

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

“ESTUDIO DE LA EFICIENCIA HIDRODINÁMICA DE UN CASCO CON PROA TIPO X-BOW POR MODELAMIENTO DE DINÁMICA COMPUTACIONAL DE FLUIDOS, PARA LA EMBARCACIÓN PESQUERA TÍPICA PERUANA”

**PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO NAVAL**

**ELABORADO POR:
HEINZ BILL GALDÓS LINDAO**

**ASESOR
MSc.ING. VÍCTOR NILO ACOSTA PASTOR**

**LIMA – PERÚ
2019**

Dedico esta tesis a todas aquellas personas que confiaron en mí, que supieron que siempre podía dar más y reinventarme cada día con nuevas y grandes motivaciones.

AGRADECIMIENTO:

Al Ingeniero William Martín Cipriano Quinteros, quien me brindó soporte científico y académico durante todo el proceso de elaboración de esta tesis, y al Ingeniero Jorge Martín Cipriano Quinteros, quien me brindó las bases y lineamientos de embarcaciones pesqueras debido a su experiencia en el sector pesquero peruano.

RESUMEN

La industria pesquera en el Perú es una de las principales fuentes de generación de divisas desde hace muchas décadas; sin embargo, la sobre explotación de los recursos pesqueros y la contaminación del medio ambiente marino ha colocado en peligro la existencia del sector pesquero en nuestro país. En este sentido, los armadores pesqueros no solo deben ver las condiciones operativas de sus embarcaciones como solo un aspecto económico, sino también pensar en la sostenibilidad del sector. Por lo tanto, existe una real necesidad de contar con una flota pesquera sostenible que garantice la continuidad de la pesca evitando daños al ecosistema y la biodiversidad marina. El objetivo principal de esta tesis es minimizar la resistencia al avance de las embarcaciones pesqueras peruanas, proponiendo un innovador casco del tipo X-BOW, donde se envuelve la simulación numérica por la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD); se realiza la validación de los datos experimentales de la resistencia al avance del casco de la embarcación pesquera típica peruana, luego contrastadas con los resultados numéricos del casco propuesto. Los resultados de este estudio demostrarán que este nuevo casco es más eficiente hidrodinámicamente debido al menor consumo de combustible, consecuentemente una mejor rentabilidad económica para el armador, así mismo, podemos destacar la disminución de emisiones de gases como SO_2 , NO_x y CO_2 a la atmosfera, atendiendo de esta manera las recomendaciones y exigencias de la OMI – Organización Marítima Internacional.

ABSTRACT

The fishing industry in Peru is one of the main sources of foreign exchange generation for many decades; However, the over exploitation of fishing resources and the pollution of the marine environment have put the existence of the fishing sector in our country in danger. In this regard, the fishing shipowners should not only see the operating conditions of their vessels as only an economic aspect, but also think about the sustainability of the sector. Therefore, there is a real need to have a sustainable fishing fleet that guarantees the continuity of fishing avoiding damage to the ecosystem and marine biodiversity.

The main objective of this thesis is to minimize the ship resistance of the Peruvian fishing vessels, proposing an innovative hull of type X-BOW, where the numerical simulation is involved by Computational Fluid Dynamics (CFD); validation of the experimental data for the ship resistance of the hull of the typical Peruvian fishing vessel is made, then contrasted with the numerical results of the proposed hull.

The results of this study will show that this new hull is more hydrodynamically efficient due to lower fuel consumption, consequently a better economic profitability for the shipowner, likewise, we can highlight the reduction of emissions of gases such as SO₂, NO_x and CO₂ to the atmosphere, taking care in this way the recommendations and demands of the IMO - International Maritime Organization.

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS	viii
LISTA DE TABLAS	x
PRÓLOGO	1
CAPÍTULO I.....	3
INTRODUCCIÓN.....	3
1.1. Antecedentes Referenciales.....	3
1.1.1. La Pesca en el Perú	3
1.1.2. Modelo de Innovación Representativa.....	6
1.2. Planteamiento de la Realidad Problemática.....	15
1.2.1. Realidad problemática.....	15
1.2.2. Propuesta de Solución.....	18
1.3. Objetivos	19
1.3.1. Generales:.....	19
1.3.2. Específicos	19
1.4. Hipótesis.....	20
1.4.1. General	20

1.4.2. Específica	20
CAPÍTULO II.....	21
MARCO TEÓRICO	21
2.1. Resistencia al Avance.....	21
2.1.1. Componentes.....	21
2.1.2. Formulación de Froude.	23
2.1.3. Formulación de Hughes.	24
2.2. Dinámica de fluidos computacional – CFD.	24
2.2.1. Turbulencia.	26
2.2.2. Enfoque de Reynolds-Averaged Navier Stokes.....	27
2.2.3. Enfoque Direct Numerical Simulations (DNS).....	28
2.2.4. Enfoque Large Eddy Simulations.	28
2.2.5. Modelos de Turbulencia (Marine, 2018).	29
2.2.6. Formulación del modelo de turbulencia EASM	32
2.3. Dominio Computacional	37
2.4. Rugosidad.....	38
2.5. Tiempo de Computación	39
CAPÍTULO III	41
CÁLCULOS Y/O APLICACIONES Y OBTENCIÓN DE RESULTADOS.....	41
3.1. Modelamiento Numérico de la Embarcación Pesquera Típica Peruana	41

3.1.1. Levantamiento del Plano de Líneas de Forma	41
3.1.2. Reconocimiento de Datos de Ensayo de Canal.....	44
3.1.3. Estimación del Peso del Casco y de Equipos a Bordo.....	45
3.1.4. Estimación de la Resistencia al avance por Dinámica de Fluidos Computacional.	53
3.2. Modelamiento Numérico de la Embarcación Pesquera tipo X-Bow.....	56
3.2.1. Procedimiento de Elaboración de Líneas de Forma.....	56
3.2.2. Estimación del peso del casco y de equipos a bordo.	59
3.2.3. Estimación de la Resistencia al avance por Dinámica de Fluidos Computacional.	61
CAPÍTULO IV	64
ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONTRASTACIÓN DE HIPÓTESIS	64
4.1. Validación de Modelamiento Numérico por CFD.	64
4.2. Resistencia al Avance de Embarcación Pesquera Típica Peruana vs X-Bow a igual Capacidad de Bodegas.	65
CONCLUSIONES.....	73
RECOMENDACIONES	75
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	76
ANEXOS.....	80

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Embarcación pesquera típica peruana (Oceana, 2018).....	5
Figura 2. Remolcador AHTS – Bourbon Orca (Gulbrandsen, 2011).....	7
Figura 3. Ensayos de canal (Hall, 2011)	10
Figura 4. Modelamiento 3D X-Bow. (1) Casco Serie 60, (2) Casco DMTB 5415, (3) Casco KCS (Hassan, 2018)	13
Figura 5. Validación de modelamiento en CFD (Hassan, 2018).....	13
Figura 6. Buque con proa X-Bow (KVAMSVÅG, 2006).....	15
Figura 7. Serie temporal del precio del crudo de petróleo (ICCT, 2011).....	17
Figura 8. Descomposición de la resistencia (Larsson, 1996).....	22
Figura 9. Dominio computacional (Numeca, 2018).....	38
Figura 10. Modelado geométrico del casco	42
Figura 11. Modelado geométrico del bulbo	42
Figura 12. Modelado geométrico del quillote y la zapata	43
Figura 13. Modelado geométrico EPTP .(1)	43
Figura 14. Modelado geométrico EPTP.(2)	43
Figura 15. Ensayo de canal (Universidad Austral de Chile, 2003).....	44
Figura 16. Tren de olas condición ligero 14 nudos (Universidad Austral de Chile, 2003).....	44
Figura 17. Pesos de Alistamiento (Santarelli, 1978).....	49

Figura 18. Tren de olas (1) EPTP. 15 nudos	54
Figura 19. Tren de olas (2) EPTP. 15 nudos	55
Figura 20. Representación realista, tren de olas EPTP. 15 nudos	55
Figura 21. Altura de olas EPTP. 15 nudos	56
Figura 22. Líneas de forma en proa, pesquero X-Bow	57
Figura 23. Líneas de forma en sección media	57
Figura 24. Líneas de forma en sección de popa	58
Figura 25. Vista longitudinal casco X-Bow	58
Figura 26. Vista Frontal casco X-Bow	59
Figura 27. Tren de olas (1) X-Bow 15 nudos.....	62
Figura 28. Tren de olas (2) X-Bow 15 nudos.....	62
Figura 29. Representación realista, tren de olas X-Bow 15 nudos	63
Figura 30. Altura de ola X-Bow 15 nudos	63
Figura 31. Ensayo de canal Vs CFD	65
Figura 32. Curvas comparativas de convergencia 7 nudos	67
Figura 33. Curvas comparativas de convergencia 8 nudos	67
Figura 34. Curvas comparativas de convergencia 9 nudos	68
Figura 35. Curvas comparativas de convergencia 10 nudos	68
Figura 36. Curvas comparativas de convergencia 11 nudos	69
Figura 37. Curvas comparativas de convergencia 12 nudos	69
Figura 38. Curvas comparativas de convergencia 13 nudos	70
Figura 39. Curvas comparativas de convergencia 14 nudos	70
Figura 40. Curvas comparativas de convergencia 15 nudos	71
Figura 41. Marco M.S. Vs X-Bow – Capacidad de bodega 400 m ³	71

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Coeficientes de rugosidad absoluta ϵ (Ahmed, 1987).....	39
Tabla 2. Características de la EPTP	41
Tabla 3. Resistencia al avance en Kg del modelo – Marco Marine Seattle ...	45
Tabla 4. Relación Eslora/Manga	50
Tabla 5. Relación Manga/Calado	50
Tabla 6. Relación Manga/Puntal	50
Tabla 7. Coeficiente de block.....	50
Tabla 8. Cálculo de peso de casco en acero EPTP.....	51
Tabla 9. Cálculo de peso por máquinas propulsoras EPTP.....	51
Tabla 10. Peso estimado por alistamiento EPTP.....	51
Tabla 11. Peso por margen y lastre	52
Tabla 12. Características del modelo EPTP	54
Tabla 13. Características embarcación X-Bow	59
Tabla 14. Pesos fijos a bordo	60
Tabla 15. Peso de combustible	60
Tabla 16. Peso de agua dulce	60
Tabla 17. Peso de aceite hidráulico	60
Tabla 18. Peso de aceite lubricante	61
Tabla 19. Peso en las bodegas de carga a 400 m ³	61

Tabla 20. Desplazamiento a máxima carga para 400 m ³ de bodegas.....	61
Tabla 21. Características de modelo X-Bow.....	61
Tabla 22. Resumen de resultados de CFD, embarcación Marco M.S.....	64
Tabla 23. Tabla de comparación Ensayo de canal Vs CFD.....	65
Tabla 24. Resistencia al avance en Kg, modelo X-Bow 400 m ³	66
Tabla 25. Tabla de comparación Marco M.S. Vs X-Bow 400 m ³	66

PRÓLOGO

La industria extractiva de la pesca en el Perú es de mucha importancia en la generación de miles de puestos de trabajos, y de divisas al país, los principales actores de esta actividad extractiva son los tripulantes de las embarcaciones, las embarcaciones hoy en día deben ser tales que les permitan realizar sus actividades de pesca manteniendo su integridad física. La necesidad de embarcaciones eficientes, más seguras, más veloces, con mayor capacidad de bodega, mejorarán sustancialmente las actuales deficiencias en las embarcaciones como: ineficiencia energética por el alto consumo de combustible y contaminación, reducción de siniestros como en las estadísticas de los siniestros por pérdidas de las naves incluyendo decesos mortales de los tripulantes. El objetivo de proponer nuevas alternativas de solución a la ineficiencia del casco del barco pesquero peruano, nos hace pensar en los cascos del tipo X-Bow.

