis, como requisito para obtener el grado de Licenciado en Ciencias de la Ingeniería.

La tesis aprobada, junto con la nota de examen correspondiente, le permite al alumno obtener el título de: **Ingeniero Naval**, mención **Transporte Marítimo**.

EXAMEN DE TITULO:

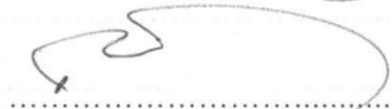
Nota de presentación	(Ponderada) (1)	: 4,542
Nota de examen	(Ponderada) (2)	: 1,400
Nota Final de Titulación	(1+2)	: 5,942

COMISIÓN EXAMINADORA:

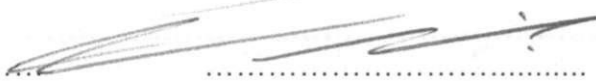
DR. ROGELIO NORENO N.
DECANO


FIRMA

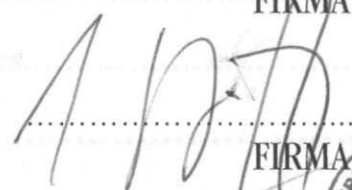
ROBERTO CASANOVA E.
EXAMINADOR


FIRMA

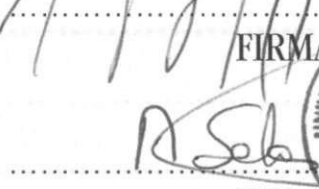
NELSON PÉREZ N.
EXAMINADOR


FIRMA

CARLOS SANGUINETTI V.
EXAMINADOR


FIRMA

DR. MARCOS SALAS I.
(P) SECRETARIO ACADÉMICO


FIRMA

Valdivia, 11 DE MAYO DE 2009

Nota de Presentación	=NC/NA * 0.6 + Nota de Tesis * 0.2
Nota Final	=Nota de Presentación + Nota Examen * 0.2
NC	=Sumatoria Notas Currículum, sin Tesis
NA	=Número de asignaturas cursadas y aprobadas, incluida Práctica Profesional.

Índice

Contenido	Página
Índice	
Resumen	
Introducción	
1 Capítulo I: “Características de la Nave”.....	1
1.1 Dimensiones y Coeficientes Principales.....	1
1.2 Desplazamientos, Peso Muerto y Tonelajes de Registro.....	1
1.2.1 Definiciones.....	2
1.3 Estanques de Carga y Estanques de Lastre.....	4
1.4 Propulsión y Gobierno.....	6
1.4.1 Características del Sistema de Propulsión.....	6
1.4.2 Sistema de Gobierno.....	8
1.5 Geometría del Buque.....	11
1.5.1 Dimensiones Lineales.....	11
1.5.2 Superficies de la Nave.....	13
1.5.2.1 Obra Viva del B/T Estrecho de Magallanes.....	14
1.5.2.2 Obra Muerta del B/T Estrecho de Magallanes.....	17
2 Capítulo II. “De la Nave al Modelo”.....	21
2.1 Las Semejanzas Modelo-Prototipo.....	21
2.1.1 La Escala Geométrica.....	22
2.1.2 La Escala Cinemática.....	23
2.1.3 La Escala Dinámica.....	24
2.2 Características Iniciales del Modelo.....	26
3 Capítulo III: “Principales Características Técnicas del Modelo”.....	34
3.1 La Propulsión.....	34
3.1.1 Estimación de la Potencia del Motor Principal.....	34
3.1.2 Características Principales del Propulsor.....	37
3.2 El Gobierno.....	43
3.3 Radio-Control.....	44

3.4	Lastre y Carga.....	47
4	Capítulo IV: “Consideraciones Principales Acerca de la Construcción”	
4.1	Materiales Recomendados.....	56
4.2	Construcción del Casco.....	57
4.3	Construcción del Caserío.....	59
4.4	Resistencia de la Viga Buque.....	60
4.5	Construcción de los Circuitos de Carga y Lastre.....	64
4.6	Construcción del Sistema Propulsor.....	66
4.7	Construcción del Sistema de Gobierno.....	67
4.8	Construcción del Sistema de Fondeo.....	69
5	Capítulo V: “Pruebas Ajustes y Limitaciones”.....	71
5.1	Pruebas y Ajustes en Seco.....	71
5.1.1	Pruebas del Casco.....	71
5.1.2	Pruebas de R/C.....	73
5.2	Pruebas y Ajustes a Flote.....	73
5.3	Limitaciones.....	74
6	Capítulo VI: “Pruebas de Maniobrabilidad”.....	76
6.1	Capacidad de Gobierno.....	76
6.1.1	Curva de Pull-Out.....	77
6.1.2	Maniobra Espiral de Dieudonné.....	78
6.1.3	Maniobra Inversa de Bech.....	80
6.1.4	Maniobra de Kempf.....	81
6.1.5	Respuesta del Buque a Velocidades Variables.....	82
6.2	Capacidad de Evolución.....	83
6.2.1	La Curva de Evolución.....	83
7	Capítulo VII: “Simulaciones”.....	85
	Conclusiones.....	89
	Bibliografía.....	91
	Anexos.....	92

Resumen

El B/T Estrecho Magallanes sirve de base a este proyecto, en el cual se obtienen las características necesarias para la construcción de un modelo a escala r/c, el cual respeta similitudes geométricas, cinemáticas y dinámicas.

Uno de los principales problemas consiste en la reproducción de la distribución de pesos lo que obliga a estudiar una distribución que permita mantener la proporción de los radios de giro y momentos de inercia.

La investigación de distintas técnicas de construcción de modelos r/c me permite elegir la técnica más conveniente según mi apreciación personal, definiendo así la materia prima que predominará en la construcción. Con esta información se efectúan los cálculos de resistencia de la viga buque, comprobando la idoneidad del material elegido. Si bien es cierto, el diseño de los sistemas internos es un tanto vago, la posibilidad de variarlos es una alternativa que permitirá a quien guste llevar a cabo la construcción elegir según su propia necesidad qué dispositivo será conservado.

En una última etapa, se enumeran algunas pruebas que debieran efectuarse al modelo a modo de calibrar sus componentes. También se delimitan sus rangos operacionales de tal forma que se puedan efectuar pruebas sin mayores riesgos.

Summary

The M/T Estrecho de Magallanes serves from base to this project, in which the necessary characteristics are obtained for the construction from scale r/c model, which respects geometric, kinematicses and dynamic similarities.

One of the main problems consists on the reproduction of the weigths distribution what forces to study a distribution that allows to maintain the proportion of the turn radii and moments of inertia.

The investigation of different techniques of construction of r/c model allows me to choose the most convenient technique according to my personal appreciation, defining the matter prevails this way that it will prevail in the construction. With this information the calculations of resistance of the beam ship are made, checking the suitability of the elected material. Although it is certain, the design of the internal systems he/she is a so much vagrant, the possibility of varying them it is an alternative that will allow to who it likes to carry out the construction to choose according to their own necessity what a device it will be conserved.

In a last stage, some tests are enumerated that should be made to the pattern by way of gauging their components. Their operational ranges in such a way are also defined that tests can be made without more risks.

Introducción

Resulta interesante el hecho de que muchos de los fenómenos estudiados en forma teórica por los alumnos de ingeniería son mal interpretados o sencillamente pasan al olvido tras ser evaluados; sin embargo, al experimentarlos en forma empírica, al tener la oportunidad de observar lo que realmente ocurre, el alumno es capaz de captar y comprender enteramente lo estudiado. Existen muchas investigaciones acerca del aprendizaje que corroboran lo anterior, concluyendo básicamente en que los recuerdos son menos claros que las percepciones, es decir, la información aprendida por experiencias vividas se almacena por más tiempo que la información memorizada.

A lo largo de mis periodos de embarco he vivido diversas experiencias relacionadas a la estabilidad y a la maniobrabilidad del buque llevando a la práctica muchas de las materias vistas en mis tiempos de estudiante. Creo interesante desarrollar un estudio para la creación de un modelo autopropulsado en el cual se puedan registrar algunos de los fenómenos que ocurren normalmente en las embarcaciones y que en la teoría pueden no resultar fáciles de apreciar, de tal modo que a través de esta herramienta el estudiante tenga la posibilidad de observar el comportamiento de una embarcación al flotar y navegar en forma libre, otorgando al docente un material de apoyo sólido, capaz de incentivar el interés del estudiante.

El buque tanque “*Estrecho de Magallanes*”, en el cual efectué mi práctica profesional para obtener el título de Tercer Oficial de Puente de la Marina Mercante Nacional, sirve de base para el desarrollo del presente trabajo. A partir de él se obtiene toda la información necesaria para comenzar a delinear al “*modelo*”, el cual debe ser un fiel reflejo del buque real principalmente en sus formas y distribución de pesos.

Capítulo I: Características del Prototipo

El prototipo utilizado en este desarrollo corresponde al buque tanque *Estrecho de Magallanes*, el que fue construido y botado en los astilleros Zaliv, de la ciudad de Kertch en la ex Unión Soviética. Fue entregado a sus primeros armadores entre Marzo y Septiembre de 1991 para los cuales navegó llevando el nombre de “*Varden*”. En el año 2001 es comprado por la *Sociedad Nacional de Oleoductos* quienes lo rebautizan como hoy lo conocemos, pasando a ser el primer petrolero de doble casco que enarbola el pabellón nacional.

1.1 Dimensiones y Coeficientes Principales

Las dimensiones y coeficientes principales corresponden a los valores más representativos de la nave y describen a modo general su tamaño y forma. En este apartado he querido incluir las medidas lineales y los coeficientes adimensionales, ya que en una primera apreciación nos permiten formarnos una idea simple pero clara del buque, que evoluciona conjunto se avanza en el desarrollo del material expuesto.

- Eslora Total: 242,80 m
- Eslora entre Perpendiculares: 227,97 m
- Manga Moldeada: 32,20 m
- Puntal de Trazado: 18,00 m
- Cuerpo Paralelo: 111,67 m
- Coeficiente de la Maestra: 0,997
- Coeficiente de Bloque: 0,771
- Coeficiente Prismático: 0,773

1.2 Desplazamientos, Peso Muerto y Tonelajes de Registro

Llamamos *desplazamiento* al peso del volumen de líquido desplazado por el casco de la nave al flotar en forma libre en éste. Por lo mismo, el desplazamiento tiene como variables dependientes a la gravedad específica del líquido en el cual la nave flota y al volumen sumergido del casco, conocido como *obra viva*. El desplazamiento, por lo tanto, se refiere al peso total del buque y no distingue entre sus componentes. Sin embargo, para los fines perseguidos es necesario establecer las diferencias entre los distintos grupos de pesos, partiendo por el más elemental, *el desplazamiento liviano*.

1.2.1 Definiciones

- *Desplazamiento Liviano*: Considera únicamente el peso del buque, es decir, la sumatoria de los pesos del acero neto, los equipos e instalaciones y sala de máquinas.
- *Peso Muerto*: Considera la sumatoria de pesos variables a bordo, tales como los combustibles, lubricantes, agua, sedimentos, provisiones, tripulación, carga y lastre. Debo dejar en claro que cuando la nave se encuentra en la condición de *Máxima Carga*, los estanques de lastres están vacíos, por lo que no se consideran en el peso muerto; sin embargo, en condiciones intermedias, normalmente los estanques de lastre se encuentran con agua por lo que si se incluyen en el ya mencionado ítem.
- *Desplazamiento en Lastre*: Corresponde al peso del buque listo para navegar, pero sin carga. Se consideran para este efecto los estanques de combustibles, lubricantes y agua a un 98% de su capacidad. Los estanques de lastre se cargan de manera conveniente, evitando siempre exponer la viga buque a esfuerzos y momentos excesivos.
- *Desplazamiento en Máxima Carga*: La nave se encuentra con sus estanques de carga a un 98% de su capacidad. Al igual que en el desplazamiento en lastre, los estanques de combustibles, lubricantes y agua también están a un 98% de su capacidad. Los estanques de lastre están vacíos.
- *LCG*: Coordenada longitudinal del centro de gravedad del buque o componente en análisis. Referida a la sección media adopta valores positivos a proa y negativos a popa de ésta.
- *KG*: Coordenada vertical del centro de gravedad del buque o componente en análisis. Está referida a la línea base y adopta valores positivos sobre ésta.
- *TCG*: Coordenada transversal del centro de gravedad del buque o componente en análisis. Su referencia es el plano de crujía y adopta valores positivos por la banda de babor.

	Peso	Centro de Gravedad		
	TM	LCG m	KG m	TCG m
Desplazamiento Liviano	16.250,00	-16.39	11,16	0,00

Tabla 1.2.1: Peso y Centro de Gravedad para la condición de Desplazamiento Liviano.

Tabla 1.2.2: Componentes del Peso Muerto, sus magnitudes máximas y centros de gravedad.	Peso Máx.	Centro de Gravedad		
	TM	LCG m	KG m	TCG m
F.O. Deep TK.	1.502,90	93,57	8,33	0,00
F.O. Deep Overfill TK.	46,00	94,48	4,08	0,00
F.O. TK. P	787,70	-70,72	13,11	11,50
F.O. TK. S	944,00	-71,98	12,25	-11,50
Sedimentos (C4)	71,00	-69,49	6,56	1,20
F.O. TK. E. Room	416,60	-5,11	9,56	0,00
D.O. TK.	349,40	-75,82	1,18	0,00
D.O. TK. P, S	85,10	-108,14	11,16	±9,80
D.O. TK. E. Room	68,00	-83,82	8,76	0,00
L.O. TK. E. Room	193,50	-99,92	12,86	0,00
Bilge Water TK.	48,10	67,63	1,00	0,00
F.W. TK. E. Room	482,90	-102,73	10,12	0,00
Stores Fore	300,00	95,03	19,43	0,00
Stores Aft	500,00	-88,85	16,85	0,00

Es importante resaltar el hecho de que algunos valores presentes en la tabla 2 seguramente nunca se presentarán simultáneamente, esto porque los estanques de servicio, los de decantación y los de rebalse obtienen su carga desde otros estanques. Así mismo, el de agua de sentina usualmente recolecta residuos oleosos provenientes de filtraciones en la sala de máquinas. Además, se han omitido las características de los estanques de lastre y de carga ya que éstos son tratados por separado en el siguiente apartado.

	Calado	Desplazamiento	Peso Muerto
Verano	13,620 m	84.507 TM	68.157 TM
Invierno	13,334 m	82.674 TM	66.297 TM
Tropical	13,900 m	86.374 TM	70.024 TM

Tabla 1.2.3: Resumen con los calados según el Reglamento Internacional de Líneas de Carga, sus Desplazamientos y Pesos Muertos respectivos.

Los tonelajes de registro son índices del porte del buque que están relacionados directamente con los volúmenes de los espacios interiores según dicen los Reglamentos de Arqueo Nacional e Internacional.

	Tonelajes de Registro	
	Neto	Grueso
Internacional	21.272	38.792
Canal de Suez	31.485	38.468
Canal de Panamá	27.295	38.694

Tabla 1.2.4: Tonelajes de Registro Internacional, Canal de Suez y Canal de Panamá

1.3 Estanques de Carga y Estanques de Lastre

Con dieciséis estanques de carga, distribuidos en pares a lo largo de su eslora alcanza una capacidad neta de carga de 71.124 m³. Si bien es cierto, cada par de estanques se encuentra separado longitudinalmente por un mamparo estanco ubicado en la crujía, la capacidad de éstos es levemente diferente, debido a que el corrugado con que cuenta el mamparo para aumentar su módulo resistente se encuentra orientado hacia la banda de babor (ver fig. 1), lo que disminuye el espacio de carga para los estanques de esta banda.

Estanques de Carga					
Estanque	Ubicación cuadernas	Capacidad Neta	Centroide		
			X m	Y m	Z m
1 Babor	28 a 34	4.088 m ³	79,77	9,66	5,68
1 Estribor	28 a 34	4.155 m ³	79,86	9,65	-5,54
2 Babor	34 a 40	5.314 m ³	57,98	9,66	7,10
2 Estribor	34 a 40	5.462 m ³	58,14	9,69	-6,95
3 Babor	40 a 46	5.314 m ³	34,72	9,66	7,10
3 Estribor	40 a 46	5.462 m ³	34,63	9,69	-6,95
4 Babor	46 a 52	5.314 m ³	11,36	9,66	7,10
4 Estribor	46 a 52	5.462 m ³	11,37	9,69	-6,95
5 Babor	52 a 58	5.314 m ³	-11,41	9,66	7,10
5 Estribor	52 a 58	5.462 m ³	-11,47	9,69	-6,95
6 Babor	58 a 64	5.314 m ³	-34,10	9,66	7,10
6 Estribor	58 a 64	5.462 m ³	-33,90	9,69	-6,95
7 Babor	64 a 69	3.699 m ³	-51,96	9,67	7,10
7 Estribor	64 a 69	3.802 m ³	-52,23	9,65	-6,95
8 Babor	69 a 70	706 m ³	-61,29	9,62	8,30
8 Estribor	69 a 70	874 m ³	-63,10	9,69	-6,95

Tabla 1.3.1: Resumen con las ubicaciones, capacidades y centroides de los estanques de carga.

Para ubicar los estanques en el sentido longitudinal se han tomado como referencia las cuadernas, numeradas a partir de la coincidente con la perpendicular de proa.

La capacidad neta considera el 100% del volumen del estanque.

Las coordenadas de los centroides X, Y y Z están referidas respectivamente a la sección media, plano de crujía y línea base adoptando sentido positivo hacia proa, babor y sobre la línea base.

En cuanto al lastre, aproximadamente 23.250 m³ se reparten en doce estanques, dos de los cuales corresponden a los piques de proa y popa, mientras que los restantes, en cinco pares

laterales rodean a los de carga, creando el ya mencionado doble casco (ver fig. 1 y 2). Cada estanque de lastre lateral comienza en el fondo y termina limitado por la misma cubierta principal, esto significa que no existen divisiones en el sentido vertical, lo que simplifica enormemente el problema de la estabilidad en la condición de lastre, centrándose principalmente en los esfuerzos y momentos longitudinales. El compartimentado en sentido longitudinal de estos estanques no es equitativo, es decir, los pares son diferentes unos de otros, siendo los números uno y tres (numerados de proa a popa) los de mayor capacidad (ver tabla 1.3.2).

Estanques de Lastre Bb y Eb					
Estanque N°	Ubicación Cuadernas	Capacidad Neta m³	Centroide		
			X m	Y m	Z m
Pique de Proa	Roda a 19	1634,1	103,03	8,59	0,00
1 Bb y Eb	28 a 40	3.111	69,19	5,98	±8,40
2 Bb y Eb	40 a 46	1.524	33,54	5,46	±11,44
3 Bb y Eb	46 a 58	3.048	0,21	5,46	±11,44
4 Bb y Eb	58 a 64	1.524	-34,13	5,46	±11,44
5 Bb y Eb	64 a 69	1.333	-53,91	5,62	±11,44
Pique de Popa	110 a Espejo	534,7	-106,06	12,08	0,00

Tabla 1.3.2: Resumen con las capacidades, ubicaciones y coordenadas de los centroides de los estanques de lastre de babor y estribor que conforman el doble casco. El origen del sistema de referencia para los centroides es el mismo que para G.

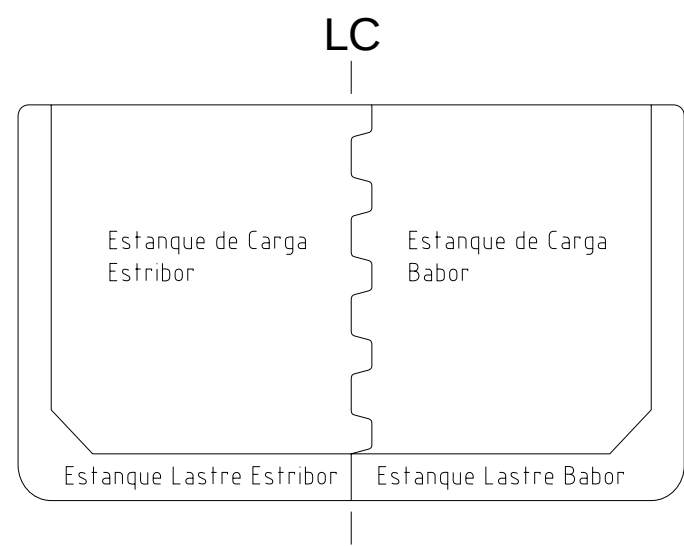


Figura 1 Esquema de la sección transversal del cuerpo paralelo en la que se aprecia la disposición del mamparo longitudinal que divide los estanques de carga. También se puede ver la configuración simple de los estanques de lastre alrededor de los de carga, formando el ya mencionado doble casco.

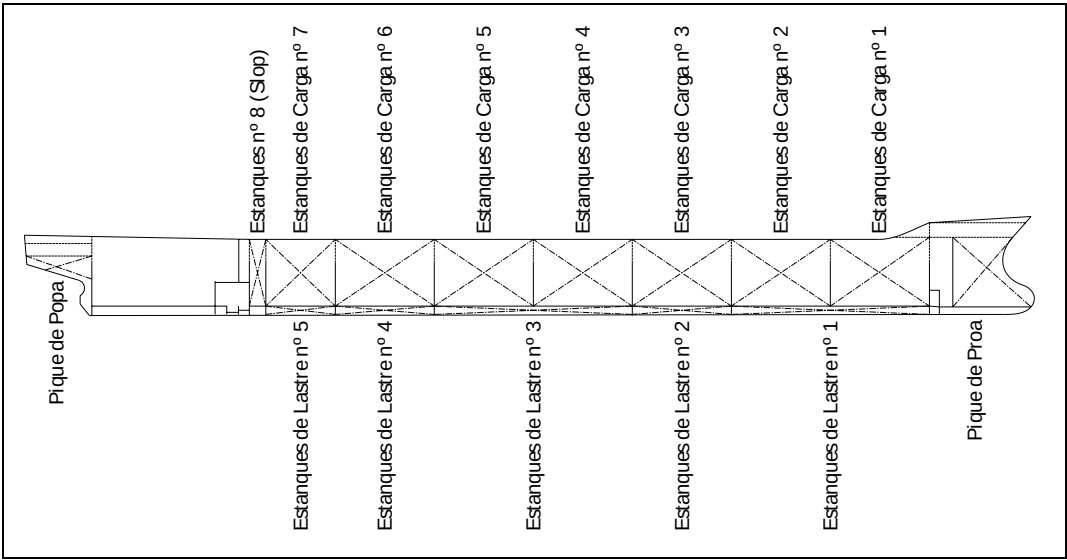


Fig.2 Esquema del perfil longitudinal en el cual se aprecia la disposición de los estanques de carga y de lastre.

1.4 Propulsión y Gobierno

La nave fue originalmente diseñada para desarrollar quince nudos de velocidad a toda máquina en buenas condiciones de tiempo y mar; sin embargo, el desgaste de la planta propulsora además de las incrustaciones en el casco, hacen difícil igualar hoy aquella marca. Esta diferencia se deberá tener presente al hacer las comparaciones entre el comportamiento del buque y el comportamiento esperado del modelo, ya que todas las estimaciones se realizarán con la información original de la nave; es decir, con los datos de astillero.

1.4.1 Características del Sistema de Propulsión

El sistema de propulsión está compuesto esencialmente de dos partes: la planta propulsora y el propulsor. La planta propulsora del B/T Estrecho de Magallanes obtiene su energía del consumo de fuel y diesel oil, siendo capaz de generar una potencia al freno de 17.920 HP de manera continua y de 19.720 HP en forma intermitente, por no más de una hora y a intervalos no menores de doce horas. El motor principal es de construcción rusa, pero bajo licencia de la MAN.

A continuación se presentan las características técnicas del motor principal.

- Marca: MAN, BURMEISTER & WAIN
- Modelo: 8L60 MC
- Potencia Máxima Continua: 17.920 HP, a 109 RPM
- Potencia Máxima Intermitente: 19.720 HP, a 120 RPM
- Dos tiempos
- Simple efecto
- Ocho cilindros, verticales en línea
- Diámetro Cilindro: 600 mm.
- Carrera: 1.944 mm.
- Consumo aproximado full avante: 32 toneladas diarias (fuel oil o IFO 180).
- RPM, rango de operación: 45 a 120, límites críticos inferior y superior respectivamente.

El motor principal puede invertir su sentido de giro, por lo que no se requieren inversores de marcha ni cajas reductoras; es decir, el árbol de la hélice va directamente desde el motor hasta el propulsor. Como muchos motores marinos, la partida se efectúa con aire comprimido almacenado en botellas, esto implica limitaciones en la cantidad de puestas en marcha, ya que cada una consume gran cantidad de este aire. Por diseño, la cantidad de aire en las botellas permite efectuar 12 partidas o inversiones de marcha sucesivas, información que se debe tener presente al momento de maniobrar la nave durante el zarpe y principalmente en el arribo.

En cuanto a los retardos, el tiempo transcurrido entre la inyección del aire y la partida del motor es de casi 8 segundos, asumiendo que la orden emanada del puente se ha efectuado instantáneamente en la sala de control de la máquina, lo que equivale al modo de mando remoto desde el puente. El tiempo desde la partida hasta las 87,2 RPM, equivalentes al 80% de las revoluciones de la potencia máxima continua, es de 45 segundos, mientras que desde las 87,2 RPM hasta las 109 RPM, equivalentes al 100% de las revoluciones de la potencia máxima continua, el tiempo tomado es de 30 minutos. La inversión de marcha, navegando despacio adelante o atrás es de aproximadamente 15 segundos.

Como se mencionó anteriormente, el árbol de la hélice está conectado directamente al motor principal a través del descanso de empuje. Por la popa, el árbol sale al exterior por la prensa-estopa, la cual actúa como un descanso. La longitud total del árbol es de 16,10 m, en cuya magnitud se ubican tres descansos, lo que ofrece una eficiencia mecánica superior al 98%.

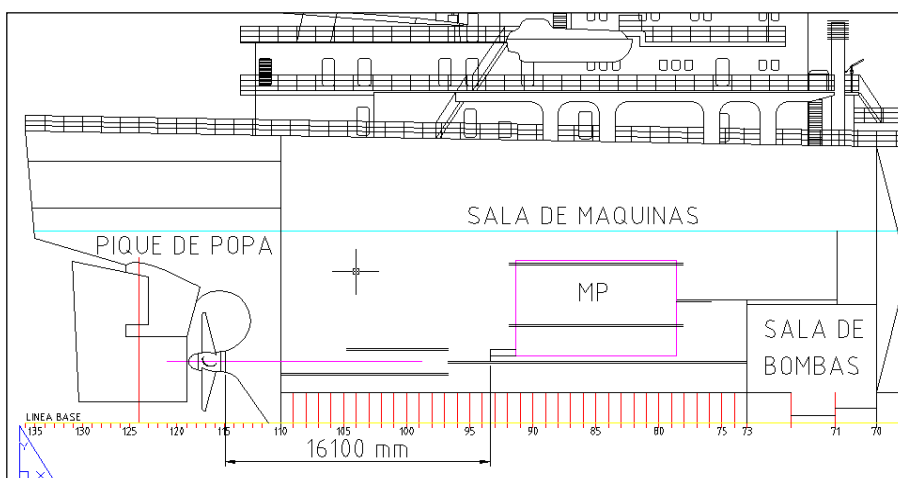


Fig. 3 Esquema en el que se aprecia la disposición del sistema de propulsión. El rectángulo de color magenta tiene las dimensiones y ubicación de la máquina principal. También de color magenta se ha representado el eje del árbol de propulsión.

En cuanto al propulsor, la nave posee una hélice convencional dextrógira de seis palas, 6,30 metros de diámetro y 4,78 metros de paso. No se hallaron más detalles técnicos.

1.4.2 Sistema de Gobierno

El B/T Estrecho de Magallanes posee un sistema de gobierno convencional, comprendiendo como tal a uno que utiliza la pala de timón para efectuar las evoluciones. Al igual que en la mayoría de los buques que tienen pala de timón, el sistema de gobierno se compone esencialmente de un tele motor, que transmite una orden desde el puente hasta la sala del servomotor en forma de señal eléctrica, dos o más servomotores, que transforman la señal en movimiento a través de bombas hidráulicas y cilindros que ejercen el torque necesario en la mecha del timón, y por último el timón o pala.

El B/T Estrecho de Magallanes cuenta con tres servos, dos principales y uno de “respeto”. Este último sólo debe activarse en caso de falla en los servos principales y cuando el andar de la nave sea menor a cuatro nudos, ya que su pequeña potencia le impide alcanzar el torque necesario para gobernar a velocidades mayores. Usualmente, en navegación abierta, se lleva en servicio un solo servo, alternando los dos principales cada veinticuatro horas. Sólo cuando es necesaria una respuesta más rápida de la pala del timón se ponen en servicio ambos servos principales. Con un servo en servicio, el retardo de la pala entre la crujía y cerrado a una banda (esto es 35° a babor o estribor) es de aproximadamente siete segundos, los que se reducen a aproximadamente cinco segundos cuando se suma el otro servo.

Un aspecto de gran importancia en lo referente al gobierno es la geometría de la pala. A continuación se mencionan algunas de sus características.

- Área Timón: 48,8 m²
- Relación de Áreas: 0,017
- Timón semicompensado o Horn.

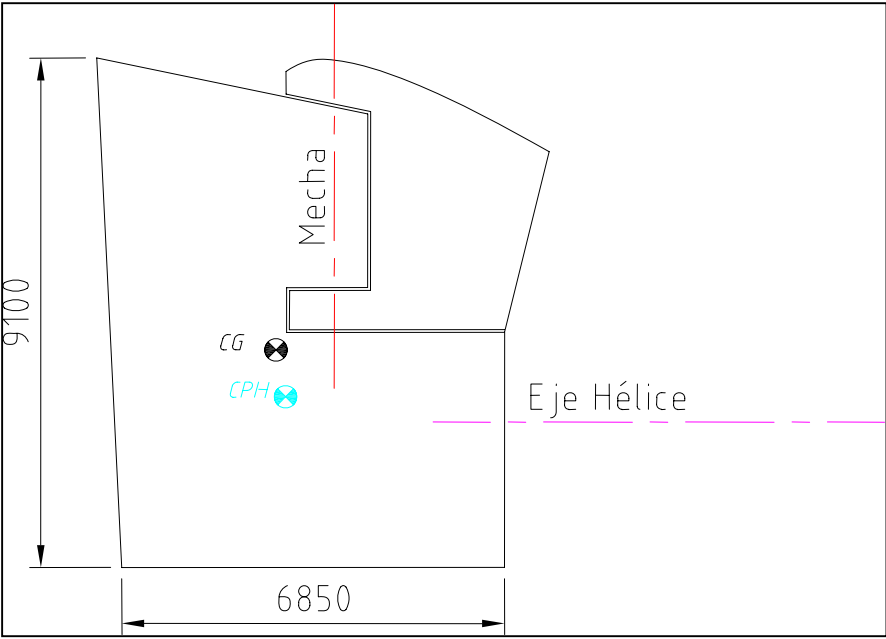
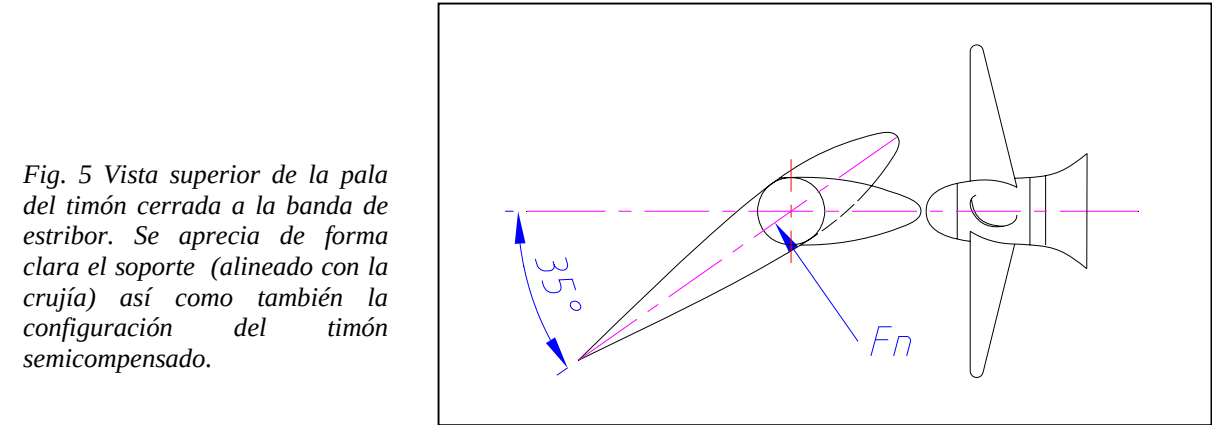


Fig. 4 Esquema de la pala de timón con sus dimensiones principales, ubicación del centro de gravedad, centro de presión hidrostática, y ejes de mecha y hélice.

Si bien es cierto, el *centro de presión hidrodinámica*, en el cual actúa la fuerza normal, no es fijo, el *centro de presión hidrostática* junto al centro de gravedad de la pala, nos permiten tener una idea de la localización del centro de presión hidrodinámica, que variará en función de la velocidad de la corriente generada por la hélice y principalmente por el ángulo de ataque de la pala. Cuando la magnitud de la fuerza normal es considerable, la posición de su punto de acción respecto a la mecha se torna de vital importancia. Un timón semicompensado logra disminuir la distancia horizontal entre el centro de presión hidrodinámica y el eje de la mecha por lo que el momento necesario para moverla es considerablemente menor, lo que se traduce en un menor requerimiento de potencia para el servo.



Como es sabido, la eficiencia de la pala del timón depende de la velocidad de la corriente que pasa por ella, lo que significa que la evolución será distinta en función del empuje de la hélice y de la viada de la nave. Por lo tanto, ante los distintos escenarios en que ésta opera es importante tener en conocimiento las curvas de evolución, que resumen de manera gráfica las características evolutivas de la embarcación. Para el B/T Estrecho de Magallanes, las curvas evolutivas resultan como sigue:

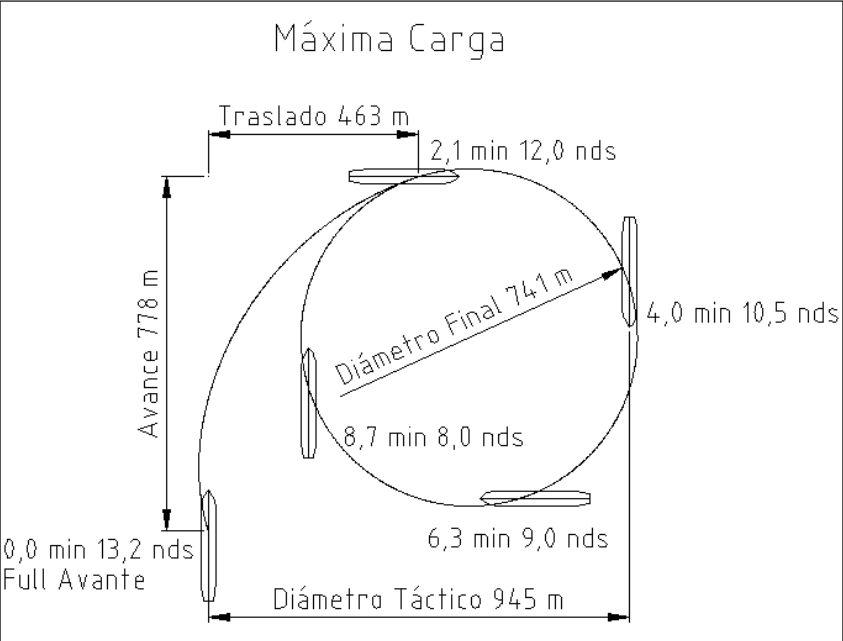


Fig. 6 Curva evolutiva en condición de máxima carga con velocidad inicial 13,2 nudos y máquina full avante.

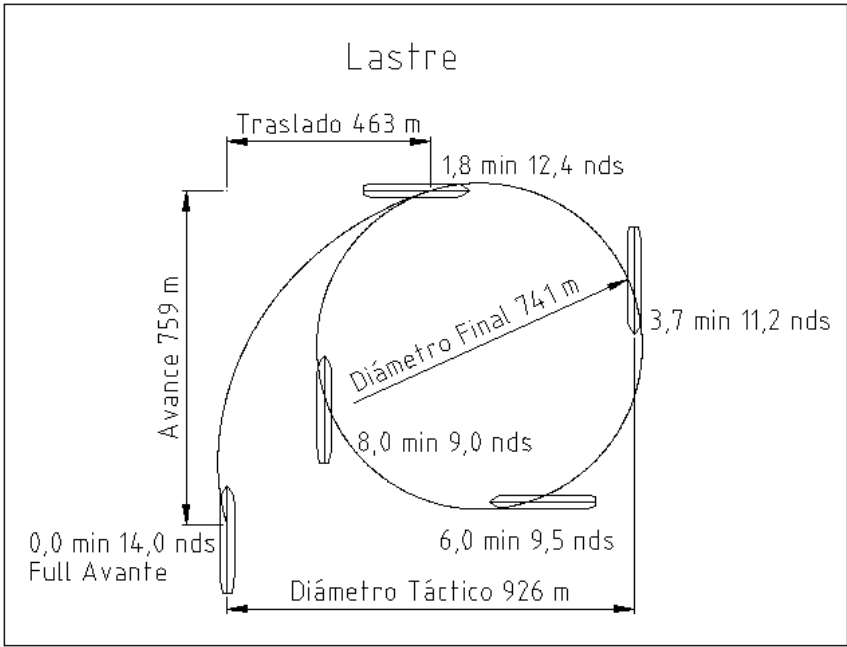


Fig. 7 Curva evolutiva en condición de lastre con velocidad inicial 14 nudos y máquina full avante.

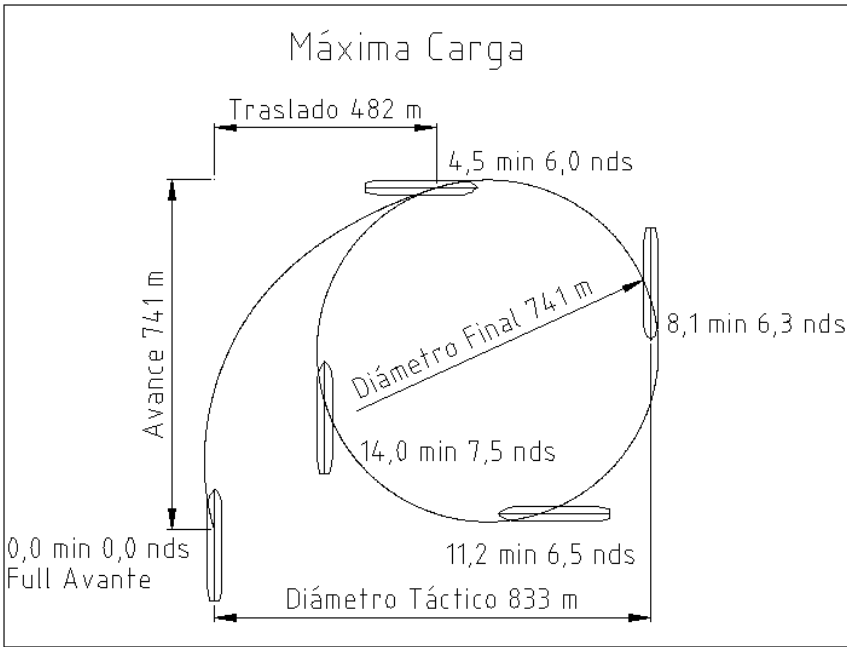


Fig. 8 Curva evolutiva en condición de máxima carga con velocidad inicial cero y máquina full avante.

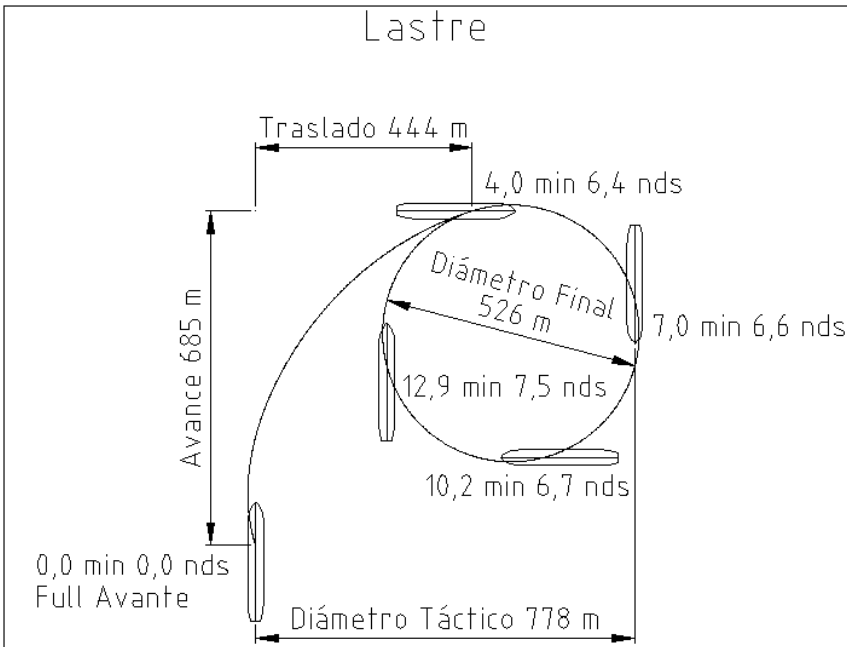


Fig. 9 Curva evolutiva en condición de lastre con velocidad inicial cero y máquina full avante.

Las curvas evolutivas anteriores grafican la caída del buque hacia estribor; sin embargo, por las características de construcción de la nave la diferencia con la prueba hacia la banda contraria es despreciable. Se debe tener presente de que condiciones externas pueden afectar los resultados de la maniobra del buque alejándose de lo graficado en las curvas, por esa razón se establecen algunos parámetros de prueba que deben ser cumplidos para que las curvas sean realmente representativas de la evolución del buque en las condiciones descritas.

Para el B/T Estrecho de Magallanes los parámetros de prueba en sus curvas evolutivas son los siguientes:

- Pala cerrada a la banda de caída, esto es 35° a la banda correspondiente.
- Estado de mar con olas no superiores a 1,0 m.
- Intensidad del viento no mayor a 9 nudos.
- Sin corriente.
- Profundidad de la zona de prueba mayor a dos veces el calado del buque.
- Casco limpio.
- Asiento normal para la condición de prueba, esto es un trimado a popa no mayor a un 1% de la eslora.

1.5 Geometría del Buque

1.5.1 Dimensiones Lineales

La mayoría de las dimensiones lineales se especificaron en el apartado 1.1 por lo que sería redundar nombrarlas nuevamente. A pesar de esto, creo importante mencionar algunas consideraciones respecto a estas dimensiones.

En general, para los buques de una gran relación eslora manga, las secuencias de carga, descarga y movimientos de lastres se tornan especialmente importantes. Como es sabido, en vigas de gran longitud la mala distribución de pesos produce grandes momentos flectores, lo que en un buque se traduce como sobre-esfuerzos de la estructura que pueden producir un deterioro acelerado del casco y sus componentes. En la marina mercante, el primer oficial de cubierta es el responsable de efectuar los cálculos y determinar las secuencias de carga, descarga o los movimientos de lastres que permitirán completar las faenas sin exponer a la viga buque. En los buques graneleros y petroleros, durante las faenas, periódicamente se van calculando las condiciones de carga, dejando un registro conocido como *Shear Force and Bending Moment*.

Estudios efectuados en canales de prueba han demostrado que el aumento de la manga y del coeficiente de bloque afectan la capacidad de gobierno, particularmente a la estabilidad dinámica, mientras que el aumento de la eslora contribuye a aumentarla. Esto deja de

manifiesto que los buques de formas más llenas, como por ejemplo los VLCC, tienden a ser más inestables que los buques de formas refinadas. Los resultados de dichos estudios son representados en la figura 10, la cual muestra los límites geométricos del buque a la estabilidad dinámica. También se han graficado en color azul los valores de las relaciones manga/calado y eslora/manga del prototipo utilizado en esta tesis.

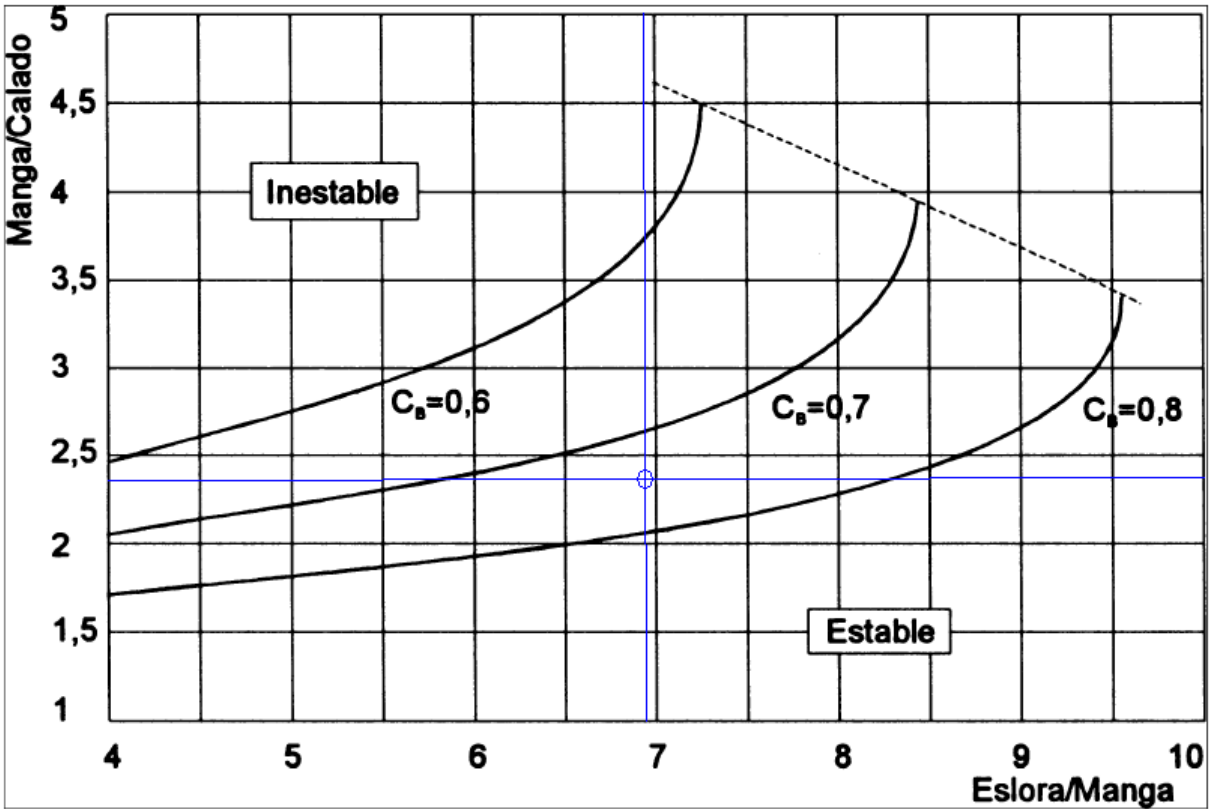


Fig. 10 Límites geométricos del buque a la estabilidad dinámica.

Otra de las consideraciones relacionada con las dimensiones lineales es la zona ciega por delante de la proa. Si bien es cierto, los buques porta-contenedores son los que presentan la peor visibilidad hacia la proa cuando se encuentran completamente cargados, el B/T Estrecho de Magallanes también crea una zona ciega de gran tamaño, aunque a diferencia de los buques anteriores, ésta aumenta mientras menos carga hay a bordo. Debido a su gran castillo de proa, la zona ciega varía entre un poco menos de doscientos metros hasta casi los cuatrocientos, dependiendo de la condición de carga y por supuesto del trimado. Estas medidas son válidas cuando la observación se realiza desde el interior del puente de gobierno, pues desde la perspectiva de los alerones estas medidas disminuyen en forma considerable.

Gráficamente lo que ocurre es lo siguiente:

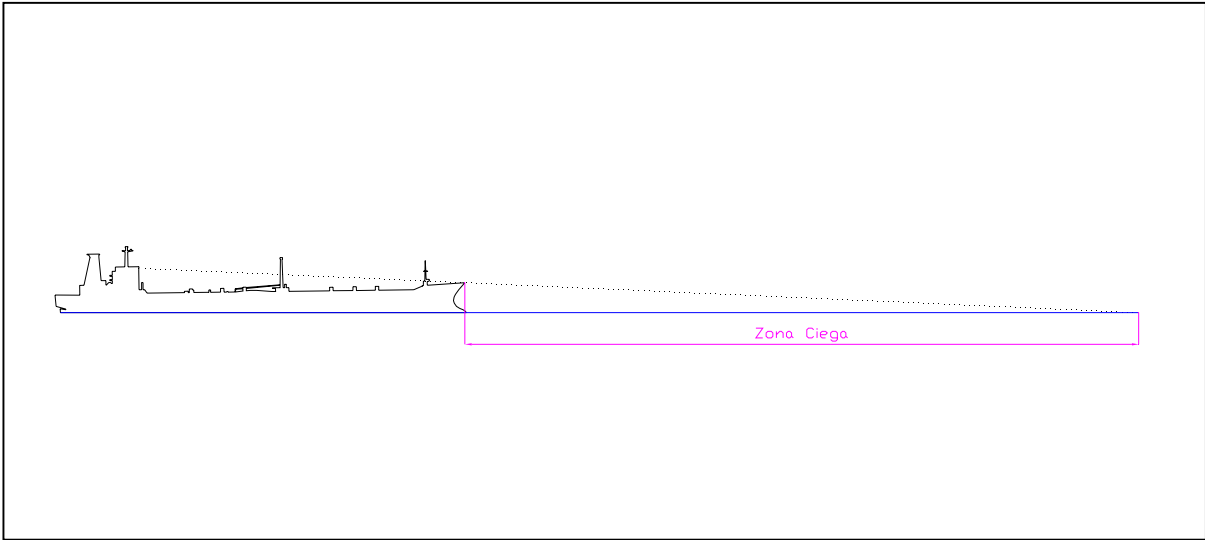


Fig. 11 El esquema muestra la longitud de la zona ciega, limitada por las líneas verticales color magenta. Se aprecia claramente como el asiento de la nave eleva el caperol, extendiendo la visual por sobre éste (línea punteada).

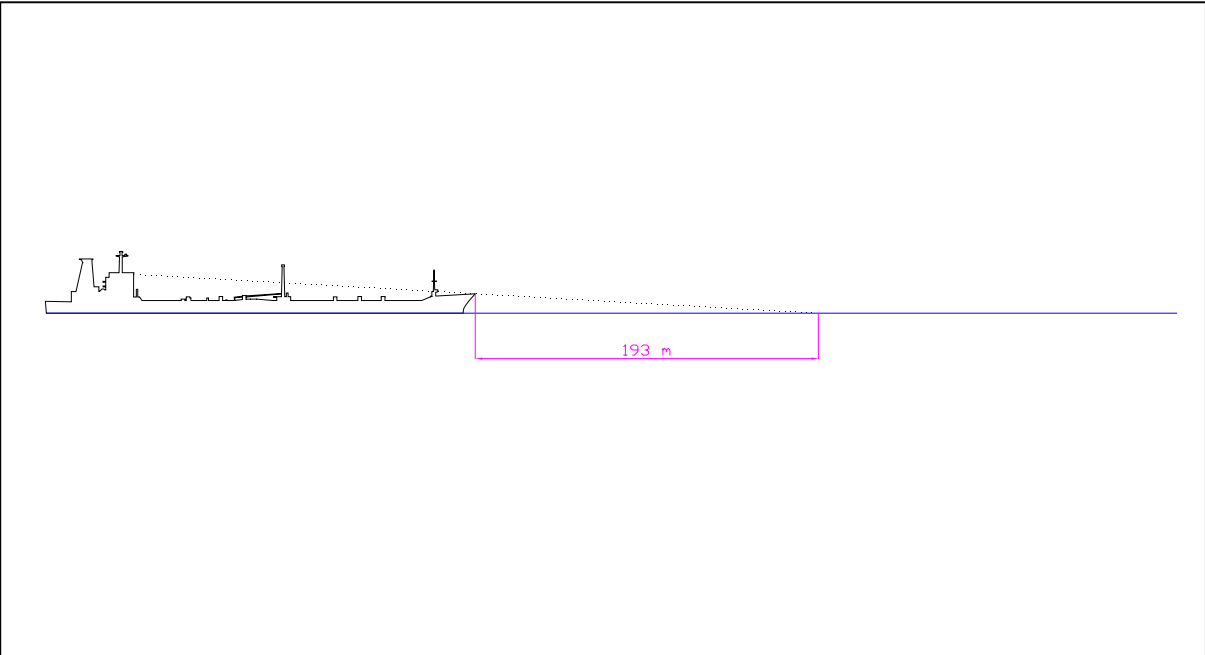


Fig. 12 En el esquema se aprecia la notable disminución de la zona ciega al encontrarse la nave con calados parejos y en máxima carga. Aunque se debe recalcar que la mayor diferencia se produce por el cambio de trimado.

1.5.2 Superficies de la Nave

Las superficies de las embarcaciones pueden dividirse básicamente en dos: “Obra Viva” y “Obra Muerta”. La primera y de mayor importancia, es conocida con ese nombre debido a que es la superficie que interactúa con el agua dando origen a todas las características hidrodinámicas del casco, por lo tanto, se distingue a la obra viva por ser la zona sumergida de éste. Análogamente, la obra muerta es aquella área expuesta al viento, por lo que también es llamada “vela” de la embarcación. Si bien es cierto, su importancia es menor a la de la obra viva, es vital conocer sus características para determinar por ejemplo el brazo escorante debido a la acción del viento. También es considerada en los cálculos de resistencia al avance.

1.5.2.1 Obra Viva del B/T Estrecho de Magallanes

La obra viva no es una superficie constante, ya que varía en cada condición de calado, trimado y escora de la nave. La relación existente entre las formas de la carena y la capacidad de gobierno queda de manifiesto en las curvas evolutivas, aunque se debe recordar que las inercias, momentos y radios de giro tienen una gran influencia en las diferencias de estas curvas cuando se efectúan bajo distintas condiciones de carga.

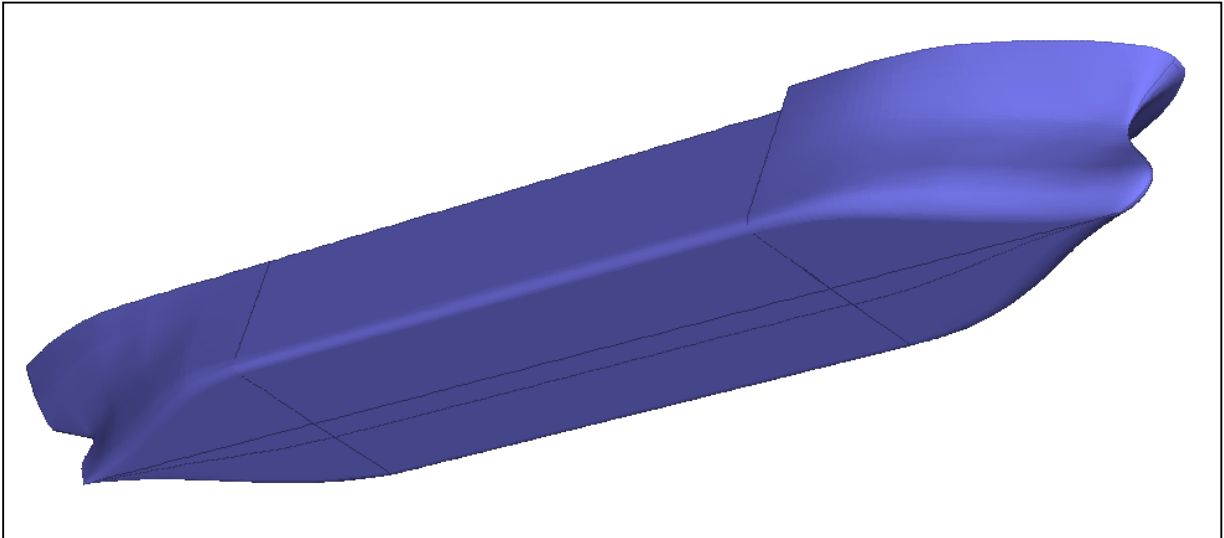
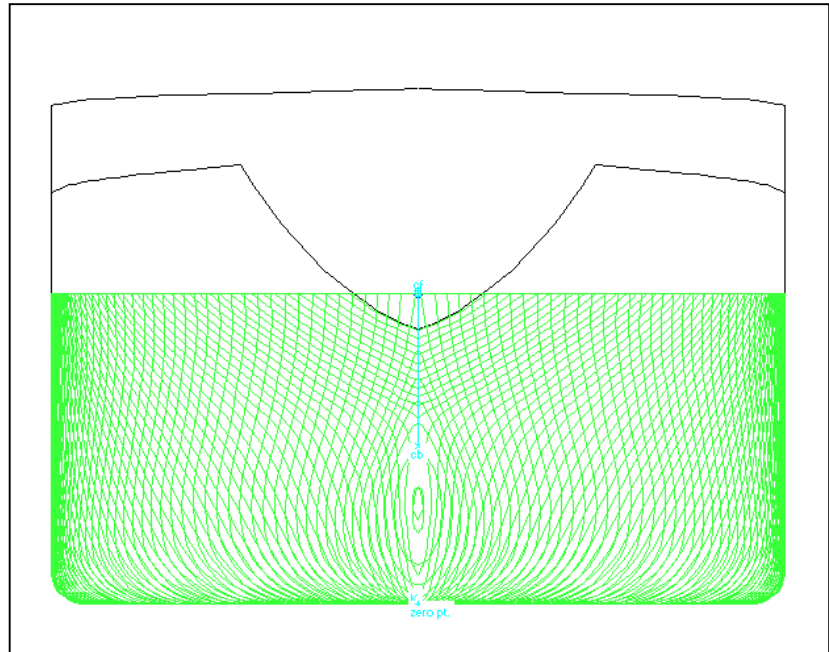


Fig.13 Modelado tridimensional del casco realizado en Maxsurf.

Características de la Nave en Condición de Máxima Carga, Adrizada y con Calados Parejos

- Calado Medio: 13,62 m
- Desplazamiento: 84.507 TM
- Eslora en Flotación: 234,67 m
- Área del Plano de Flotación: 6.477,65 m²
- Superficie Mojada: 11.995,44 m²
- Coeficiente Prismático: 0,8
- Coeficiente de Bloque: 0,799
- Coeficiente de la Maestra: 0,998
- LCB: 3,02 m a proa de la sección maestra.
- TCB: 0,00 m (Sobre la crujía)
- LCF: 5,27 m a popa de la sección maestra.
- KB: 6,96 m
- BM_T: 6,03 m
- BM_L: 278,93 m
- TPC: 66,41 TM/cm.
- MCA: 1010,25 TM*m/cm.

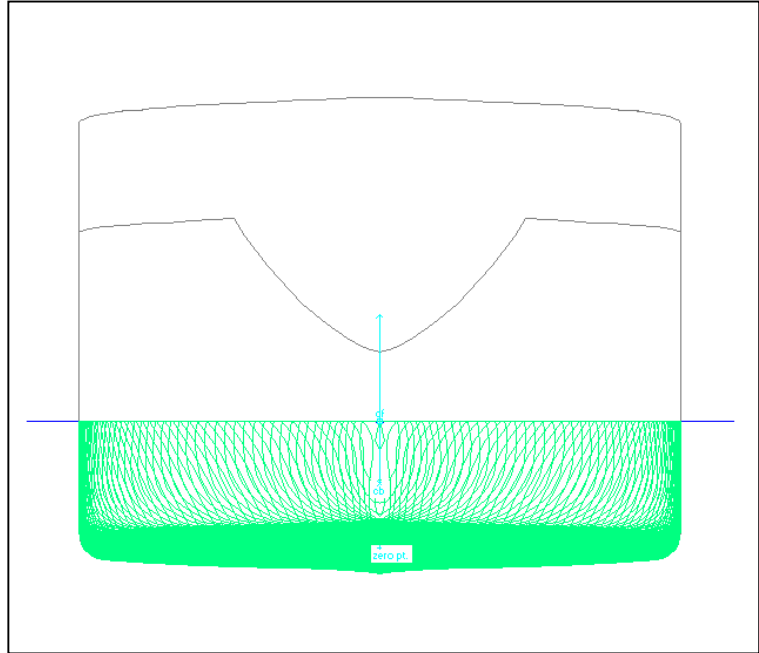
Fig. 14 Esquema de la vista transversal del casco donde aparecen de color verde las secciones de la obra viva en la condición de máxima carga.



Características de la Nave en Condición de Lastre, Adrizada y con Asiento de 3 m.

- Calado Proa: 5,3 m
- Calado Popa: 8,3 m
- Caldo Medio: 6,8 m
- Trimado: 3 m
- Desplazamiento: 40.530 TM
- Eslora en Flotación: 229,325 m
- Área del Plano de Flotación: 6.105,056 m²
- Superficie Mojada: 8.579,859 m²
- Coeficiente Prismático: 0,722
- Coeficiente de Bloque: 0,653
- Coeficiente de la Maestra: 0,994
- LCB: 0,219 m a proa de la sección maestra.
- TCB: 0 m (Sobre crujía)
- LCF: 4,113 m a proa de la sección maestra.
- KB: 3,468 m
- BM_T: 11,726 m
- BM_L: 488,531 m
- TPC: 62,589 TM/cm.
- MCA: 852,379 TM*m/cm.

Fig. 15 Esquema de la vista transversal del casco en condición de lastre donde aparecen de color verde las secciones de la obra viva.



La resistencia total que experimenta un buque está compuesta de una gama inmensa de valores provenientes de distintos fenómenos; sin embargo, es posible organizarlos en dos grupos¹: la resistencia por fricción y la resistencia residual. Cuando la nave experimenta diferencias en sus calados o presenta algún grado de escora, la asimetría de la obra viva produce un desequilibrio en la acción de la resistencia total, aumentado en la zona con mayor área sumergida. En condición de máxima carga, adrizada y con calados parejos (*ver fig. 14*), la resistencia ofrecida por el casco normalmente es simétrica; sin embargo, cuando existe escora a una banda, el área de la *obra viva* por este flanco aumenta, mientras que por el contrario disminuye. Esta desigualdad se traduce en un efecto de guiñada, que lleva la proa a la banda de la escora. La combinación de factores externos tales como la dirección e intensidad del viento y el ángulo y frecuencia de encuentro con las olas incidirán directamente en la magnitud de la guiñada.

Así como la escora tiende a producir guiñada, el trimado tiene un efecto sobre la evolución del buque, ya que el centro de presión se mueve en función del asiento alcanzado. En los cascos convencionales, a mayor asiento, más a popa se desplaza. Esto se traduciría en un aumento del diámetro táctico; sin embargo, cuando la nave presenta un asiento considerable es porque está en condición de lastre o intermedia, por lo que es más liviana y ofrece menor resistencia a gobernar debido a la disminución de la inercia y del impulso. En general, estos últimos factores tienen mayor influencia que el ya mencionado movimiento del centro de presión. Por lo mismo, es mucho más fácil notar las influencias del trimado cuando

¹ Según el método de Froude, quien propuso que la resistencia total podía ser separada en una componente de fricción, equivalente a la de una placa plana de igual eslora y superficie mojada que el buque y una segunda componente denominada residual, que abarca el resto de la resistencia y se supone varía con el cubo de la escala.

el buque navega a poca velocidad o sencillamente cuando está sin movimiento ni arrancada. La zona de la nave con mayor calado ofrecerá mayor resistencia al movimiento.

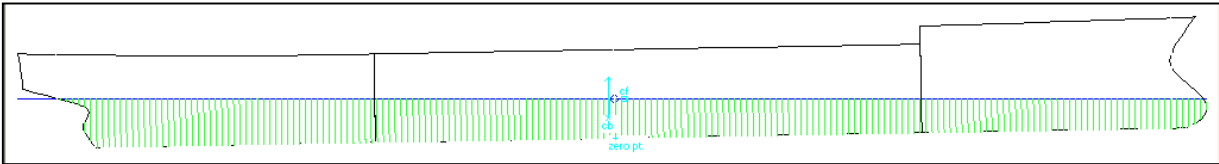


Fig.16 Perfil de la obra viva en condición de lastre.

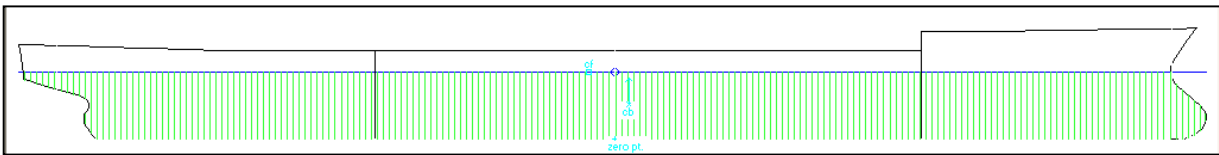


Fig. 17 Perfil de la obra viva en condición de máxima carga.

1.5.2.2 Obra Muerta del B/T Estrecho de Magallanes

La obra muerta es aquella parte del casco de la nave que se encuentra fuera del agua. Recibe este nombre debido a que no tiene relevancia en los cálculos hidrodinámicos por su casi nula interacción con el medio líquido; sin embargo, algunas de sus componentes es conveniente analizarlas desde ese punto de vista. Tal es el caso del *caperol*, que debe ser capaz de soportar los golpes de mar evitando en lo posible el embarque de agua. En el caso de la nave en estudio, el gran castillo de proa aporta un empuje importante cuando se produce un *cabeceo*, al mismo tiempo que las formas de la amura y proa “abren” el agua expulsándola en un ángulo de aproximadamente 45° respecto al horizonte (ver figura 18).

Como se mencionó anteriormente, la obra muerta interactúa principalmente con el viento, por lo tanto, para lograr apreciar sus verdaderos efectos sobre la capacidad de gobierno y maniobrabilidad, debo incluir en el concepto de obra muerta las principales superficies expuestas a él. Estas superficies consisten en el caserío y estructuras en cubierta. Por su complejidad he proyectado aquellas que intrincadamente se combinan, como un solo cuerpo cuya área es equivalente y geoméricamente similar a sus bordes.



Fig. 18 En la fotografía, las formas de la proa permiten “abrir” el agua expulsándola en un ángulo de aproximadamente 45°. Dicha acción produce un empuje que evita en parte la inmersión de la proa en los cabeceos.

Al igual que la obra viva, los distintos calados hacen variar la obra muerta, por esta razón consideré importante determinar las variaciones de áreas y sus centroides en las dos condiciones extremas de la nave: lastre y máxima carga.

Perfil de la Obra Muerta en Lastre

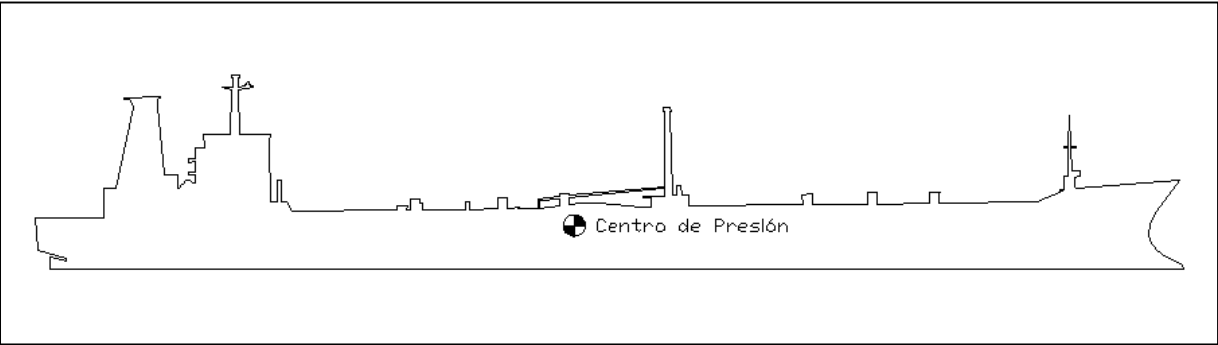


Fig. 19 Conjunto de áreas laterales representadas como un solo cuerpo geoméricamente similar al perfil de la nave. Con un círculo blanco y negro la ubicación del centro de presión.

Datos:

- Área lateral: 3.793 m²
- Coordenada longitudinal del centro de presión: 7,5 m a popa de la sección maestra.
- Coordenada vertical del centro de presión: 15,7 m desde la línea base.

Vista Transversal de la Obra Muerta en Lastre

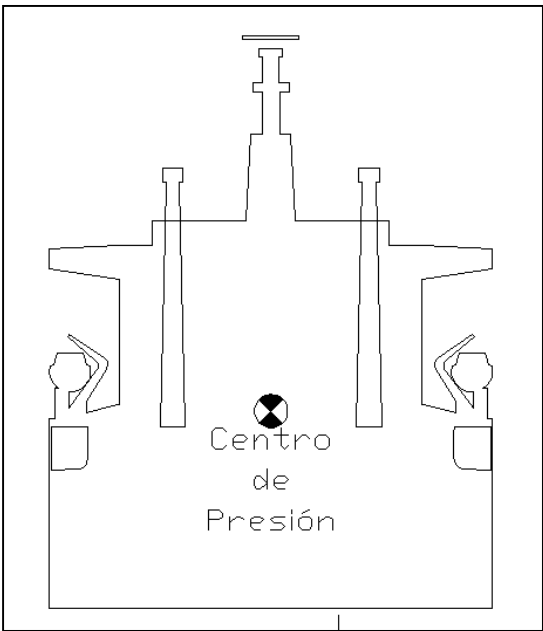


Fig. 20 Representación esquemática del conjunto de áreas frontales de la nave en condición de lastre. Con un círculo blanco y negro la ubicación del centro de presión.

Datos:

- Área frontal: 704 m²
- Coordenada vertical del centro de presión: 22,3 m desde la línea base.
- Coordenada transversal del centro de presión: 0 m de la crujía.

Perfil de la Obra Muerta en Máxima Carga

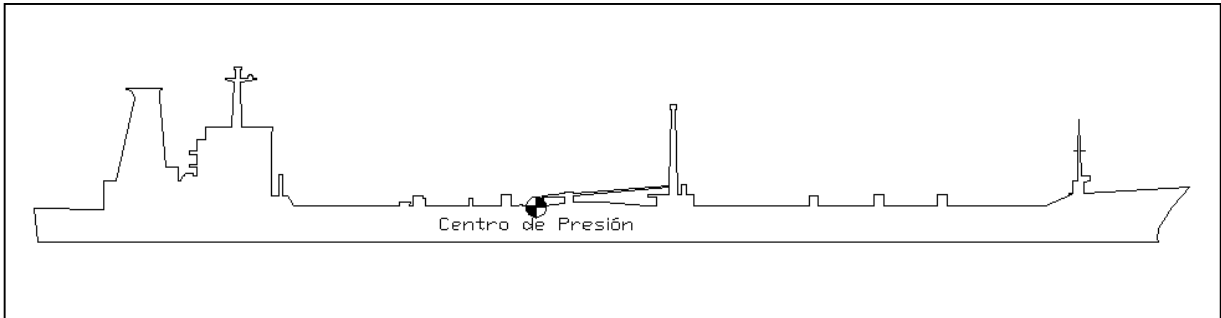


Fig. 21 Conjunto de áreas laterales representadas como un solo cuerpo geoméricamente similar al perfil de la nave en su condición de máxima carga. Con un círculo blanco y negro la ubicación del centro de presión.

Datos:

- Área lateral: 2.555 m²
- Coordenada longitudinal del centro de presión: 16,3 m a popa de la sección maestra.
- Coordenada vertical del centro de presión: 19,1 m desde la línea base.

Vista Transversal de la Obra Muerta en Máxima Carga

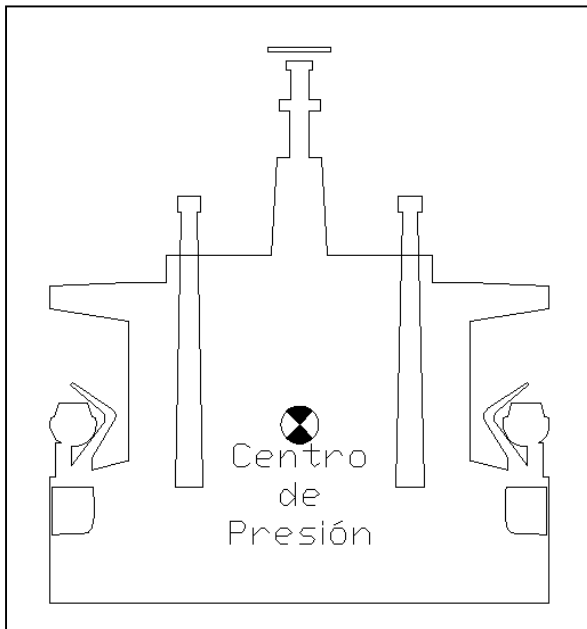


Fig. 22 Representación esquemática del conjunto de áreas frontales de la nave en condición de máxima carga. Con un círculo blanco y negro la ubicación del centro de presión.

Datos:

- Área frontal: 688 m²
- Coordenada vertical del centro de presión: 25,3 m desde la línea base.
- Coordenada transversal del centro de presión: 0 m de la crujía.

Observaciones realizadas a bordo, demostraron que con vientos de intensidades entre treinta y cinco y sesenta nudos las oscilaciones de la proa (variaciones del rumbo) iban de los dos a seis grados, dependiendo principalmente de la dirección del viento. Así, en condiciones muy similares de carga y con vientos de iguales intensidades pero con distinta dirección

relativa, las variaciones en el rumbo eran considerables, siendo de mayor magnitud cuando el viento se encontraba por la amura o por la aleta.

El B/T Estrecho de Magallanes cuenta con selectores en el giro-piloto que permiten configurar la acción automática del timón (fino o grueso) como también correctores de guiñada y deriva, que aminoran los efectos combinados de olas, viento y corriente.

Aun cuando la nave se encuentre en condición de lastre, ofreciendo un flanco mayor para la acción del viento, el momento producido por éste es pequeño. Sólo la combinación de los fenómenos externos actuando armónicamente logra afectar en forma considerable las capacidades de gobierno² y de evolución³.

La completa comprensión de cómo reacciona la nave ante dichas manifestaciones del medio ambiente nos permite prever situaciones de riesgo. También el utilizar la propia nave para disminuir estos efectos, eligiendo la proa adecuada para las condiciones de mar y viento. Maniobras como el “*socaire*”, en la cual, a la nave se le hace caer la popa hacia el viento mediante sutiles paladas y golpes de timón, crean zonas de calma por la banda de sotavento, que permiten un embarco o desembarco más seguro.

Todas las características presentadas han de ser consideradas para las futuras pruebas ya que la esencia del proyecto es obtener un modelo que reproduzca fielmente las reacciones del prototipo en sus distintas maniobras y que nos permita visualizar algunos de los fenómenos de interés en el área de la ingeniería naval.

² Se entiende como tal a la capacidad de mantener una proa deseada.

³ Se entiende como tal a la capacidad de variar la proa con la máxima eficacia.

Capítulo II: “Del Prototipo al Modelo”

La simulación a escala es una potente herramienta que permite al ingeniero analizar detenidamente las cualidades de los diseños mediante la recolección de datos en ensayos reales, dándole la oportunidad de corroborar los cálculos teóricos o detectar fallas por comportamientos inesperados. Aunque últimamente la simulación basada en métodos numéricos a través de ordenadores ha ganado bastante terreno, existe una limitante natural que impide representar mediante ecuaciones a la impredecible realidad. Por esta razón, hasta que se cuente con procesadores lo suficientemente poderosos como para admitir una infinita cantidad de variables, la simulación con modelos a escala seguirá respondiendo preguntas y generando de vez en cuando aquellas incógnitas que nos hacen avanzar y desarrollar nuevas tecnologías.