El primer diseño de una embarcación con proa tipo X-Bow fue proveniente y posteriormente patentado por la firma de diseño y astillero Ulstein, empresa de origen noruego, como se detalla en el capítulo de introducción de esta tesis, además de mostrar parte de los resultados obtenidos en sus laboratorios de ensayos hidrodinámicos, la firma Ulstein muestra una política de querer ampliar las aplicaciones de la proa no solo en embarcaciones de soporte offshore sino en embarcaciones de tipo cruceros, patrulleras, embarcaciones de investigación científica y embarcaciones pesqueras.

El estudio realiza a través del análisis de la dinámica de fluidos computacional, por sus siglas en inglés CFD: Esta herramienta es la que nos permite realizar simulaciones a fin de determinar la resistencia al avance de los modelos de casco de embarcaciones nuevas, emulando los ensayos de canal para pruebas hidrodinámicas, empleando modelos de turbulencia como los descritos en el segundo capítulo de esta tesis.

El proceso de simulación y sus cálculos se ven reflejados gráficamente en la representación de los trenes de olas de la embarcación en apariencias de estado realista, como lo mostrado en el capítulo de Cálculos. La eficiencia hidrodinámica del uso de la proa tipo X-Bow para la embarcación pesquera peruana se ve reflejada al contrastar los cálculos obtenidos desde la validación del procedimiento del CFD hasta los procesos de simulación realizados al nuevo casco en estudio, comparando las curvas de convergencia como se muestra en capítulo de Análisis de resultados.

Las conclusiones del estudio realizado por esta tesis, expresa a manera de resumen los beneficios en factores de resistencia al avance obtenidos por la embarcación pesquera con proa tipo X-Bow versus a modelos de embarcaciones pesqueras de modelos existentes en el Perú.

Finalmente, en el capítulo de recomendaciones expresamos las mejoras que se deben tener en los procesos de simulación y los siguientes pasos a seguir a fin de continuar con la espiral de diseño de la embarcación.

CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes Referenciales

1.1.1. La Pesca en el Perú

La industria pesquera en el Perú es un sector que genera empleo formal, ingresos para el Estado y exportaciones que tienen impacto económico a nivel descentralizado, gracias a que buena parte de las actividades extractivas y de procesamiento de ingredientes marinos tienen su centro de operaciones en ciudades costeras del interior del país. Podemos destacar que esta industria cuenta con activos de 860 embarcaciones - actual flota operativa industrial como está en la base de datos de la Sociedad Nacional de Pesquería, y 110 plantas, lo que equivale a una inversión de US\$ 7,000 millones. La flota industrial está compuesta por diferentes artes o sistemas de pesca: flota con redes de cerco, flota con redes de arrastre, flota con artes de pesca multipropósito y sistema de trampas, las mismas que están distribuidas en todo el litoral para extraer diversas especies hidrobiológicas.

Las embarcaciones pesqueras peruanas tienen sus propias características de diseño y acondicionamiento a nuestro mar. Casi el 100% de la flota realiza su captura con el sistema de pesca por cerco, siendo las características generales como siguen (Quinteros, 2008):

- Diseño: barco pesquero diseñado para la pesca industrial con red de cerco.
- Arreglo general: Castillo y puente de mando ubicados lo más a proa posible, para permitir la utilización máxima de la cubierta para la operación de cerco. Caseta con cabina para camarotes de 12 tripulantes en proa, camarote para motoristas con 2 literas, baños de tripulantes, entrada de bajada a sala de máquinas, cocina, comedor y pañol de víveres. El puente está provisto de una gran visibilidad para fines de navegación y pesca.
El casco está dividido en 5 compartimento por mamparos estancos y como sigue: de colisión en proa, sala de máquinas, bodega que tiene 5 compartimientos formado por 2 mamparos longitudinales y semi mamparo, lazareto que contiene los tanques de petróleo, agua dulce y sistema de gobierno.
- Casco y Superestructura: fabricado con acero naval soldado de diseño longitudinal. Mamparos transversales soldados estancos y estructurados adecuadamente. Los tanques de petróleo y agua dulce son estructurales. Los espesores de las planchas de casco, cubiertas, mamparos y estructuras están sobre dimensionados para mantener rigidez.
- Equipamiento: Motor principal de capacidades desde 1200 HP – 2500 HP, dependiendo de la configuración. Grupos electrógenos, generador, bomba autocebante, baterías bombas de sentina, sistema de gobierno hidráulico; equipos de pesca: Winche de pesca, Power block, Bomba de pescado con su respectivo manguerote y desaguador, winche hidráulico para amantillo de la pluma principal, pluma auxiliar, vientos, templadores, pastecas,

montones, grilletes, etc.; equipos de fondeo como cabrestantes, anclas; equipos de navegación: radioteléfono, radar, GPS, ecosonda, sonar, compás magnético, klaxon marino; equipos de seguridad: balsas salvavidas, chalecos salvavidas, extinguidores, equipos de CO₂ y ventilación forzada en sala de máquinas.; finalmente describir a la Panga: pequeña embarcación de eslora entre 6 -10 metros, construida en acero naval que ayuda en la maniobra de pesca. La Figura 1 muestra el diseño de la embarcación pesquera típica peruana.



Figura 1. Embarcación pesquera típica peruana (Oceana, 2018)

La eficiencia energética en la resistencia al avance de las embarcaciones, se ve reflejada en la rapidez con la cual se puede desplazar hasta su zona de pesca y regresar rápidamente a sus zonas de descarga, para procesar todo lo pescado en harina, aceite o para consumo humano directo el cual deberá ser de la más alta calidad posible. Actualmente las embarcaciones pesqueras se desplazan de entre 12- 13 nudos como velocidad máxima. Surge la necesidad de construir embarcaciones más veloces, manteniendo su misma potencia instalada de

motor a fin de alcanzar los 15 nudos, además de incrementar la capacidad de bodegas (600 m³) de sus embarcaciones. Una embarcación más veloz, con la misma potencia de motor instaladas, y una mayor capacidad de bodega representaría un hito en la renovación de la flota pesquera peruana tornándose embarcaciones más eficientes.

Con este nuevo modelo de embarcación se buscará la reducción de incidencia de siniestros producto de (Vásquez, 2007): Cambios estructurales, cambios de equipos a bordo, falta de mantenimiento apropiado y oportuno, exceso de carga, manejo inadecuado de llenado de tanques y bodegas, traslado de pesos, colisiones, varaduras, incendios y/o explosiones y volcaduras.

1.1.2. Modelo de Innovación Representativa

La filial del Grupo Ulstein, Ulstein Design AS, diseñó el Ulstein X-Bow entre los años 2001 y 2004. El objetivo de este estudio de investigación y desarrollo era la fabricación de embarcaciones offshore que pudiesen navegar fácilmente en condiciones de mar gruesa. En el diseño, también participaron la empresa naviera, Bourbon Offshore Norway y la empresa hidráulica, Odim. Después de una serie de pruebas experimentales realizadas en febrero de 2005 en Marintek (Trondheim), se empezó la fabricación de la primera embarcación con proa invertida, un remolcador AHTS bautizado como Bourbon Orca, ver Figura 2. El 24 de junio de 2006 se realizó su botadura. (Bourbon Offshore Norway, Ulstein Group, Maritimt Magasin., 2018).



Figura 2. Remolcador AHTS – Bourbon Orca (Gulbrandsen, 2011)

Sus principales ventajas es el ahorro de energía resultando barcos menos contaminantes del medio ambiente. Las experiencias obtenidas demuestran que estos barcos pueden ahorrar entre un 4% y un 7% de combustible cada año, según la forma en la que sean operados. Pensados originalmente como barcos de apoyo a plataformas de perforación petrolera, hoy ya navegan también buques de prospección sísmica y todavía en proyecto de transporte de container.

En el año 2005 el diseño de la proa X-BOW recibió el premio “proeza de ingeniería” y en el 2006 el primer barco con este tipo de proa, el Bourbon Orca fue premiado como barco del año por parte de la publicación nórdica Skjprevyen y de Offshore Support Journal.

Los ensayos de canal especializados arrojaron los siguientes resultados (Group, 2018), uno de los ensayos realizados se muestran en la Figura 3:

- Aguas Calmas:
 - Ángulos inferiores de entrada.
 - Permite grandes calados en comparación con la proa con bulbo.
 - Estabilidad inicial mejorada.
- Olas:
 - Sin cargas de golpe, menos vibraciones.
 - Menos cabeceo debido a la introducción del volumen anterior en las olas.
 - Las líneas de agua que se extienden hasta la altura total del casco dividirán la energía de las olas en lugar de aplastarlas y crearán rocíos.
 - Menores niveles de aceleración.
 - La respuesta de cabeceo más baja debido a que la proa corta el tren de olas.
 - Baja pérdida de velocidad: este efecto aumenta al aumentar la altura de la ola.
 - Desplazamiento suave.
- Heave:
 - En todas las condiciones, los movimientos de Heave son comparables para ambas formas de proa, resultando menor para el X-Bow.
- Roll:
 - Movimientos de rolido relativamente pequeños debido al alto período de balance natural del diseño. Para los mares de popa

o de proa, el rolido de X-BOW es favorable en comparación con la proa convencional.

- Pitch:
 - Los movimientos de cabeceo son similares para ambas formas de proa. En olas más altas, los movimientos de inclinación para la proa convencional se hicieron más altos.
- Wavedrift:
 - La fuerza de la onda de deriva a velocidad cero es de interés para el posicionamiento dinámico de la embarcación. Cuanto menores sean las fuerzas, mejor será el rendimiento del DP o el consumo de combustible y las emisiones serán igualmente menores.
- Presiones de impacto en proa:
 - Las presiones de impacto de la proa se midieron a varias alturas a lo largo de la proa y mostraron grandes diferencias.
- Niveles de aceleración:
 - Los niveles de aceleración longitudinal son considerablemente más bajos para la proa X. La explicación para esto solo se puede encontrar en la forma de la proa, dando menos impacto de onda. Las aceleraciones transversales también son más bajas para los estados del mar que dividen la proa. Los niveles de aceleración más bajos en el plano horizontal, conducen a un nivel de confort más alto a bordo. Las aceleraciones en la dirección vertical son iguales.

- Características de estabilidad:
 - Una proa con bulbo desplaza más volumen debajo de la línea de flotación en la proa, lo que, como consecuencia, produce menos área en la línea de flotación.
 - La proa invertida presenta una distribución de volumen específica sobre la profundidad del casco y las superestructuras que conducen a una línea de agua más completa en la proa.
 - Esta diferencia da como resultado una mejor estabilidad inicial de la proa X en comparación con la proa convencional.
 - Como resultado de la mayor estabilidad inicial, la capacidad de carga de la plataforma (o VCG permisible) es mayor en la proa X.

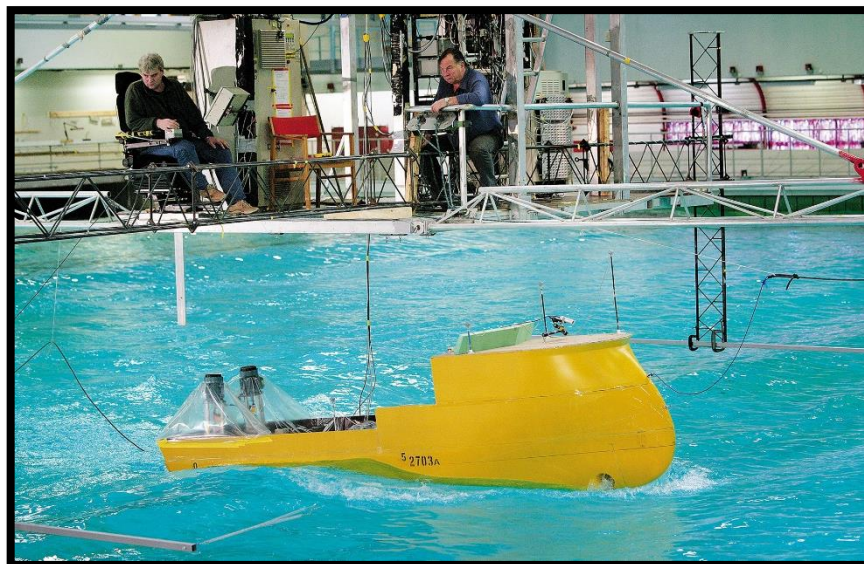


Figura 3. Ensayos de canal (Hall, 2011)

Desde entonces se busca nuevas aplicaciones de la forma de proa X-Bow, ampliando su campo de acción, generando diseños nuevos como lo son para cruceros de placer, buques de investigación científica con características

polares, embarcaciones de soporte offshore en plantas eólicas marinas, embarcaciones pesqueras de arrastre, y otras. Lo que se busca en esta tesis es el desarrollo de una embarcación pesquera de tipo cerco con diseño de proa tipo X-Bow, un diseño que sin lugar a duda revolucionará los diseños de las embarcaciones pesqueras en el Perú.

Así de esta manera se presenta estudios previos con referencias a la aplicación de la proa tipo X-Bow, comparando sus beneficios con otros tipos de embarcaciones, con diseños ya consolidados los cuales se encuentran operando en la actualidad, incluso con diseños militares, como se muestra a continuación.

“X-bow Design for Ship Energy Saving” (Hassan, 2018)

Las formas de proa del barco tienen un efecto significativo en los componentes de resistencia del barco, especialmente los componentes de resistencia de olas, los cuales, a través de los años, investigadores de la hidrodinámica del buque han inventado diferentes formas de minimizar la resistencia de ola frente al desplazamiento del buque.

Este estudio ilustra la forma de proa convencional, forma de proa bulboso y muestra el método popular para diseñar cascos desarrollados y algunas formas de Proa innovadoras como el tipo de proa X-Bow, explicando cómo diseñar el casco para que se adapte con proa X-Bow dependiendo de la técnica de ingeniería inversa.

Los tres cascos de referencia elegidos para realizar pruebas y evaluar el innovador X-Bow, son: las formas de la serie 60 del casco del modelo de la carga, KCS para el casco de buque portacontenedores y DTMB 5415 para casco de modelo de buque de guerra. El modelo geométrico en 3D de tres cascos de referencia es creado mediante el uso de software Rhinoceros 3d junto a los tres cascos de referencia se modifican para adaptarlo con Proa X-Bow.

Se recopilan datos experimentales de tres cascos de referencia para usar para la validación con código numérico de resultados de CFD-Fluent. Las etapas de configuración numérica se ilustran para estimar componentes de resistencia viscosa y resistencia a la formación de olas.

La comparación entre los modelos de casco de referencia y los modelos modificados es necesaria para mostrar la cantidad de reducción en la resistencia a la formación de ondas debido al montaje de la Proa X-Bow. Los resultados obtenidos de este estudio se utilizan en la creación de resistencia a la formación de olas equivalente a la ecuación de reducción debido al uso de la proa X-Bow para el casco dado en lugar de usar proa con bulbo.

El modelo DTMB 5415 fue usado para calibrar el software Maxsurf Resistance Advance con CFD-Fluent mediante el uso de tres métodos empíricos de Holtrop, Van Orthemerson y Fung.

Este trabajo de tesis muestra el efecto de diferentes rangos de relación de longitud de las dimensiones de la embarcación, coeficientes de forma y la relación de esbeltez en componentes de resistencia para DTMB 5415. Ver Figura 4 y 5.

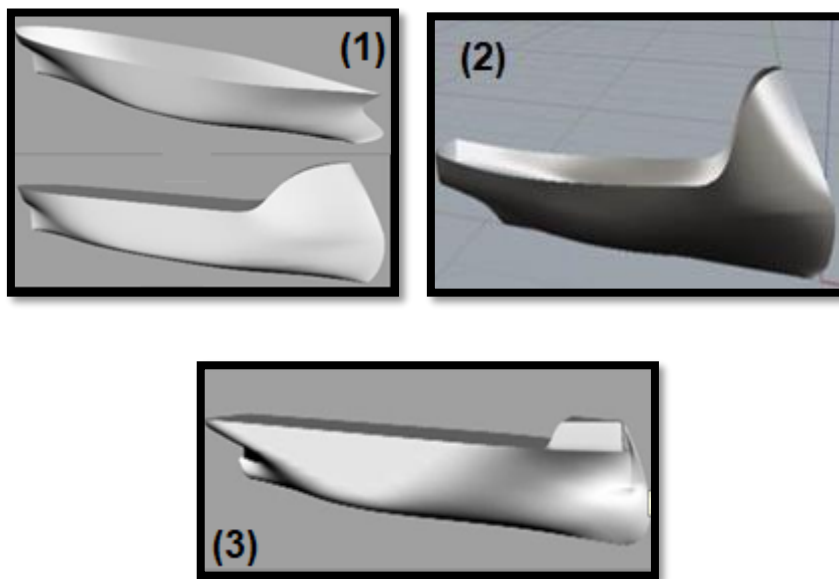


Figura 4. Modelamiento 3D X-Bow. (1) Casco Serie 60, (2) Casco DMTB 5415, (3) Casco KCS (Hassan, 2018)

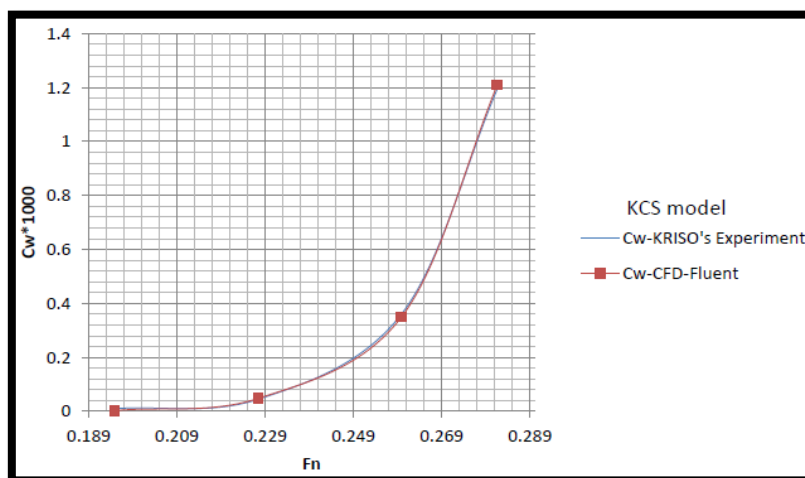


Figura 5. Validación de modelamiento en CFD (Hassan, 2018)

“Optimization of Bow Shape for Large, Slow Ships” (Nordas, 2012)

El objetivo del diseño de la proa X-BOW mostrada en la Figura 6, no es simplemente reducir la resistencia añadida en las olas. Tiene como objetivo mejorar varios aspectos del funcionamiento de los buques de alta mar. Buques

de servicio offshore a menudo tienen la timonera y la superestructura frente a la mitad de la nave. Por lo tanto, los movimientos son críticos, cabe señalar en este caso para el alojamiento y el descanso de la tripulación. Las características de movimiento también es un aspecto importante de la operatividad de los buques offshore, que Ulstein Design afirma haber mejorado con X-Bow. La solicitud de patente resume las ventajas de X-Bow como (entre otros) (KVAMSVÅG, 2006)

1. Aceleraciones y retardos más bajos, que proporcionan una mayor velocidad promedio en el mar, lo que reduce la necesidad de energía y el consumo de combustible.
2. Reducción en la cantidad o eliminación de green water en la cubierta, así como el Slamming.
3. Menor riesgo de daños por condiciones climáticas extremas en la nave debido a que se reduce la reflexión de las olas.
4. Mejora del entorno de trabajo a bordo con respecto a:
 - Las aceleraciones verticales y transversales, consecuentemente mejora la seguridad durante la navegación y una mayor operatividad.
 - Reducción del ruido y la vibración debido a movimientos suaves y reducción del movimiento de sway. Aumento de la comodidad y un mejor entorno con respecto al tiempo de descanso de la tripulación.

Este modelo principalmente se centra en los buques destinados a operaciones marinas offshore, en lo que se establece que cuando los buques de servicio offshore esperan el mal clima, normalmente se inclinarán hacia el viento y las

olas. Las proas típicas de los barcos en alta mar han inclinado la proa sobre la línea de flotación, reflejando las olas en gran medida, fuertemente sujetas a golpes de las olas contra el costado del buque, ocurriendo la generación de salpicaduras y presencia de green water en cubierta frente a la superestructura (KVAMSVÅG, 2006).



Figura 6. Buque con proa X-Bow (KVAMSVÅG, 2006)

1.2. Planteamiento de la Realidad Problemática.

1.2.1. Realidad problemática.

Las emisiones de las embarcaciones pesqueras en el Perú, 860 embarcaciones del sector industrial, sumándose las del sector artesanal, no están bien cuantificadas y son una de las fuentes antropogénicas menos reguladas. La evaluación de las emisiones del sector pesquero industrial y artesanal a escala regional y mundial es interesante debido a sus diversos impactos en la salud humana, el clima y los ecosistemas.

Debido a que se estima que casi el 70% de las emisiones de los barcos ocurren dentro de los 400 km de costa los barcos tienen el potencial de contribuir

significativamente a la degradación de la calidad del aire en las áreas costeras. Además, también se generan emisiones cuando los buques están atracados, dado que los motores principales no siempre están apagados. (Viana, Hammingh, Colette, Querol, & Aardenne, 2014)

Las actividades de pesca han tomado importancia debido a su gran influencia con las emisiones del sector marítimo que contribuye significativamente a la contaminación del aire y al cambio climático.

En el año 2005, los barcos emitieron aproximadamente 1,7 millones de toneladas de SO₂, lo que correspondió a aproximadamente el 20% de las emisiones de fuentes terrestres en los estados miembros de la Unión Europea (UE-27). Las emisiones de NO_x (2.8 millones de toneladas) fueron equivalentes al 25% de las emisiones terrestres. Aproximadamente el 30% de estas emisiones se produjeron en los mares territoriales de los Estados miembros de la UE. Las emisiones de las zonas económicas exclusivas (200 nm) representaron aproximadamente el 75% de las emisiones totales. (Camplig , y otros, 2013)

Esto es en regiones del mundo, donde se tiene un mayor control y concientización de los efectos del calentamiento global. No siendo el Perú, un país ajeno a los cambios del calentamiento global.

Una de las problemáticas que se busca solucionar en esta tesis es dar como solución la reducción a la contaminación ambiental generada por la actividad extractiva de la Pesca peruana.