2.1 Las Semejanzas Modelo-Prototipo

Las simulaciones o ensayos con modelos a escala basan su teoría en que es posible inferir el comportamiento de un prototipo realizando pruebas con un modelo de éste a una escala conveniente. Esto se debe a que las unidades de las variables que intervienen en las ecuaciones de la mecánica de fluidos son derivadas de un sistema fundamental basado en tres magnitudes: la longitud, el tiempo y la fuerza. Por lo tanto, al realizar las transformaciones adecuadas en éstas, las restantes unidades corresponderán a dichas transformaciones, y ya que las ecuaciones hidrodinámicas son adimensionales, éstas permanecen invariables. Entonces, las semejanzas modelo-prototipo deben basarse en estas tres magnitudes fundamentales, para cada cual existe una transformación o escala, denominándose a la que otorga la semejanza lineal, “*escala geométrica*”, la semejanza de tiempos, “*escala cinemática*”, y la semejanza de fuerzas, “*escala dinámica*”.

La representación del comportamiento real de una embarcación mediante un modelo a escala difícilmente es exacta, pues existen variables que son imposibles de reproducir, pero que dependiendo del objetivo buscado pueden ser obviadas por su pequeña influencia ante otros fenómenos. De este modo, al saber que factores son más influyentes en las pruebas, si los de origen viscoso o los de origen gravitatorio, podemos aplicar las leyes de similitud correspondientes. En el primero de los casos, la ley de similitud nos dice que para prototipo y modelo deben concordar sus “*números de Reynolds*” (*ecuación 1.4, nótese que la ecuación que define al Número de Reynolds no depende de la aceleración de gravedad*). Normalmente este tipo de semejanza es utilizada en pruebas hidráulicas en las cuales los fenómenos viscosos son de mayor connotación (flujo laminar o turbulento, tensión superficial, etc.). En el segundo de los casos, la “*ley de similitud de Froude*”, nos dice que prototipo y modelo deben tener el mismo “*número de Froude*” (*ecuación 2.1, nótese que la ecuación que define al Número de Froude no considera la viscosidad del fluido, en cambio incorpora la aceleración de gravedad*). Como los factores gravitatorios tienen mayor relevancia en las pruebas con

modelos de naves y además resulta poco práctica la semejanza mediante el número de Reynolds, ya que las velocidades de prueba se elevan considerablemente, la semejanza se realiza igualando los números de Froude de modelo y prototipo (*ecuación 2.2*).

$$F_N = \frac{V}{\sqrt{G * L}} \quad (2.1)$$

Donde:

V: Velocidad en m/s

G: Aceleración de gravedad ($9,806 \text{ m/s}^2$)

L: Eslora en m

$$F_{N(M)} = F_{N(P)} \quad (2.2)$$

Donde:

$F_{N(M)}$: Número de Froude del modelo (*adimensional*).

$F_{N(P)}$: Número de Froude del prototipo (*adimensional*).

2.1.1 La Escala Geométrica

Designada comúnmente con la letra griega λ , la escala geométrica o simplemente escala, es la relación entre alguna dimensión lineal en el buque real (también llamado prototipo) y su correspondiente en el modelo. Básicamente, cualquier dimensión del prototipo está representada en el modelo “a escala”.

$$\lambda = \frac{L_P}{L_M} = \frac{B_P}{B_M} = \frac{D_P}{D_M} = \frac{x_P}{x_M} \quad (2.3)$$

Donde:

L_P : Eslora del Prototipo.

L_M : Eslora del Modelo.

B_P : Manga del Prototipo.

B_M : Manga del Modelo.

D_P : Puntal del Prototipo.

D_M : Puntal del Modelo.

Su elección es función de varios puntos, como el tipo de ensayo, las instalaciones con que se cuenta para efectuar las pruebas, la facilidad de transporte, los equipos que deba llevar a bordo, etc. En nuestro caso, luego de estudiar las dimensiones del canal de pruebas de la Universidad Austral de Chile, además de estimar los requerimientos de volumen para los equipos a bordo, considero que la escala más adecuada es $\lambda=100$.

2.1.2 La Escala Cinemática

No obstante la similitud geométrica, el modelo debe representar también los movimientos del prototipo en relación al tiempo en que tarda en realizarlos. Para hallar la ecuación que define esta nueva escala podemos hacer uso de expresiones anteriores (*ecuaciones 2.1, 2.2 y 2.3*), además de algunos principios básicos de física.

Sea x_p la distancia recorrida por una partícula cualquiera perteneciente al prototipo y t_p el tiempo que le toma a dicha partícula realizar el recorrido. Si λ es la escala geométrica adoptada, entonces se tiene:

$$\lambda = \frac{x_p}{x_M} \quad (2.4)$$

$$V_p = \frac{x_p}{t_p} \quad (2.5)$$

$$V_M = \frac{x_M}{t_M} \quad (2.6)$$

La Ley de Similitud establece que modelo y prototipo deben tener igual número de Froude, argumento empleado para obtener, mediante algunos arreglos matemáticos, la expresión que define a la escala cinemática.

$$\begin{aligned} F_{N(M)} &= F_{N(P)} \\ \frac{V_M}{\sqrt{G * L_M}} &= \frac{V_P}{\sqrt{G * L_P}} \end{aligned} \quad \lambda_C = \sqrt{\lambda} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} \frac{x_M}{t_M * \sqrt{G * L_M}} &= \frac{x_P}{t_P * \sqrt{G * L_P}} \\ \frac{t_P}{t_M} &= \frac{x_P * \sqrt{G * L_M}}{x_M * \sqrt{G * L_P}} \\ \lambda_C &= \lambda * \sqrt{\frac{L_M}{L_P}} \end{aligned} \quad \begin{aligned} t_M &= \frac{t_P}{\lambda_C} \\ t_M &= \frac{t_P}{\sqrt{\lambda}} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Así se establece la ecuación que define la escala cinemática (*ecuación 2.7*), la cual utiliza como argumento a la misma escala geométrica. Como ya existe un valor para ésta, sólo hay que reemplazar en la ecuación 2.8 el tiempo en el prototipo, para hallar su equivalente en el modelo. Por ejemplo, como $\lambda=100$, entonces un minuto transcurrido en el prototipo corresponde a:

$$\begin{aligned} t_M &= \frac{1}{\sqrt{100}} * 60_seg \\ t_M &= 0,1 * 60_seg \\ t_M &= 6_seg \end{aligned}$$

Es decir, si en el prototipo se registra un fenómeno con una duración de un minuto, dicho fenómeno debiera ser representado por el modelo en seis segundos.

2.1.3 La Escala Dinámica

La dinámica es básicamente el estudio del movimiento considerando las fuerzas que intervienen en él. Por lo tanto, la escala dinámica es la transformación que permite determinar a partir de una fuerza en el prototipo, su equivalente en el modelo o viceversa. Como es sabido, la fuerza se define matemáticamente como masa por aceleración (*ecuación 2.9*); es decir, una masa que sufre aceleración, está experimentando una fuerza. Luego verificaremos que las aceleraciones conservan sus valores sin importar la escala en que se ejecute la prueba (*ver demostración*), por lo tanto, al estudiar las fuerzas (pesos) debemos centrarnos en las masas afectadas (*ecuación 2.10*); es decir, la similitud debe corresponder a sus masas (*ecuación 2.11*). Cuando la distribución de la masa es homogénea en el volumen que ocupa, podemos simplificar su densidad para trabajar únicamente con el volumen (*ecuación 2.12*).

$$F = m * a \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} F_P &= m_P * G \\ F_M &= m_M * G \end{aligned} \quad (2.10)$$

La escala dinámica, a la que llamaremos λ_D , queda definida a partir de:

$$\lambda_D = \frac{\Delta_P}{\Delta_M} \quad (2.11)$$

Donde:

Δ_P : Desplazamiento del prototipo.

Δ_M : Desplazamiento del modelo.

Haciendo algunos arreglos en la ecuación 2.11, tenemos:

$$\lambda_D = \frac{L_P * B_P * T_P * C_B * \gamma_{fluido}}{L_M * B_M * T_M * C_B * \gamma_{fluido}}$$

$$\lambda_D = \lambda^3 \quad (2.12)$$

Pues el coeficiente de bloque C_B es igual para modelo y prototipo y ambos se suponen flotando en el mismo tipo de fluido.

$a_M = \frac{x_M}{t_M^2} \quad a_P = \frac{x_P}{t_P^2} \quad \lambda_a = \frac{a_P}{a_M}$

$\lambda_a = \frac{x_P / t_P^2}{x_M / t_M^2} \quad t_M = \frac{t_P}{\sqrt{\lambda}}$

$\lambda_a = \frac{x_P * (t_P / \sqrt{\lambda})^2}{x_M * t_P^2}$

Demostración: Sean **a_P** y **a_M** aceleraciones en prototipo y su equivalente en el modelo respectivamente. La relación entre ambas definiría la escala de aceleraciones. Como se demostró anteriormente, el tiempo en el modelo **t_M** corresponde al del prototipo **t_P** dividido por la raíz de la escala geométrica **λ**; por lo tanto, al reemplazar **t_M** por su expresión en la ecuación de **λ_a**, nos encontramos con que todos los términos se simplifican. Esto quiere decir que las magnitudes de las aceleraciones son indiferentes a la escala y permanecen constantes para prototipo y modelo.

$\lambda_a = 1$

En la siguiente tabla resumen se agrupan las magnitudes fundamentales y las derivadas con sus unidades y escalas, éstas últimas en función de la escala geométrica.

Magnitud	Unidad	Escala (exp.)	Escala (valor)
Longitud	m	λ	100
Tiempo	s	λ ^{1/2}	10
Fuerza	kgf	λ ³	1.000.000
Área	m ²	λ ²	10.000
Presión	kgf/m ²	λ	100
Masa	kgf*s ² /m	λ ³	1.000.000
Velocidad	m/s	λ ^{1/2}	10
Velocidad Angular	rad/s	λ ^{-1/2}	0,1
Aceleración	m/s ²	1	1
Potencia	kgf*m/s	λ ^{7/2}	10.000.000

Tabla 2.1.1: Resumen con las magnitudes, sus unidades y escalas.

2.2 Características Iniciales del Modelo

Con los valores de las distintas escalas ya definidos, determinar las características del modelo consiste en transformar los datos originales mediante las escalas correspondientes. En un apartado anterior ya se mencionaron algunas de las dimensiones lineales que corresponden a parte de las características principales (*apartado 2.1.1*). A continuación se describen las restantes, teniendo presente que cualquier medida omitida puede ser calculada a partir de su original con la escala que le corresponda.

- Eslora Total: 2,428 m
- Eslora entre Perpendiculares: 2,280 m
- Manga Moldeada: 0,322 m
- Puntal de Trazado: 0,180 m
- DWL: 0.125 m
- Guinda: 0,494 m
- Cuerpo Paralelo: 1,117 m
- Calado de Verano: 0,136 m
- Calado de Invierno: 0,133 m
- Calado Tropical: 0,139 m

Tabla 2.2.1Peso y Centro de Gravedad del modelo para su condición de Desplazamiento Liviano.	Peso kgf	Centro de Gravedad		
		LCG cm	KG cm	TCG cm
Desplazamiento Liviano	16,250	-16.39	11,16	0,00

	Calado	Desplazamiento	Peso Muerto
Verano	13,620 cm	84,507 kgf	68,157 kgf
Invierno	13,334 cm	82,674 kgf	66,297 kgf
Tropical	13,900 cm	86,374 kgf	70,024 kgf

Tabla 2.2.2 Resumen con los Calados, Desplazamientos y Pesos Muertos del modelo, a partir de la tabla 1.2.3 según el Reglamento Internacional de Líneas de Carga

Todas las coordenadas tienen el mismo sistema de referencia que la nave prototipo, adoptando la sección 10, correspondiente a la sección maestra, como origen de las medidas longitudinales, con signo positivo a proa de ésta. La línea base como origen para las medidas verticales, con signo positivo sobre ésta y la crujía como origen para las medidas transversales, con signo positivo las de la banda de babor.

Estanques de Carga					
Estanque	Capacidad Neta cm^3	Peso Máx. kgf	Centroide		
			X cm	Y cm	Z cm
1 Babor	4.088	3,606	79,77	9,66	5,68
1 Estribor	4.155	3,665	79,86	9,65	-5,54
2 Babor	5.314	4,687	57,98	9,66	7,10
2 Estribor	5.462	4,817	58,14	9,69	-6,95
3 Babor	5.314	4,687	34,72	9,66	7,10
3 Estribor	5.462	4,817	34,63	9,69	-6,95
4 Babor	5.314	4,687	11,36	9,66	7,10
4 Estribor	5.462	4,817	11,37	9,69	-6,95
5 Babor	5.314	4,687	-11,41	9,66	7,10
5 Estribor	5.462	4,817	-11,47	9,69	-6,95
6 Babor	5.314	4,687	-34,10	9,66	7,10
6 Estribor	5.462	4,817	-33,90	9,69	-6,95
7 Babor	3.699	3,263	-51,96	9,67	7,10
7 Estribor	3.802	3,353	-52,23	9,65	-6,95
8 Babor	706	623	-61,29	9,62	8,30
8 Estribor	874	771	-63,10	9,69	-6,95

Tabla 2.2.3 Capacidad neta, peso máximo y centroide de cada estanque de carga del modelo. He considerado el peso máximo por estanque como el equivalente al del 98% de la capacidad, con un fluido de densidad relativa igual a 0,9.

Los ítems que componen el peso muerto son variados, según se puede apreciar en la tabla 1.2.2 del capítulo anterior. En el modelo a escala difícilmente se podrán representar todos, más aun considerando que la mayoría se refiere a estanques (ver *tabla 2.2.4*). Por esta razón creo prudente estudiar algún modo que permita representar al conjunto de pesos, que posea un centro de gravedad equivalente al de este conjunto.

	Peso Máx. kgf	Centro de Gravedad		
		LCG cm	KG cm	TCG cm
F.O. Deep TK.	1,50290	93,57	8,33	0,00
F.O. Deep Overfill TK.	0,04600	94,48	4,08	0,00
F.O. TK. P	0,78770	-70,72	13,11	11,50
F.O. TK. S	0,94400	-71,98	12,25	-11,50
Sedimentos (C4)	0,07100	-69,49	6,56	1,20
F.O. TK. E. Room	0,41660	-5,11	9,56	0,00
D.O. TK.	0,34940	-75,82	1,18	0,00
D.O. TK. P, S	0,08510	-108,14	11,16	±9,80
D.O. TK. E. Room	0,06800	-83,82	8,76	0,00
L.O. TK. E. Room	0,19350	-99,92	12,86	0,00
Bilge Water TK.	0,04810	67,63	1,00	0,00
F.W. TK. E. Room	0,48290	-102,73	10,12	0,00
Stores Fore	0,30000	95,03	19,43	0,00
Stores Aft	0,50000	-88,85	16,85	0,00

Tabla 2.2.4 Componentes del Peso Muerto, sus magnitudes máximas y centros de gravedad para el modelo.

Estanques de Lastre Bb y Eb					
Estanque N°	Capacidad Neta cm^3	Peso Máx. kgf	Centroide		
			X cm	Y cm	Z cm
Pique de Proa	1.634,1	1,64145	103,03	8,59	0,00
1 Bb y Eb	3.111	3,12500	69,19	5,98	±8,40
2 Bb y Eb	1.524	1,53086	33,54	5,46	±11,44
3 Bb y Eb	3.048	3,06172	0,21	5,46	±11,44
4 Bb y Eb	1.524	1,53086	-34,13	5,46	±11,44
5 Bb y Eb	1.333	1,34000	-53,91	5,62	±11,44
Pique de Popa	534,7	0,53711	-106,06	12,08	0,00

Tabla 2.2.5 Estanques de lastre del modelo, ubicaciones, capacidades netas y centroides.

Ordenando los ítems de la tabla 2.2.4 según la ubicación longitudinal de su centro de gravedad, podemos crear tres grupos: los de proa, los de centro y los de popa. Al calcular las coordenadas de los centros de gravedad, haciendo variar los pesos para verificar la influencia de cada ítem, encontramos que su variación es poca aunque su desviación puede no ser conveniente para efectos prácticos de construcción. Por esta razón considero apropiado estudiar los siguientes tres grupos representativos: *Componentes Peso Muerto Extremo Proa*, *Componentes Peso Muerto Centro Popa* y *Componentes Peso Muerto Extremo Popa*.

Tabla 2.2.5: COMPONENTES PESO MUERTO EXTREMO PROA								
ITEM	PESO	CAP.	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
F.O. Deep TK.	1.50	100%	93.57	140.63	8.33	12.52	0.00	0.00
F.O. Deep Overfill TK.	0.05	100%	94.48	4.35	4.08	0.19	0.00	0.00
Stores Fore	0.30	100%	95.03	28.51	19.43	5.83	0.00	0.00
Bilge Water TK.	0.05	100%	67.63	3.25	1.00	0.05	0.00	0.00
	1.90			176.73		18.58		0.00
			LCG=	93.17	VCG=	9.80	TCG=	0.00

Tabla 2.2.6: COMPONENTES PESO MUERTO CENTRO POPA								
ITEM	PESO	CAP.	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
F.O. TK. E. Room	0.42	100%	-5.11	-2.13	9.56	3.98	0.00	0.00
F.O. TK. P	0.79	100%	-70.72	-55.71	13.11	10.33	11.50	9.06
F.O. TK. S	0.94	100%	-71.98	-67.95	12.25	11.56	-11.50	-10.86
Sedimentos (C4)	0.07	100%	-69.49	-4.93	6.56	0.47	1.20	0.09
D.O. TK.	0.35	100%	-75.82	-26.49	1.18	0.41	0.00	0.00
D.O. TK. E. Room	0.07	100%	-83.82	-5.70	8.76	0.60	0.00	0.00
	2.64			-162.91		27.35		-1.71
			LCG=	-61.79	VCG=	10.37	TCG=	-0.65

Tabla 2.2.7: COMPONENTES PESO MUERTO EXTREMO POPA								
ITEM	PESO	CAP.	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
D.O. TK. P	0.09	100%	-108.14	-9.20	11.16	0.95	9.80	0.83
D.O. TK. S	0.09	100%	-108.14	-9.20	11.16	0.95	-9.80	-0.83
L.O. TK. E. Room	0.19	100%	-99.92	-19.33	12.86	2.49	0.00	0.00
F.W. TK. E. Room	0.48	100%	-102.73	-49.61	10.12	4.89	0.00	0.00
Stores Aft	0.50	100%	-88.85	-44.43	16.85	8.43	0.00	0.00
	1.35			-131.77		17.70		0.00
			LCG=	-97.86	VCG=	13.14	TCG=	0.00

Si bien es cierto, las coordenadas de los centros de gravedad representativos son correctas, los valores presentados en las tablas 2.2.5, 2.2.6 y 2.2.7, consideran la totalidad del peso de cada ítem, lo que para fines prácticos no es muy útil. Por esta razón considero que una buena alternativa es hacer variar los grupos de pesos gradualmente determinando para cada variación el desplazamiento lineal que sufre el centro de gravedad del grupo en cuestión. Luego, graficando este movimiento podemos idear un sistema que nos permita simular las distintas condiciones de carga del peso muerto de un modo simplificado y no tan alejado de la realidad. Al no contar con información detallada acerca de la forma de los distintos estanques

incluidos en el peso muerto, he utilizado el software de carga del buque (ver figura 23), en el cual puedo modificar los pesos de todos los estanques, obteniendo como resultado final los calados de la nave junto con su KG. Estos datos son ingresados al software de diseño y cálculo naval “Maxsurf”, con su aplicación “Hidromax” (ver figura 24), en el cual se ha modelado el casco.

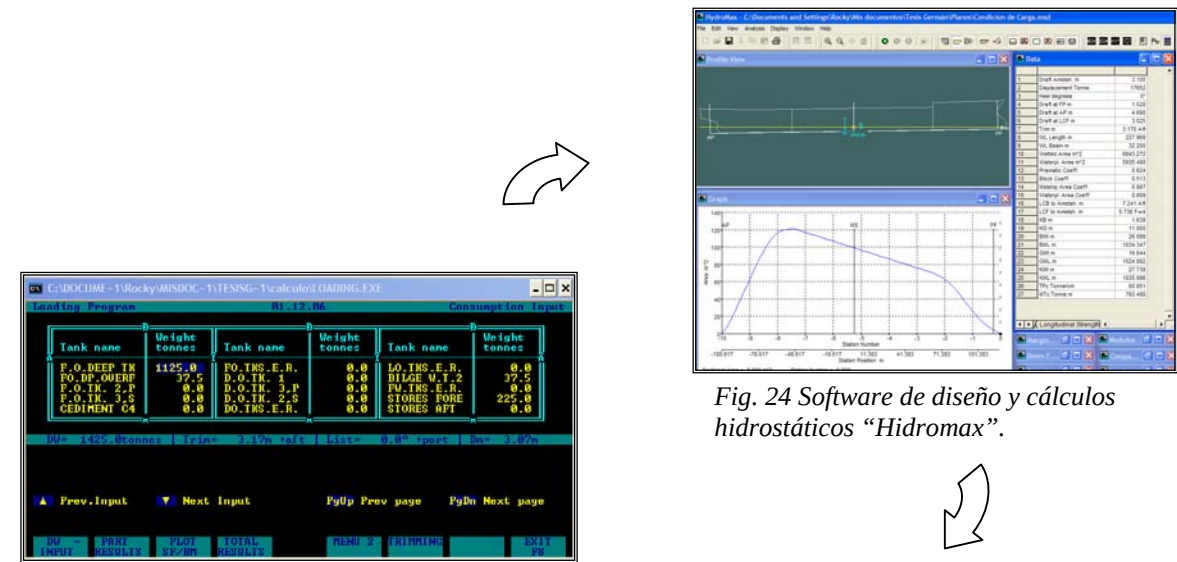


Fig. 23 Software de Carga del B/T Estrecho de Magallanes.

Fig. 24 Software de diseño y cálculos hidrostáticos “Hidromax”.

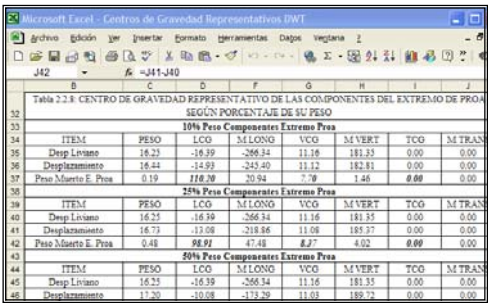


Fig. 25 Planilla de cálculo para determinar la ubicación del centro de gravedad.

Hidromax, tras analizar la condición específica que le hemos pedido, de ciertos calados y KG, entrega información valiosa acerca de las características hidrostáticas. Como la nave se encuentra en equilibrio longitudinal y transversal, la coordenada longitudinal de **G** (LCG) concuerda con la coordenada longitudinal del centro de carena (LCB). Conocido el desplazamiento del buque liviano y en la condición de estudio, aplicamos una sumatoria de momentos para determinar la nueva ubicación del centro de gravedad del grupo de pesos, lo que hacemos mediante una planilla de cálculo (ver figura 25). Luego de repetir el proceso para cada porcentaje del peso total he dispuesto los resultados en las siguientes tablas.

Tabla 2.2.8: CENTRO DE GRAVEDAD REPRESENTATIVO DE LAS COMPONENTES DEL EXTREMO DE PROA SEGÚN PORCENTAJE DE SU PESO							
10% Peso Componentes Extremo Proa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	16.44	-14.93	-245.40	11.12	182.81	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	0.19	110.20	20.94	7.70	1.46	0.00	0.00
25% Peso Componentes Extremo Proa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	16.73	-13.08	-218.86	11.08	185.37	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	0.48	98.91	47.48	8.37	4.02	0.00	0.00
50% Peso Componentes Extremo Proa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	17.20	-10.08	-173.29	11.03	189.72	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	0.95	97.94	93.05	8.81	8.37	0.00	0.00
75% Peso Componentes Extremo Proa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	17.68	-7.24	-128.02	11.00	194.48	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	1.43	96.72	138.32	9.18	13.13	0.00	0.00
100% Peso Componentes Extremo Proa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	18.15	-4.48	-81.35	11.01	199.79	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	1.90	97.57	184.99	9.72	18.44	0.00	0.00

Tabla 2.2.9: CENTRO DE GRAVEDAD REPRESENTATIVO DE LAS COMPONENTES DEL CENTRO POPA SEGÚN PORCENTAJE DE SU PESO							
10% Peso Componentes Centro Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	16.51	-17.02	-281.08	11.15	184.13	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	0.26	-55.86	-14.75	10.53	2.78	0.00	0.00
25% Peso Componentes Centro Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	16.91	-18.29	-309.27	11.13	188.21	0.00	-0.41
Peso Muerto E. Proa	0.66	-65.04	-42.93	10.39	6.86	-0.62	-0.41
50% Peso Componentes Centro Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	17.57	-20.19	-354.69	11.10	195.03	0.00	-0.82
Peso Muerto E. Proa	1.32	-66.93	-88.35	10.36	13.68	-0.62	-0.82
75% Peso Componentes Centro Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	18.23	-22.00	-401.10	11.07	201.81	0.00	-1.24
Peso Muerto E. Proa	1.98	-68.06	-134.76	10.33	20.46	-0.62	-1.24
100% Peso Componentes Centro Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	18.89	-23.67	-447.05	11.05	208.73	0.00	-1.64
Peso Muerto E. Proa	2.64	-68.45	-180.71	10.37	27.38	-0.62	-1.64

Tabla 2.2.10: CENTRO DE GRAVEDAD REPRESENTATIVO DE LAS COMPONENTES DEL CENTRO POPA SEGÚN PORCENTAJE DE SU PESO							
10% Peso Componentes Extremo Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	16.38	-16.78	-274.90	11.18	183.18	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	0.13	-63.59	-8.56	13.59	1.83	0.00	0.00
25% Peso Componentes Extremo Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	16.59	-17.72	-293.92	11.20	185.77	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	0.34	-81.91	-27.58	13.13	4.42	0.00	0.00
50% Peso Componentes Extremo Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	16.92	-19.14	-323.96	11.24	190.22	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	0.67	-85.60	-57.62	13.17	8.87	0.00	0.00
75% Peso Componentes Extremo Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	17.26	-20.50	-353.86	11.28	194.69	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	1.01	-86.66	-87.53	13.21	13.34	0.00	0.00
100% Peso Componentes Extremo Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	17.60	-21.87	-384.88	11.31	199.02	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	1.35	-88.02	-118.54	13.12	17.67	0.00	0.00

Al analizar la tabla, se pueden apreciar leves tendencias que en una primera impresión contradicen la lógica, sin embargo, se debe tener presente que la variación del peso de cada ítem es porcentual, y que en algunos grupos existen componentes de gran magnitud, cuyo centro de gravedad tendrá mayor influencia en la sumatoria de momentos a medida que aumenta el porcentaje del peso.

Otro factor que altera en cierta medida el cálculo es el trabajar con calados extremadamente pequeños y en ocasiones negativos. Precisamente, la obra viva a pequeños calados presenta sus formas más complejas. Adicionalmente, el software de carga trae implícita la información acerca de apéndices, datos que no he incluido en el modelo hecho con Maxsurf. A pesar de estas diferencias, el porcentaje de error no supera el 1,2 %.

Las siguientes gráficas (ver figuras 26, 27 y 28), muestran la trayectoria del centro de gravedad de los grupos de pesos de proa, centro popa y extremo de popa, al variar su magnitud en forma gradual. Esta información nos será útil más adelante para diseñar un sistema que nos permita representar de forma aproximada la influencia que tienen estos grupos en la nave.

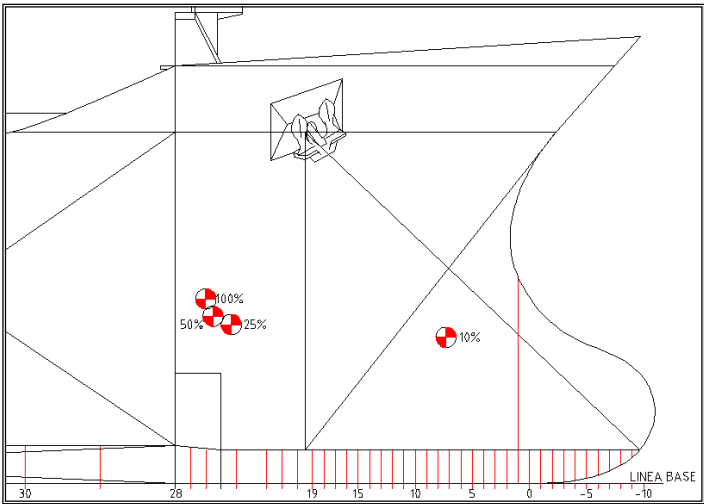


Fig.26 Las marcas de color blanco y rojo representan el centro de gravedad del grupo de pesos de extremo proa, según el porcentaje del peso total del grupo. Es importante recordar que este grupo no ha considerado el peso del rasel de proa. Éste será tratado por separado debido a su gran influencia en el trimado del buque.

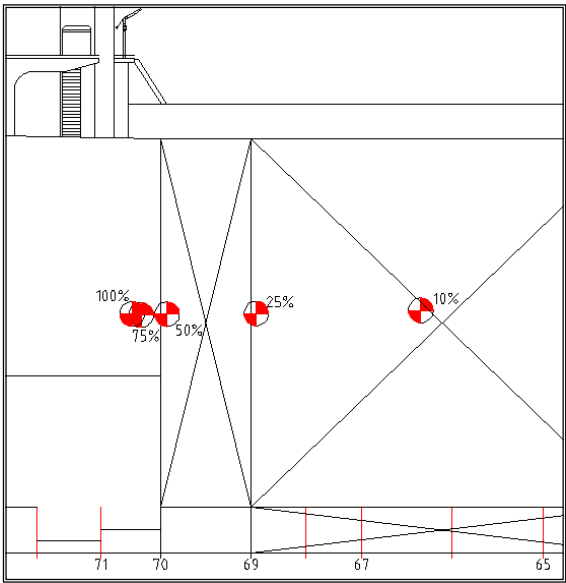


Fig. 27 El centro de gravedad del grupo de pesos del centro popa, se desplaza casi horizontalmente a medida que se incrementa el porcentaje de su peso. A partir del 10%, también sufre una traslación hacia la banda de estribor, que se mantiene constante en 0,62 cm (para el modelo).

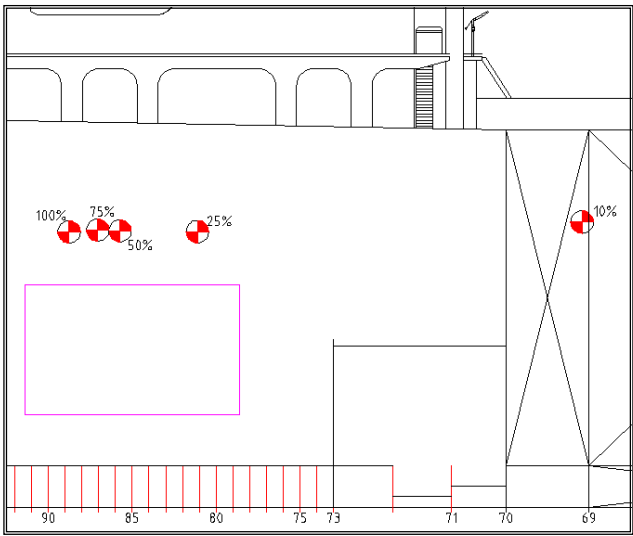


Fig. 28 Al igual que en el grupo anterior, el centro de gravedad representativo de las componentes del extremo de popa, se desplaza casi horizontalmente. Notamos que su tendencia es a ubicarse sobre el espacio destinado a la máquina, factor que nos impide trabajar cómodos con lo que será la planta propulsora. Por este motivo es recomendable reorganizar este grupo, tratando por separado el ítem de los stores de popa (0,5 kgr en el modelo).

Tabla 2.2.11: CENTRO DE GRAVEDAD REPRESENTATIVO DE LAS COMPONENTES DEL CENTRO POPA SEGÚN PORCENTAJE DE SU PESO							
10% Peso Componentes Extremo Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	16.34	-16.56	-270.56	11.16	182.30	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	0.09	-49.64	-4.22	11.16	0.95	0.00	0.00
25% Peso Componentes Extremo Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	16.46	-17.20	-283.06	11.16	183.71	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	0.21	-78.99	-16.72	11.16	2.36	0.00	0.00
50% Peso Componentes Extremo Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	16.67	-18.13	-302.35	11.16	186.07	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	0.42	-85.10	-36.01	11.16	4.72	0.00	0.00
75% Peso Componentes Extremo Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	16.89	-19.04	-321.56	11.15	188.27	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	0.64	-86.96	-55.22	10.89	6.92	0.00	0.00
100% Peso Componentes Extremo Popa							
ITEM	PESO	LCG	MLONG	VCG	M VERT	TCG	M TRANS
Desp Liviano	16.25	-16.39	-266.34	11.16	181.35	0.00	0.00
Desplazamiento	17.10	-19.93	-340.67	11.14	190.46	0.00	0.00
Peso Muerto E. Proa	0.85	-87.79	-74.33	10.76	9.11	0.00	0.00

Tabla 2.2.11 Se ha separado el ítem “Stores Aft”, para ser tratado por separado; sin embargo, no hay gran variación en cuanto a la posición final de G.

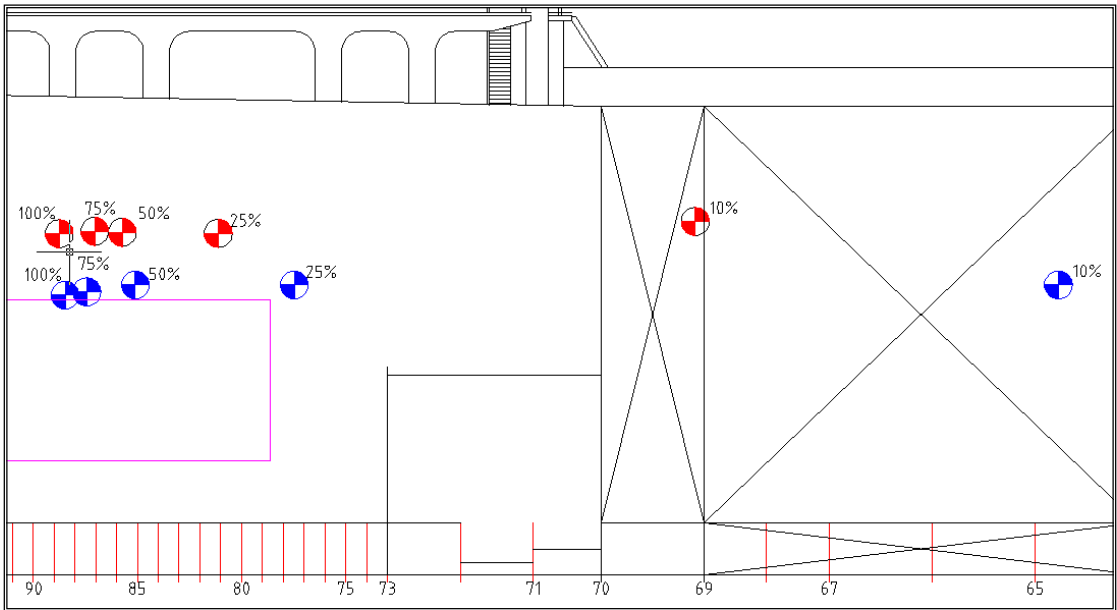


Fig. 29 En color blanco y azul, la nueva trayectoria del centro de gravedad del grupo de extremo de popa, del cual se separó el ítem “Stores Aft”. Notamos que no hay gran diferencia longitudinal y persiste su posición sobre el espacio destinado a la planta propulsora.

Tras el último análisis, considero que cada peso componente del grupo del extremo de popa debe ser tratado en forma individual, ya que el manejo de los espacios en esta zona es de vital importancia por la presencia de todos los sistemas de propulsión y gobierno. Por lo tanto, los componentes del peso muerto para el modelo serían los siguientes:

	<i>Peso Max. (kg)</i>	<i>LCG (cm)</i>	<i>VCG (cm)</i>	<i>TCG (cm)</i>
<i>COMP. EXT. PROA</i>	1.90	93.14	9.78	0.00
<i>COMP. CEN. POPA</i>	2.64	-68.45	10.37	-0.62
<i>D.O. TK P</i>	0.85	-108.14	11.16	9.80
<i>D.O. TK S</i>	0.85	-108.14	11.16	-9.80
<i>L.O. TK E. Room</i>	0.19	-99.92	12.86	0.00
<i>F.W. TK E. Room</i>	0.48	-102.73	10.12	0.00
<i>Stores Aft</i>	0.50	-88.85	16.85	0.00
<i>Rasel Proa</i>	1.64	103.03	8.59	0.00
<i>B. TK 1 P</i>	3.13	69.19	5.98	8.40
<i>B. TK 1 S</i>	3.13	69.19	5.98	-8.40
<i>B. TK 2 P</i>	1.53	33.54	5.46	11.44
<i>B. TK 2 S</i>	1.53	33.54	5.46	-11.44
<i>B. TK 3 P</i>	3.06	0.21	5.46	11.44
<i>B. TK 3 S</i>	3.06	0.21	5.46	-11.44
<i>B. TK 4 P</i>	1.53	-34.13	5.46	11.44
<i>B. TK 4 S</i>	1.53	-34.13	5.46	-11.44
<i>B. TK 5 P</i>	1.34	-53.91	5.62	11.44
<i>B. TK 5 S</i>	1.34	-53.91	5.62	-11.44
<i>Rasel Popa</i>	0.54	-106.06	12.08	0.00
<i>C. TK 1 P</i>	3.61	79.77	9.66	5.68
<i>C. TK 1 S</i>	3.67	79.86	9.65	-5.54
<i>C. TK 2 P</i>	4.69	57.98	9.66	7.10
<i>C. TK 2 S</i>	4.82	58.14	9.69	-6.95
<i>C. TK 3 P</i>	4.69	34.72	9.66	7.10
<i>C. TK 3 S</i>	4.82	34.63	9.69	-6.95
<i>C. TK 4 P</i>	4.69	11.36	9.66	7.10
<i>C. TK 4 S</i>	4.82	11.37	9.69	-6.95
<i>C. TK 5 P</i>	4.69	-11.41	9.66	7.10
<i>C. TK 5 S</i>	4.82	-11.47	9.69	-6.95
<i>C. TK 6 P</i>	4.69	-34.10	9.66	7.10
<i>C. TK 6 S</i>	4.82	-33.90	9.69	-6.95
<i>C. TK 7 P</i>	3.26	-51.96	9.67	7.10
<i>C. TK 7 S</i>	3.35	-52.23	9.65	-6.95
<i>C. TK 8 P</i>	0.62	-61.29	9.62	8.30
<i>C. TK 8 S</i>	0.77	-63.10	9.69	-6.95

Tabla 2.2.12 Resumen con todos los componentes del Peso Muerto para el modelo, en el cual se ha incluido la magnitud máxima de cada ítem como también las coordenadas de su centro de gravedad.