La búsqueda de la eficiencia hidrodinámica en los cascos de las embarcaciones pesqueras, siempre ha sido un tema de suma importancia, porque está relacionada con el Impacto Ambiental y con los costos operativos de la embarcación. Las adecuadas líneas de forma, es decir líneas geométricas del casco de la embarcación pesquera, son pensadas con la finalidad de disminuir al máximo la energía necesaria para desplazar la embarcación a una determinada velocidad.

Hoy en día, el modelo de la Proa X-Bow, busca demostrar sus ventajas comparativas de eficiencia hidrodinámica, demostrando hasta un ahorro del 17% en energía necesaria para desplazar una embarcación del mismo desplazamiento que usaría una embarcación de proa con bulbo o proa convencional. Una reducción en el consumo de energía necesaria para desplazar la embarcación pesquera se ve evidenciada en el menor consumo de combustible, como bien sabemos los altos costos de los mismos inviabiliza nuevos proyectos. En la Figura 7, se muestra los incrementos continuos del precio del petróleo proyectados hasta el año 2020.

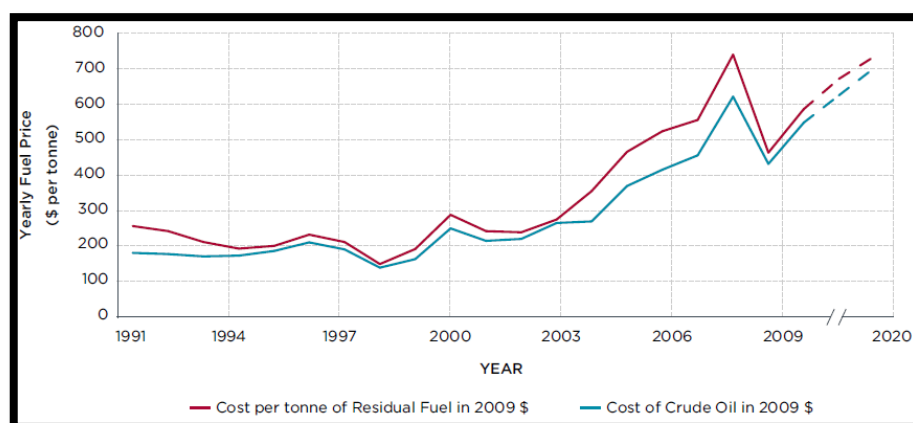


Figura 7. Serie temporal del precio del crudo de petróleo (ICCT, 2011)

Por la necesidad de hacer frente no solo al incremento constante del costo del petróleo, y la disminución del impacto ambiental producto de los gases causantes de calentamiento global, han surgido soluciones alternativas como, el uso de paneles solares, velas, cometas, que ayuden en el desplazamiento de las embarcaciones.

1.2.2. Propuesta de Solución.

Usualmente para probar una nueva forma hidrodinámica, se suele realizar ensayos hidrodinámicos, construyendo el modelo a escala del casco a probar, para luego someterlo a pruebas de remolque en el canal hidrodinámico, lo que todo ello involucraría un tiempo y coste sumamente elevado.

El estudio de la dinámica de fluidos computacional, nos permite reducir sumamente los factores involucrados en el coste de la realización de pruebas, e iteraciones de los distintos modelos hidrodinámicos, pudiendo identificar errores, y corregirlos gracias a los resultados característicos del software, además permite importar modelos en programas de diseño naval. El factor tiempo, es un factor importante que se salvaguardaría, reduciendo el tiempo a la tercera parte de lo que involucraría un ensayo hidrodinámico en el canal.

Actualmente los estudios de ensayos hidrodinámicos por método computacional son conocidos y consolidados tanto en la industria y en la academia, es una opción cuantitativa para validar los datos del proyecto, antes de la construcción de cualquier embarcación.

Sin embargo, todo modelo computacional deber ser validado y respaldado por datos experimentales; para este caso específico, los resultados obtenidos por la dinámica de fluidos computacionales, serán validados con los obtenidos en los ensayos de canal. Una vez calibrado el modelo computacional, es posible realizar diversas modificaciones en el caso y tener confianza en los resultados obtenidos numéricamente, estos ensayos experimentales serán realizados en una segunda fase del proyecto.

De esta manera se busca demostrar a la comunidad científica, las bondades del modelo de proa X-Bow, mostrando su eficiencia hidrodinámica, las mismas serán presentadas a los empresarios pesqueros para que ayuden en la toma de decisiones en la construcción de sus nuevas embarcaciones pesqueras.

1.3. Objetivos

1.3.1. Generales:

Demostrar mediante el estudio hidrodinámico de la dinámica de fluidos computacional, que la disposición geométrica de la proa X-BOW, impacta en la eficiencia energética, contribuyendo a la reducción del impacto ambiental por la disminución de emisión de gases debido al menor consumo de diésel marino de las embarcaciones, consecuentemente menos costos operativos.

1.3.2. Específicos

- a) Comparar los resultados experimentales y numéricos, para validar los ensayos de canal y la simulación de la dinámica de fluidos computacional CFD.

- b) Simular el comportamiento hidrodinámico (resistencia al avance) empleando un modelo numérico de la dinámica de fluido computacional para el estudio de la proa X-Bow.
- c) Estimar los valores de eficiencia energética que representaría esta nueva forma de proa.

1.4. Hipótesis

1.4.1. General

La forma hidrodinámica optimizada del casco con proa invertida X-Bow, disminuye el consumo de combustible de la embarcación pesquera, haciéndola más eficiente, ya que implica un menor requerimiento de energía para desplazar a la embarcación, impactando positivamente en la reducción de emisión de gases contaminantes causantes del calentamiento global.

La eficiencia hidrodinámica (numérica) de la proa X-Bow, plasmará sus ventajas respecto a proas con bulbos convencionales, con lo cual se dará a conocer a la comunidad científica y empresarial los beneficios de este nuevo modelo y permitirles optar por este, a fin de renovar la flota pesquera peruana.

1.4.2. Específica

La herramienta de la dinámica de fluidos computacional CFD optimiza la proa X-Bow para la embarcación pesquera peruana, impactando positivamente en la eficiencia energética de este nuevo casco, permitiendo proponerlo como mejora para la embarcación pesquera típica peruana.

CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO

2.1. Resistencia al Avance

2.1.1. Componentes

La resistencia al avance de la embarcación se ve reflejada en distintos parámetros como lo son:

Resistencia del casco: referida a la oposición al avance originada por la forma geométrica del casco determinada por sus principales parámetros de forma, secciones en U, secciones en V. Están presentes también los factores de presión, fricción y formación de olas.

Apéndices: estructuras locales, tales como bulbos de proa, quillas de balance, arbotantes, palas de timón, ecosondas, thruster de proa, popa, ecosondas, y otros acordes a las características de la embarcación.

Resistencia del aire: es la resistencia ofrecida por componentes referidos al diseño de la superestructura, estiba de contenedores y de estructuras en cubierta que le hagan frente al aire en el desplazamiento de la embarcación.

Los factores involucrados en la estimación de la resistencia al avance, están vinculados entre sí, se plantea el concepto de la descomposición de la resistencia al avance como se muestra en la Figura 8.

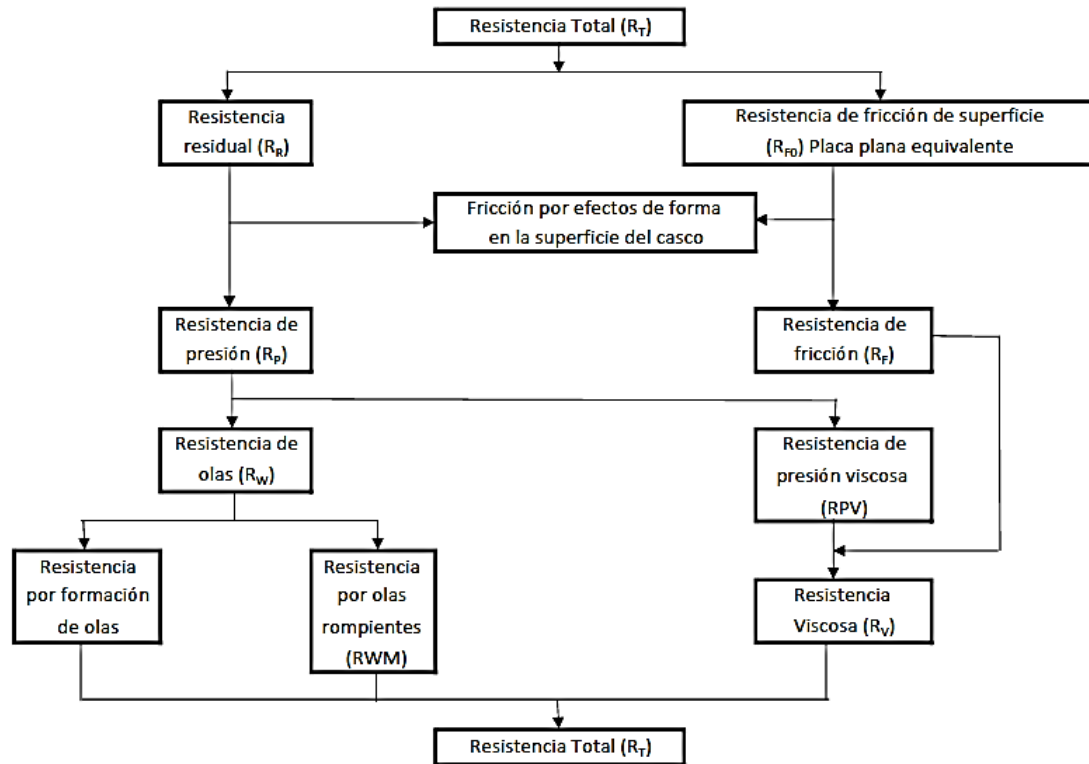


Figura 8. Descomposición de la resistencia (Larsson, 1996)

De todos los componentes mencionados anteriormente se hará estudio al componente determinado por la resistencia del casco, siendo el estudio las nuevas líneas de forma propuestas en el diseño de la embarcación pesquera con proa tipo X-Bow

En los estudios de ensayos de canal se prueban los modelos en estudio a escalas, ya que es prácticamente imposible probar las embarcaciones a escala real, para ello se recurre a las formulaciones brindadas por Froude y Hughes, como se describe a continuación:

2.1.2. Formulación de Froude.

Fue el primero que se enfocó en el estudio de la resistencia al avance, lo que lo llevo a la formulación de la ecuación que nos permitiría realizar la extrapolación entre el modelo y el buque, dividiendo la resistencia en dos componentes principales como la resistencia residual y la resistencia friccional.

$$C_T = C_F + C_R \quad \dots(1)$$

Donde:

C_F es el coeficiente friccional determinado por la semejanza de una placa plana de igual longitud que el modelo.

C_R es el coeficiente de resistencia residual derivado del ensayo de canal del modelo

$$C_R = C_{Tm} - C_{Fm} \quad \dots(2)$$

De donde el análisis de semejanza de Froude establece que:

$$C_{Rm} = C_{RB} \quad \dots(3)$$

Los coeficientes de resistencia residual tanto del modelo como del buque son iguales, de lo que se puede deducir lo siguiente:

$$(C_T - C_F)_m = (C_T - C_F)_B$$

$$C_{Tm} - C_{Fm} = C_{TB} - C_{FB}$$

$$C_{TB} = C_{Tm} + (C_{FB} - C_{Fm}) \quad \dots(4)$$

2.1.3. Formulación de Hughes.

Hughes plantea que la resistencia del buque está conformada por las componentes de la resistencia viscosa y por la resistencia de formación de olas.

Estableciendo el factor de forma para determinar la relación entre el modelo y el buque, como se muestra a continuación:

$$C_T = C_V + C_W \quad \dots(5)$$

O, el equivalente:

$$C_T = (1 + K)C_F + C_W \quad \dots(6)$$

Donde:

$$C_V = (1 + K)C_F \quad \dots(7)$$

(1+K) es el factor de forma que depende de la forma del casco

C_F es el coeficiente friccional, C_V coeficiente viscoso

Estableciendo la relación de semejanza entre el modelo y el buque, se tiene:

$$C_{WB} = C_{Wm} \quad \dots(8)$$

$$C_{TB} = C_{Tm} - (1 + K)(C_{Fm} - C_{FB}) \quad \dots(9)$$

2.2. Dinámica de fluidos computacional – CFD.

El atractivo de un método numérico para estimar la resistencia del casco del barco está en la capacidad de buscar la mejor solución entre muchas variaciones en la forma. Tal proceso de optimización del diseño del casco tiene el potencial

de encontrar mejores soluciones más rápidamente que un ciclo de diseño convencional utilizando modelos a escala y pruebas de tanques de remolque asociados.

Históricamente, la capacidad de los métodos numéricos se ha ampliado a medida que las computadoras se han vuelto más poderosas y más rápidas. En la actualidad, todavía parece que no hay disminución en la tasa de aumento en la potencia de cálculo y, como resultado, los métodos numéricos jugarán un papel cada vez más importante. Vale la pena señalar que la aplicación correcta de tales técnicas tiene muchas similitudes con la de la experimentación de alta calidad.

Un aspecto con el que incluso los métodos más simples tienen una ventaja sobre las pruebas tradicionales de tanques de remolque es el nivel de detalle de campo de flujo disponible. Si se interpreta correctamente, esto trae un mayor nivel de comprensión al diseñador del comportamiento físico del casco en el flujo que lo rodea.

La capacidad de extraer información del campo de flujo, ya sea como valores de presión estática y esfuerzo de corte en la superficie mojada del casco, o en la superficie delimitada de un volumen de control, permite el uso de componentes de fuerza o un desglose de energía para evaluar una estimación teórica de la resistencia numérica.

Siempre se debe recordar que la incertidumbre asociada con la medición experimental ahora es reemplazada por las incertidumbres asociadas con el uso de técnicas numéricas. Estos siempre contienen niveles inherentes de

abstracción lejos de la realidad física y están asociados con la representación matemática aplicada y el uso de soluciones numéricas para estos modelos matemáticos. (Anthony F.Molland, 2011)

2.2.1. Turbulencia.

La predicción numérica precisa de los flujos turbulentos sigue siendo una de las tareas más difíciles para CFD. La principal dificultad radica en el hecho de que, en el número de Reynolds de interés de ingeniería, existe una gran disparidad de escalas temporales y espaciales (remolinos-eddies) de movimiento. En una simulación numérica directa (DNS), se intenta resolver todas las diferentes escalas de movimiento; los remolinos más grandes que escalan con la dimensión del dominio de flujo a las escalas de disipación más pequeñas. Dicho enfoque requiere capacidades de computación que son inalcanzables en la generación actual de computadoras.

En el enfoque de Reynolds promediado de Navier Stokes (RANS), el énfasis está en calcular las cantidades de flujo promedio con modelos de turbulencia que tengan en cuenta las cantidades fluctuantes. A lo largo de los años, el enfoque de RANS se ha utilizado ampliamente para los cálculos de ingeniería basados en el supuesto de que la mayor parte de la información de diseño se puede obtener del comportamiento de las cantidades de flujo promedio.

El principal inconveniente de este enfoque, sin embargo, es la escasez de modelos de turbulencia. Un tercer enfoque, que está en marcha, es la simulación de grandes remolinos (LES), donde se calculan las grandes escalas de movimientos junto con las cantidades de flujo promedio, mientras que las

escalas pequeñas se modelan. Se observa que a pesar de los avances en LES y DNS, RANS sigue siendo la única herramienta viable para los cálculos de diseño de ingeniería de rutina. A continuación, se discuten los desarrollos recientes en cada uno de estos tres enfoques: (ITTC, 1996)

2.2.2. Enfoque de Reynolds-Averaged Navier Stokes.

A pesar de que el nivel actual de la tecnología informática permite que los cálculos de RANS se realicen para flujos completamente inestables en dominios complejos, el éxito es algo limitado debido a la falta de modelos de turbulencia robustos. Hasta la fecha, los modelos de turbulencia más utilizados son la ecuación de $K - \varepsilon$ Eddy modelos de viscosidad. Como señaló Speziale (1994), dos modelos de ecuaciones representan el nivel mínimo de cierres aceptables basados en ecuaciones de transporte para las tensiones de Reynolds que constituyen el nivel más alto práctico en este punto.

Sin embargo, los modelos de viscosidad de remolinos algebraicos más simples, como el modelo Baldwin Lomax, continúan siendo utilizados en campos de flujo complejos como los flujos alrededor de un buque combatiente naval de superficie con cierto éxito (Stern, 1996) comparó dos modelos algebraicos, dos modelos de una ecuación y seis modelos de dos ecuaciones para flujos compresibles encontrados en aplicaciones de aeronaves. Mostraron que los modelos algebraicos / ($K - w$ / $K - \varepsilon$ combinados de Menter) eran incapaces o los más precisos para capturar la física de los campos de flujo complejos. Sin embargo, cada modelo de dos ecuaciones tenía sus fortalezas y debilidades específicas que, lamentablemente, deben evaluarse para cada aplicación. En

general, los modelos de viscosidad de Foucault han tenido éxito en los cálculos de RANS, pero sus limitaciones inherentes son cada vez más dominantes a medida que se intentan los cálculos para campos de flujo turbulentos anisotrópicos complejos.

2.2.3. Enfoque Direct Numerical Simulations (DNS).

A pesar de ser computacionalmente muy intensivo y limitado a flujos de números de Reynolds bajos, el DNS continúa desempeñando un papel importante en la investigación de turbulencias fundamentales y proporciona información valiosa sobre las correlaciones turbulentas para el desarrollo de modelos de turbulencia de RANS. Simulaciones recientes para campos de flujo irregular ((Choi & Moin, 1993); (Neves & Moin, 1994)) muestran que el DNS puede tener un interés de ingeniería más allá de los problemas canónicos tradicionales (es decir, paso hacia atrás, flujo de canal completamente desarrollado, capa de mezcla). Sin embargo, las simulaciones de flujo más complejas, incluso en números de Reynolds moderados, por ejemplo, el flujo más allá de una práctica geometría del casco del barco, están a una buena distancia de décadas.

2.2.4. Enfoque Large Eddy Simulations.

La fortaleza de LES radica en el hecho de que solo los remolinos turbulentos más pequeños (es decir, escalas de subgrid), que son más universales y menos energéticas que los remolinos más grandes, necesitan ser 0. Además, estos pequeños remolinos tienden a ser más isotrópicos y se equilibran más rápido que los remolinos más grandes. Esto justifica el uso de un modelo de viscosidad

eddy simple como el que se basa en la fórmula de Smagorinsky (1963) para modelar las tensiones de subgrid-scale (SGS). La técnica de modelado dinámico propuesta por Germano y otros (1991) demostró ser un punto de inflexión importante en la investigación de LES al proporcionar un procedimiento para calcular las constantes del modelo en el modelo de Smagorinsky junto con otras variables de flujo, lo que reduce el grado de arbitrariedad involucrado.

Los desarrollos recientes en el modelado de SGS incluyen la técnica de localización (Ghosal, Lund, Moin, & Akselvoll, 1994) que describe una metodología para aplicar la técnica de modelado dinámico en dominios complejos que utilizan un sistema de coordenadas generalizado como un área de investigación actual (Lund, 1995); (Jordan, 1994)). Con otro orden o una magnitud de mayor madurez en la parametrización de la escala de sub-rejilla, LES debería encontrar su manera de competir con, si no reemplazar, RANS como una herramienta de ingeniería viable.

2.2.5. Modelos de Turbulencia (Marine, 2018).

One-Equation Model (Spalart-Allmaras):

El modelo de turbulencia Spalart-Allmaras es un modelo con integración a la pared basado en una ecuación de transporte para la viscosidad turbulenta. Está inspirado en un modelo anterior desarrollado por Baldwin y Barth. Su formulación y coeficientes se definieron mediante análisis dimensional, invariancia galileana y resultados empíricos seleccionados tales como capas de mezcla bidimensionales, estelas y flujos de capa límite de placa plana.

Wilcox Two Equation Model:

El modelo (K-W), es un modelo de viscosidad de Foucault de dos ecuaciones ampliamente probado con integración en la pared. La referencia principal a este modelo está dada por Wilcox, y su formulación se usa en el código ISIS-CFD y el modelo será referido aquí como el modelo de turbulencia de K-W Wilcox. Las raíces de este modelo se pueden remontar a Kolmogorov, Prandtl, Saffman y Wilcox en colaboración con otros científicos.

Menter Two Equation Model (SST):

El modelo SST K-W (SST para el transporte de esfuerzo cortante), combinan varios elementos deseables de los modelos existentes de dos ecuaciones. Las dos características principales de este modelo son la combinación zonal de los coeficientes del modelo y una limitación en el crecimiento de la viscosidad de Foucault en flujos rápidamente tensos.

El modelado zonal utiliza el modelo de K-W Wilcox, cerca de paredes sólidas y el Modelo estándar K-E, en una formulación K-E, cerca de los bordes de la capa límite y en capas de corte libre. Este cambio se logra con una función de fusión de los coeficientes del modelo.

Reynolds Stress Modeling:

Aunque el modelo K-W desarrollado por Wilcox y sus variantes debido a Menter traen mejoras notables en la simulación del flujo cercano a la estela y confirmado recientemente, No puede considerarse como una respuesta completamente satisfactoria. Un cálculo reciente de un flujo de unión cuerpo-

ala realizado por los autores muestra que ambos K-W y K-E, no pueden predecir con precisión la intensidad del vórtice herradura.

Además de la incapacidad para simular la anisotropía de turbulencia, las limitaciones de los modelos de viscosidad de Foucault para el modelado de complejos.

Modelo DES:

El enfoque DES se basa en una división implícita del dominio computacional en dos zonas. En la primera región cerca de paredes sólidas, se resuelven las ecuaciones de RANS convencionales. Dentro de la segunda región, las ecuaciones que gobiernan son las ecuaciones de Navier-Stokes filtradas del enfoque LES. El modelo DES se basó originalmente en el modelo de turbulencia RANS de una ecuación de Spalart-Allmaras. La naturaleza híbrida de DES no está vinculada a ningún modelo de turbulencia específico y el modelo empleado en el presente estudio es una variante basada en el modelo de turbulencia SST K-W.

Explicit Reynolds Stress Modeling (EASM):

También está disponible un modelo cuadrático de esfuerzo algebraico explícito (EASM K-W), que toma en cuenta la variación de la relación de tasa de producción a disipación. Una nueva implementación del modelo ASM en la que se emplea la turbulenta viscosidad del torbellino proporcionada por la solución explícita es robusta. Se ha validado para flujos de barcos a modelo y en escala completa de diferentes modelos. Sin embargo, si el modelo RSM

proporciona una mejor predicción en la región dominada por la curvatura convexa, no se observa mucha mejora cerca de la superficie cóncava.

De los modelos de turbulencia anteriormente mencionados, son adecuados para el proceso de simulación teniendo mayor precisión en los efectos de superficie libre e iteración en dos fluidos, los modelos de turbulencia K-W(SST-Menter) y EASM.