En función de los datos obtenidos mediante las transformaciones diseñaremos el modelo intentando reproducir lo más fielmente posible dicha información. Definidas ya las dimensiones, tiempos y fuerzas se debe explorar la oferta de productos existentes en el mercado para satisfacer las similitudes ya calculadas. Dicha tarea resulta relativamente sencilla, pues existen muchos modelistas profesionales que ponen su experiencia a disposición de los interesados para evitar cometer errores en la elección de materiales o en las técnicas de construcción.

Capítulo III: “Principales Características Técnicas del Modelo”

3.1 La Propulsión

La propulsión de las embarcaciones siempre ha sido un desafío para los ingenieros, pues no se trata sólo de mover la nave en el agua sino de alcanzar niveles de eficiencia cada vez más altos en esta tarea. Por lo mismo, la atención se ha centrado en estudiar cómo interactúan todos los componentes del “Sistema Propulsivo”, lo que se ve reflejado en los grandes adelantos de los últimos años.

3.1.1 Estimación de la Potencia del Motor Principal

La estimación de la potencia resulta particularmente importante ya que de una mala aproximación puede resultar un modelo incapaz de satisfacer las escalas cinemática y dinámica o por el contrario, caer en gastos exagerados por la sobre dimensión.

Para determinar los valores aproximados de potencia y RPMs haremos uso de la *correlación de Froude en la propulsión*, aunque enfocada desde un punto de vista inverso, ya que conocemos los datos del buque (prototipo) y requerimos los del modelo.

Una de las simplificaciones adoptadas al utilizar el método de Froude para el cálculo de la resistencia es suponer que modelo y buque tienen iguales “rendimientos cuasipropulsivos” (fórmula 3.1), lo que evidentemente es errado; sin embargo, la experiencia empírica demuestra que el método es suficientemente exacto para los fines perseguidos. Esto debido a que existe un coeficiente aditivo⁴ “ C_A ” en el cual se incorporan una serie de resistencias adicionales obtenidas estadísticamente de la comparación entre las pruebas de mar y las de predicciones con ensayos.

$$\eta_D = \eta_H * \eta_h \quad (3.1)$$

$$\eta_{DM} = \eta_{DP} \quad (3.2)$$

$$DHP_M = \frac{DHP_p}{\rho_{mar} * \lambda^{3.5}} \quad (3.3)$$

Donde:

η_D : Rendimiento “cuasipropulsivo”.

η_H : Rendimiento del casco.

η_h : Rendimiento de la hélice.

η_{DM} : Rendimiento “cuasipropulsivo” del modelo.

η_{DP} : Rendimiento “cuasipropulsivo” del prototipo.

⁴ La utilización de coeficientes adimensionales facilita enormemente los cálculos de correlación modelo-buque en la estimación de la resistencia al avance, así, el coeficiente aditivo “ C_A ” es sólo una parte de la fórmula del método de Froude:

$$C_{TB} = C_{TM} - C_F(R_{NM}) + C_F(R_{NB}) + C_A$$

DHP_M : Potencia entregada a la hélice por el árbol del modelo.

DHP_P : Potencia entregada a la hélice por el árbol del prototipo.

ρ_{mar} : Densidad relativa del agua de mar. Se debe incorporar si el modelo navegará sólo en agua dulce, de lo contrario utilizar la densidad relativa del agua dulce, es decir, 1.

Aun cuando exista una perfecta similitud geométrica entre los propulsores de modelo y prototipo, sus comportamientos son notoriamente diferentes, esto debido a algunos fenómenos que se deberán tener presente aunque no serán estudiados en profundidad.

- El efecto de la escala en la resistencia viscosa crea una resistencia al avance comparativamente mayor en el modelo, por lo que su hélice deberá generar un empuje mayor al obtenido directamente por la escala dinámica.
- El rendimiento del propulsor del modelo será menor que el del prototipo debido a la fricción de las palas, la cual es comparativamente mayor que en el propulsor del prototipo, esto básicamente por la desigualdad del número de Reynolds.
- La capa límite en la zona de popa es comparativamente mayor en el modelo que en el prototipo, Por lo tanto la velocidad media del flujo en popa así como la distribución del campo de velocidades en el disco de la hélice son distintas entre modelo y prototipo.

Haciendo un balance de las potencias tenemos que los DHP están relacionados con los EHP mediante el rendimiento cuasipropulsivo (η_D).

$$DHP = \frac{EHP}{\eta_D} \quad (3.4)$$

$$\eta_D = \frac{1-t}{1-w} * \eta_o * \eta_{rr} \quad (3.5)$$

Donde:

DHP : Potencia entregada a la hélice mediante el árbol propulsor, medida directamente en la salida de la bocina o prensa estopa, por el exterior del casco.

EHP : Potencia efectiva o de remolque.

t : Coeficiente de succión.

w : Coeficiente de estela.

η_D : Rendimiento “cuasipropulsivo”.

η_o : Rendimiento del propulsor aislado.

η_{rr} : Rendimiento rotativo relativo.

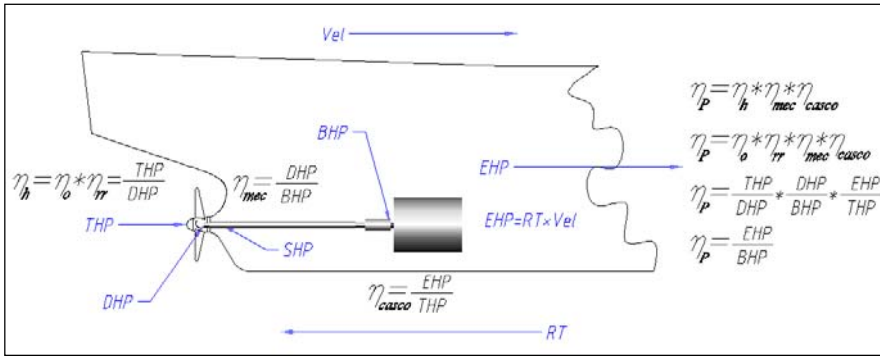


Fig. 30 Esquema de las Potencias y Rendimientos relacionados con la propulsión.

Como es sabido, los DHP se relacionan con los BHP mediante un rendimiento mecánico (fórmula 3.6), el cual encierra las pérdidas de potencia principalmente por el roce del árbol en sus descansos. Como se mencionó en el capítulo I, el rendimiento mecánico bordea el 98%, por lo tanto, considerando los BHP máximos podemos estimar la potencia aproximada entregada al propulsor.

$$DHP = BHP * \eta_{mec} \quad (3.6)$$

$$DHP_p = 19.720 * 0,98$$

$$DHP_p = 19.325,6[HP]$$

Reemplazando en la fórmula 3.3 obtenemos:

$$DHP_M = \frac{19.325,6}{1,025 * 100^{3,5}}$$

$$DHP_M = 0,0019[HP]$$

Equivalentes a:

$$DHP_M = 14,45[kgf * cm / s]$$

$$DHP_M = 1,42[W]$$

Como la eficiencia mecánica del modelo será menor que la del prototipo, asumiremos un valor promedio basado en experiencias de modelistas profesionales, quienes sugieren que las pérdidas por fricción en la prensa estopa varían entre 8 y 12%. Por lo tanto, considerando un valor pesimista del rendimiento mecánico⁵ calculamos los BHP del motor principal mediante el despeje en la fórmula (3.6).

$$BHP_M = \frac{DHP_M}{\eta_{mec}}$$

$$BHP_M \approx \frac{1,42}{0,88}$$

$$BHP_M \approx 1,61[W]$$

⁵ El rendimiento mecánico del modelo es comparativamente menor que el del prototipo. Esta diferencia está ligada a la escala del modelo y tiene relación con la dificultad de reproducir prolijamente los sistemas diseñados para reducir la fricción en los descansos.

Se debe tener presente que esta potencia va ligada a una hélice en particular, cuyas características le permiten generar el empuje adecuado para vencer la resistencia al avance y alcanzar la velocidad de diseño. Otro modelo de hélice, por muy parecida que sea, absorberá distinta potencia, produciendo una carga y un empuje diferentes a la original.

3.1.2 Características Generales del Propulsor

Si bien es cierto, en el presente desarrollo debemos considerar las características del propulsor tratando de conseguir un ejemplar lo más similar posible al original, no desviaremos la atención en los detalles estructurales de éste ya que es factible efectuar ciertos ajustes que nos permitan reproducir las características evolutivas del buque con relativa precisión.

Nuevamente se hace uso del método Standard de correlación (*Método de Froude*) para estimar las RPMs del propulsor (*fórmula 3.7*).

$$RPM_M = \frac{RPM_P * \sqrt{\lambda}}{K_2} \quad (3.7)$$

Donde:

RPM_M : Revoluciones por minuto de la hélice del modelo.

RPM_P : Revoluciones por minuto de la hélice del prototipo.

K_2 : Factor de corrección de las revoluciones para incorporar el efecto de la escala en la estela. Al igual que el coeficiente C_A se basa en la experiencia de cada laboratorio. Para nuestro modelo consideraremos un K_2 unitario.

Por lo tanto:

$$RPM_M = \frac{120 * \sqrt{100}}{1}$$

$$RPM_M \approx 1.200$$

Considero conveniente realizar una comprobación mediante una simple comparación. Como ya se analizó en un capítulo anterior, el modelo debe alcanzar una velocidad tal que sea correspondiente hidrodinámicamente con su original, a esta correspondencia la llamamos “*similitud cinemática*”. Por lo tanto, si la nave fue diseñada para alcanzar quince nudos (ver *Capítulo I, apartado 1.4*), aplicando la escala cinemática (ver *tabla 2.1*) obtenemos:

$$V_M = \frac{V_P}{\lambda_C}$$

$$V_M = \frac{15 \times 1852}{10 \times 3600}$$

$$V_M = 0,77 [m/s]$$

Al hacer un breve análisis de la cinemática del propulsor real podemos inferir los márgenes estimativos entre los cuales debiera operar el propulsor del modelo. Así, si tomamos en cuenta que la nave fue diseñada para alcanzar quince nudos con la potencia máxima continua del motor; es decir a 109 RPM, y el paso de la hélice es de 4,78 m, entonces el andar por máquina V_{MAQ} es:

$$V_{MAQ} = n \times H \quad (3.8)$$

$$V_{MAQ} = \frac{109 \times 4,78}{60}$$

$$V_{MAQ} = 8,68[m/s]$$

$$V_{MAQ} = 16,88[nds]$$

Donde:

V_{MAQ} : Velocidad por máquinas, correspondiente al avance teórico que experimentaría la nave en función de las revoluciones de la hélice.

n : Revoluciones por segundo del propulsor.

H : Paso de la hélice en metros.

Podemos apreciar que el andar por máquina es aproximadamente un 12,5% mayor que la velocidad a la potencia máxima continua (15 nudos), esto se debe principalmente al rendimiento propulsivo, el cual incorpora las pérdidas de potencia por los rendimientos del casco, la transmisión mecánica y la hélice. Entonces, podemos hacer uso de este valor para estimar las RPM que requerirá el propulsor del modelo.

Si la velocidad del modelo es de 0,77 m/s (equivalentes a los quince nudos del prototipo), entonces la velocidad por máquina del modelo debiera ser aproximadamente 0,86 m/s. Si el paso H_M , de la hélice del modelo es 6,66 cm, entonces las RPS (n_M) necesarias para hacer avanzar el modelo a aproximadamente los 0,77 m/s, son:

$$n_M = \frac{0,86}{0,0666}$$

$$n_M = 12,91[RPS]$$

$$RPM_M = 774,6$$

Por lo tanto:

$$RPM_{120\%} = 774,6 * 1,2$$

$$RPM_{120\%} \approx 930$$



Fig. 31 De una gama bastante amplia en la oferta de propulsores para modelos a escala, la hélice de aleación de bronce de la figura 33 es una de las mejores aproximaciones a la original. Con sus seis palas, un diámetro de 6,5 cm, un paso dextrógiro de 6,66 cm y una rosca hembra M4 para acoplamiento al árbol.

Debo dejar bastante en claro que hay diferencias entre el propulsor original y el hallado en el mercado, por lo que el ajuste final de las revoluciones será quien dicte la pauta para las demás velocidades de maniobra. El mismo motivo nos obliga a sobredimensionarnos en la potencia y RPM⁶ del motor principal de modo que exista un amplio margen con el cual podamos hacer los ajustes finales.

Tabla 3.1 Los movimientos de maniobra junto a sus respectivas RPMs del propulsor, el porcentaje basado en las RPMs máximas continuas y las equivalentes para las del modelo.

Movimiento	RPM Prototipo	% de Todo Avante	RPM Modelo
Todo Atrás	92,7	85	658,4
Media Fuerza Atrás	54,5	50	387,3
Despacio Atrás	38,15	35	271,11
Muy Despacio Atrás	21,8	20	154,92
Muy Despacio Avante	21,8	20	154,92
Despacio Avante	38,15	35	271,11
Media Fuerza Avante	54,5	50	387,3
Todo Avante	109	100	774,6

Para poder reproducir las RPMs de cada movimiento se requiere un motor, de preferencia eléctrico, capaz de vencer el torque que ofrece el propulsor inmerso en el agua rotando al 120% de las revoluciones máximas continuas (930 RPM), sin sufrir recalentamiento y con un consumo que nos permita llevar a bordo las reservas de energía adecuadas en peso y volumen para efectuar las pruebas de navegación sin correr el riesgo de quedar *al garete*. Considero que los motores eléctricos nos ofrecen una muy buena alternativa, principalmente con los avances tecnológicos de los últimos años, que han permitido mejorar el rendimiento disminuyendo las dimensiones y logrando pares de fuerza mayores a cargas considerablemente menores. También por ser relativamente sencillos en el control de las RPMs, ya que sólo debemos incorporar un variador electrónico para esta tarea.

Ya conocemos la potencia aproximada que debiera generar el motor principal del modelo en el árbol del propulsor (1,61 W) y también las RPMs necesarias para llevar al

⁶ Las RPMs máximas a las cuales puede operar el propulsor según el fabricante (*Raboesch Precision Engineering*) corresponden a 5.400, por lo que no debieran existir problemas de cavitación.

modelo a la velocidad equivalente de acuerdo a la escala cinemática (930 RPM equivalentes al 120% de las RPM máximas continuas). Luego, en un árbol de transmisión se tiene:

$$Pot = \tau * \omega \quad (3.9)$$

Donde:

Pot: Potencia instantánea transmitida por el árbol, medida en kgf*cm/s.

τ : Torque o momento torsor, medido en kgf*cm.

ω : Frecuencia angular, medida en s^{-1}

Por lo tanto, despejando el torque τ de la fórmula (3.9) y reemplazando los valores de potencia y RPM, tenemos:

$$Pot = BHP_M = 1,61[W] \rightarrow 1[W] \approx 10,2[kgf * cm / s]$$

$\therefore$

$$Pot = BHP_M = 16,42[kgf * cm / s]$$

$$1[RPM] = 0,016[s^{-1}]$$

$\therefore$

$$\omega = 930[RPM] \equiv 15,5[s^{-1}]$$

$\therefore$

$$\tau = \frac{Pot}{\omega} = \frac{16,42}{15,5}$$

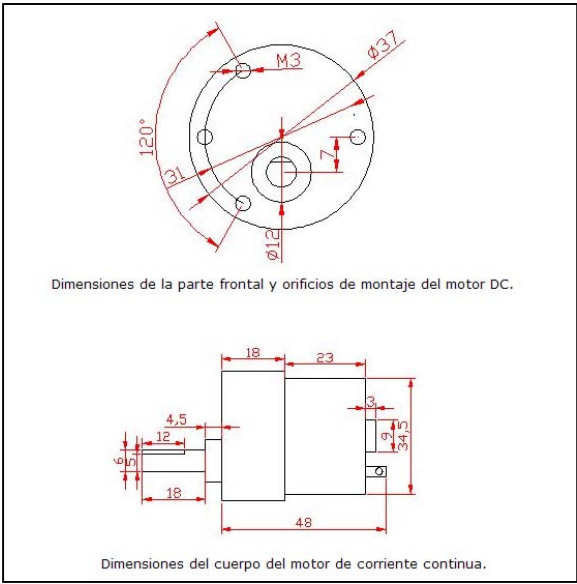
$$\tau = 1,06[kgf * cm]$$

Siendo τ el momento torsor aproximado que se debiera vencer en el extremo del árbol propulsor adyacente al motor.

Según lo anterior, y tras haber buscado distintas alternativas, considero que el motor eléctrico de corriente continua modelo S330135 nos ofrece la mejor alternativa a nuestros requerimientos. A continuación se mencionan sus características principales:

- Voltaje Nominal: 7,2 V
- Velocidad Nominal a 7,2 V: 291 RPM
- Consumo Sin Carga a 7,2 V: 120 mA
- Consumo Eje Frenado a 7,2 V: 1500 mA
- Torque de Parada: 7,1 kgf*cm
- Peso: 148 gr.

Fig. 32 El motor de corriente continua S330135, vista frontal y lateral junto a sus dimensiones.



Este motor deberá acoplarse al árbol propulsor mediante una caja de engranajes de 1 a 4, es decir, deberán entrar aproximadamente 233 RPM (considerando la disminución por la carga) para salir hacia el árbol propulsor aproximadamente 930 RPM. La incorporación de la caja de engranajes agrega inmediatamente una pérdida por su rendimiento, como también un aumento en el torque solicitado al motor; sin embargo, él debiera ser capaz de vencer sin problemas esta carga adicional.

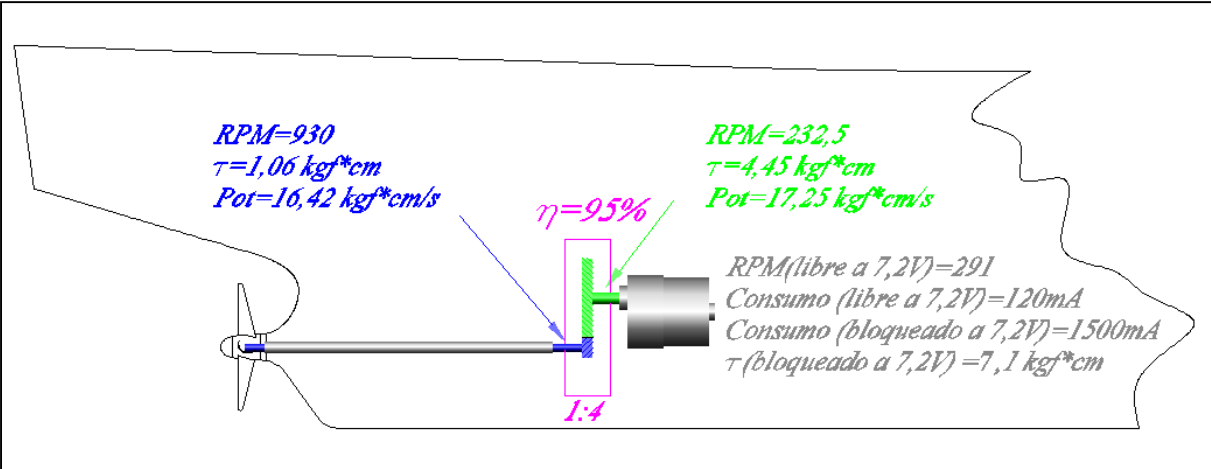


Fig. 33 Esquema del sistema propulsivo utilizando el motor S330135 junto a una caja de engranes de relación 1:4. También se muestran las revoluciones por minuto, el torque y la potencia a cada lado de la caja junto a las características básicas del motor.

Creo importante mencionar una alternativa al motor principal en el caso de que se requiera acoplar una toma de potencia desde el árbol del propulsor para algún servicio anexo. La instalación de dicha toma de potencia implicaría una carga adicional que muy probablemente el motor no sea capaz de soportar por los estrechos márgenes de potencia. El motor *Speed Turbo* modelo 820 BB 20V, ofrece la posibilidad de una conexión directa al árbol propulsor o bien con una caja reductora, ya que sus rangos operacionales sobrepasan ampliamente los requeridos en el modelo; sin embargo, su consumo es mayor así como también su peso. A continuación se mencionan sus principales características.

Speed Turbo modelo 820 BB 20V,

- Voltaje Nominal: 20 V
- RPMs Máximas: 24.000
- Consumo Libre: 2,5 A
- Consumo Máxima Eficiencia: 21,3 A
- Eficiencia: 82 %
- Dimensiones: Diámetro 48 mm, Largo 68 mm, Eje de 5 mm de diámetro.
- Peso: 450 gr.

Características del Variador Electrónico Robbe Navy Control 535 R

Este es un variador potente y compacto que cuenta con las siguientes funciones:

- Ahead/Stop/Astern.
- Mando hacia adelante y atrás con gran resolución sin funciones molestas de frenado. Para realizar maniobras sensibles, punto neutro del variador ampliado y curva lineal direccional pre-programada.
- Frecuencia de impulsos de 1000 Hz para un arranque suave.
- Separación Galvánica (OPTO) entre motor y circuito eléctrico del receptor evitando que las chispas del motor puedan tener influencia en el equipo de recepción.
- Filtro Rx, para evitar impulsos falsos y fallos.
- Con protector de arranque y protección térmica a la sobrecarga.
- Con refrigeración por agua integrada para tiempos de servicio largos con corrientes de carga altas. Puede utilizarse también sin refrigeración por agua, entonces se reduce la corriente de carga permanente a un máximo de 25 A.
- Sellado con barniz acrílico para la protección contra salpicaduras de agua.
- Rango en la tensión de servicio: 6 a 17 V
- Dimensiones: largo 65 mm, ancho 39 mm y espesor 18,5 mm.
- Peso: 62 gr



Fig. 34 Variador electrónico “Robbe” modelo 535 R.

En una primera fase, la idea sería implementar el variador sin la refrigeración, ya que los consumos a bordo no alcanzan los 25 A, por lo tanto no debiera existir problema con el calentamiento de este dispositivo; sin embargo, si llegase a ocurrir que se presentan alzas de temperatura, por la ubicación del variador es sencillo habilitar una conexión con el circuito de lastre o carga destinado exclusivamente al enfriamiento por circulación de agua. Aunque esta alternativa trae consigo mayores consumos en las baterías y por lo tanto acortaría el tiempo de autonomía. Otra alternativa es colocar una bomba accionada con el árbol de la hélice a modo de “generador de cola”, la que aprovecharía parte del margen que he tomado en la sobre-dimensión del motor para mover el agua de refrigeración precisamente cuando es más necesaria, es decir, cuando el motor principal está funcionando.

3.2 El Gobierno

La simulación del sistema de gobierno es mucho más simple que la del sistema propulsivo, ya que los únicos parámetros que nos rigen son sólo las similitudes geométricas y cinemáticas; es decir las formas y los tiempos de reacción. El problema entonces se reduce al ajuste del sistema mecánico que proporcionará el movimiento en los rangos y tiempos adecuados. Para estos efectos, los servos utilizados comúnmente en radio-control y robótica son una muy buena alternativa, ya que el torque que son capaces de generar supera con creces el momento en la mecha del timón producto de la fuerza normal a la pala. Además, la gran capacidad de control en sus movimientos nos proporciona la posibilidad de reproducir sin problemas los ángulos y velocidades de reacción del timón original.

*Fig. 35 El servo de la imagen marca Hitec, modelo HS-422, es uno de los más usados en radio-control por sus características de potencia y suavidad. Con una tensión de 4,8 a 6,0 V es capaz de generar un torque de 4,1 kg*cm, absorbiendo una corriente de 1100 mA.*



Del Capítulo I, apartado 1.4.2, la velocidad angular del timón ω_T se puede estimar por:

$$\omega_T = \frac{\phi}{t_\phi} \quad (3.10)$$

$$\omega_T = \frac{35}{5} = 7 [^\circ / \text{seg}]$$

Donde:

ϕ : Angulo de la pala del timón expresado en grados sexagesimales

t_ϕ : Tiempo transcurrido entre la crujía y el ángulo ϕ , medido en segundos.

Aplicando la Ley de Similitud determinamos la velocidad angular del timón del modelo ω_{TM} .

$$\omega_{TM} = \omega_T \times \sqrt{\lambda} \quad (3.11)$$

$$\begin{aligned} \omega_{TM} &= 7 \times \sqrt{100} \\ \omega_{TM} &= 70 [^\circ / \text{seg}] \end{aligned}$$

Es decir, el tiempo transcurrido entre la posición a la vía y cerrado a una banda (35°) en el modelo debe ser de 0,5 segundos, con lo cual se simula la velocidad real de reacción en la condición de dos servos en servicio.

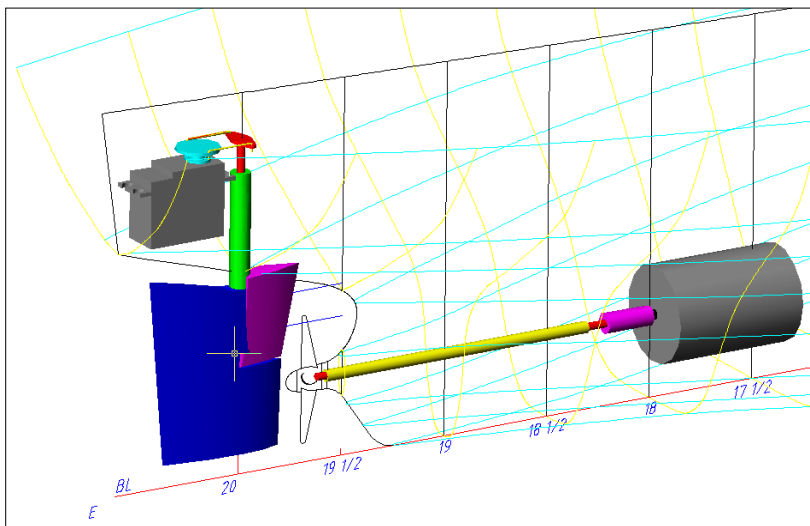


Fig. 36 Esquema en el cual aprecia la distribución interior de los mecanismos de propulsión y gobierno. De color gris el servo y el motor eléctrico, de color rojo la mecha y el árbol de la hélice, de color azul la pala del timón, de color amarillo el sello del árbol, de color verde el sello de la mecha y de color magenta el soporte del timón y el acoplamiento árbol/motor.

3.3 Radio-control

El radio-control es una potente herramienta que nos permite controlar servos eléctricos a distancia sin necesidad de contar con una conexión umbilical. Básicamente, un sistema de radio-control se compone de un transmisor, un receptor y el o los servos. Utilizando una señal de radio en frecuencias preestablecidas, es posible enviar datos desde el transmisor hacia el receptor, los cuales pueden ser interpretados como movimientos por el servo. Es de gran importancia mencionar que al igual que en un aparato de radio casero, en el cual se escucha una determinada emisora, es posible captar interferencias si nuestro sistema transmisor-receptor no se encuentra bien sintonizado, es decir, transmisor y receptor trabajando en la misma frecuencia. Las interferencias en el radio-control pueden ser desastrosas ya que nos

pueden dificultar el control de nuestro modelo llevándonos incluso a la posibilidad de perderlo.

Las frecuencias de radio se encuentran por convención entre los 10 kHz y los 300 GHz, por lo tanto el horizonte de posibles frecuencias es bastante amplio y su elección dependerá básicamente del uso y las limitaciones que tendrá el modelo; sin embargo, las más utilizadas para estos fines son por ejemplo: 27 MHz, 49 MHz, 72 MHz, etc. La cantidad de canales utilizados en un modelo radio-controlado tiene directa relación con la cantidad de aplicaciones a bordo que deseemos manejar, esto indiferente de la frecuencia utilizada ya que depende del circuito codificador que utilicemos. Así, para controlar el servo y el motor requerimos al menos dos canales; sin embargo, la posibilidad de incluir otros sistemas que requieran control nos obliga a pensar en al menos cuatro. Por esta razón creo conveniente mencionar como una buena alternativa a utilizar, los circuitos de transmisión *LM1871* y de recepción *LM1872* (*ver características*). Hoy en día existen los transmisores y receptores programables, cuya principal ventaja es que la frecuencia de trabajo se puede ingresar o modificar sin necesidad de intervenir en los circuitos del transmisor y del receptor. De los transmisores y receptores no programables, los mejores son los que utilizan los cristales de cuarzo por su excelente estabilidad en la generación de radiofrecuencias, lo que se traduce en mayor seguridad para la operación del modelo ya que prácticamente no existen diferencias entre la frecuencia de transmisión y la de recepción, disminuyendo considerablemente la probabilidad de interferencia de otros radio controles o ruido.

Características del Receptor y Decodificador LM1872

- Cuatro canales de información independientes.
- Completamente integrado
- Rango de operación de 50KHz a 72MHz
- Diseño superheterodino con mucha selectividad y sensibilidad.
- Operación con 4 pilas de 1.5V
- Excelente rechazo a las fuentes de ruido
- Manejo en las salidas de hasta 100 mA
- Controlado por cristal
- Tiene la interfase internamente adaptada para trabajar directamente con los servos comerciales.
- Tensión de funcionamiento: Mínimo=2.5V; Nominal=6V; Máxima=7V
- Corriente de consumo máxima: 27mA.

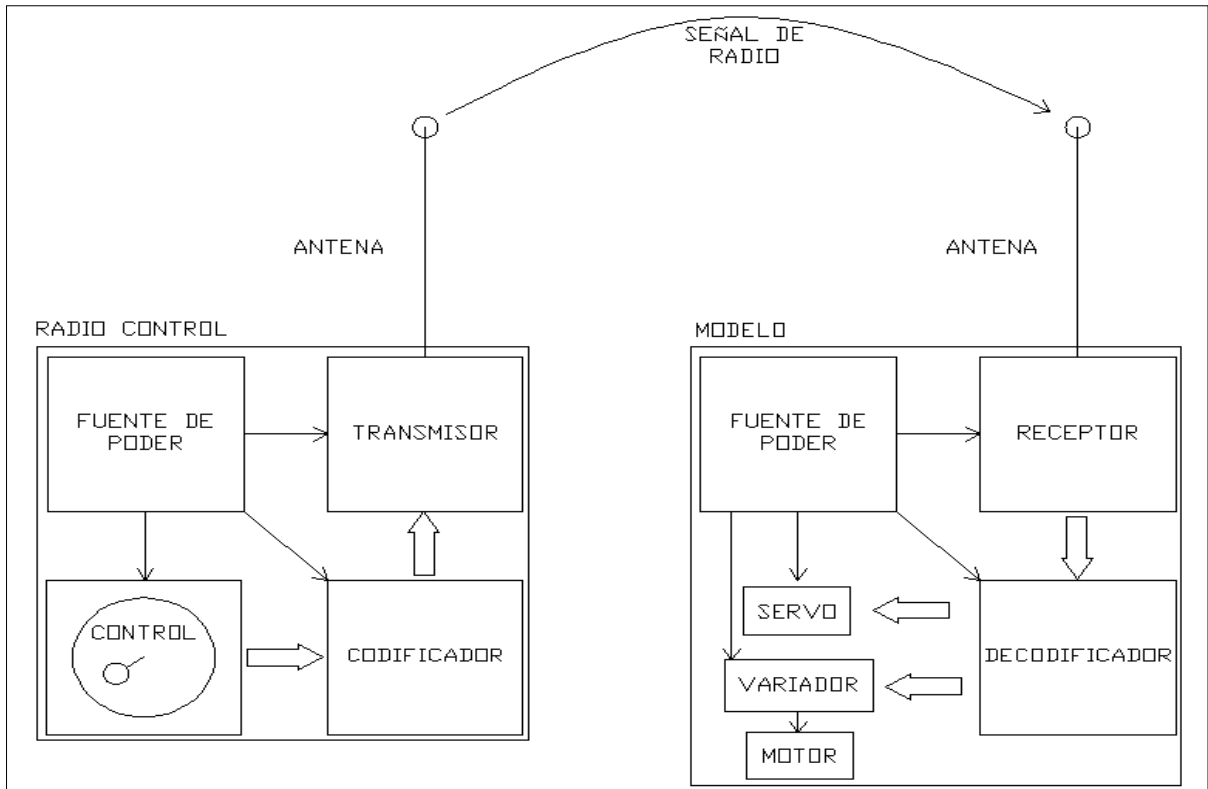


Fig. 37 Esquema de un sistema básico de radio-control en el cual se incluye el variador electrónico que nos permitirá controlar las RPMs del motor y un servo para accionar la pala.

Es muy común para los aficionados al R/C construir sus propios circuitos; sin embargo, también está la alternativa de adquirir un paquete completo de radio-control adecuado a las necesidades individuales ya que la oferta es bastante amplia. Sea cual sea la elección al momento de llevarse a cabo el proyecto se debe tener presente la posibilidad de incorporar eventualmente un sistema de fondeo radio-controlado para la simulación de maniobras complejas relacionadas a las anclas. De hecho, el plano de arreglo del modelo considera un espacio a proa para la instalación de los mecanismos que controlarían el cabrestante aunque no incorpora detalles de éste. La opción de manejar a través del radio-control el llenado o vaciado de los estanques de carga y lastres, pierde fuerza ya que los ensayos relacionados a las variaciones en las condiciones de carga no requieren mando a distancia, es más, la necesidad de verificar prolijamente el trimado y la escora nos obligan a estar muy cerca del modelo. Esto no significa que el accionamiento de las bombas de carga y lastre deba ser manual exclusivamente desde a bordo del modelo, pero su incorporación al control remoto significaría incluir al menos un canal adicional y un servo. Personalmente, creo conveniente mantener el control a distancia de al menos una bomba, trabajando sincronizadamente con la válvula de la descarga principal, esto para intentar controlar posibles vías de agua y asegurar la flotabilidad cuando el modelo no está al alcance de nuestras manos. Todo lo referente al sistema de carga y lastre se ve en el siguiente apartado.

3.4 Lastre y Carga

El modelo está diseñado para efectuar la simulación de las principales condiciones de carga y lastre utilizando agua para ambos casos. La idea es usar un sencillo pero útil circuito de tuberías alimentado por dos bombas que pueden trabajar en forma independiente o en conjunto. Una línea principal de aspiración y una línea principal de descarga, en las cuales se conectan una línea de lastre y una de carga por cada banda, estas últimas cumpliendo ambas funciones, aspiración y descarga. Cuarenta y tres válvulas distribuidas en el circuito permiten una gran variedad de movimientos, entre los que destaca el trasvasije entre estanques de carga o de lastre (ver *Plano del Circuito de Carga y Lastre*). A pesar de las intenciones de representar lo más fielmente posible las características de los estanques, hay ciertas simplificaciones a las cuales debemos atenernos por el simple hecho de que el espesor de los mamparos modifica las capacidades volumétricas de éstos. Por ejemplo, el mamparo longitudinal de crujía originalmente es corrugado, lo que es complicado de representar y poco práctico en el modelo, ya que la resistencia estructural del PRFV con el espesor de 2 mm al cual se debiera trabajar es más que suficiente para vencer la acción del momento flector longitudinal, haciendo innecesaria esa forma de reforzar el dicho componente. Al no existir el corrugado, las capacidades de los estanques de carga son iguales por banda, lo que hace más sencillo simular con el modelo; debemos pensar que el modelo está proyectado para ayudar a mejorar la comprensión de los fenómenos que se presentan en las embarcaciones y no para crear confusión con detalles que no alcanzan mayor importancia en la etapa que pretende servir.

Considerando el espesor de las estructuras que conforman el casco y las dimensiones del modelo, las capacidades de los estanques de carga y lastre quedan según indican las siguientes tablas:

Sonda cm	Ullage cm	% Max. Cap.	Vol cm^3	Peso kg	LCG cm (*)	TCG cm	VCG cm	MSL kg*cm
15.960	0.000	100.000	4051.454	4.100	197.265	5.487	10.056	0.000
15.618	0.342	98.000	3970.112	4.000	197.265	5.494	9.898	2.598
15.000	0.960	94.100	3811.303	3.800	197.264	5.492	9.589	2.816
14.000	1.960	87.700	3553.876	3.600	197.264	5.487	9.089	2.816
13.000	2.960	81.400	3296.450	3.300	197.263	5.482	8.588	2.816
12.000	3.960	75.000	3039.023	3.000	197.262	5.476	8.087	2.816
11.000	4.960	68.700	2781.596	2.800	197.262	5.469	7.586	2.816
10.000	5.960	62.300	2524.169	2.500	197.260	5.460	7.085	2.816
9.000	6.960	55.900	2266.743	2.300	197.259	5.449	6.584	2.816
8.000	7.960	49.600	2009.316	2.000	197.258	5.436	6.082	2.816
7.000	8.960	43.200	1751.889	1.800	197.256	5.418	5.580	2.816
6.000	9.960	36.900	1494.462	1.500	197.253	5.395	5.077	2.816
5.000	10.960	30.500	1237.035	1.200	197.249	5.362	4.572	2.816
4.000	11.960	24.200	979.608	1.000	197.243	5.311	4.066	2.816
3.000	12.960	17.800	722.181	0.700	197.232	5.224	3.555	2.816
2.000	13.960	11.500	465.842	0.500	197.212	5.055	3.034	2.685
1.000	14.960	5.500	221.392	0.200	197.181	4.802	2.511	2.133
0.195	15.765	1.000	40.330	0.000	197.153	4.495	2.099	1.703

Tabla 3.2 Estanques de Carga 1 Bb y Eb. (*) LCG referido a perpendicular de popa, TCG al plano de Crujía y VCG a Línea Base.