Entre los cuales, el modelo de turbulencia definido por EASM, presenta mayor precisión en la estimación de resistencia al avance, debido a su mejor precisión en la consideración de los efectos de superficie libre, sin embargo, este modelo de turbulencia demanda más capacidad de cómputo, siendo necesario más horas de proceso de simulación en un mismo ordenador.

Durante el desarrollo de esta tesis se probaron ambos modelos para comparar su precisión, siendo finalmente el modelo de turbulencia empleado el de tipo EASM, para lo cual describimos a continuación sus ecuaciones de desarrollo.

2.2.6. Formulación del modelo de turbulencia EASM

Las ecuaciones de transporte de esfuerzo de Reynolds se pueden escribir como:

$$\frac{D\tau_{ij}}{Dt} = P_{ij} + \phi_{ij} - \epsilon_{ij} + D_{ij} \quad \dots(10)$$

Donde: $\tau_{ij} = \overline{u_i u_j}$, es el esfuerzo tensión de Reynolds, P_{ij} , es el producto de términos determinado por:

$$P_{ij} = - \left(\tau_{jk} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \tau_{ik} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} \right) = -2k(b_{ik}S_{kj} + S_{ik}b_{kj}) + 2k(b_{ik}W_{kj} - W_{ik}b_{kj}) - \frac{4}{3}kS_{ij} \quad \dots(11)$$

Se emplea un modelo isotrópico para el tensor de velocidad de disipación $\boldsymbol{\varepsilon}_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} \boldsymbol{\varepsilon}$. El término \mathbf{D}_{ij} combinando el efecto del transporte turbulento y la difusión viscosa se modela con el modelo de Daly y Harlow:

$$\mathbf{D}_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(C_s \frac{k}{\varepsilon} \tau_{kl} \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_l} + \nu \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_k} \right) \quad \dots(12)$$

Donde: $C_s = 0.22$. Adoptamos el modelo cuasi lineal SSG para la relación de correlación entre la tasa de deformación-presión ϕ_{ij}

$$\phi_{ij} = - \left(C_1^0 + C_1^1 \frac{P}{\varepsilon} \right) \varepsilon_{ij} + C_2 k S_{ij} + C_3 k \left(b_{ik} S_{jk} + b_{jk} S_{ik} - \frac{2}{3} b_{mn} S_{mn} \delta_{ij} \right) - C_4 k (b_{ik} W_{kj} - W_{ik} b_{kj}) \quad \dots(13)$$

Donde:

$$C_1^0 = 3.4' C_1^1 = 1.8' C_2 = 0.36' C_3 = 1.25' C_4 = 0.4$$

El término cuadrático en el modelo original de SSG se omite en el presente estudio, ya que introduce muchas más complejidades al derivar la solución explícita a la ecuación de estrés algebraico.

La formulación anterior también puede representar otros modelos de correlación de presión-presión de uso común, como el IP y el modelo LRR. Pero solo el modelo SSG casi lineal se emplea en el presente estudio.

S_{ij} y W_{ij} aparecen arriba en los tensores de velocidad de deformación y velocidad de rotación definidos respectivamente como:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad W_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad \dots(14)$$

Y b_{ij} es el tensor de anisotropía de estrés Reynolds definido como: $b_{ij} = \frac{\tau_{ij}}{2k} - \frac{1}{3}\delta_{ij}$. El modelo RSM se implementa con una formulación de bajo número de Reynolds combinada con una resolución de una ecuación de transporte para la frecuencia de turbulencia W . Para deducir la ecuación de transporte del tensor de anisotropía de tensión de Reynolds b_{ij} , la ecuación de energía cinética turbulenta $K = \frac{\tau_{ii}}{2}$ es requerida. Se puede obtener fácilmente a partir de la contracción de la ecuación de transporte de tensión de Reynolds, ya que el tensor de presión-tensión no tiene trazabilidad $\phi_{ii} = 0$. El resultado se lee:

$$\frac{Dk}{Dt} = P - \varepsilon + D \quad \dots(15)$$

Donde P es el producto de la turbulencia $P = -\frac{\tau_{ik}\partial u_i}{\partial x_k}$, $D = D_{ii}/2$, de la expresión para $\frac{Dk}{Dt}$ y S_{ij} . Se puede deducir la siguiente ecuación de transporte para el tensor de anisotropía de esfuerzo de Reynolds:

$$\begin{aligned} \frac{Db_{ij}}{Dt} - \frac{1}{2k} \left(D_{ij} - \frac{\tau_{ij}}{k} D \right) = & -\frac{\varepsilon}{k} \left[\left(1 + \frac{C_1^1}{2} \right) \frac{P}{\varepsilon} + \frac{C_1^0}{2} - 1 \right] b_{ij} - \frac{1}{2} \left(\frac{4}{3} - C_2 \right) S_{ij} - \\ & \frac{1}{2} (2 - C_3) \left(b_{ik} S_{jk} + b_{jk} S_{ik} - \frac{2}{3} b_{mn} S_{mn} \delta_{ij} \right) + \frac{1}{2} (2 - C_4) (b_{ik} W_{kj} - W_{ik} b_{kj}) \end{aligned} \quad \dots(16)$$

Para obtener una ecuación algebraica para b_{ij} , la aproximación debe realizarse en el lado izquierdo de la ecuación de arriba. En el presente estudio, el primer término $\frac{Db_{ij}}{Dt}$, se asume que es cero usando el supuesto de equilibrio débil. Se puede obtener una mejor aproximación con el enfoque de corrección de curvatura según lo propuesto por Girimaji. Pero este enfoque no se considerará

en el presente estudio por la razón mencionada en la sección anterior. La siguiente aproximación descrita por Gatski y Jongen se aplica al segundo término,

$$\frac{1}{2k} \left(D_{ij} - \frac{\tau_{ij}}{k} D \right) = \frac{1}{2k} \left[D_{ij} - \left(2b_{ij} + \frac{2}{3} \delta_{ij} \right) D \right] = \frac{1}{2k} \left(D_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} D \right) - \frac{D}{\epsilon} \frac{\epsilon}{k} b_{ij} \quad \dots(17)$$

El término $D_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} D$, se asume cero. $\frac{D}{\epsilon}$ es evaluado usando la ecuación anterior.

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{1}{\epsilon} \frac{D_k}{D_t} - \left(\frac{P}{\epsilon} - 1 \right) = \frac{C_{\epsilon 2} - C_{\epsilon 1}}{C_{\epsilon 2} - 1} - \left(\frac{P}{\epsilon} - 1 \right) \quad \dots(18)$$

Aquí, un supuesto de equilibrio $\frac{D(\frac{k}{\epsilon})}{D_t} = 0$, aplicado para obtener la aproximación de Dk / Dt utilizando la ecuación de transporte para k y ϵ para flujo homogéneo [1]. Con la aproximación anterior, se puede obtener la siguiente ecuación algebraica para el tensor b_{ij} de anisotropía de esfuerzo de Reynolds:

$$-\frac{\epsilon}{k} \left(\frac{C_1^1 P}{2 \epsilon} + \frac{C_1^0}{2} + \frac{C_{\epsilon 2} - C_{\epsilon 1}}{C_{\epsilon 2} - 1} \right) b_{ij} - \frac{1}{2} \left(\frac{4}{3} - C_2 \right) S_{ij} - \frac{1}{2} (2 - C_3) (b_{ik} S_{jk} + b_{jk} S_{ik} - \frac{2}{3} b_{mn} S_{mn} \delta_{ij}) + \frac{1}{2} (2 - C_4) (b_{ik} W_{kj} - W_{ik} b_{kj}) = 0 \quad \dots(19)$$

En el enfoque EASM, se deriva una solución analítica explícita de la ecuación anterior. Los antecedentes matemáticos y la derivación detallada del modelo EASM se pueden encontrar en (T.Jongen, 2000) (C.L.Rumsey, 2002) (C.G.Speziale, 1993) (Gatski, 2001). El resultado final de la solución explícita de la ecuación anterior para el flujo bidimensional se detalla en (T.B.Gatski,

1999), que se repite brevemente aquí para completar. El tensor de estrés de Reynolds está dado por:

$$\tau_{ij} = \frac{2}{3}k\delta_{ij} - 2\nu_t[S_{ij} + a_2a_4(S_{ik}W_{kj} - W_{ik}S_{kj}) - 2a_3a_4(S_{ik}S_{kj} - \frac{1}{3}S_{mn}S_{mn}\delta_{ij})] \dots(20)$$

La viscosidad turbulenta eddy es determinada por: $\nu_t = \max(-k\alpha_1, 0.0005 \frac{k^2}{\epsilon})$

Donde α es obtenido como solución de la siguiente ecuación cúbica:

$$(\alpha_1/\tau)^3 + p(\alpha_1/\tau)^2 + q(\alpha_1/\tau)^1 + r = 0 \quad \dots(21)$$

Donde $\tau = k/\epsilon$ es el tiempo de escala de turbulencia, y

$$p = -\frac{\gamma_1}{n^2r^2\gamma_0},$$

$$q = \frac{1}{(2n^2\tau^2\gamma_0)^2} \left(\gamma_1^2 - 2n^2\tau^2\gamma_0a_1 - \frac{2}{3}n^2\tau^2a_3^2 + 2R^2n^2\tau^2a_2^2 \right),$$

$$r = \frac{\gamma_1a_1}{(2n^2\tau^2\gamma_0)^2} \quad \dots(22)$$

La raíz de la ecuación anterior puede ser real o compleja. La raíz correcta es la raíz con la parte real más baja (Jongen, 1999). Rumsey y Gatski han presentado una forma muy conveniente para el cálculo numérico para obtener la raíz correcta para la ecuación anterior utilizando solo el cálculo de números reales.

Para implementar el modelo EASM y el modelo ASM, se deben resolver dos ecuaciones de transporte para proporcionar las escalas de velocidad y longitud turbulentas. Cualquier modelo de dos ecuaciones existente puede ser usado para este propósito. Sin embargo, la re-calibración del modelo puede ser

necesaria para obtener resultados óptimos, especialmente cuando el modelo está integrado a la pared sin usar la función de pared.

No se hace ningún intento de modelar la re-calibración. Se emplea un modelo existente, a saber, el k-w. Comparado con el modelo original, solo se introducen dos modificaciones naturales. En primer lugar, la viscosidad turbulenta del remolino se reemplaza por el valor dado por la expresión para ν_t . En segundo lugar, la contribución de la parte no lineal de la tensión de Reynolds a la producción de turbulencias se tiene en cuenta en el cálculo del flujo tridimensional. Esta modificación no es necesaria en 2D porque la contribución es cero.

El modelo EASM implementado de este modo se puede integrar hasta la pared y proporciona los comportamientos correctos de la ley de registro sin ningún re calibración.

2.3. Dominio Computacional

El dominio computacional está referido a los ambientes de contorno en el que se realiza el proceso de simulación, para lo cual se emula las recomendaciones usadas por la International Towing Tank Conference (ITTC), en la selección de tanques de remolque de aguas profundas, para los cuales se establecen dimensiones mínimas a fin de emular los ensayos de canal con la realidad.

Para lo cual se tiene la siguiente referencia de dimensiones de contorno para $F_n \leq 1$, ver Figura 9.

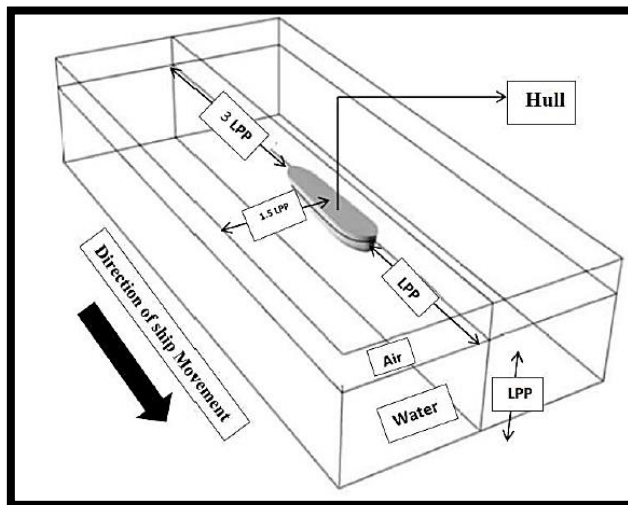


Figura 9. Dominio computacional (Numeca, 2018)

2.4. Rugosidad

Los modelos de las embarcaciones construidos para los ensayos de canal, son construidos con acabados de superficies suaves a fin de evitar los factores de rugosidad en los resultados del ensayo de canal. Sin embargo, esto es casi imposible, estando siempre presente factores de rugosidad en superficies suaves, que tal vez sean imperceptibles en los ensayos de canal, si es de consideración en el dato de entrada en el proceso de simulación ya que, de no ser así se consideraría como una superficie totalmente lisa sin rugosidad.

Por lo anteriormente mencionado, se hace la consideración de una rugosidad absoluta ε (mm) = 0.0015. valor que se justifica en la Tabla 1.

Tabla 1. Coeficientes de rugosidad absoluta ϵ (Ahmed, 1987)

Material	Rugosidad absoluta ϵ (mm)
Concreto centrifugado nuevo**	0.16
Concreto centrifugado con protección bituminosa**	0.0015 a 0.125
Concreto de acabado liso**	0.025
Concreto alisado interiormente con cemento**	0.25
Concreto con acabado rugoso**	10
Acero bridado	0.91 a 9.10
Tubería de acero soldada	0.046
Acero comercial o hierro dulce	0.046
Hierro fundido asfaltado	0.12
Hierro fundido	0.26
Hierro fundido oxidado**	1.0 a 1.5
Hierro galvanizado	0.15
Madera cepillada	0.18 a 0.9
Arcille vitrificada*	0.15
Asbesto cemento nuevo**	0.025
Asbesto cemento con protección interior de asfalto**	0.0015
Vidrio, cobre, latón, madera bien cepillada, acero nuevo soldado y con una mano interior de pintura, tubos de acero de precisión sin costura, serpentines industriales, plástico, hule.**	0.0015

*Tomado de Saldarriaga J.,1998.

**Tomado de Sotelo A., G., 1982.

2.5. Tiempo de Computación

El tiempo de computación es de mucha importancia, ya que en los modelos matemáticos se busca la condición de convergencia durante la simulación, obteniendo de esta manera resultados en condiciones estables.

El tiempo destinado al proceso de computación depende los fenómenos en estudio, en algunos casos es necesario, llevar el proceso de simulación a mayores tiempos a fin de obtener condiciones de convergencia.

Un factor importante en la selección del tiempo de computación, depende mucho de las características del procesador del que se hace uso, uno de mayor cantidad de núcleos terminará el proceso mucho más rápido que aquel de menor cantidad de núcleos en su procesador.

En este proceso de estudio ya que se empleó el modelo de turbulencia tipo EASM, que demanda mayor capacidad de computo que el tipo K-W SST-Menter, ambos tipos de turbulencia probados a fin de apreciar sus precisiones. Se realizaron las simulaciones en el rango de 18 a 20 segundos de computación (40-54 horas de simulación), rango en el que se puede apreciar la periodicidad estable en el proceso de convergencia.

Sin embargo, es recomendable llevar los procesos de simulación a etapas de mayor tiempo, tales como 60 segundos de computación a fin de obtener valores de convergencia más estables, con resultados muy similares a la realidad.

CAPÍTULO III CÁLCULOS Y/O APLICACIONES Y OBTENCIÓN DE RESULTADOS

3.1. Modelamiento Numérico de la Embarcación Pesquera Típica Peruana

La embarcación pesquera típica peruana, a la que llamaremos (EPTP), tomada en estudio son las del modelo consolidado del tipo Marco Marine Seattle, embarcaciones de diseño estadounidense.

De todos los modelos construidos bajo esta plataforma de diseño, se muestran datos de una de ellas que actualmente se encuentra operando para una de las grandes empresas pesqueras peruanas.

Siendo sus características principales como se muestra en la Tabla 2:

Tabla 2. Características de la EPTP

Características Principales		
ESLORA (L)	44.7	m
MANGA (B)	10.1	m
PUNTAL (D)	5	m
CALADO (T)	4.779	m
LONG.BULBO	2.6	m
CAP.BODEGA	400	m ³

3.1.1. Levantamiento del Plano de Líneas de Forma.

Del plano de líneas de forma de la embarcación mostrada en el Anexo 2, se realiza el estudio de esta disposición a fin de realizar el modelado lo más exacto

posible a fin de obtener resultados numéricos acorde con los ensayos de canal realizado al modelo proyectado, como se muestra en las siguientes Figuras 10, 11, 12, 13 y 14.

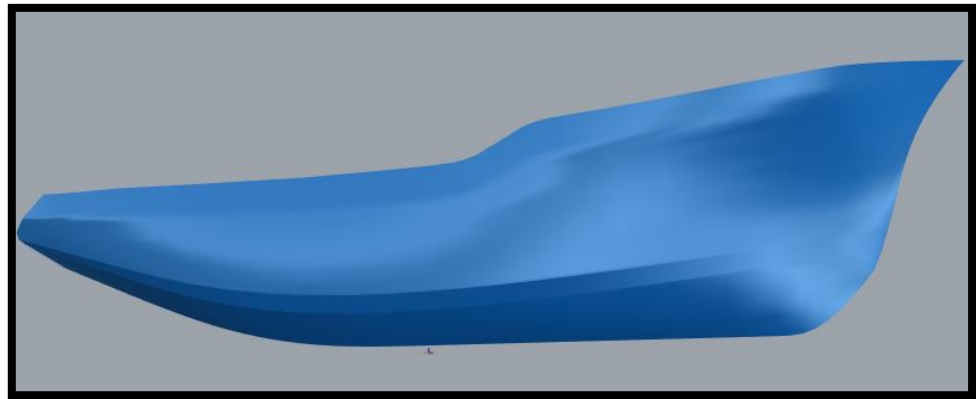


Figura 10. Modelado geométrico del casco

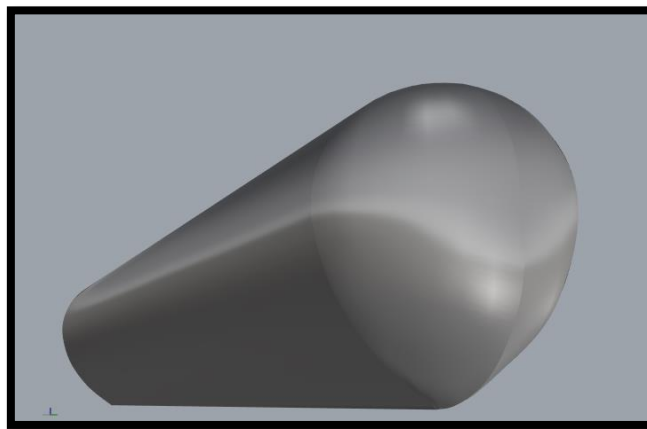


Figura 11. Modelado geométrico del bulbo

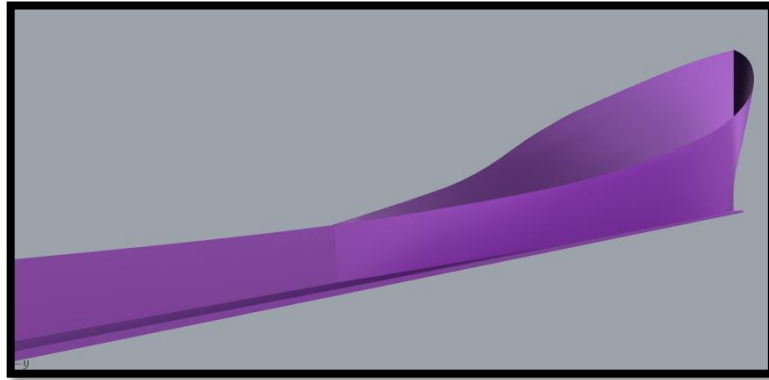


Figura 12. Modelado geométrico del quillote y la zapata

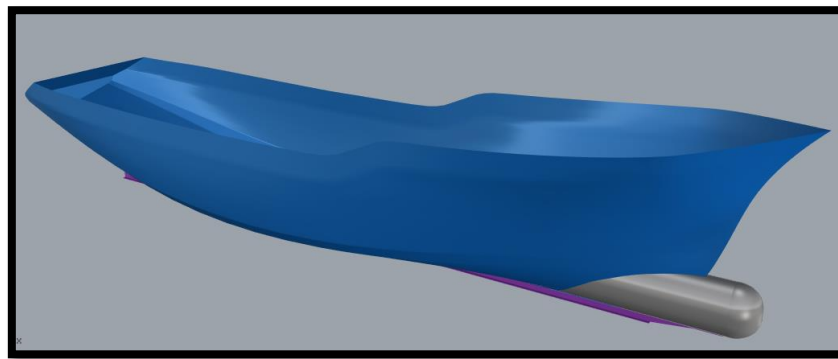


Figura 13. Modelado geométrico EPTP.(1)

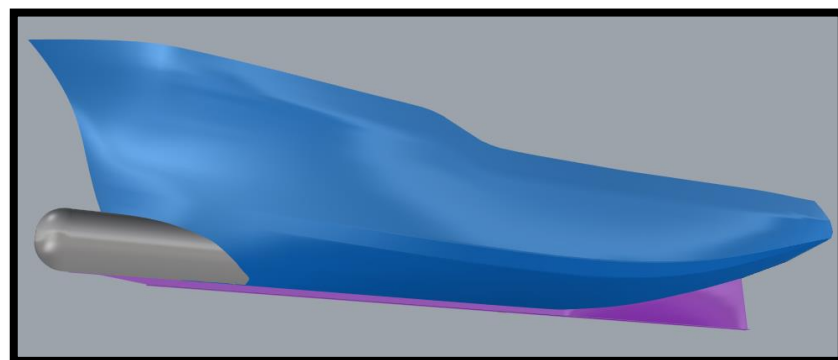


Figura 14. Modelado geométrico EPTP.(2)

3.1.2. Reconocimiento de Datos de Ensayo de Canal

Los datos de ensayo de canal del modelo fueron realizados en el canal de ensayos hidrodinámicos de la Universidad Austral de Chile – Valdivia. Como se muestra en la Figura 15 y Figura 16.



Figura 15. Ensayo de canal (Universidad Austral de Chile, 2003)



Figura 16. Tren de olas condición ligero 14 nudos (Universidad Austral de Chile, 2003)

Mostrando como parte de los resultados del ensayo de canal la Tabla 3 de resistencia al avance para el modelo a condición de máxima carga.