Sonda cm	Ullage cm	% Max. Cap.	Vol cm ³	Peso kg	LCG cm (*)	TCG cm	VCG cm	MSL kg*cm
15.960	0.000	100.000	4937.126	4.900	11.780	6.601	10.046	0.000
15.618	0.342	98.000	4838.014	4.800	11.780	6.610	9.887	4.295
15.000	0.960	94.100	4644.920	4.600	11.780	6.607	9.578	4.653
14.000	1.960	87.700	4331.692	4.300	11.780	6.602	9.078	4.653
13.000	2.960	81.400	4018.462	4.000	11.780	6.597	8.577	4.653
12.000	3.960	75.000	3705.229	3.700	11.780	6.590	8.077	4.653
11.000	4.960	68.700	3391.993	3.400	11.780	6.582	7.576	4.654
10.000	5.960	62.400	3078.755	3.100	11.780	6.572	7.075	4.654
9.000	6.960	56.000	2765.515	2.800	11.780	6.561	6.574	4.654
8.000	7.960	49.700	2452.272	2.500	11.780	6.546	6.072	4.654
7.000	8.960	43.300	2139.026	2.100	11.780	6.527	5.570	4.654
6.000	9.960	37.000	1825.778	1.800	11.780	6.501	5.067	4.654
5.000	10.960	30.600	1512.528	1.500	11.780	6.465	4.564	4.654
4.000	11.960	24.300	1199.275	1.200	11.780	6.410	4.058	4.654
3.000	12.960	17.900	886.020	0.900	11.780	6.315	3.548	4.654
2.000	13.960	11.600	573.924	0.600	11.780	6.133	3.030	4.456
1.000	14.960	5.600	274.529	0.300	11.780	5.858	2.510	3.613
0.191	15.769	1.000	49.213	0.000	11.780	5.506	2.097	2.931

(*) LCG referido a mamparo transversal de popa, debe sumarse la corrección según estanque

Corrección para obtener LCG referido a Perpendicular de Popa					
Estanque	2	3	4	5	6
Corrección cm	162.55	138.79	115.03	91.27	67.51

Tablas 3.3 Estanques de Carga 2, 3, 4, 5 y 6 Bb y Eb. LCG corregido referido a perpendicular de popa, TCG a plano de Crujía y VCG a Línea Base.

Sonda cm	Ullage cm	% Max. Cap.	Vol cm ³	Peso kg	LCG cm (*)	TCG cm	VCG cm	MSL kg*cm
15.960	0.000	100.000	3457.720	3.500	59.070	6.601	10.046	0.000
15.618	0.342	98.000	3388.307	3.400	59.070	6.610	9.887	3.008
15.000	0.960	94.100	3253.070	3.300	59.070	6.607	9.578	3.259
14.000	1.960	87.700	3033.698	3.000	59.070	6.602	9.078	3.259
13.000	2.960	81.400	2814.324	2.800	59.070	6.597	8.577	3.259
12.000	3.960	75.000	2594.948	2.600	59.070	6.590	8.077	3.259
11.000	4.960	68.700	2375.572	2.400	59.070	6.582	7.576	3.259
10.000	5.960	62.400	2156.194	2.200	59.070	6.572	7.075	3.259
9.000	6.960	56.000	1936.815	1.900	59.070	6.561	6.574	3.259
8.000	7.960	49.700	1717.435	1.700	59.070	6.546	6.072	3.259
7.000	8.960	43.300	1498.054	1.500	59.070	6.527	5.570	3.259
6.000	9.960	37.000	1278.671	1.300	59.070	6.501	5.067	3.260
5.000	10.960	30.600	1059.288	1.100	59.070	6.465	4.564	3.260
4.000	11.960	24.300	839.903	0.800	59.070	6.410	4.058	3.260
3.000	12.960	17.900	620.516	0.600	59.070	6.315	3.548	3.260
2.000	13.960	11.600	401.943	0.400	59.070	6.133	3.030	3.121
1.000	14.960	5.600	192.264	0.200	59.070	5.858	2.510	2.530
0.191	15.769	1.000	34.466	0.000	59.070	5.506	2.097	2.053

Tabla 3.4 Estanques de Carga 7 Bb y Eb. (*) LCG referido a perpendicular de popa, TCG al plano de Crujía y VCG a Línea Base.

Sonda cm	Ullage cm	% Max. Cap.	Vol cm ³	Peso kg	LCG cm (*)	TCG cm	VCG cm	MSL kg*cm
15.960	0.000	100.000	771.904	0.800	48.750	6.614	10.055	0.000
15.642	0.318	98.000	756.389	0.800	48.750	6.612	9.896	0.726
15.000	0.960	93.900	724.998	0.700	48.750	6.610	9.574	0.726
14.000	1.960	87.600	676.137	0.700	48.750	6.605	9.074	0.726
13.000	2.960	81.300	627.276	0.600	48.750	6.600	8.573	0.726
12.000	3.960	74.900	578.415	0.600	48.750	6.593	8.073	0.726
11.000	4.960	68.600	529.554	0.500	48.750	6.586	7.572	0.726
10.000	5.960	62.300	480.693	0.500	48.750	6.576	7.071	0.726
9.000	6.960	55.900	431.832	0.400	48.750	6.565	6.570	0.726
8.000	7.960	49.600	382.971	0.400	48.750	6.551	6.068	0.726
7.000	8.960	43.300	334.110	0.300	48.750	6.533	5.567	0.726
6.000	9.960	37.000	285.249	0.300	48.750	6.509	5.064	0.726
5.000	10.960	30.600	236.388	0.200	48.750	6.475	4.561	0.726
4.000	11.960	24.300	187.527	0.200	48.750	6.422	4.055	0.726
3.000	12.960	18.000	138.666	0.100	48.750	6.333	3.546	0.726
2.000	13.960	11.600	89.816	0.100	48.750	6.149	3.027	0.713
1.000	14.960	5.600	43.078	0.000	48.750	5.889	2.507	0.563
0.185	15.775	1.000	7.699	0.000	48.750	5.681	2.093	0.458

Tabla 3.5 Estanques de Carga 8 Bb y Eb. (*) LCG referido a perpendicular de popa, TCG al plano de Crujía y VCG a Línea Base.

Sonda cm	Ullage cm	% Max. Cap.	Vol cm ³	LCG cm (*)	TCG cm	VCG cm	MSL kg*cm
18.00	0.00	100.00	3421.00	183.95	11.00	7.27	0.00
17.44	0.56	96.92	3315.50	183.95	10.93	6.78	0.06
17.25	0.75	93.83	3210.00	183.95	10.85	6.29	0.06
16.50	1.50	91.05	3114.92	183.95	10.80	6.00	0.06
15.75	2.25	88.27	3019.84	183.94	10.74	5.70	0.06
15.00	3.00	85.49	2924.76	183.94	10.69	5.41	0.06
14.25	3.75	82.82	2833.17	183.94	10.63	5.15	0.06
13.50	4.50	80.14	2741.59	183.94	10.57	4.88	0.06
12.75	5.25	77.46	2650.00	183.94	10.51	4.62	0.06
12.00	6.00	74.66	2554.00	183.94	10.40	4.25	0.06
11.25	6.75	71.85	2458.00	183.93	10.28	3.87	0.06
10.50	7.50	69.09	2363.58	183.93	10.19	3.63	0.06
9.75	8.25	66.33	2269.16	183.93	10.10	3.39	0.06
9.00	9.00	63.57	2174.74	183.93	10.01	3.15	0.06
8.25	9.75	60.62	2073.83	183.93	9.89	2.92	0.06
7.50	10.50	57.67	1972.91	183.92	9.76	2.70	0.06
6.75	11.25	54.72	1872.00	183.92	9.64	2.47	0.06
6.00	12.00	50.82	1738.50	183.92	9.38	2.17	0.06
5.25	12.75	46.92	1605.00	183.91	9.12	1.86	0.06
4.50	13.50	42.20	1443.61	183.94	8.86	1.58	0.06
3.75	14.25	37.48	1282.21	183.98	8.61	1.31	0.08
3.00	15.00	32.76	1120.82	184.01	8.35	1.03	0.17
2.25	15.75	25.91	886.55	183.97	8.37	0.82	0.31
1.50	16.50	19.07	652.27	183.93	8.39	0.60	10.52
0.75	17.25	12.22	418.00	183.89	8.41	0.39	10.13
0.06	17.95	0.88	30.14	182.98	7.86	0.03	8.10

Tabla 3.6 Estanques de Lastre 1 Bb y Eb. (*) LCG referido a perpendicular de popa, TCG al plano de Crujía y VCG a Línea Base.

Sonda cm	Ullage cm	% Max. Cap.	Vol cm ³	LCG cm (*)	TCG cm	VCG cm	MSL kg*cm
18.00	0.00	100.00	1616.95	11.78	12.49	6.20	0.00
17.44	0.56	98.00	1584.45	11.78	12.44	5.96	0.03
17.25	0.75	97.30	1573.66	11.78	12.42	5.88	0.03
16.50	1.50	94.60	1530.37	11.78	12.35	5.57	0.03
15.75	2.25	92.00	1487.08	11.78	12.28	5.27	0.03
15.00	3.00	89.30	1443.79	11.78	12.20	4.96	0.03
14.25	3.75	86.60	1400.50	11.78	12.12	4.66	0.03
13.50	4.50	83.90	1357.21	11.78	12.03	4.37	0.03
12.75	5.25	81.30	1313.92	11.78	11.94	4.08	0.03
12.00	6.00	78.60	1270.63	11.78	11.84	3.80	0.03
11.25	6.75	75.90	1227.34	11.78	11.73	3.52	0.03
10.50	7.50	73.20	1184.05	11.78	11.62	3.26	0.03
9.75	8.25	70.60	1140.77	11.78	11.49	2.99	0.03
9.00	9.00	67.90	1097.48	11.78	11.36	2.74	0.03
8.25	9.75	65.20	1054.19	11.78	11.22	2.50	0.03
7.50	10.50	62.50	1010.90	11.78	11.06	2.27	0.03
6.75	11.25	59.80	967.61	11.78	10.89	2.05	0.03
6.00	12.00	57.20	924.32	11.78	10.70	1.85	0.03
5.25	12.75	54.50	881.03	11.78	10.50	1.67	0.03
4.50	13.50	51.80	837.74	11.78	10.27	1.50	0.03
3.75	14.25	49.10	793.15	11.78	10.01	1.35	0.04
3.00	15.00	45.60	737.37	11.78	9.67	1.20	0.09
2.25	15.75	41.30	668.33	11.78	9.21	1.06	0.15
1.50	16.50	29.60	478.78	11.78	8.98	0.76	5.24
0.75	17.25	14.50	234.90	11.78	8.85	0.38	5.04
0.06	17.95	1.00	16.16	11.78	8.47	0.03	4.03

Tabla 3.7 Estanques de lastre 2 y 4 Bb y Eb. TCG referido al plano de Crujía y VCG a Línea Base.

(*) Para obtener el LCG referido a la perpendicular de popa debe sumarse la siguiente corrección:

Estanque de Lastre 2: + 138,79 cm

Estanque de Lastre 4: + 67,51 cm

Sonda cm	Ullage cm	% Max. Cap.	Vol cm ³	LCG cm (*)	TCG cm	VCG cm	MSL kg*cm
18.00	0.00	100.00	3247.70	114.93	12.49	6.20	0.00
17.44	0.56	98.00	3182.42	114.93	12.44	5.96	0.06
17.25	0.75	97.30	3160.75	114.93	12.42	5.88	0.06
16.50	1.50	94.60	3073.80	114.93	12.35	5.57	0.06
15.75	2.25	92.00	2986.85	114.93	12.28	5.27	0.06
15.00	3.00	89.30	2899.90	114.93	12.20	4.96	0.06
14.25	3.75	86.60	2812.95	114.93	12.12	4.66	0.06
13.50	4.50	83.90	2726.01	114.93	12.03	4.37	0.06
12.75	5.25	81.30	2639.06	114.93	11.94	4.08	0.06
12.00	6.00	78.60	2552.11	114.93	11.84	3.80	0.06
11.25	6.75	75.90	2465.16	114.93	11.73	3.52	0.06
10.50	7.50	73.20	2378.21	114.93	11.62	3.26	0.06
9.75	8.25	70.60	2291.26	114.93	11.49	2.99	0.06
9.00	9.00	67.90	2204.31	114.93	11.36	2.74	0.06
8.25	9.75	65.20	2117.37	114.93	11.22	2.50	0.06
7.50	10.50	62.50	2030.42	114.93	11.06	2.27	0.06
6.75	11.25	59.80	1943.47	114.93	10.89	2.05	0.06
6.00	12.00	57.20	1856.52	114.93	10.70	1.85	0.06
5.25	12.75	54.50	1769.57	114.93	10.50	1.67	0.06
4.50	13.50	51.80	1682.62	114.93	10.27	1.50	0.06
3.75	14.25	49.10	1593.07	114.93	10.01	1.35	0.08
3.00	15.00	45.60	1481.03	114.93	9.67	1.20	0.17
2.25	15.75	41.30	1342.37	114.93	9.21	1.06	0.31
1.50	16.50	29.60	961.64	114.93	8.98	0.76	10.52
0.75	17.25	14.50	471.81	114.93	8.85	0.38	10.13
0.06	17.95	1.00	32.47	114.93	8.47	0.03	8.10

Tabla 3.8 Estanques de Lastre 3 Bb y Eb. (*) LCG referido a perpendicular de popa, TCG al plano de Crujía y VCG a Línea Base.

Sonda cm	Ullage cm	% Max. Cap.	Vol cm ³	LCG cm (*)	TCG cm	VCG cm	MSL kg*cm
18.00	0.00	100.00	1131.02	59.07	12.49	6.20	0.00
17.44	0.56	98.00	1108.29	59.07	12.44	5.96	0.02
17.25	0.75	97.30	1100.74	59.07	12.42	5.88	0.02
16.50	1.50	94.60	1070.46	59.07	12.35	5.57	0.02
15.75	2.25	92.00	1040.18	59.07	12.28	5.27	0.02
15.00	3.00	89.30	1009.90	59.07	12.20	4.96	0.02
14.25	3.75	86.60	979.62	59.07	12.12	4.66	0.02
13.50	4.50	83.90	949.34	59.07	12.03	4.37	0.02
12.75	5.25	81.30	919.06	59.07	11.94	4.08	0.02
12.00	6.00	78.60	888.78	59.07	11.84	3.80	0.02
11.25	6.75	75.90	858.50	59.07	11.73	3.52	0.02
10.50	7.50	73.20	828.22	59.07	11.62	3.26	0.02
9.75	8.25	70.60	797.94	59.07	11.49	2.99	0.02
9.00	9.00	67.90	767.66	59.07	11.36	2.74	0.02
8.25	9.75	65.20	737.38	59.07	11.22	2.50	0.02
7.50	10.50	62.50	707.10	59.07	11.06	2.27	0.02
6.75	11.25	59.80	676.82	59.07	10.89	2.05	0.02
6.00	12.00	57.20	646.54	59.07	10.70	1.85	0.02
5.25	12.75	54.50	616.26	59.07	10.50	1.67	0.02
4.50	13.50	51.80	585.98	59.07	10.27	1.50	0.02
3.75	14.25	49.10	554.79	59.07	10.01	1.35	0.03
3.00	15.00	45.60	515.77	59.07	9.67	1.20	0.06
2.25	15.75	41.30	467.48	59.07	9.21	1.06	0.11
1.50	16.50	29.60	334.90	59.07	8.98	0.76	3.66
0.75	17.25	14.50	164.31	59.07	8.85	0.38	3.53
0.06	17.95	1.00	11.31	59.07	8.47	0.03	2.82

Tabla 3.9 Estanques de Lastre 5 Bb y Eb. (*) LCG referido a perpendicular de popa, TCG al plano de Crujía y VCG a Línea Base.

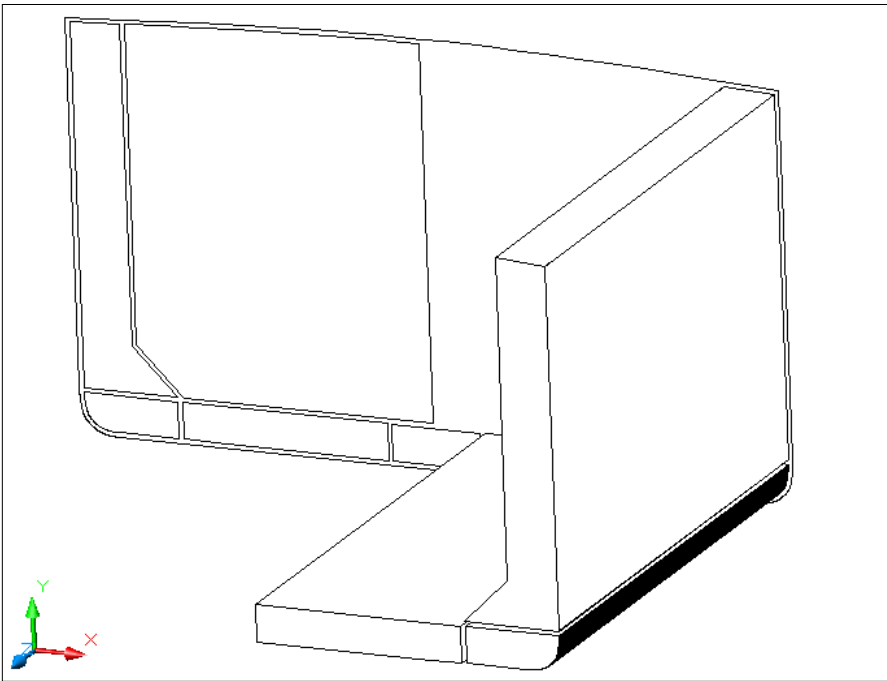
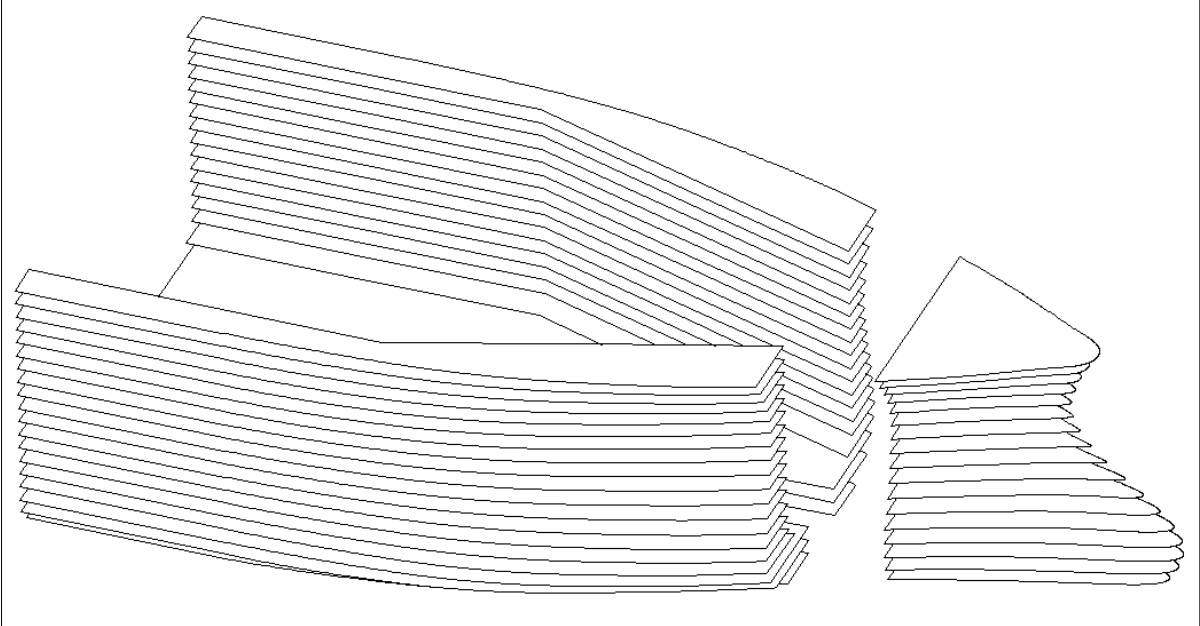


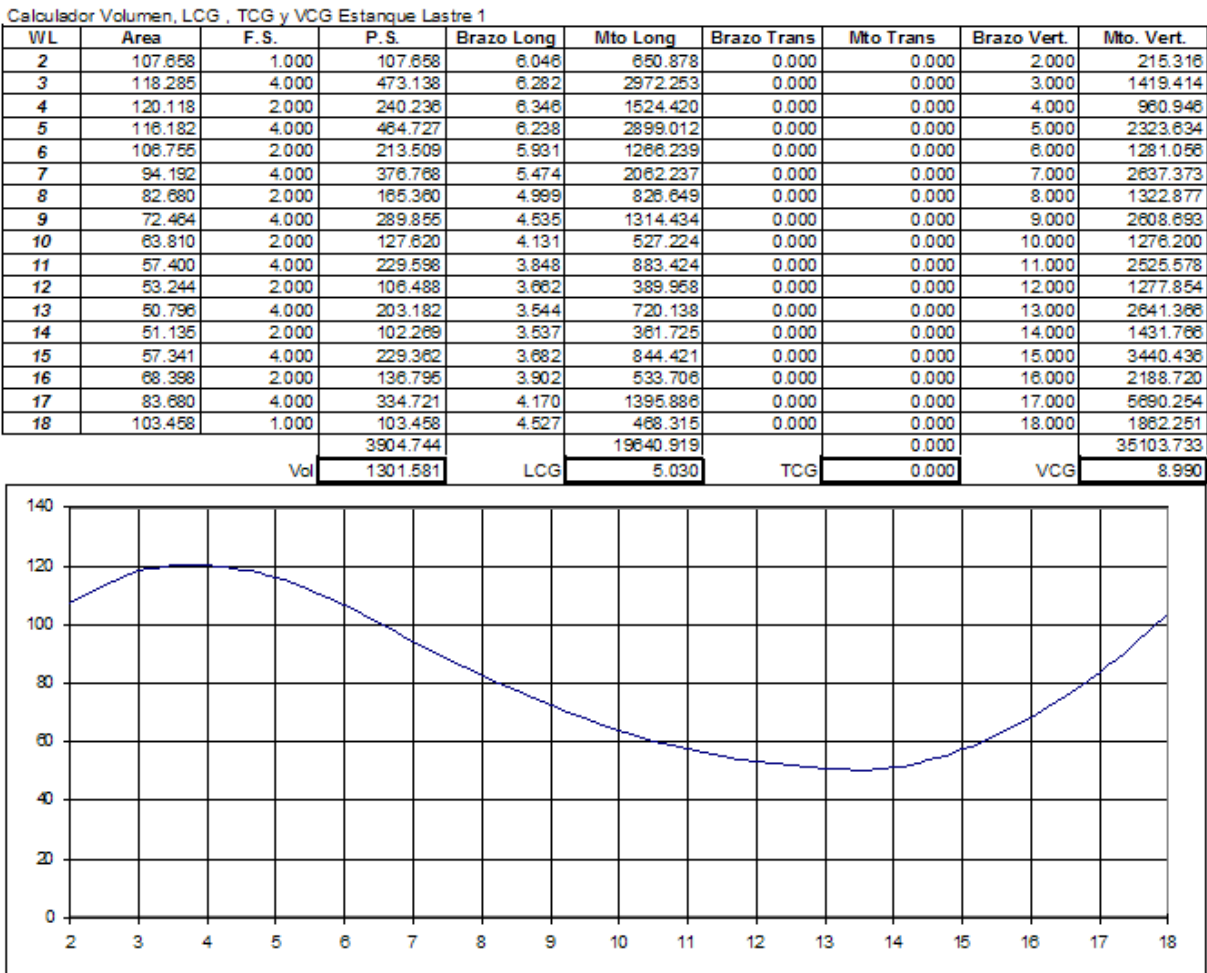
Fig. 38 Esquema de la sección transversal del cuerpo paralelo junto a la proyección de un estanque de lastre.

Los estanques de lastre 1 de babor y estribor, así como el rasel de proa, presentaron algunas complicaciones al software, probablemente relacionadas a las formas particulares de estos estanques. Por este motivo se debieron calcular mediante integración numérica por el método de Simpson, el cual consiste en efectuar una serie de divisiones equidistantes para luego calcular a cada una el área y centroide. Al efectuar la integración de todas las divisiones o láminas se obtiene el resultado del volumen total y el centro de gravedad de éste.

Fig. 39 Para determinar los volúmenes y centros de gravedad de los estanques de lastre 1 y rasel de proa se ha



realizado un modelado en láminas. En este método se analiza cada una de las láminas para luego efectuar una integración de los resultados individuales.



Para realizar la integración por el método de Simpson se confeccionó una planilla de cálculo que usa como argumentos las áreas de los planos horizontales de los estanques, generando una curva de áreas vertical. Al integrar la curva de áreas obtenemos el volumen del estanque. Simultáneamente se efectúa el cálculo del momento que produce cada lámina respecto a un punto de referencia, que en este caso coincide con la línea base. La sumatoria de los momentos dividida por el volumen resultante nos entrega la coordenada vertical del centro de gravedad.

Una planilla modificada permite calcular el volumen y el centroide según la sonda del estanque (ver figura 40 y gráficos a continuación).

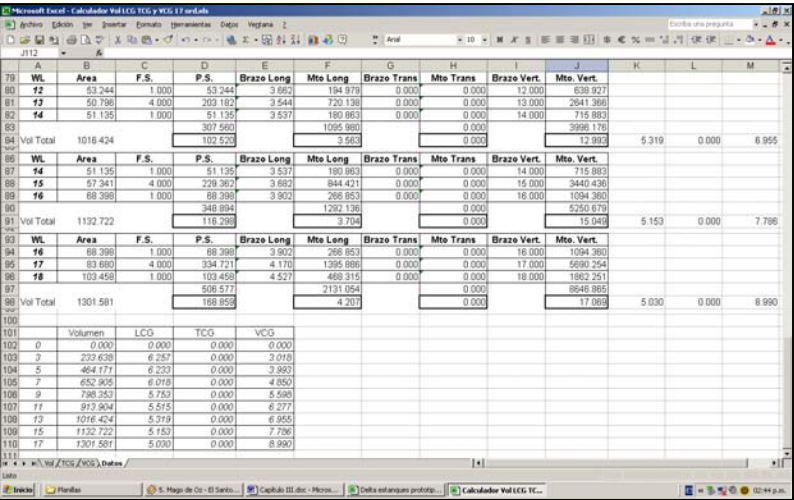
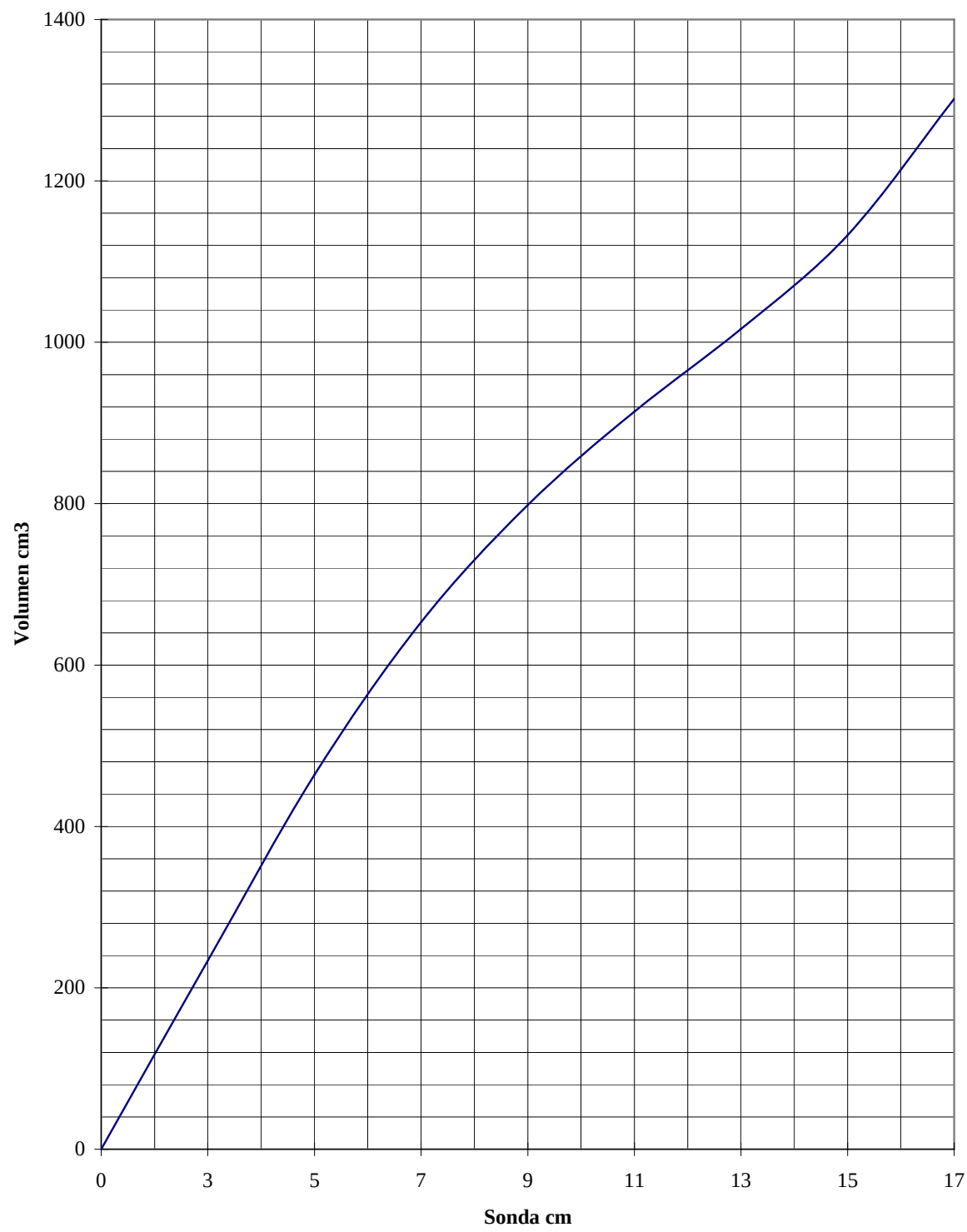
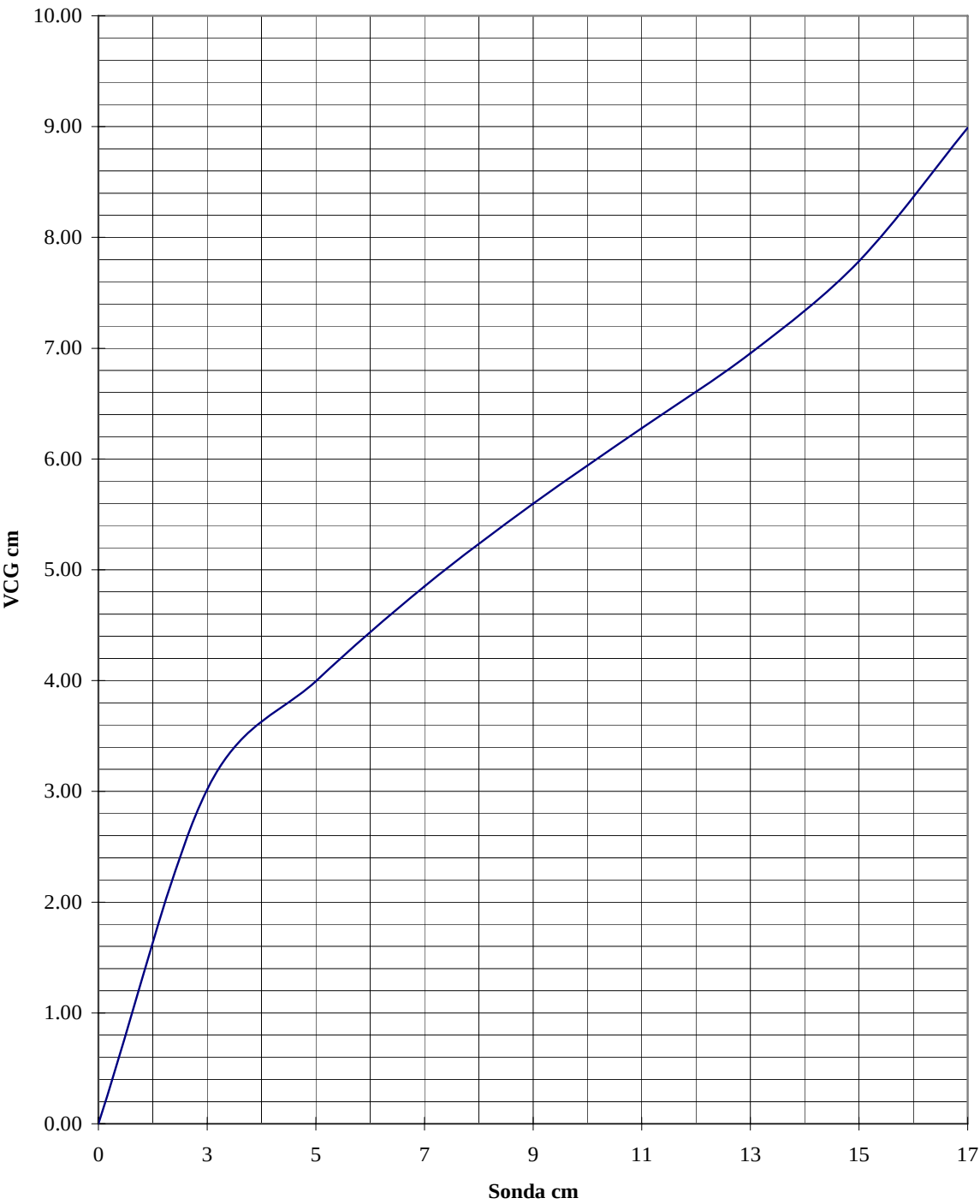


Fig. 40 Planilla de cálculo para determinar volumen y centro de gravedad según la sonda del estanque.

Volumen Según Sonda Rasel de Proa



VCG Según Sonda Rasel de Proa



Con esta información es posible empezar a realizar los ajustes relacionados con los componentes internos, principalmente con los lastres fijos, cuya localización será en función de la tabla 2.2.12 en la que se señalan los componentes del peso muerto del modelo, pues uno de los puntos de mayor importancia dentro de los objetivos perseguidos es lograr un modelo que reproduzca las características de carga y lastre modificando lo menos posible la distribución de los pesos ya que de ésta dependen las inercias y radios de giro.

Para efectuar la estimación de todos los volúmenes de los estanques se consideró un espesor de 2 mm en el casco, mamparos, doble fondo y cubierta, por lo tanto existe una leve diferencia entre los volúmenes de los estanques del prototipo y los del modelo, siendo los de éste último comparativamente menores que los del prototipo. Sin embargo, parte de esta diferencia es absorbida por trabajar con agua en vez de petróleo en los estanques de carga, ya que el peso específico del agua es mayor que el del petróleo, en síntesis, se produce un equilibrio entre la reducción del volumen y el aumento del peso. Lo anterior queda demostrado en la tabla 3.10, donde se ha efectuado una comparación entre los pesos por estanques entre prototipo y modelo utilizando los volúmenes y pesos específicos correspondientes para cada caso. Los estanques se suponen al 100% en prototipo y modelo, mientras que el peso específico utilizado para el producto en los estanques de carga del prototipo es 0,92 toneladas por metro cúbico, equivalente al peso específico promedio del petróleo crudo. Como los estanques de carga del modelo serán llenados con agua asumimos el peso específico de ésta para calcular. Estos valores son referenciales y dependerán de las pruebas finales las capacidades exactas para cada estanque.

Volúmenes Estanques de Carga Prototipo						Volúmenes Estanques de Carga Modelo por λ3						Diferencia % Prot v/s Mod
	Babor	Estribor	Bb+Eb	Gama	Peso (Ton)		Babor	Estribor	Bb+Eb	Gama	Peso	
1	4088	4155	8243.0	0.92	7583.56	1	4051.5	4051.5	8103.0	1.00	8103	6.8
2	5314	5462	10776.0	0.92	9913.92	2	4937.1	4937.1	9874.2	1.00	9874.2	-0.4
3	5314	5462	10776.0	0.92	9913.92	3	4937.1	4937.1	9874.2	1.00	9874.2	-0.4
4	5314	5462	10776.0	0.92	9913.92	4	4937.1	4937.1	9874.2	1.00	9874.2	-0.4
5	5314	5462	10776.0	0.92	9913.92	5	4937.1	4937.1	9874.2	1.00	9874.2	-0.4
6	5314	5462	10776.0	0.92	9913.92	6	4937.1	4937.1	9874.2	1.00	9874.2	-0.4
7	3699	3802	7501.0	0.92	6900.92	7	3457.7	3457.7	6915.4	1.00	6915.4	0.2
8	706	874	1580.0	0.92	1453.6	8	771.9	771.9	1543.8	1.00	1543.8	6.2
Volúmenes Estanques de Lastre Prototipo						Volúmenes Estanques de Lastre Modelo por λ3						Diferencia % Prot v/s Mod
	Babor	Estribor	Bb+Eb	Gama	Peso (Ton)		Babor	Estribor	Bb+Eb	Gama	Peso	
FP	1634.1		1634.1	1.025	1675.0	FP	1301.6		1301.6	1.000	1301.6	-22.3
1	3111	3111	6222.0	1.025	6377.6	1	3421	3421	6842.0	1.000	6842.0	7.3
2	1524	1524	3048.0	1.025	3124.2	2	1616.95	1616.95	3233.9	1.000	3233.9	3.5
3	3048	3048	6096.0	1.025	6248.4	3	3247.7	3247.7	6495.4	1.000	6495.4	4.0
4	1524	1524	3048.0	1.025	3124.2	4	1616.95	1616.95	3233.9	1.000	3233.9	3.5
5	1333	1333	2666.0	1.025	2732.7	5	1131	1131	2262.0	1.000	2262.0	-17.2
AP	534.7		534.7	1.025	548.1	AP	534.7		534.7	1.000	534.7	-2.4
		Peso Total Carga y Lastre Prot.			89337.7			Peso Total Carga y Lastre Mod.			89836.7	0.6

Tabla 3.10 La diferencia en las capacidades de los estanques producto de la simplificación de algunos componentes estructurales así como también de la utilización de espesores no representados a escala afecta directamente la distribución de pesos, sin embargo, debido a que el modelo sería cargado con agua y no con crudo, la diferencia entre los pesos específicos de ambos líquidos crea las siguientes diferencias porcentuales, siendo las de valores positivos excesos en el modelo.

Capítulo IV: “Consideraciones Principales Acerca de la Construcción”

Antes de iniciar la construcción del modelo se deben conocer los valores de los esfuerzos que deberá soportar, esfuerzos que en su mayoría serán producidos por la naturaleza misma del buque tanque, expuesto a una enorme flexión longitudinal por su gran eslora, a esfuerzos cortantes y torsionales. De una mala estimación de estas cargas se puede llegar a la pérdida del modelo. Se debe tener siempre presente, al igual que en una embarcación real, que siempre hay factores que nos pueden llevar al colapso de la estructura ya sea por mala operación o por mal diseño; por lo tanto, en este capítulo llamado “*Acerca de la Construcción*”, comprobaremos teóricamente las características de un diseño reproducido a escala para establecer los márgenes de su seguridad operacional. En base a los resultados que se obtengan se corregirán las ideas iniciales de construcción, inspiradas en la experiencia de modelistas profesionales.

4.1 Materiales Recomendados

Basados en la experiencia acumulada por diversos modelistas considero al plástico reforzado con fibra de vidrio (PRFV) como una buena alternativa para la construcción, esto por sus excelentes características de resistencia, flexibilidad y facilidad de moldeo, además de su costo relativamente bajo.

El proceso de construcción con este tipo de material requiere un conocimiento previo de sus componentes ya que una mala manipulación puede resultar en la pérdida de ellos.

El PRFV se compone básicamente de las fibras de vidrio y una resina plástica. La fibra de vidrio otorga resistencia mecánica, estabilidad dimensional y resistencia al calor, la resina plástica actúa como aglomerante de las fibras aportando con características dieléctricas y resistencia química. Para la confección de la fibra de vidrio se utiliza vidrio del tipo “E” o de “*boro silicato*” el cual posee un porcentaje de álcalis menor al 1%. Al producir finas fibras con él, su tensión de rotura a la tracción se incrementa enormemente; sin embargo, la fibra de vidrio por sí sola no es capaz de soportar la compresión (como una tela o un cordel). Cuando ésta se refuerza con la resina plástica adquiere la capacidad de mantener su forma aun siendo sometida a compresión. La deformación debido a la tracción es proporcional a la carga, es decir cumple con la ley de Hooke, salvo en la rotura que se presenta sin fluencia.

Las resinas de mayor uso son las de poliéster, que resultan al combinar ácido polibásico con glicoles. Las distintas proporciones entre estos componentes básicos crean diversos tipos de resinas, que en una primera etapa son sólidas. Para conferirles la propiedad de polimerización se deben disolver en un monómero (usualmente estireno), dando como resultado un líquido espeso. La resina pasa del estado líquido al sólido por co-polimerización del poliéster, esto a partir de la combinación con un iniciador activo (o catalizador) más otro agente químico llamado acelerador.

4.2 Construcción del Casco

La elaboración de un casco en PRFV requiere en una primera instancia de la confección del molde, cuyo acabado es esencial para obtener un resultado óptimo. Para lograr un buen molde es necesario respetar cabalmente el proceso de elaboración y prever cuales serán las zonas de mayor complejidad como la proa y la popa, debido a la presencia de los bulbos y las características de sus curvas.

Tras analizar las formas del casco creo conveniente utilizar dos moldes, aprovechando la presencia del cuerpo paralelo el cual se incorporaría al molde de la popa. Esto para evitar el problema de retirar el casco una vez terminado el modelado y también para asegurar de que la futura unión entre ambas piezas se encuentre lejos de la zona media de la viga buque, en donde los momentos flectores y esfuerzos cortantes alcanzan su mayor magnitud.

Un prototipo dará las formas al molde final. Éste puede ser construido a partir del plano de líneas en madera, poliéster o cualquier otro material resistente, ya que será sometido a grandes tensiones durante el proceso de curado del molde. En esta etapa es de vital importancia lograr superficies perfectas, ya que todo defecto en el prototipo será copiado al molde y al modelo. Para lograr excelentes resultados es necesario contar con algo de experiencia, por lo que se recomienda, al menos en esta fase, contratar los servicios de personal calificado en el trabajo con PRFV.

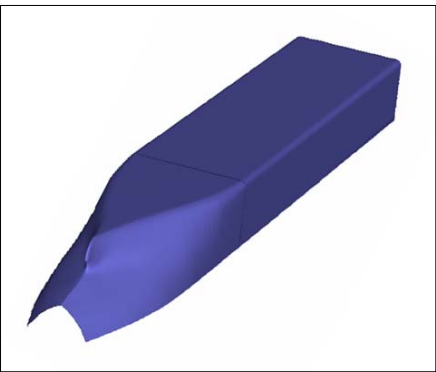


Fig. 41 El primer molde servirá para la popa y el cuerpo paralelo. Es importante conservar la continuidad estructural en la zona de popa debido a que la cubierta en este lugar presentará grandes aberturas para acceder a los mecanismos de radio-control y propulsión, lo que implica un menor aporte a la resistencia estructural del conjunto.

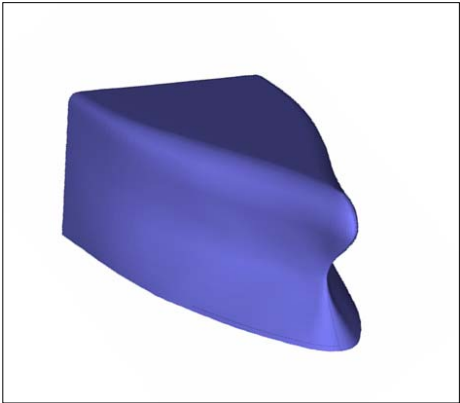


Fig. 42 El segundo molde nos entregará las formas de la proa, incluyendo el bulbo. La unión se verá reforzada por el doble fondo, los mamparos longitudinales y la cubierta principal.

Una vez logradas ambas partes del casco se debe poner énfasis en la unión de éstas y la confección de las estructuras internas, que se dividen en mamparos longitudinales, mamparos transversales, doble fondo y refuerzos. Esquemáticamente la estructura interna es como se muestra en la figura 43.

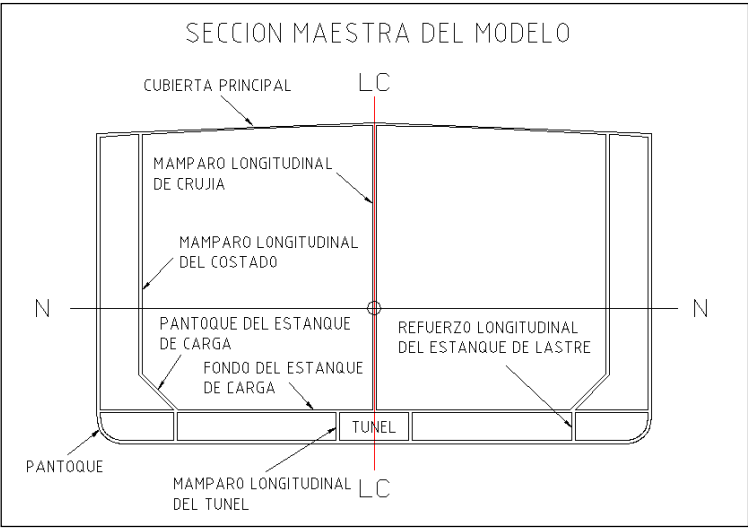


Fig. 43 Esquema en el que se aprecia la sección maestra con todos los componentes estructurales contruidos en PRFV de 2 mm de espesor. El eje neutro NN esta ubicado a 78,68 mm sobre la línea base.

Las características físicas de la sección son las siguientes:

- Área: 37,33 cm²
- VCG: 7,87 cm desde línea base.
- I_{NN}: 1.817,18 cm⁴, donde eje NN pasa por el centroide de la sección.
- J: 4.678,45 cm⁴

Como el peso específico del PRFV es de 1,8 kg/dm³, podemos efectuar un cálculo bastante preciso del peso de la viga buque, esta información es de gran importancia para todos los cálculos posteriores, principalmente para los de estabilidad. Luego debemos someterla teóricamente a los máximos esfuerzos que podrían presentarse teniendo presente algunas consideraciones, tales como calados teóricos, carga y lastre, pesos adicionales, etc.

Atendiendo entonces a la similitud que debe existir entre las formas de los estanques del prototipo con las del modelo, la distribución de los componentes estructurales internos del casco queda como se muestra en la tabla 4.0 en la que se agregan los pesos calculados en función del área de cada pieza, sabiendo que el espesor de todas ellas es de dos milímetros.

Item	Area cm^2	Peso kg	LCG cm	Mto Lon.	VCG cm	Mto. Vert	TCG cm	Mto. Trans.
Forro Exterior	14945.17	5.38	118.98	640.14	6.28	33.79	0.00	0.00
Cubierta Principal	5492.00	1.98	121.30	239.82	18.00	35.59	0.00	0.00
Doble Fondo	5903.00	2.13	121.26	257.69	2.00	4.25	0.00	0.00
Segunda Plataforma	582.73	0.21	29.17	6.12	8.10	1.70	0.00	0.00
Mamparo Long. Babor	2690.00	0.97	128.39	124.33	10.22	9.90	13.50	13.07
Mamparo Long. Estribor	2690.00	0.97	128.39	124.33	10.22	9.90	-13.50	-13.07
Mamparo Long. Crujia	2682.34	0.97	128.42	124.01	10.22	9.87	0.00	0.00
Pantoque Bodega Babor	461.60	0.17	128.39	21.34	3.00	0.50	12.65	2.10
Pantoque Bodega Estribor	461.60	0.17	128.39	21.34	3.00	0.50	-12.65	-2.10
Mamparo Colisión	286.66	0.10	216.77	22.37	11.70	1.21	0.00	0.00
Mamparo 1	396.24	0.14	210.17	29.98	11.50	1.64	0.00	0.00
Mamparo 2	554.47	0.20	186.30	37.19	9.40	1.88	0.00	0.00
Mamparo 3	565.44	0.20	162.55	33.09	9.31	1.90	0.00	0.00
Mamparo 4	565.44	0.20	138.79	28.25	9.31	1.90	0.00	0.00
Mamparo 5	554.47	0.20	115.03	22.96	9.40	1.88	0.00	0.00
Mamparo 6	565.44	0.20	91.27	18.58	9.31	1.90	0.00	0.00
Mamparo 7	565.44	0.20	67.51	13.74	9.31	1.90	0.00	0.00
Mamparo 8	565.44	0.20	50.83	10.35	9.31	1.90	0.00	0.00
Mamparo 9	483.22	0.17	46.87	8.15	10.28	1.79	0.00	0.00
Mamparo Popa	151.00	0.05	7.80	0.42	12.16	0.66	0.00	0.00
Plataforma Servo	125.44	0.05	2.28	0.10	12.30	0.56	0.00	0.00
Cub. Ppal Castillo	90.74	0.03	220.10	7.19	18.60	0.61	0.00	0.00
Cubierta Castillo	414.95	0.15	218.80	32.68	22.40	3.35	0.00	0.00
Total Componentes		15.05	121.24		8.58		0.00	

Tabla 4.0 Las partes componentes de la estructura interna del casco con sus respectivos pesos y centros de gravedad.

4.3 Construcción del Caserío

Al no requerir gran resistencia estructural, el modelado del caserío se puede efectuar en otros materiales y con otras técnicas pudiéndose emplear menores espesores; sin embargo, asumiremos para este trabajo que el caserío también será confeccionado en PRFV a 2 mm de espesor. Se debe dejar en claro que esta simplificación es adoptada únicamente porque el peso específico del PRFV es muy similar a otros materiales que podrían ser utilizados, pero no es la mejor alternativa, ya que en espesores tan reducidos es difícil aplicar todo el procedimiento para obtener buenos resultados.

El caserío del modelo será concebido para albergar algunos dispositivos electrónicos tales como: receptor, decodificador, circuito integrado para simular luces de navegación, cámara de video, transmisor de imagen de video, algunos sensores, etcétera. En su exterior llevará las antenas y luces necesarias. La idea principal es proyectar la forma del caserío geométricamente similar al original y a la vez crear los espacios para que se puedan instalar todos los dispositivos antes señalados, otorgando al mismo tiempo la posibilidad de acceder a ellos fácilmente. Para diseñar el caserío del modelo se ha trabajado en tres dimensiones (ver figura 44), a objeto de identificar las zonas de mayor complejidad y visualizar más claramente qué espacios nos pueden ser útiles.

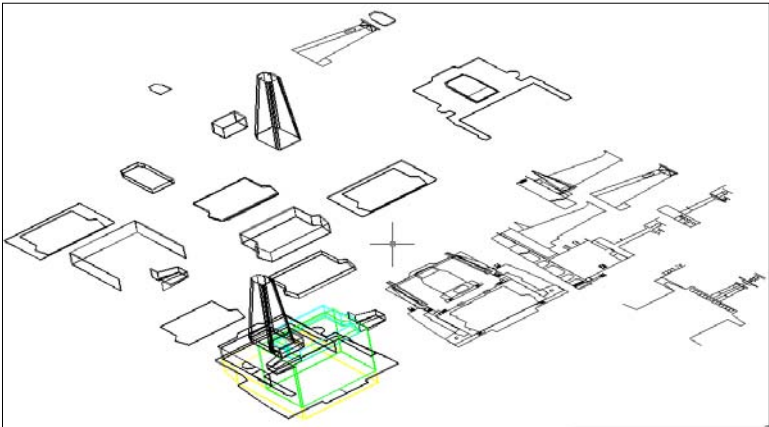


Fig. 44 Para lograr identificar las zonas más complejas y obtener una mejor distribución interior, el caserío se modeló en tres dimensiones.

El resultado del análisis de los espacios y formas es un caserío posible de construir a partir de láminas, tal como se aprecia en la imagen (*ver planos de despiece del caserío incluidos en el anexo*). Los espacios interiores se pueden dividir en cuatro, los cuales aparecen coloreados en la figura 44 como sigue: Puente celeste, Acomodación verde, Plataforma Superior de la Sala de Máquinas negro y Caserío Cubierta Principal amarillo. El ajuste y la disposición de los componentes electrónicos se deberá efectuar una vez que se tenga completamente claro que dispositivos se instalarán, si embargo, se han reservado los espacios de modo exista una idea de en qué lugar irá cada tipo de componente según los requerimientos de cada uno. Por ejemplo, el puente pertenece exclusivamente a la cámara de video, pues sólo desde esa posición ofrece una perspectiva realista al maniobrista, por lo que en ese espacio no se deben instalar otros dispositivos.

Una gran ventaja al haber modelado el caserío es que podemos hacer una estimación bastante exacta de su peso y centro de gravedad. Esta información se ha incorporado al software de cálculo junto con todos los ítems conocidos hasta el momento. La razón, poder determinar desde ya el valor de la resistencia que debe tener la viga buque.

4.4 Resistencia de la Viga Buque

El casco de una embarcación se puede considerar como una viga sometida a distintos tipos de esfuerzos, los cuales deben ser estudiados para determinar en qué medida afectarán la integridad de la estructura y modificar el proyecto de ser necesario. En nuestro caso, la estructura de la viga buque del modelo está definida, pues responde a la similitud geométrica con su prototipo, pero al existir diferencias en los módulos elásticos por tratarse de materiales de construcción distintos y módulos resistentes diferentes, por los espesores de las planchas en distintas proporciones, se debe efectuar un análisis de la resistencia del casco a las condiciones más adversas que podría experimentar. Para las embarcaciones de gran relación Eslora/Manga, el *Momento Flector (M)* y el *Esfuerzo Cortante (V)* suelen ser los de mayor connotación, llevando al buque a arrufos⁹ y quebrantos¹⁰ críticos, por lo tanto centraremos nuestra atención en ambos. Como se mencionó anteriormente, se deben simular situaciones extremas, las que nos entregarán valores de estos dos esfuerzos y con los cuales podremos definir las características de resistencia que deberán tener los materiales para la elaboración del casco. A continuación se simulan las condiciones para el estudio.

⁹ Se conoce como arrufo a la deformación en U que toma la viga buque al coincidir con un tren de olas de tal modo que la proa y la popa quedan en las crestas y el centro del buque en el seno.

¹⁰ Se conoce como quebranto a la deformación contraria al arrufo, es decir, la cresta de la ola coincide con el centro del buque, quedando proa y popa en los senos.

Ambas condiciones pueden presentarse en ausencia de olas, cuando por efectos de la mala distribución de los pesos a bordo, la viga buque se deforma en arrufo o quebranto.

1. Buque en Lastre

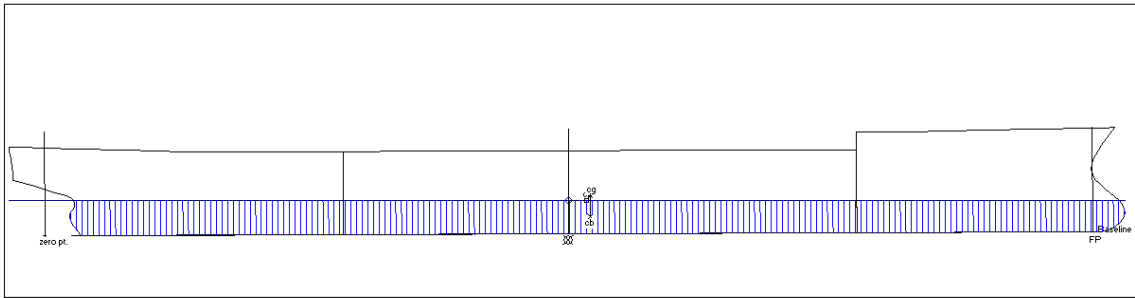


Fig. 45 Perfil del Modelo en la Condición de Buque en Lastre.

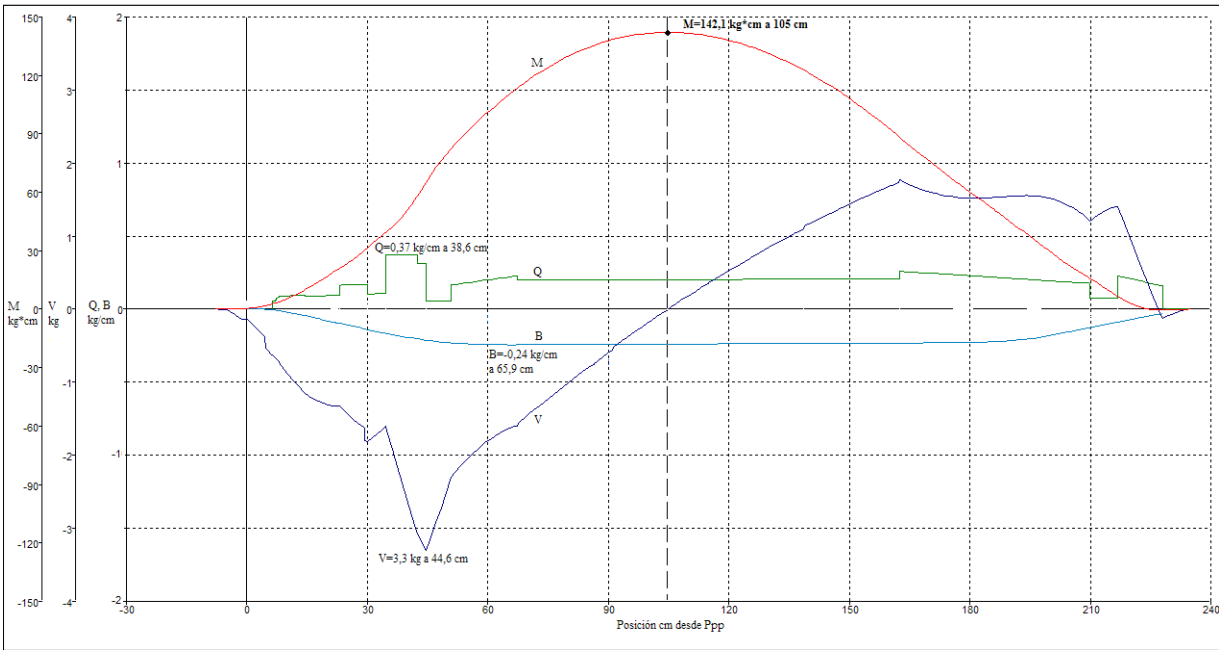


Fig. 46 Gráfico elaborado con el software HydroMax para la condición del modelo en lastre. El modelo cuenta con todo lo necesario para navegar, sus estanques de lastre están al 98% y los estanques de carga vacíos. Se distingue claramente la sima de la curva Cortante *V* (línea azul), con un valor de -3,3 kg a 44,6 cm de la perpendicular de popa, producida por la batería del motor principal. A 105 cm de la perpendicular de popa se encuentra el máximo valor del Momento Flector *M* (línea roja), con 142,1 kg*cm.

La curva de momento en la figura 46 nos muestra claramente la acción del empuje combinada con las cargas (en particular las de la máquina) intentando producir *quebranto*, es decir, el empuje actúa con mayor magnitud en la zona central del casco, mientras que en los extremos de proa y popa su valor disminuye. Precisamente en los extremos, las cargas a bordo tienen su máximo valor (sala de máquinas y rasel de proa).

2. Buque en Carga

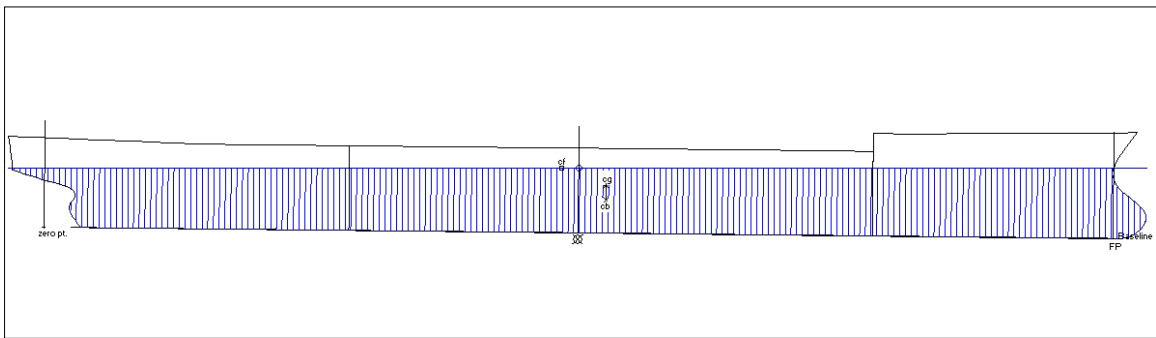


Fig. 47 Perfil del Modelo en la Condición de Buque en Carga. El notorio encabuzamiento nos sugiere que se deberá restringir la capacidad de los estanques de más a proa para evitar que se exponga el modelo a una condición de trimado negativo.

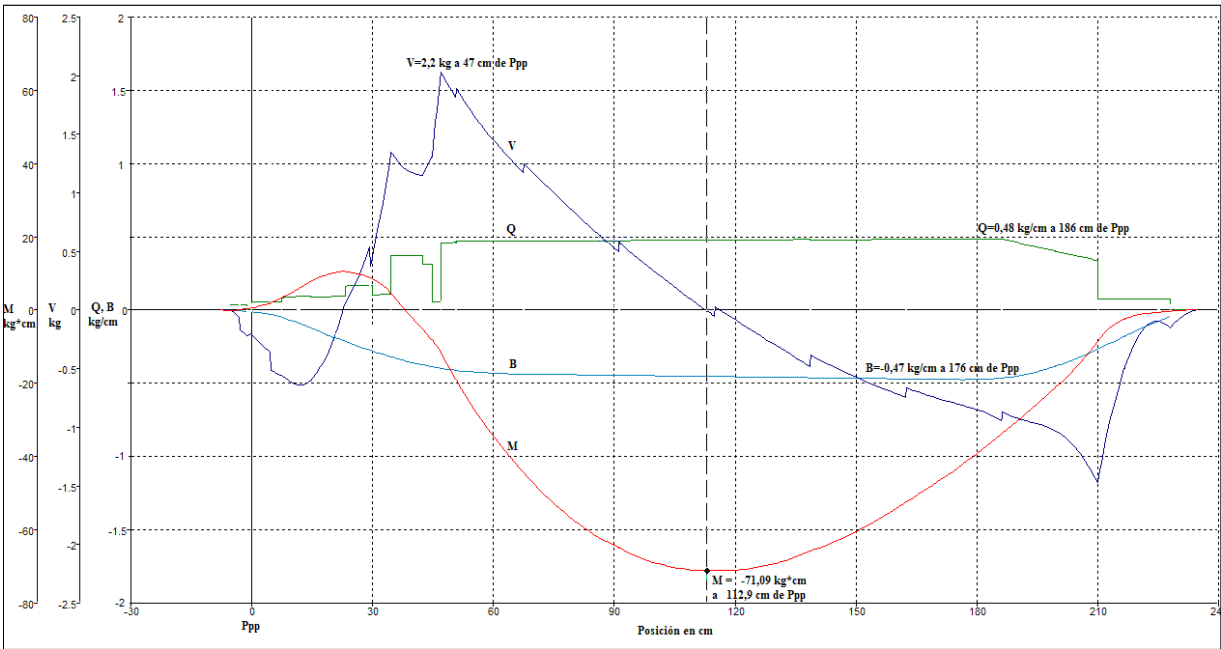


Fig. 48 Gráfico para la condición del modelo en Carga. Se han llenado todos los estanques de carga hasta un 98% y se han vaciado los estanques de lastre. El modelo cuenta con todo lo necesario para navegar. Se puede apreciar que la curva de momento cambió de tendencia y disminuyó de magnitud, aunque su máximo valor sigue hallándose cercano a la sección media del casco.

La tendencia de la curva de momento de la figura 48 nos muestra cómo la carga distribuida de los estanques de carga se superpone a la acción del empuje creando una flexión contraria a la del buque en lastre, es decir, el buque en carga tiene un leve *arrufo*.

3. Buque en Carga con Corrección para Trimado.

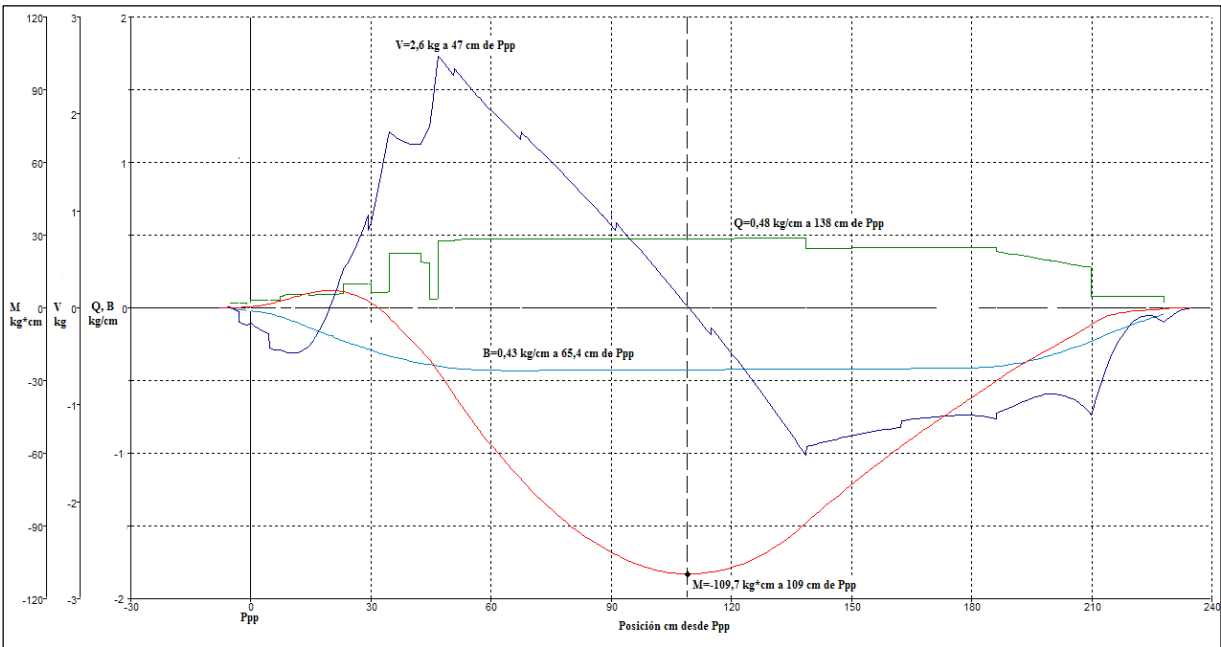


Fig. 49 Gráfico para la condición del modelo en Carga con Corrección para Trimado. Se ha realizado una carga del modelo consistente en: todo lo requerido para la navegación, estanques de lastres vacíos, estanques de carga 1 Bb y Eb a un 75%, estanques de carga 2 y 3 Bb y Eb a un 81,4% y estanques de carga 4, 5, 6, 7 y 8 Bb y Eb a un 98%. Con estos valores, las características hidrostáticas del modelo son las siguientes:

Calado Medio	12.95 cm	Coefficiente Plano de Flotación	0.85
Desplazamiento	79.91 kg	LCB desde la Sección Media	2.57 cm a Proa
Escora	0°	LCF desde la Sección Media	4.86 cm a Popa
Calado Proa	12.60 cm	KB	6.61 cm
Calado Popa	13.30 cm	KG	10.82 cm
Calado en LCF	12.96 cm	BMt	6.31 cm
Trim m	0.691 Aft cm	BML	290.41 cm
Eslora en Flotación	234.94 cm	GMt	2.10 cm
Manga en Flotación	32.20 cm	GML	286.20 cm
Superficie Mojada	11671.54 cm^2	KMt	12.93 cm
Plano de Flotación	6447.01 cm^2	KML	297.02 cm
Coefficiente Prismático	0.79	TPc	6.61 kg/cm
Coefficiente de Bloque	0.78	MTc	1.00 kg*cm
Coefficiente de la Maestra	1.00		

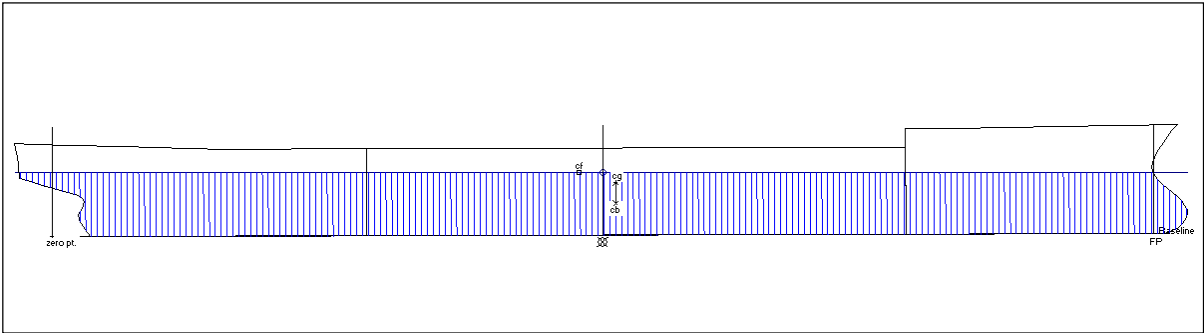


Fig. 50 Esquema del perfil longitudinal del modelo en la condición de carga con corrección para el trimado.

Basados en las simulaciones anteriores y con los datos de la sección media que ya conocemos, podemos determinar la resistencia que deberá tener el PRFV para soportar las condiciones de trabajo. Aplicando ecuaciones de resistencia de materiales tenemos:

$$\sigma_{MF} = \frac{M_F * Y_{NN}}{I_{NN}} \tag{4.1}$$

Donde:

σ_{MF} : Esfuerzo longitudinal producto del momento flector, expresado en kg/cm².

M_F : Momento flector, expresado en kg*cm.

Y_{NN} : En la sección transversal es la altura en cm desde el eje neutro a un punto considerado.

I_{NN} : Momento de inercia de la sección transversal respecto al eje neutro, expresada en cm⁴.

Reemplazando las variables de la ecuación 4.1 con los valores obtenidos del análisis de cargas más los de la sección del cuerpo paralelo determinados en el apartado 4.1.1 encontramos la magnitud del esfuerzo longitudinal por el momento flector.

$$\sigma_{MF} = \frac{142,1*(18,64 - 7,87)}{1.817,18}$$
$$\sigma_{MF} = 0,84 [kg / cm^2]$$

Como se logra visualizar, el esfuerzo por el momento flector resulta ser pequeño, aún cuando la condición de carga es potencialmente peligrosa para la flotabilidad del modelo, esto se explica por la enorme inercia de la sección, construida con planchas de dos milímetros de espesor, equivalentes geométricamente hablando a un planchaje de veinte centímetros en el buque real. Si bien es cierto, el cálculo de los esfuerzos en la viga consta de más componentes que aumentarán la magnitud del resultante, incorporarlos en este estudio sería redundar, pues el modelo antes de colapsar por fatiga de material lo haría por desequilibrio hidrostático al no ser capaz de mantener a flote las cargas necesarias como para afectar su estructura.

4.5 Construcción de los Circuitos de Carga y Lastre

Para simular las líneas de carga y lastre se han estudiado distintos materiales, entre los que destacan el aluminio, bronce y PVC; sin embargo, todos presentaban problemas de distinta índole, por ejemplo, el aluminio es difícil de trabajar ya que requiere de soldadura especial y además es delicado a la flexión. El bronce no tenía problemas con la soldadura, ya que era posible utilizar estaño, sin embargo el peso y el costo de las piezas se elevaba considerablemente. El PVC resultaba ser la mejor alternativa hasta que en un momento, pensando en cómo incorporaría las válvulas al circuito, recordé las experiencias en un curso de Primeros Auxilios, en donde tuve que administrar medicamentos por vía venosa a través de suero. Entonces, al examinar con más detención las sondas y llaves que se ocupan normalmente visualicé el circuito construido sólo con estos materiales, que resultan ser flexibles, resistentes y sobre todo, estándar. Por tal razón, se proyectó un circuito de carga y lastre relativamente complejo, con el cual se pueden simular maniobras de carga, descarga y trasvasije, permitiéndonos estudiar el comportamiento del modelo navegando en diversas condiciones de escora y trimado.



Fig. 51 Llave de Tres Vías, utilizada comúnmente en las vías venosas para administrar más de un medicamento. En el modelo, la llave de tres vías es perfecta como válvula para el circuito por sus características de tamaño, peso y conexión.

Las líneas de carga y lastre, compuestas de equipos de fleboclisis, serán muy manejables en los espacios de máquinas, sin embargo, la flexibilidad presentará a las líneas de cubierta un aspecto poco realista, por lo que éstas deberán ser reforzadas con guías o hechas firme a cubierta con algún sistema de sujeción evitando la compresión excesiva. Se deberá prestar especial atención a las zonas con cambios de dirección pronunciados, pues es muy probable que la sonda colapse cortando su permeabilidad.

El sistema de carga y lastre está proyectado para utilizar dos bombas eléctricas, las que podrán funcionar en forma individual o en conjunto alimentando un crossover de carga, del cual se desprenden los ramales de carga y lastre. Estos últimos a la vez se conectan con un crossover de descarga o aspiración, el cual da al costado por debajo de la línea de máxima carga. El diseño inicial que he propuesto consta de cuarenta y tres válvulas que permiten la alineación del circuito, las cuales se han dispuesto teóricamente como muestra en el plano de arreglo del modelo (*ver anexo*). Notará al consultar el plano que las válvulas 1, 2 y 3 se encuentran a nivel de la plataforma del motor principal, por lo que el problema de su accionamiento fue resuelto utilizando un sistema cardano (*ver figura 52*), llevando los mandos a la cubierta principal. Todos los estanques deberán tener un tubo de desahogo, que facilitará el trabajo a las bombas igualando la presión interior del estanque con la atmosférica. Además servirá de tubo de sonda para estimar el nivel al interior.

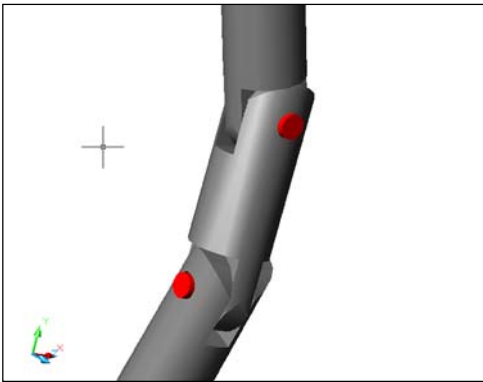


Fig. 52 Detalle del sistema cardano, planteado como solución al problema del accionamiento a distancia de las válvulas bajo cubierta.

Cada una de las bombas tiene una capacidad de 1,2 litros por minuto, lo que permitiría realizar una faena completa de carga o descarga en aproximadamente treinta minutos; sin embargo, se debe tener presente que para efectuar una correcta faena de carga o descarga se debe seguir un orden secuencial lo que extendería la primera estimación a un valor que dependerá exclusivamente de la programación de quien esté a cargo de la faena, esto para evitar que la viga buque se someta a grandes momentos flectores.

En un buque tanque real, la carga se realiza por bombeo externo, es decir, las bombas de a bordo son sólo para descargar. En el modelo existiría la posibilidad de cargar por el método convencional o utilizando las bombas propias de la nave. Para cargar por el método convencional se debería contar con un contenedor para la carga en el cual se pueda leer en forma precisa las cantidades entregadas al modelo. Una línea o flexible de carga se conectaría a uno o ambos extremos del crossover de carga, desde donde podríamos dirigir el flujo a los estanques considerados según la programación de la faena. La descripción gráfica del circuito se encuentra en el plano esquemático del circuito de carga y lastre, el cual está incorporado en el anexo.

4.6 Construcción del Sistema Propulsor

Ya definidos los principales componentes del sistema propulsor y hecho un ajuste interno de todos estos (ver Capítulo III, apartados 3.1.1 y 3.2), en el presente apartado verificaremos la funcionalidad de nuestra distribución, ya que probablemente, en el transcurso de la construcción surjan problemas relacionados a espacios compartidos que impiden la correcta instalación de uno o más componentes. También se definirán algunos detalles de importancia relacionados principalmente a los materiales.

Al inspeccionar exhaustivamente las formas de popa, noté que la zona próxima al árbol de la hélice es demasiado estrecha, principalmente en los costados de la prensa estopa, lo que podría llevar a la fatiga rápida del PRFV debido a las vibraciones que produce el propulsor. Originalmente, el túnel del árbol cruza un estanque de enfriamiento ubicado justo por debajo del rasel de popa, lo que obligaba a pensar en mantener el mencionado estanque, puesto que el propulsor del modelo rotaría a aproximadamente novecientas revoluciones por minuto calentándose en forma excesiva; sin embargo, al utilizar un tipo especial de árbol/prensa estopa (ver figura 53) cuya principal característica es contar con pequeños rodamientos que disminuyen la fricción (ver figura 54), por ende el calentamiento, el estanque de enfriamiento podría ser suprimido del proyecto. En reemplazo del estanque creo conveniente utilizar poli-estireno expandido o madera de balsa, aunque esta última resulta un poco más complicada de trabajar ya que se debe tallar hasta intentar lograr la forma del estanque, mientras que el poli-estireno se inyecta y adopta la forma del estanque a la perfección.

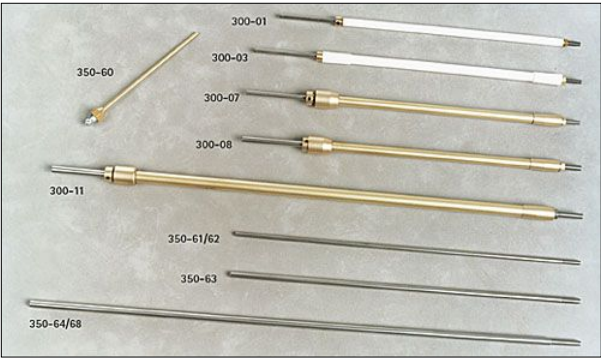
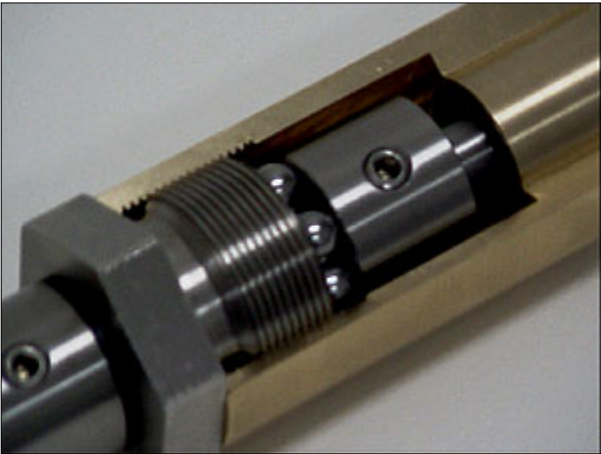


Fig. 53 Árboles con túnel y prensa estopa para modelos a escala, fabricados por “Raboesch Precision Engineering”

Fig. 54 Detalle de la prensa estopa. Se distinguen claramente los rodamientos en los cuales el árbol descansa radial y axialmente, por lo que el mismo túnel es el encargado de transmitir el empuje del propulsor al casco. Se debe tener muy en cuenta lo anterior, para evitar que los soportes del túnel cedan, transmitiendo todo en empuje al motor principal.



El soporte del extremo de proa del túnel irá una pieza unida firmemente a la plataforma, cuya principal función es transmitir parte del empuje al casco evitando así que se concentren cargas en un solo punto. El extremo del árbol debiera quedar a unos milímetros del rotor del motor principal para unirse a éste mediante una caja de reducción y acoplamiento, que nos permitirá desmontar el motor para el mantenimiento de todo el sistema.

El motor principal irá fijo mediante dos abrazaderas, una en cada extremo. Las abrazaderas se unirán a la plataforma mediante pequeños tornillos que tendrán como máximo 15 mm de longitud en su rosca. Bajo la plataforma un relleno de poli-estireno otorgará amortiguación a las vibraciones del motor principal y dará firmeza a la estructura que soportará la carga transmitida por el túnel del propulsor y la batería principal, de más de dos kilogramos.

4.7 Construcción del Sistema de Gobierno

El timón es sostenido por un calzo resistente en el cual descansa y rota, esto permite que los esfuerzos cortantes y momentos flectores se reduzcan considerablemente en la mecha, la cual sólo experimentaría el momento torsor para mover la pala. Al no existir información precisa sobre las formas del calzo del timón, éstas se deberán deducir a partir del plano de arreglo general, intentando efectuar un diseño realista y práctico para la disposición de los componentes.

La posibilidad de regular el ángulo y la velocidad del movimiento desde el control remoto nos permiten diseñar un sistema simple para transmitir el giro del servo a la mecha del timón. Para la construcción del sistema de gobierno se debe tener presente la posibilidad de variar los parámetros funcionales del servo mecánicamente hablando ya que existe el riesgo de no poder representar exactamente la velocidad angular de la pala mediante la codificación de información enviada por el transmisor. Dicha variación se podría conseguir modificando la longitud de los brazos que crean los pares de fuerza para mover el timón. Se debe recordar que al disminuir el brazo, el momento lo hace proporcionalmente.

Evitaremos en lo posible ubicar el servo en una posición incómoda para realizar ajustes posteriores. Es de vital importancia que los soportes donde descansará el servo sean lo suficientemente resistentes para evitar que una posible obstrucción en la pala repercuta en la correcta posición de éste. Procuraremos ubicarlo en crujía para facilitar los cálculos de estabilidad transversal y disminuir la cantidad de lastres fijos correctores.

El espacio para el servo se encuentra en popa, justo sobre el rasel, el cual se llenará de preferencia con poli-estireno. La cubierta sobre la que descansará el servo será de PRFV de dos milímetros de espesor y junto al poli-estireno, darán un asiento a los tornillos de fijación del calzo para el servo y la limera. Esta última será confeccionada de preferencia en aleación de bronce, por su resistencia a la corrosión y a la fricción. Su borde superior quedará como

mínimo a 19 mm sobre la línea de flotación correspondiente a la máxima carga con corrección de trimado. Aun así, el ajuste móvil entre la limera y la mecha deberá impedir el ingreso de agua para lo cual se empleará en caso de ser necesario vaselina sólida como impermeabilizante. No se debe usar grasas ni aceites, ya que las filtraciones pueden causar la contaminación del estanque de pruebas. La mecha será fabricada con una barra metálica de sección circular de cuatro milímetros de diámetro y tendrá como mínimo ciento treinta milímetros de longitud.

El calzo en el cual descansará el timón puede ser elaborado en aluminio, aunque esta alternativa es la más trabajosa, pues dicho material requerirá de un mecanizado; sin embargo, los resultados son los de mejores expectativas. No se aconseja el uso de madera en la construcción de esta pieza.

Las secciones del timón no están definidas, por lo deberemos ajustar a las formas generales de la pala las secciones de hidro-plancha más usadas para estos fines (por ejemplo las NACA). El timón puede ser construido en madera de balsa, siempre que se le aplique un tratamiento de sellado para evitar la impregnación de agua y el rápido deterioro.

Dos pasadores con rosca en su extremo ingresarán a la pala por el borde de proa que queda adyacente al calzo, pasando en forma perpendicular al eje de la mecha. Serán lo suficientemente resistentes como para soportar el esfuerzo de corte que se producirá en ellos debido al momento torsor de la mecha y la reacción de la pala.

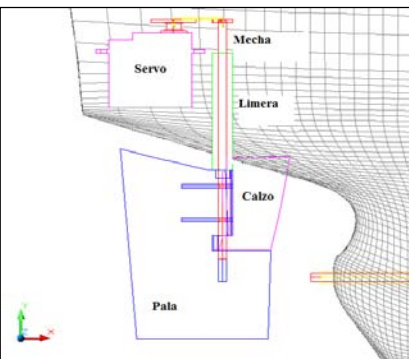


Fig. 55 La figura muestra parte del sistema de gobierno, centrándose en los componentes fundamentales de éste.

Fig. 56 Representación tridimensional de la pala del timón. Se distinguen en el borde de proa dos pequeños agujeros por donde entrarán los pasadores. Éstos deberán quedar al ras o dentro de los agujeros, pues la cara queda en contacto con el calzo.

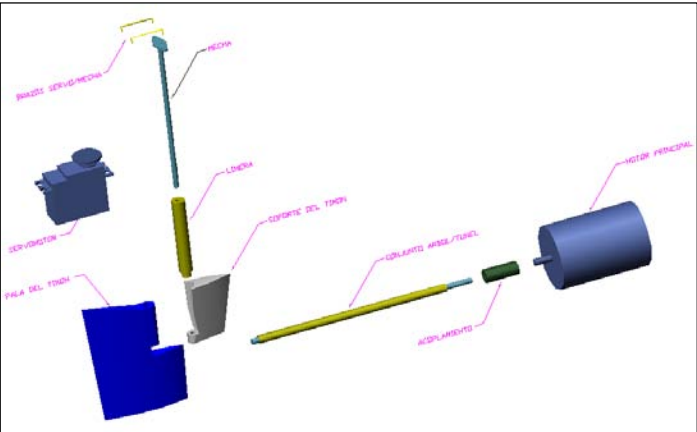
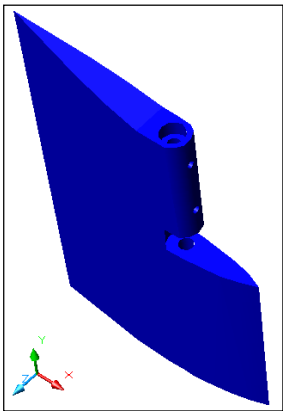


Fig. 57 Representación tridimensional de los principales componentes de los sistemas de gobierno y propulsión.

El sistema de gobierno debe ser complementado con un equipo que permita saber la posición de la proa. Existen equipos electromecánicos basados en los giroscopios, los cuales son utilizados con mucha frecuencia a bordo de buques y aviones, sin embargo, sus costos son elevados y difíciles de conseguir. Actualmente, la tecnología satelital está al alcance de nuestras manos pues adquirir un GPS es muy sencillo. Con este aparato se podría verificar la posición y velocidad del modelo, aunque no entrega información respecto a la proa de la nave. Una variación del GPS, llamado Compás Satelital permite conocer la proa de la embarcación, sólo se debe tener la precaución de instalar el equipo en la posición correcta.

4.8 Construcción del Sistema de Fondeo

El sistema de fondeo está pensado para realizar pruebas en las que se pretenda mostrar básicamente la reacción del buque al trabajo de la cadena cuando se fondea un ancla, así como también para visualizar qué es lo que ocurre con la cadena y el ancla en el lecho durante la misma maniobra. Se debe tener en cuenta que el peso del ancla así como el de la cadena deben respetar la escala dinámica, por lo tanto el conjunto cadena-ancla debe responder a las siguientes características básicas:

- La cadena del prototipo es de 80 mm de calibre, por lo tanto en el modelo debiera ser de 0,8 mm.
- Cada paño del prototipo es de 25 metros de longitud con 100 eslabones por paño. Cada paño del modelo debe medir 25 centímetros.
- Cada paño del prototipo pesa 3,9 toneladas, por lo tanto es de vital importancia que cada paño del modelo pese 3,9 gramos, siendo esta relación mucho más importante que los dos puntos anteriores.
- El ancla del prototipo es del tipo Hall de 11,5 toneladas, por lo tanto, para el modelo debiera ser de 11,5 gramos. En la figura 58 se aprecia un ancla Power de 11550 kilos la cual sirve de referencia para identificar los principales componentes así como sus escantillones.

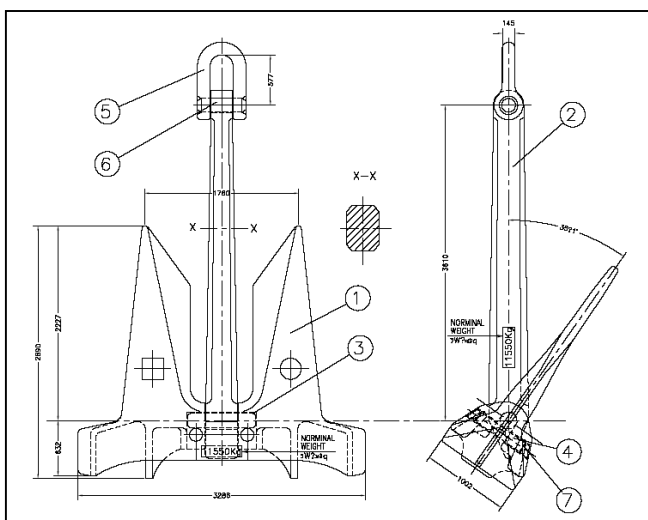


Fig. 58 Ancla Power de 11550 kilos, fabricada en acero forjado.

Como se mencionó anteriormente, el sistema de fondeo del modelo pretende mostrar en forma simplificada el trabajo del conjunto ancla-cadena, por lo que las consideraciones acerca de su construcción deberán centrarse en el diseño de un mecanismo que permita el movimiento libre de la cadena al fondear, pero que a la vez sea capaz de frenarla. Un diseño más osado puede incluir un motor eléctrico adosado a una caja reductora cuya finalidad sería incluir la posibilidad de virar la cadena; sin embargo, la complejidad de la simulación de la maniobra de virar cadena es mucho mayor a la simulación del fondeo, dado que se requiere utilizar máquinas para en cierto modo *ir a buscar el ancla*. La similitud cinemática nos obliga a representar los fenómenos mucho más rápido de lo que a veces es posible controlar, por este motivo considero poco útil una simulación que incluya el virar cadena, ya que la maniobra no sería representativa de la realidad y podría incluso llevar a una apreciación errónea del proceso de recuperación del ancla.

Capítulo V: “Pruebas, Ajustes y Limitaciones”

Las pruebas y los ajustes están pensados para lograr corregir las diferencias entre lo estimado en el proyecto y lo que realmente se obtendrá una vez construido el modelo. La idea es contar con una herramienta de simulación completamente fiable y de la cual tengamos información exacta para los ensayos que se efectúen. Es de esperar que surjan diferencias importantes en muchos aspectos; sin embargo, ninguna de estas diferencias debiera ser motivo para abandonar la empresa de la simulación con modelos, ya que siempre, bajo ciertos parámetros, las diferencias pueden ser aceptadas. Es precisamente esto lo que se pretende lograr en el presente capítulo, establecer las pruebas básicas a las cuales debe someterse el modelo recién construido para luego efectuar sus ajustes, apuntando siempre a la obtención de un buque de prueba radio-controlado que represente lo mejor posible a su prototipo.

5.1 Pruebas y Ajustes en Seco

5.1.1 Pruebas del Casco

1. Prueba de continuidad: En las uniones de las diferentes piezas se requiere una inspección minuciosa en busca de cualquier imperfección que pueda causar debilidad estructural.
2. Prueba de estanqueidad: En las uniones de las diferentes piezas, principalmente el la del cuerpo paralelo con la proa y en todo el trancanil¹¹, se efectuará una inspección minuciosa tras haber llenado los estanques de lastre. Es importante que esta prueba se realice sólo al casco; es decir, sin ningún componente a bordo, de modo que sea más fácil visualizar cualquier falla que afecte la estanqueidad del casco y cubierta principal. Por los tubos de sonda de los estanques de carga se introducirán varillas impregnadas con pasta para sonda, de modo que se verifique al retirar las varillas si hay evidencia de filtración por los mamparos.
3. Determinación del peso y centro de gravedad real del casco: El casco ya terminado (sólo casco y estructuras internas fijas) es sometido a una medición para determinar su peso y centro de gravedad. Se requiere una balanza muy bien corregida y una huincha de medir. Para determinar el peso sólo coloque con cuidado el casco sobre la balanza asegurándose de que no está apoyado más que en la plataforma de ésta, registre este valor. Para determinar el centro de gravedad, el casco adrizado se debe apoyar sobre dos atriles ubicados de manera conveniente a la mayor distancia posible, uno de ellos descansará sobre la balanza (*ver figura 59*). Con la lectura de la balanza y conociendo la distancia entre ambos puntos se calcula mediante una simple ecuación de momentos

¹¹ Se conoce como trancanil a un refuerzo longitudinal ubicado en la unión entre la cubierta principal y el costado del casco. Por su distancia al eje neutro de la viga buque, resulta ser uno de los componentes estructurales de mayor importancia, ya que soporta inmensos esfuerzos de tracción y compresión al deformarse el casco en arrufo y quebranto

la coordenada longitudinal de G. El mismo principio se aplica para la coordenada vertical. Se debe registrar en un historial del modelo.

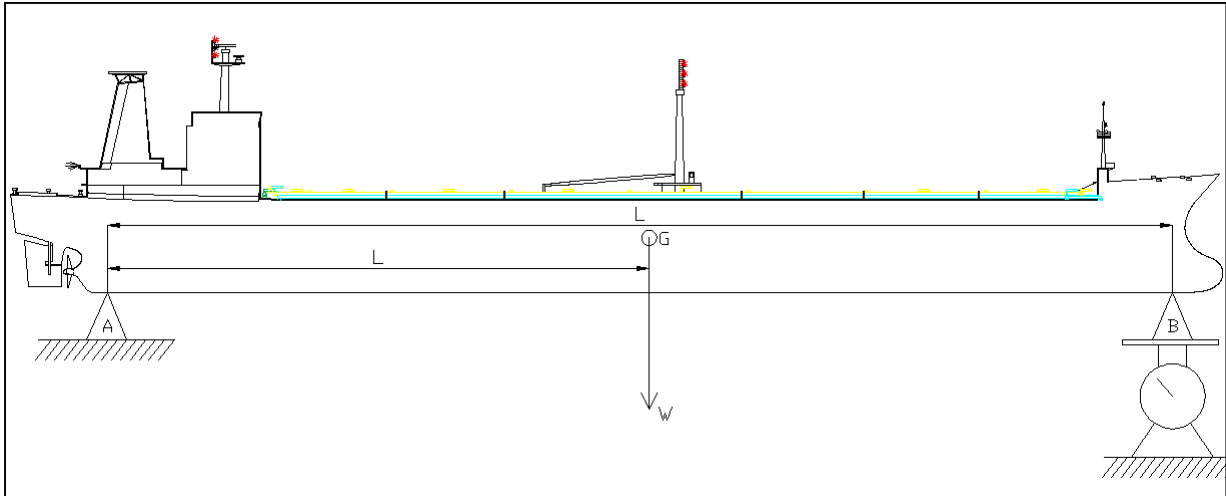


Fig. 59 Esquema en el cual se aprecia la disposición del casco sobre los atriles para la determinación del centro de gravedad.

4. Prueba de resistencia a la flexión longitudinal: El casco apoyado en dos puntos correspondientes a la perpendicular de proa y popa es sometido a flexión longitudinal mediante una carga puntual en la mitad de la eslora entre perpendiculares. La carga se irá aumentando gradualmente hasta que el momento producido por ésta sea el doble del máximo alcanzado en la condición de “buque en lastre”. Se deberá observar la deformación en función de la magnitud de la carga, no permitiendo que ésta exceda al 0,5% de la eslora entre perpendiculares (1,21 cm). De producirse una deformación mayor a la considerada de deberá reforzar el casco en los trancañiles y repetir la prueba para determinar el peso y el centro de gravedad. Registrar los resultados en el historial del modelo.
5. Prueba de estanqueidad de las juntas casco/caserío: Se deberá observar la calidad del ajuste entre el caserío y el casco, de modo que se asegure la estanqueidad de la cubierta principal a la sala de máquinas. Efectuar también la prueba con el escotillón de acceso al servo de gobierno.
6. Prueba de movilidad de componentes: Con todos los dispositivos requeridos para la navegación repetir la prueba para determinar el peso y el centro de gravedad, prestando atención a cualquier componente susceptible a moverse de su posición. Todos los componentes deben quedar trincados de modo que no exista variación en su ubicación a bordo.

5.1.2 Pruebas de R/C

1. Prueba de radio control: Estando el modelo listo para navegar se somete a la prueba de recepción y transmisión para los sistemas de propulsión y gobierno. En un espacio abierto, repetir la prueba alejándose paulatinamente a razón de diez metros (10 m) cada vez. Registrar en el historial la calidad de la respuesta del modelo para cada distancia hasta perder la señal o hasta que la distancia modelo/operador sea igual a cien metros (100 m).
2. Prueba de RPM crítica: Aumentar gradualmente las revoluciones de la hélice, registrando en historial todos aquellos puntos en los que el propulsor vibra armónicamente con el casco.
3. Prueba y ajuste del Timón: Se debe observar la velocidad de reacción del timón, así como las características del movimiento hacia ambas bandas. Prestar especial atención a los ángulos extremos (35° por banda) registrando en el historial.
4. Prueba de autonomía en seco: Orientada principalmente a determinar la duración de las baterías del sistema de radio-control a bordo. Registrar en el historial el tiempo transcurrido entre la puesta en servicio del sistema y el primer error en la recepción. Tener presente que las condiciones de temperatura y humedad ambiental alteran la duración de las baterías.

5.2 Pruebas y Ajustes a Flote

1. Comprobación de las características hidrostáticas principales: El modelo listo para navegar, pero con sus estanques vacíos, es puesto a flote con sumo cuidado, recordar que hasta el momento el modelo no se ha sustentado por sí solo. Esperar que se detengan las oscilaciones y verificar calados y escora. Comparar con lo estimado teóricamente y efectuar la corrección. Comenzar el llenado de los estanques de lastre respetando la condición descrita en el Capítulo IV apartado 4.1.3. Una vez terminado el movimiento de lastre efectuar nuevamente la observación y comparar con los datos teóricos. Vaciar los estanques de lastre y repetir para la condición de *“buque en carga con corrección para trimado”*.
2. Pruebas de timón: Consisten básicamente en determinar las diferencias que se producirán al accionar el timón sumergido, ya que hasta el momento sólo ha funcionado en seco. El modelo se debe encontrar estático; es decir, sin viada ni arrancada. Las pruebas consistirán en la medición del ángulo máximo (cerrado a una banda) y la velocidad de reacción. De existir demasiada diferencia con los valores requeridos se deberá efectuar un ajuste mecánico modificando la longitud de los brazos que mueven la mecha.

3. Pruebas de arrancada y ajuste de velocidad: Con el modelo a flote en condición de carga con corrección para trimado, se efectuarán las pruebas destinadas a encontrar las RPM del propulsor que otorgarán la velocidad representativa, calculada en el Capítulo III apartado 3.1.1. La prueba consistirá en regular las RPM del propulsor hasta que la velocidad del modelo sea 0,77 m/s en forma constante. Es importante que la prueba se efectúe en un medio controlado, como un canal de pruebas en donde no existen problemas de viento y corriente. Una vez alcanzados los 0,77 m/s, anotar las RPM requeridas y en función de éstas recalcular (según los porcentajes descritos en la tabla 3.1) los nuevos valores de RPM para las demás velocidades de maniobra. Esta prueba y la anterior son compatibles y se pueden realizar simultáneamente; sin embargo, se debe tener presente que al efectuar reiterados movimientos de la pala la velocidad del modelo disminuirá considerablemente, por lo tanto es aconsejable efectuar primero las pruebas de timón, luego una corrida con el timón a la vía para notar la tendencia del modelo y por último el ajuste de velocidad. Todos los resultados deben ser anotados en el historial del modelo.
4. Curvas evolutivas y pruebas de maniobrabilidad: En un espacio adecuado, se probarán las características de evolución del modelo reproduciendo las curvas evolutivas del Capítulo I apartado 1.4.2 y las pruebas de maniobrabilidad que se describen en el siguiente capítulo. Registrar los resultados y graficar. Adjuntar las curvas al historial del modelo.

5.3 Limitaciones

Debido a la posibilidad de pérdida del modelo por errores o imprudencias en su operación es aconsejable atenerse a ciertas reglas limitantes, basadas en las características del modelo, en las pruebas de los apartados anteriores y en las buenas prácticas marinerías. A continuación se enumeran algunas de estas directrices.

1. Antes de efectuar cualquier simulación verificar el estado de las baterías del radio-control, del motor principal y del servo.
2. Antes de efectuar movimientos de carga o lastre verificar la alineación del circuito según la maniobra deseada.
3. Antes de poner en servicio las bombas verificar que las cajas de mar están libres de cualquier objeto que pueda obstruir las bombas o las líneas.
4. En un movimiento de carga o lastre verificar periódicamente las sondas de los estanques.
5. No navegar el modelo en condición de sobrecarga.

6. Antes de poner en servicio el motor principal verificar que el propulsor esté libre de cualquier objeto que lo pueda dañar o acorbar¹².
7. Antes de soltar el modelo verifique que los sistemas propulsivo y de gobierno están completamente operativos.
8. Planifique con antelación la simulación, no deje nada al azar.
9. En navegación, procure que el modelo siempre esté a buen alcance visual.
10. Jamás lleve el modelo a distancias iguales o mayores a las determinadas como límites en las pruebas de R/C.
11. Evite las maniobras imprudentes, respete la distancia de parada y las velocidades para zonas restringidas o velocidades de seguridad (normalmente corresponde a un 80% del “*Todo Avante*”).
12. Si el modelo está equipado con cámara de video y está realizando una navegación por monitor, tenga presente la zona ciega propia del modelo y el campo visual de la cámara.
13. Al efectuar pruebas relacionadas a la navegación con oleaje verifique siempre la completa estanqueidad de las juntas del caserío con el casco y de todas las posibles vías de agua. Tenga presente que una ola de quince centímetros es equivalente a lo que se conoce como “*Mar Montañosa*”, estado del mar extremadamente peligroso por lo cual es normalmente evitado.

Demás está decir que el modelo debe ser tratado con el cuidado de un equipo delicado y que su durabilidad estará en completa relación con la correcta operación en las simulaciones. Serán entonces los mismos operadores quienes deberán establecer las últimas limitantes basándose en los puntos anteriormente mencionados pero más aun en el sentido común de quien pretende lograr una simulación exitosa.

¹² Se entiende por el término “acorbar” a la acción accidental de enredar un cabo, cable o línea cualquiera en el propulsor, el cual por su propio giro aprieta la línea contra el tubo que protege la prensa estopa, trabando el propulsor o dañando la impermeabilidad de los sellos.

Capítulo VI: “Pruebas de Maniobrabilidad”

El objeto del presente capítulo es mostrar algunas de las curvas estándar para medir la maniobrabilidad y sus capacidades, de tal modo que habiéndole realizado al modelo todas las pruebas y los ajustes definidos en el capítulo anterior se proceda a efectuar las curvas estándar, obteniendo así las características de maniobrabilidad del modelo.

Algunos autores definen la maniobrabilidad como el porcentaje de eficacia que permite mantener o variar la proa o rumbo de la nave según la voluntad de su maniobrista, a fin de obtener una determinada posición respecto al entorno. Según esto, la maniobrabilidad de una embarcación encierra dos capacidades a saber: la capacidad de gobierno y la capacidad de evolución.

1. Capacidad de Gobierno: Entendiendo como tal a la capacidad de mantener una proa o rumbo determinado.
2. Capacidad de Evolución: Entendiendo como tal a la capacidad de variar la proa o rumbo con la mayor eficacia.

6.1 Capacidad de Gobierno

Se entiende como capacidad de gobierno a aquella que permite mantener una determinada proa o rumbo. La capacidad de gobierno encierra a su vez tres puntos que sirven de base a su análisis y cuya importancia radica principalmente en las consecuencias no deseadas que provocan en el buque. Estos puntos son:

- La Estabilidad de Rumbo: Es la capacidad de mantener el rumbo utilizando el timón, lo que obliga a que la velocidad de caída o guiñada sea una función del ángulo de pala utilizado; es decir, con el timón a la vía la guiñada debiera ser cero y con un ángulo de pala α a babor o a estribor, la velocidad de caída o guiñada debiera ser $\psi=f(\alpha)$.
- La Estabilidad Dinámica: A partir de lo anterior, cuando una perturbación modifica la trayectoria inicial R_v , una vez desaparecida esta perturbación y sin ayuda del timón, la nueva posición de equilibrio es de la misma curvatura inicial.
- La Capacidad de Recuperación: Es el tiempo empleado por la nave para alcanzar una nueva posición de equilibrio.

Estas características pueden determinarse por medio de curvas experimentales estandarizadas, las cuales se definen a continuación.

6.1.1 Curva de Pull-Out

Una de las curvas más sencillas que permiten valorar la estabilidad dinámica debido a que es posible realizarla en cualquier momento de la navegación con poco personal necesario para ejecutarla. Sólo se requiere de un timonel y un encargado de verificar el tiempo y los grados de guiñada. Los datos que se deben obtener desde esta prueba son:

- Velocidad de guiñada constante, medida en grados por segundo ($^{\circ}/\text{seg}$)
- Ángulo de timón.
- Velocidad del buque.

El procedimiento es como sigue:

1. Navegando el buque full avante, se meten 20° de pala a una banda.
2. Cuando la velocidad de caída se torna constante, se pone el timón al medio o a la vía.
3. Si el buque es estable, la guiñada final, en el nuevo periodo de equilibrio, será nula. Si el buque es inestable, la guiñada se reducirá a un valor determinado, sensiblemente igual al ángulo de timón cero de la maniobra espiral de Dieudonné. Dicha tendencia residual permanecerá sobre todo a la banda de preferencia.
4. Repetir los pasos anteriores pero a la banda contraria.

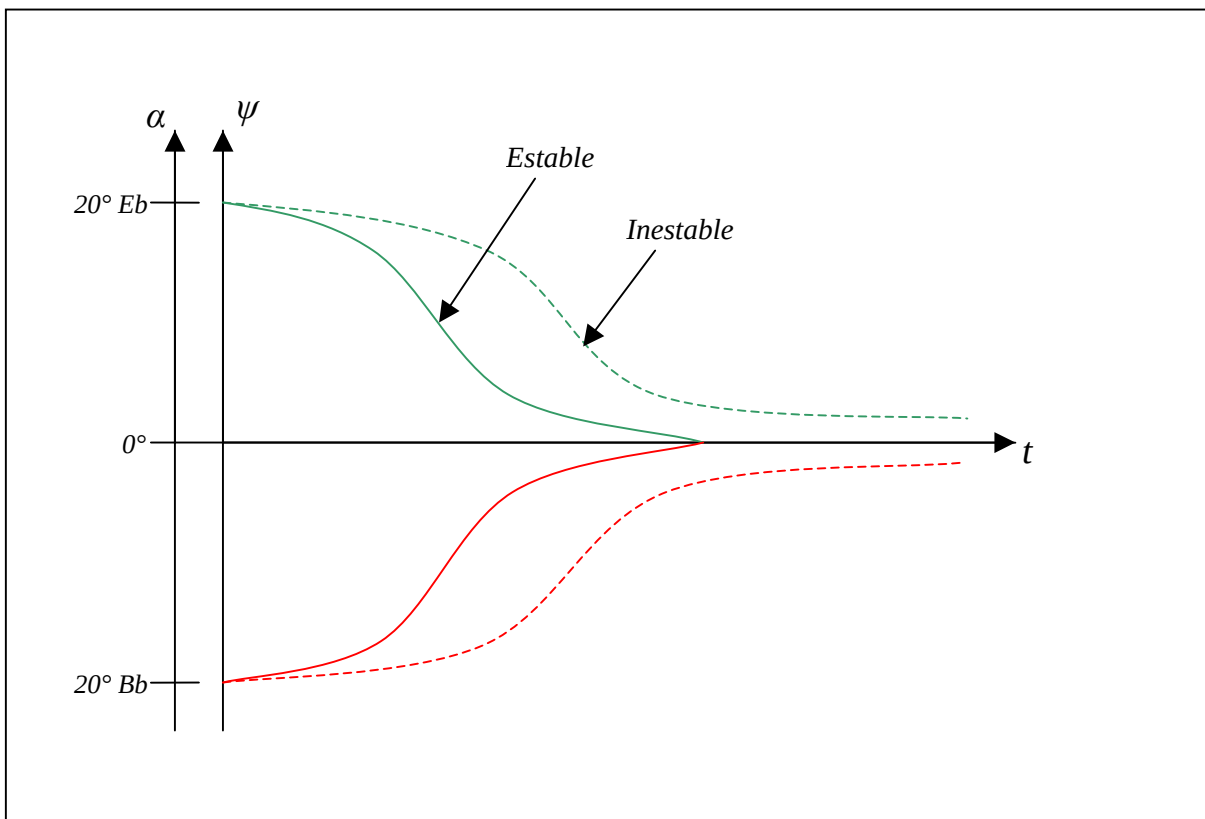


Fig. 60 Gráfico Pull-Out que describe la velocidad de guiñada en función del tiempo. Las líneas continuas muestran un buque dinámicamente estable, mientras que las segmentadas a uno dinámicamente inestable.

6.1.2 Maniobra Espiral de Dieudonné

La maniobra espiral de Dieudonné nos permite determinar el grado de estabilidad de rumbo. El procedimiento para su ejecución es el siguiente:

- 1. Navegando full avante a velocidad constante y con una trayectoria rectilínea meter 20° de pala a una banda (por ejemplo babor), esperar a que la velocidad de caída se estabilice y anotar su valor.
- 2. Levantar 5°, quedando con 15° de pala a babor. Nuevamente esperar a que la velocidad de caída se estabilice y anotar su valor.
- 3. Repetir la operación de levantar el ángulo de pala en cinco grados hasta alcanzar los 20° de pala a la banda contraria (en este caso a estribor). Anotar para cada ángulo de pala la velocidad de caída cuando ésta se haya estabilizado.
- 4. Repetir el procedimiento descrito en los puntos anteriores partiendo con el timón 20° a estribor y levantando de cinco grados hacia babor, recuerde anotar para cada ángulo de pala el valor de la velocidad de caída o guiñada.
- 5. Las velocidades de caída junto con sus respectivos ángulos de pala de timón son graficadas en un plano cartesiano.

Al revisar el gráfico resultante se podrá verificar una de dos posibilidades: la primera, que la curva pase por el centro de los ejes, en cuyo caso diremos que la nave posee la característica de la estabilidad de rumbo (*ver figura 61*). La segunda posibilidad es que la curva no pase por el centro de los ejes, lo que se traduce como una nave con inestabilidad de rumbo (*ver figura 62*).

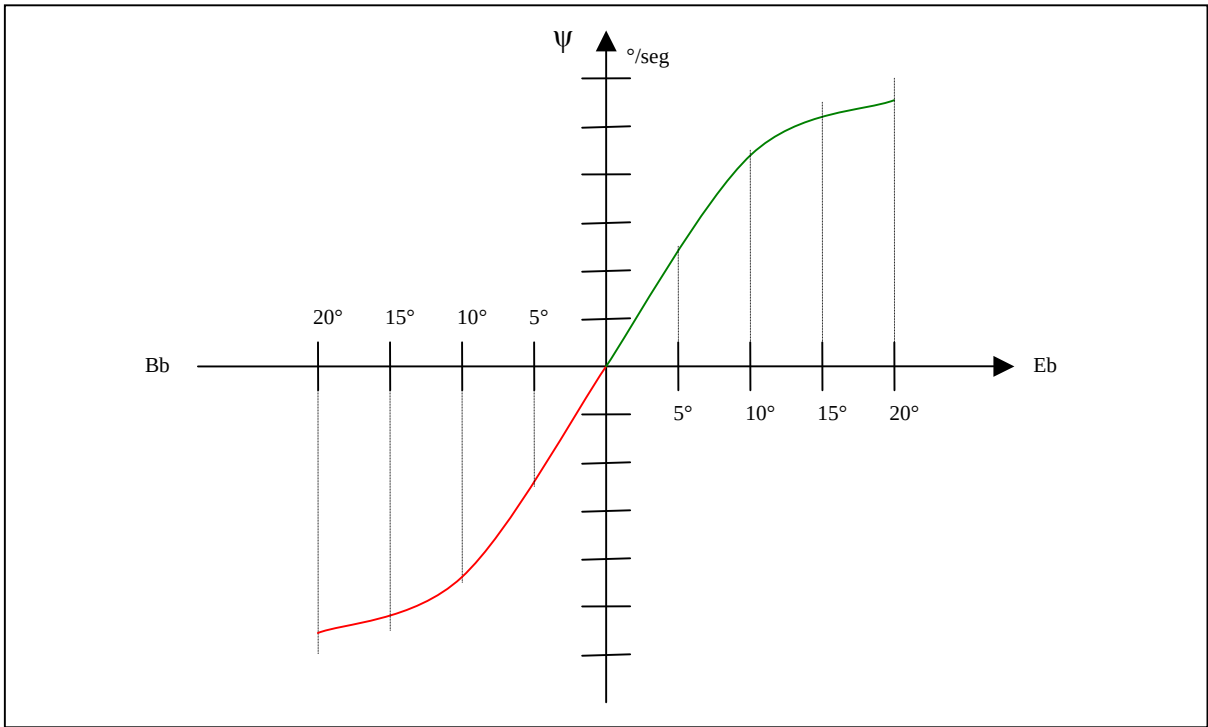


Fig. 61 Gráfica resultante de la maniobra espiral de Dieudonné para un buque con estabilidad de rumbo.

Al presentarse inestabilidad de rumbo, notará en el gráfico un área delimitada por las curvas resultantes a la que llamaremos área de histéresis (ver figura 62) y cuya cuantificación determina el grado de la inestabilidad de rumbo. Idealmente el área de histéresis debiera ser nula, utilizando el timón sólo variar una determinada proa o disminuir una guiñada asegurando el rumbo deseado, sin embargo, de no lograr una supresión total del área de histéresis debe procurarse que la velocidad de caída y el ángulo de pala de timón para anularla sean los menores posibles¹³.

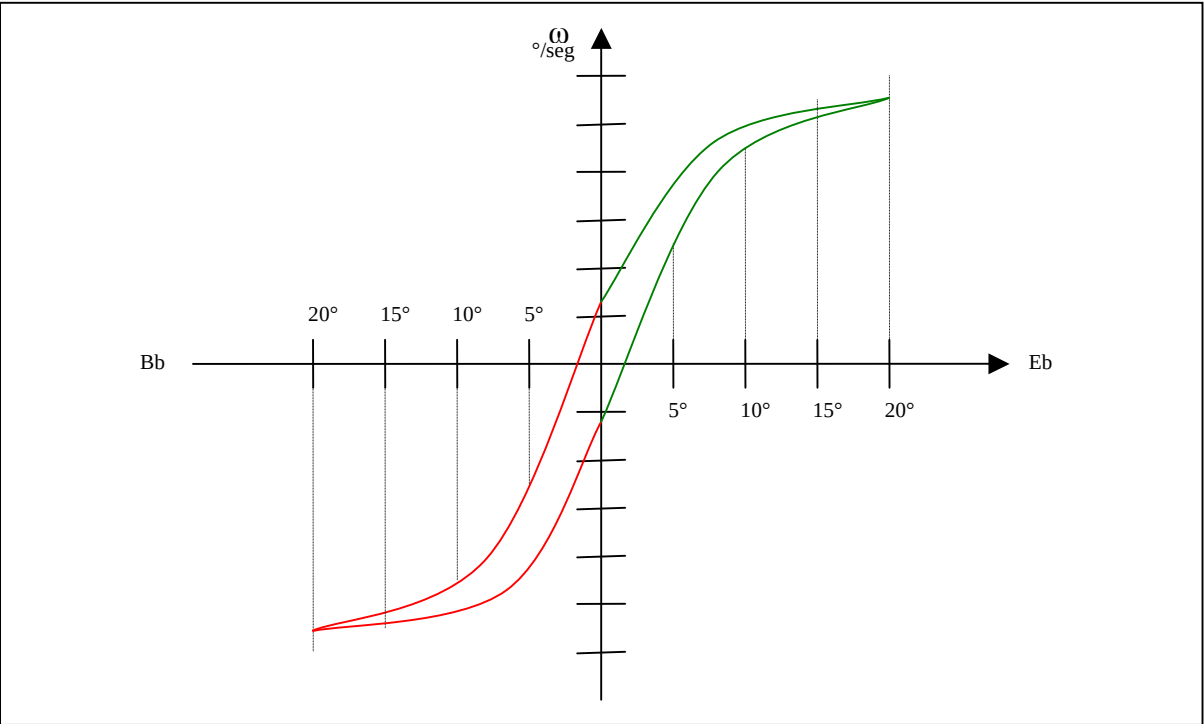


Fig. 62 Gráfica resultante de la maniobra espiral de Dieudonné para un buque con inestabilidad de rumbo, en ella se aprecia el área delimitada por las curvas, llamada área de histéresis.

Como se mencionó anteriormente, el grado de inestabilidad o guiñada permanente debe coincidir con los grados de pala de timón a meter a la banda contraria de la caída para anularla según la obtenida de la espiral de Dieudonné. Evidentemente, un buque con inestabilidad de rumbo e inestabilidad dinámica no seguirá una trayectoria rectilínea, requiriendo de constantes correcciones de timón para anular las continuas caídas de banda a banda, lo que se plasma como una trayectoria ondulante. Este punto es de gran importancia y genera particular interés debido principalmente al tiempo empleado en recorrer una distancia mayor y al consiguiente aumento en el consumo de combustible.

¹³ Según el criterio de Gertler, los valores máximos admisibles para la velocidad de caída y el ángulo de pala de timón para anularla son respectivamente $\omega \leq 0,2$ [°/seg] y $\alpha \leq 4^\circ$.

6.1.3 Maniobra Inversa de Bech

La maniobra inversa de Bech consiste básicamente en efectuar una caída a velocidad constante (guiñada constante) variando el ángulo de pala de timón para lograrlo, por lo tanto, una vez alcanzada dicha velocidad se anotará el ángulo de pala utilizado. El método permite obtener una función continua de la velocidad de giro, cerrando la espiral de Dieudonné en los valores bajos donde su detección era más difícil. El procedimiento para ejecutarla es el siguiente:

- 1. Navegando el buque full avante el timonel gobernará utilizando el mínimo ángulo de pala posible para lograr una velocidad de caída a una banda de 0,35 [°/seg]. Alcanzada dicha velocidad se registrará el ángulo de timón necesario.
- 2. Paulatinamente se reducirá el ángulo de pala de timón para lograr disminuciones en la velocidad de caída de 0,05 [°/seg] en 0,05 [°/seg].
- 3. Cuando se haya logrado la nula velocidad de caída se comenzará a incrementar ésta en la misma proporción de 0,05 [°/seg] hasta completar el ciclo en 0,35 [°/seg].

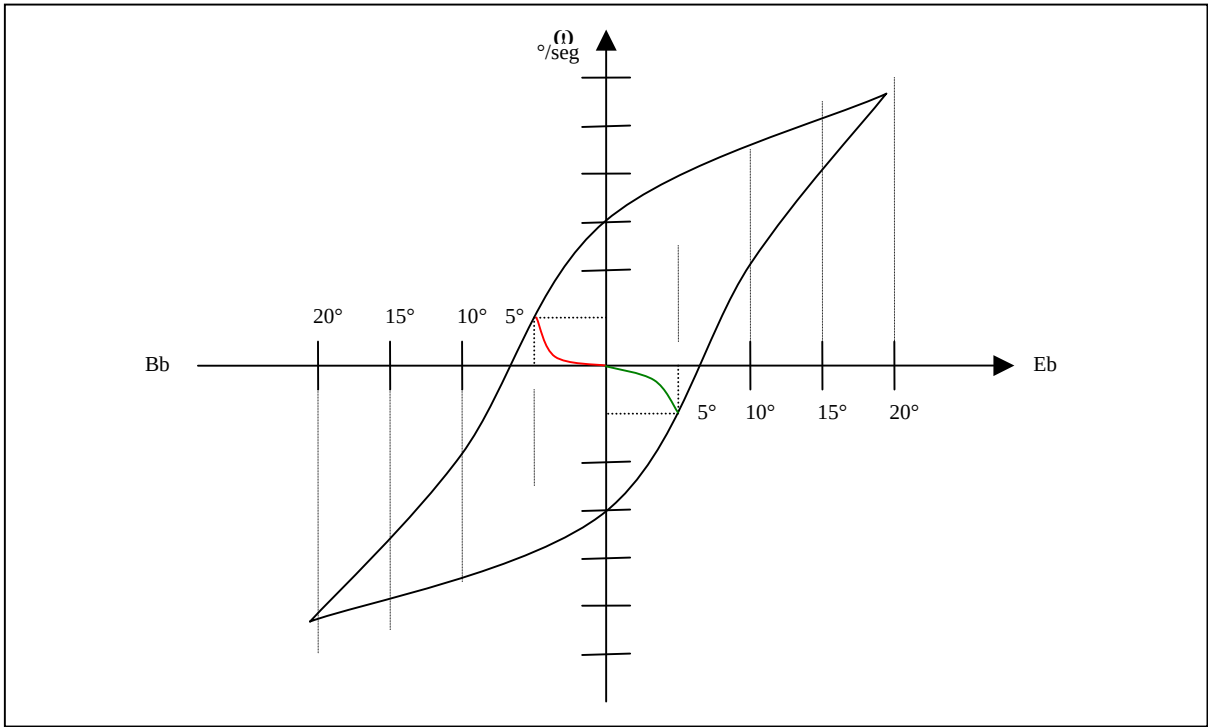


Fig. 63 Gráfico resulte de la curva inversa de Bech.

6.1.4 Maniobra de Kempf

La maniobra de Kempf permite determinar la capacidad de recuperación de la embarcación, es decir, obtener los tiempos necesarios para iniciar ciertas caídas de la proa en condiciones de navegación dadas. Es más completa y compleja que las maniobras mencionadas anteriormente. El procedimiento para su ejecución es el siguiente:

1. Navegando el buque una trayectoria rectilínea, se meten 20° de pala de timón a una banda (por ejemplo a babor) de la forma más rápida posible. El tiempo (t_1) empleado desde el 0° a los 20° de ángulo de pala es una respuesta del timón.
2. Cuando la proa del buque ha caído 20° a babor del rumbo inicial, cambiar rápidamente el ángulo de pala 20° a la banda contraria, es decir 20° a estribor. El tiempo (t_2) para que la proa alcance una caída de 20° a babor es una capacidad de respuesta del buque a la acción del timón.
3. A pesar de tener el timón con 20° de pala a estribor, producto de la inercia el buque sigue cayendo a babor a una velocidad de caída desacelerada por la acción del contra-timón (20° a estribor). El tiempo empleado (t_3) es la respuesta del buque a una acción de contra-timón. Los grados que la proa ha caído de más a dicha banda (babor) se denominan *rebasamiento del rumbo*.
4. A partir de t_3 la proa acelera su caída a la banda contraria (a estribor). El tiempo (t_4) es el empleado por el buque para recuperar la proa inicial.
5. En el punto de t_4 se procede a medir la distancia recorrida por el buque la cual se expresa en esloras (E).
6. La proa continua cayendo hacia estribor, cuando ésta ha alcanzado los 20° de diferencia a estribor respecto al rumbo inicial (t_5), nuevamente se cambia de banda el timón, quedando con 20° a babor.
7. Nuevamente, la inercia mantiene la caída hacia estribor, aunque ésta producto del contra-timón es a una velocidad desacelerada. Cuando cesa la caída a estribor en el tiempo (t_6) comienza la caída a babor.
8. Una vez que la proa ha caído 20° a babor pasando por el rumbo inicial ocurre (t_7) que marca el fin de la maniobra de Kempf.
9. El tiempo transcurrido entre t_2 y t_6 es llamado periodo de Kempf.

Desde la curva de Kempf es posible obtener una serie de conclusiones, de las cuales las siguientes son sólo algunas:

- Desde t_2 hasta t_4 ocurre el rebasamiento de desviación o de distancia el cual se aprecia en la curva Y_o/E entre el intervalo considerado.
- El tiempo hasta t_2 disminuye al aumentar la efectividad del timón y al disminuir la estabilidad dinámica del buque.
- El rebasamiento de rumbo decrece al aumentar la estabilidad dinámica y se incrementa con la efectividad del timón.
- El rebasamiento en distancia crece al aumentar la efectividad del timón y la estabilidad dinámica.
- Los rebasamientos de rumbo y distancia representan un índice de la anticipación que debería tener el timonel en la maniobra.

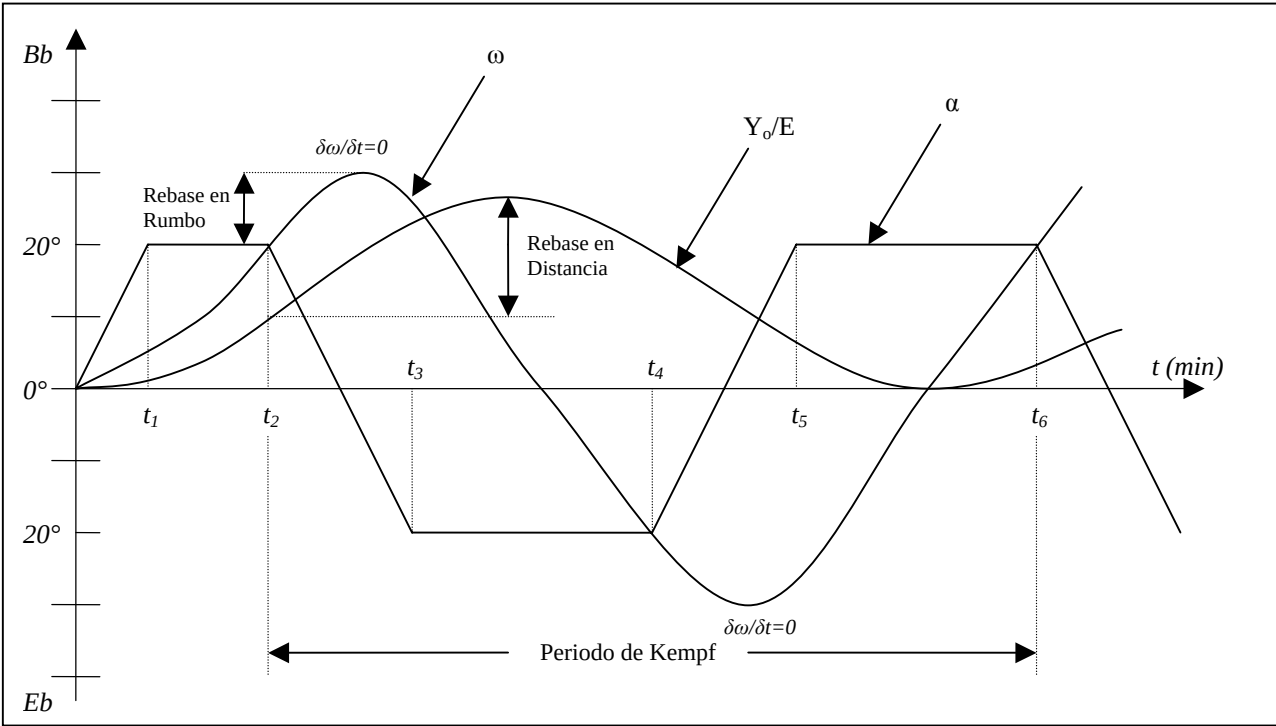


Fig. 64 Gráfico resumen de la maniobra de Kempf, en él se observan tres curvas, la de velocidad de caída ω , la de ángulo de pala de timón α y la de distancia Y_o/E .

6.1.5 Respuesta del Buque a Velocidades Variables

Esta prueba de gobierno permite conocer el comportamiento del buque cuando la velocidad varía con el régimen de máquina, pasando de full adelante a full atrás, siguiendo un procedimiento similar al de la maniobra de Kempf. La maniobra consiste en reducciones del régimen de revoluciones del propulsor cuando ha caído primeros 20°, a los máximos rebasamientos de rumbo y al último paso de la proa por el rumbo inicial para dar el full atrás.

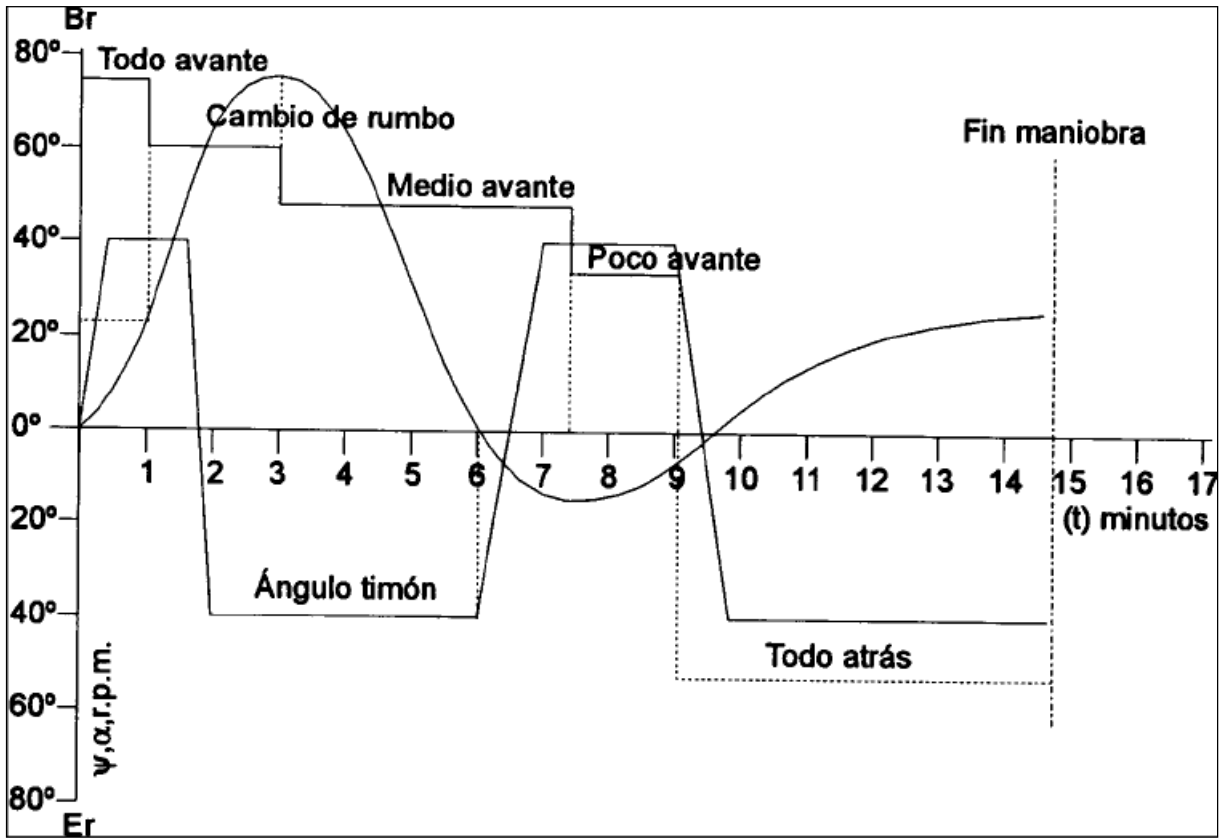


Fig. 64 Gráfico de la maniobra para verificar la respuesta a velocidades variables.

6.2 Capacidad de Evolución

Se puede definir como la respuesta del buque a la acción conjunta de la máquina 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, etc.

La propia naturaleza estructural del buque, sus condiciones de navegabilidad y las condiciones externas obligan a diferenciar los parámetros a considerar en el estudio de la capacidad de evolución.

6.2.1 La Curva de Evolución

En la curva de evolución se distinguen tres periodos de especial singularidad.

1. Periodo de Maniobra: Se inicia a partir del momento en que se mete el timón a la banda y éste alcanza el ángulo α .
2. Periodo Variable: Finalizado el periodo de maniobra, el periodo variable permanece hasta que la fuerza centrífuga, la resistencia hidrodinámica y las fuerza del timón se equilibran creando un movimiento uniforme de caída.
3. Periodo Uniforme: Finalizado el periodo variable, el periodo uniforme permanece hasta que una nueva variación del ángulo de timón o de la velocidad del buque alteren el equilibrio hidrodinámico de la caída.

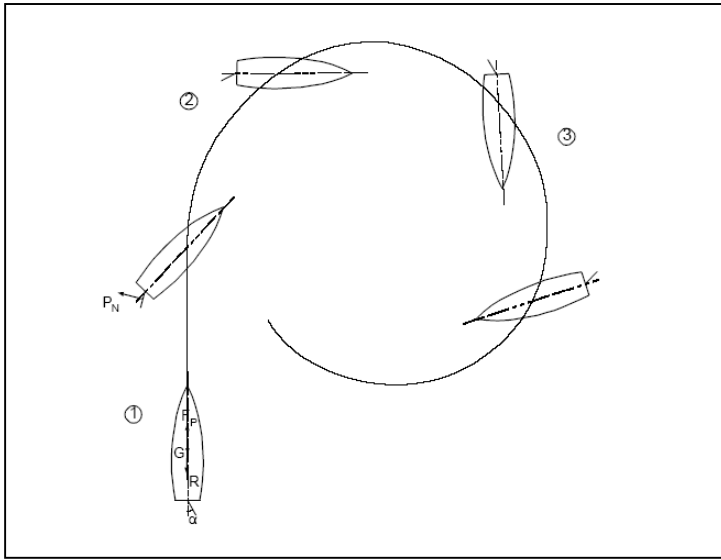


Fig. 65 Esquema del desarrollo de la curva de evolución, en él se distinguen los tres periodos mencionados anteriormente.

La curva de evolución está definida por parámetros que acotan sus dimensiones. Dichas características son:

- Avance (a): Corresponde a la distancia longitudinal recorrida por el buque hasta alcanzar una caída de 90° respecto a su rumbo inicial. Para el avance se consideran aceptables valores de 2 a 3 esloras.
- Traslado (d_1): Corresponde a la distancia lateral alcanzada por el buque cuando su proa ha caído 90° de su rumbo inicial. Para el traslado es usual un valor de 1,5 a 2,5 esloras.
- Avance Máximo ($a_{\max}$): Corresponde a la máxima distancia longitudinal recorrida por el buque al efectuar la curva. Representa la distancia mínima por la proa que requiere la embarcación para evolucionar, sin embargo, es preciso aplicar ciertas correcciones a este valor para considerarlo realmente un índice de seguridad. Por ejemplo, se debe considerar la proyección de la popa sobre la trayectoria del giro, además, un margen de seguridad por cualquier imprevisto. El no considerar estos valores representa un peligro inminente de que el buque no logre culminar su evolución. Para el avance máximo pueden admitirse valores entre 3,3 y 5 esloras.
- Diámetro Táctico (d_T): Corresponde al diámetro de la trayectoria medido cuando el buque ha alcanzado 180° respecto al rumbo inicial.
- Diámetro de Giro: Corresponde a la distancia que separa dos puntos de la trayectoria diametralmente opuestos medidos en el periodo uniforme. Usualmente el diámetro de giro varía entre 2 y 4 esloras.

Capítulo VII: “Simulaciones”

En el presente capítulo se describen algunas maniobras que pueden resultar de interés para estudiantes y profesores de ingeniería naval, principalmente por la participación conjunta de los sistemas de gobierno y de propulsión más los agentes externos o ambientales en la obtención de un determinado movimiento de la embarcación. Se debe tener presente que hay muchas variables que intervienen y modifican constantemente la trayectoria de la nave, por lo que después de conocer perfectamente las características evolutivas de nuestra embarcación deberemos aprender cómo ésta es afectada y en qué medida por los agentes externos relevantes, de modo que la decisión de aplicar cierto andar o determinado ángulo de pala de timón esté fundamentada en la experiencia adquirida.

El conjunto de pruebas, curvas y respuestas permiten crear los diagramas de maniobra, en los cuales destacan por sus aplicaciones prácticas las siguientes maniobras:

- Las curvas de evolución a distintas velocidades (muy despacio, despacio, media fuerza y toda fuerza)
- Las curvas de evolución en distintas condiciones de carga (máxima carga y lastre).
- Tiempo de respuesta de la máquina, el cual debiera ajustarse a las características mencionadas en el capítulo I, apartado 1.4.1.
- Distancias de parada y respuestas en tiempo a diferentes velocidades.
- Determinación de la velocidad mínima de gobierno.
- Respuesta del buque de full adelante a full atrás y viceversa.
- Parada en zig-zag, o parada de emergencia.
- Salvar obstáculo por la proa.
- Maniobras en aguas restringidas.

La simulación de maniobras en aguas restringidas será mucho más enriquecedora si existe una actitud seria y previsoras que pretenda incorporar el máximo de detalles al ejercicio. A modo de ejemplo, en una simulación de aproximación a un fondeadero el estudiante debiera tener presente al menos los siguientes puntos:

1. Posición exacta del punto de fondeo.
2. Posición exacta de la nave al iniciar el ejercicio (referida al punto de fondeo).
3. Sonda del punto de fondeo (teórico).
4. Calado de la nave.
5. Cantidad de cadena disponible para fondear (teórico).
6. Tipo de fondeadero (teórico).

7. Condiciones de tiempo (viento, corriente y oleaje).
8. Velocidad de aproximación.
9. Distancia de parada.
10. Cantidad de partidas consecutivas del motor principal (teórico).
11. Tiempo de inversión de marcha (teórico).
12. Visibilidad (teórico).
13. Tráfico marítimo (teórico).

Experimente con cadenas y anclas, no es necesario contar con un sistema de fondeo completo para poder observar como trabajan. El ancla del prototipo es del tipo Hall de once toneladas y la cadena de leva está conformada por eslabones de 80 mm de calibre. Considere estos valores para elaborar un conjunto cadena-ancla representativo. Recuerde que la cantidad de paños a fondear según la regla general es de dos veces la raíz cuadrada de la profundidad en brazas (ver Fig. 66).

Con el modelo estático ubique el ancla en un lecho marino adecuado según lo que pretenda estudiar, fije la cantidad de cadena según la regla general y someta el modelo a la acción del viento, efectuando leves variaciones en la dirección e intensidad de modo que actúe lo más real posible. Observe cómo trabaja la cadena en el lecho, estirándose y volviendo a su catenaria. Aumente el viento o varíe su dirección hasta que el ancla empiece a arrastrarse por el fondo. Notará que esto sucede normalmente cuando la catenaria disminuye críticamente al estirarse la cadena. Saque sus propias conclusiones y pruebe con otros tipos de tenederos o fondos.

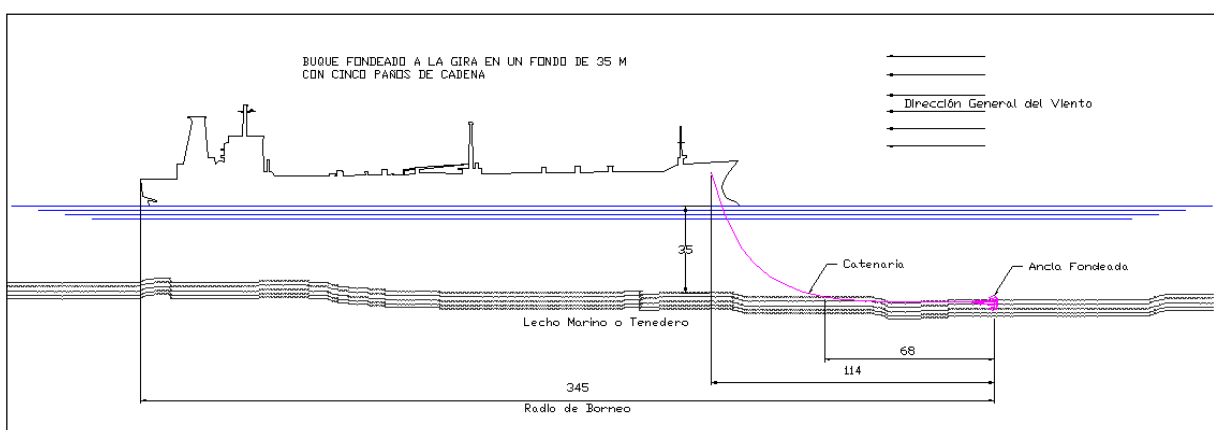


Fig. 66 Esquema a escala de un fondeo a la gira, note que la profundidad alcanza los 35 metros, para la cual se han arrojado 5 paños de cadena.

Otro tipo de simulación puede requerir el uso de espías u otros elementos de amarre, los cuales deberán respetar las escalas del modelo de tal modo que la representación sea realista por lo menos en el aspecto dinámico.

Simule la reacción de la embarcación amarrada con espías cuando es afectada por el viento, procurando respetar los puntos de sujeción de éstas a bordo (bitas) o los lugares en donde se están ejerciendo las fuerzas (gateras, escobenes, roletes, etc.).

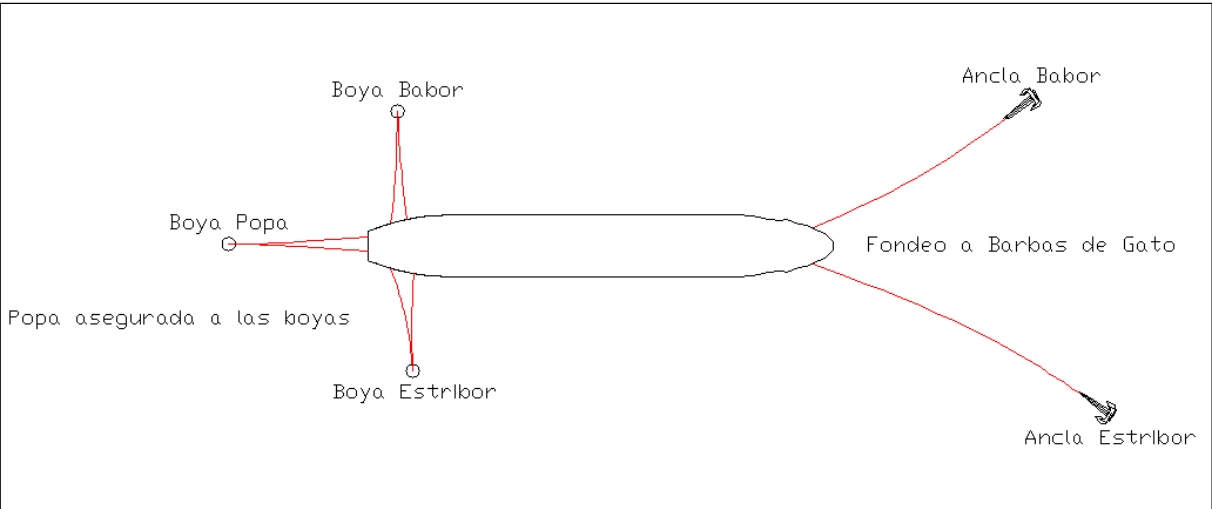


Fig. 67 Esquema de amarre a un Terminal de cargas líquidas, en el cual es necesario fondear a barbas de gato y asegurar la popa a boyas de amarre.

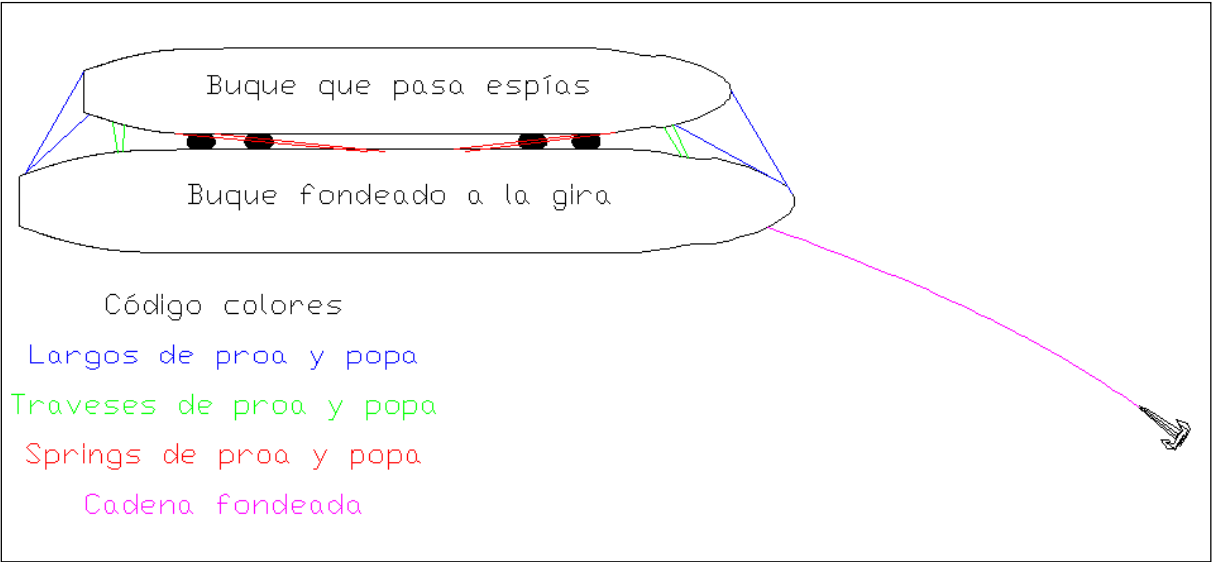


Fig. 68 Esquema de amarre de buques abarloados y a la gira. Esta maniobra es muy común en buques tanque para trasvasijar cargas, es conocida como “alije”.

Las posibilidades para crear ejercicios de simulación son enormes, las variables externas al modelo como las condiciones de tiempo y corrientes, más las variables propias del modelo, tales como las condiciones de carga, nos permiten representar innumerables situaciones, representar acontecimientos de embarcaciones reales para comprobar las dificultades experimentadas en éstas, en fin, todo dependerá de qué tan lejos se pretenda llegar y de la prolijidad de quien efectúe la simulación, tratando de apegarse lo más posible a la realidad.

Se invita entonces a los estudiantes a efectuar las pruebas cuantas veces sea necesario variando parámetros como la velocidad de la nave, la condición de carga, la condición de lastre, etc. Toda la información rescatada en cada prueba será valiosa, pero más valiosa aún será la experiencia de haber adquirido los datos navegando una embarcación.



Fig. 69 El B/T Estrecho de Magallanes abarloado a la gira en la Bahía de Concepción.



Fig. 70 El B/T Estrecho de Magallanes fondeado a la gira en la Bahía de San Vicente.

Conclusiones

Como se mencionó al iniciar este estudio, la simulación con modelos a escala es una potente herramienta que permite visualizar más claramente algunos de los fenómenos que se producen en distintos ámbitos de la ingeniería. Una continua fuente de cuestionamientos respecto al por qué de estos fenómenos y a la vez un conjunto de respuestas un tanto ocultas, que frente a los ojos sagaces del joven estudiante o del experimentado maestro, ofrecerán un mapa con caminos bien delineados convergentes en una idea final, la comprensión de qué es lo que falta, sobra o falla; sin embargo, no basta representar sólo las formas sino todo lo que influye de uno u otro modo en la manifestación de los fenómenos a estudiar. Por tal motivo, la simulación con modelos de embarcaciones se va volviendo poco a poco más compleja, proporcionalmente con el grado de exactitud perseguido, hasta chocar con límites naturales que resultan imposibles de representar sin alterar otros parámetros que pueden o no ser de importancia.

El modelo R/C del B/T Estrecho de Magallanes, nace en el proyecto de esta Tesis como una representación exacta, cuyas principales características son nada más que las mismas de su prototipo bajo una escala adecuada. A medida que se avanza, la complejidad de la representación se incrementa, pues aparecen nuevos parámetros a considerar que modifican la idea original, esto me obliga a adoptar ciertas simplificaciones que en teoría no perjudican la meta final, pero sí la alteran.

Jugando un poco con la distribución de pesos, con las formas de la obra muerta, con los espacios interiores, buscando componentes adecuados, todo se incorpora a una gran ecuación que se va resolviendo capítulo por capítulo en un enorme trabajo de prueba y error, para al fin dar por resultado un esquema a seguir para la construcción de un buen modelo, cuya principal característica es respetar las proporciones en casi todas las pruebas que con él se pueden ensayar.

A lo largo de esta tesis no sólo se incorporaron los conocimientos adquiridos en mis tiempos de estudiante, gran parte está conformada por la breve pero enriquecedora experiencia a bordo de los buques mercantes. En forma casi intuitiva, las páginas se fueron escribiendo para entregar a quien consulte en la posteridad, una idea aproximada de lo que es necesario saber acerca de los buques en el mar. Por este motivo, creo y defiendo la idea de que el experimentar con un modelo aquellas maniobras analizadas siempre bajo el prisma de las ecuaciones, es un buen comienzo para el estudiante, quien tendría la oportunidad de observar la manifestación de muchos de los fenómenos de interés en ingeniería naval aunque sean levemente distorsionados por los efectos de la escala.

Por último, grandes vacíos pueden parecer algunas de las simplificaciones y adaptaciones del modelo, es verdad, pero el ajuste de posteriores complementos me permite dejar en manos de quien lleve a cabo la construcción aquellas correcciones, imposibles de

estimar en forma precisa, pues a la escala de trabajo pequeñas diferencias entre componentes considerados, pero no definidos en cuanto a sus características, marcan en suma una gran desviación del valor final requerido. Por ejemplo, se mencionaron como componentes opcionales la cámara de video, una bomba adicional para el enfriamiento del variador, un medidor de RPMs, un cabrestante con cadenas y anclas, etcétera, componentes que no puedo definir por completo, pues la variedad en el mercado y la posibilidad de la propia construcción hace que le sea más práctico su determinación a quien construya el modelo en función de lo que pretenda estudiar con mayor detención.

Bibliografía

- “CEHIPAR PUB. 126, *Obtención de las Características Hidrodinámicas de Resistencia y Propulsión a Partir de Ensayos con Modelos*”, Antonio Baquero. Canal de Experiencias Hidrodinámicas, El Pardo. Madrid, Agosto 1989.
- “*Elementos de Hidrodinámica Naval I y II*”, *Guía del Curso*. Nelson Pérez M. Universidad Austral de Chile.
- “*Resistencia a la Propulsión*”, *Guía del Curso*. Nelson Pérez M. Universidad Austral de Chile.
- “*Teoría de la Nave I y II*”, *Guía del Curso*. Carlos Sanguinetti. Universidad Austral de Chile.
- “*Propulsión de la Nave*”, *Guía del Curso*. Carlos Sanguinetti. Universidad Austral de Chile.
- “*Maniobras de los Buques*”, Ricard Mari Sagarra, 1999.
- “*Maniobras*”, *Apuntes del Curso*. Roberto Casanova E. Universidad Austral de Chile.
- “*SHOA PUB. 3011, Instrucciones Generales de Navegación en las Cercanías de la Costa y Aguas Interiores*”, 7ª Edición 1996. Servicio Hidrográfico Oceanográfico de la Armada.
- “*Efectos del Viento Sobre las Construcciones*”. Universidad Técnica de Buenos Aires.
- WWW.HOBBYMODELISMO.ES/TIENDA
- WWW.HOBBIESGUINEA.COM
- WWW.CAMNE.COM.AR/GUIACONMODELORC/GUIACONMODELORC.HTM
- WWW.RABOESCH.COM/SPANE/CAT2_INDEX.HTM
- WWW.PIRESPRETO.COM
- WWW.RCNOTICIAS.COM/TECNICAS/CURSO_PRFV1.HTM
- WWW.E-RADIOCONTROL.COM.AR
- WWW.CARBI.NET/TECNICA/INDEX.HTML
- WWW.SUPERROBOTICA.COM
- WWW.OMEGACO.DEMON.CO.UK/MECHOME.HTM