Tabla 3. Resistencia al avance en Kg del modelo – Marco Marine Seattle

Vb Nudos	Vm m/s	Rtm Kg
7	0.7202	0.148
8	0.8230	0.191
9	0.9259	0.243
10	1.0288	0.310
11	1.1317	0.410
12	1.2346	0.550
13	1.3374	0.716
14	1.4403	0.874
15	1.5432	1.194

3.1.3. Estimación del Peso del Casco y de Equipos a Bordo

Para la estimación del calado de la nueva embarcación como lo es el modelo con proa tipo X-Bow, es necesario conocer los pesos de todos los equipos a bordo como lo son:

Motor principal, generadores auxiliares, sistemas de tuberías, sistema de propulsión, sistema de gobierno, hélice, ejes, sistema eléctrico, sistema electrónico, equipos de navegación a bordo, pesos de la habitación como el enjaretado, el enchapado de las habitaciones, muebles, literas, mesas de comedor, y otros más considerados en el peso en liviano de la embarcación, la lista suele ser muy extensa y la data de esta información obtenida limitada. Sin

embargo, se cuenta con la prueba de estabilidad de la embarcación realizada el año 2008, donde se expresa el peso en liviano de la embarcación ya construida.

Permitiéndonos de esta manera realizar una aproximación del peso del casco en acero y del resto de pesos que conforman el equipamiento de la embarcación, mediante la formulación de Mario Santarelli (Santarelli, 1978) la cual nos permite realizar la aproximación para el estudio específico de embarcaciones pesqueras, formulación que se logra después del estudio de muchas embarcaciones pesqueras en Latinoamérica.

Relación Eslora/Manga:

Existe abundante información acerca del valor de esta relación para una gran variedad de buques. En los pesqueros los requerimientos de propulsión y estabilidad configuran valores diferentes de los resultantes de relaciones más generales.

Del análisis de un buen número de pesqueros en servicio se han determinado las siguientes relaciones:

$$L/B = 2 + 0.055 * L, \text{ para } L \leq 34 \text{ m} \quad \dots(23)$$

$$L/B = 2,8 + 0.035 * L, \text{ para } L > 40 \text{ m} \quad \dots(24)$$

Relación Manga/Calado:

Esta relación varía en los pesqueros entre 2,0 y 2,5, lo cual da cierta libertad al proyectista para incrementar la manga cuando sea conveniente, sin desmerecer la resistencia al avance.

Relación Manga/Puntal:

Como se sabe, esta relación tiene influencia en la estabilidad, puesto que la estabilidad de peso depende en gran parte del puntal, mientras que la estabilidad de forma varía con la manga.

En pesqueros su valor se encuentra entre 1,8 y 2,2.

Coefficiente de Bloque:

Se ha analizado este coeficiente bajo la conocida forma $C_b = a - b \left(\frac{V}{\sqrt{L}} \right)$, que Watson (Watson D. , 1962) generalizó para los buques mercantes

Para las embarcaciones pesqueras puede emplearse la expresión: $C_b = 0.92 - 0.35 \left(\frac{V}{\sqrt{L}} \right)$, para V en nudos y L en pies.

Presenta la ventaja de su simplicidad frente a fórmulas más elaboradas, como la propuesta por Katsoulis (Katsoulis, 1975), de la forma $C_b = KfL^aB^bT^cV^d$, la cual, además, no da resultados muy satisfactorios para buques menores de 100 metros de eslora (Watson & Gilfillian, 1977).

Peso del Casco en Acero:

Se ha preferido, en lugar de una fórmula que considere el número cúbico solamente, una expresión que incluya también el coeficiente de bloque y la relación L/D, puesto que el peso del casco depende tanto del volumen encerrado por el mismo como de la resistencia estructural que debe obtenerse.

Se tiene así:

$$P_{ca} = 0.12 * LBD \sqrt{\frac{L/D}{8}} [1 + 0.05(C_b - 0,5)], \text{ para } L < 40 \text{ m; una cubierta}$$

$$P_{ca} = 0.125 * LBD' \sqrt{\frac{L/D'}{7}} [1 + 0.05(C_b - 0,5)], \text{ para } L < 40 \text{ m; dos cubiertas}$$

$$P_{ca} = 0.13 * LBD' \sqrt{\frac{L/D'}{7}} [1 + 0.05(C_b - 0,5)], \text{ para } L > 40 \text{ m; dos cubiertas} \quad \dots(25)$$

Peso de máquinas propulsoras:

El peso de máquinas propulsoras incluye el motor principal, eventual reductor, línea de ejes, hélices, grupos electrógenos, auxiliares, etc.

$$P_m = C_m * \left(\frac{P_c}{RPM}\right)^{0.75}, \quad \dots(26)$$

Donde:

$$C_m = 20, \text{ para } P_c \leq 1000 \text{ CV}$$

$$C_m = 30, \text{ para } P_c > 1000 \text{ CV}$$

Peso de alistamiento:

Normalmente el cálculo preliminar de este rubro resulta bastante complicado, debido a la gran variedad de equipos y materiales que lo integran. Por ello, si se hace por comparación con otros buques, debe conocerse perfectamente el listado de sus componentes.

En buques pesqueros el problema se agudiza, ya que este peso es variable según el tipo de pesca, planta de conservación y procesado, aislación y revestimiento de bodegas, etc.

En la Figura 17 se da una curva que puede ser de utilidad y de guía cuando no se encuentra a mano otra información. La misma incluye en el peso del alistamiento todos aquellos rubros no considerados en el peso de casco de acero y de máquinas.

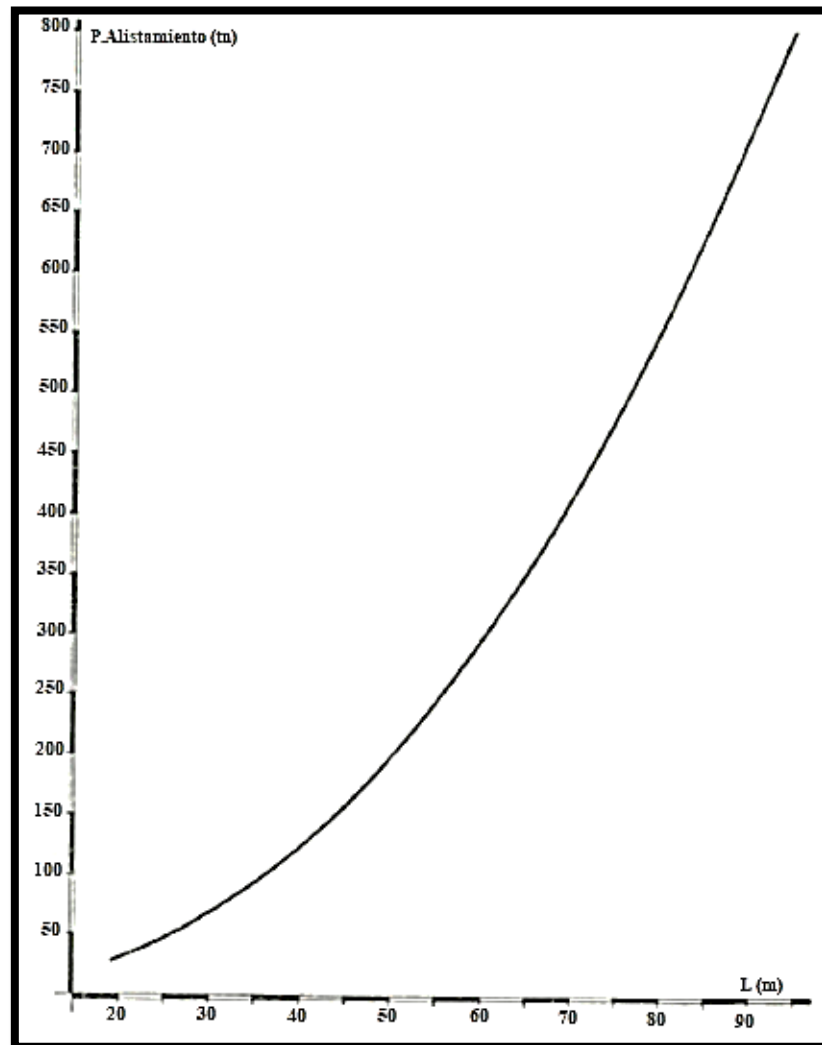


Figura 17. Pesos de Alistamiento (Santarelli, 1978)

Margen y peso de lastre:

Normalmente se incluye en el desplazamiento es rosca un margen, que permite absorber las eventuales inexactitudes de las estimaciones e introducir el lastre que se ha previsto.

Estimativamente su valor es:

$$M = 7 + 0.02 * D \quad \dots(27)$$

Resolviendo las anteriores formulaciones, se muestran los valores obtenidos en las siguientes Tablas:

Tabla 4. Relación Eslora/Manga

RELACIÓN	ESLORA/MANGA	
L/B=	4.42574257	
%DIF.=	-1.4032	CUMPLE

Tabla 5. Relación Manga/Calado

RELACIÓN	MANGA/CALADO	
B/T=	2.11341285	CUMPLE

Tabla 6. Relación Manga/Puntal

RELACIÓN	MANGA/PUNTAL	
B/D=	2.02	CUMPLE

Tabla 7. Coeficiente de block

COEFICIENTE DE BLOCK		
Cb=	0.504	
%DIF.=	4.22605037	CUMPLE

Como todos los criterios anteriormente mencionados satisfacen las condiciones, se puede afirmar que la predicción del peso del casco en acero es un valor cercano al real.

Reemplazando datos en la formulación del peso del casco, se tiene:

Tabla 8. Cálculo de peso de casco en acero EPTP

L =	44.7	m
B =	10.1	m
D =	5	m
Cb =	0.504	
P _{cal} =	330.873	tn

El peso de máquinas propulsoras estimado es:

Tabla 9. Cálculo de peso por máquinas propulsoras EPTP

Cm =	30
Pc =	1323.009 CV(1305HP)
RPM =	900
Pm =	40.0508 tn

Los datos de la potencia del motor instalada, y las revoluciones son acorde a las características del motor instalado en una embarcación perteneciente una empresa pesquera peruana Tasa 44

El peso involucrado por alistamiento es el siguiente:

Tabla 10. Peso estimado por alistamiento EPTP

L =	44.7	m
Peso Alist.=	155	tn

El peso por margen y peso de lastre estimado es el siguiente:

Tabla 11. Peso por margen y lastre

D =	5	m
Peso =	7.1	tn

La sumatoria de todos los pesos anteriormente descritos nos permiten estimar el peso en rosca de la embarcación pesquera típica peruana, a la que como todas las aproximaciones por estimación de formulaciones se les da un margen de \pm 5%.

$$\sum Pesos = 330.873 + 40.051 + 155 + 7.1 = 533.024 \text{ tn}$$

Añadiendo factor de corrección 5%:

$$\Delta Rosca = 533.024 * 0.95 = 506.3728 \text{ tn}$$

En el Anexo 1, se muestra el Acta de estabilidad de una embarcación con líneas de forma tipo Marco Seattle – Embarcación pesquera típica peruana, de iguales dimensiones a la embarcación en estudio, de la cual se tiene que el peso de la embarcación en rosca o lighthship, es de 505.47 tn.

Margen porcentual de diferencia:

$$\frac{x}{100} * 505.47 = 506.373 \rightarrow x = 0.17\%$$

Siendo el margen porcentual de diferencia del 0.17%, se puede confirmar nuevamente que la formulación empleada para el caso de estudio es válida, en la estimación de pesos por componentes del barco.

Para una mejor aproximación de los pesos involucrados en la embarcación, diferentes del peso estructural, como pesos de sistemas, equipos a bordo, máquinas principales, auxiliares, sistemas de pesca, etc. Todos los cuales se mantendrán constantes para ser empleados en el nuevo casco con proa X-Bow. Permitiendo que el estudio de la resistencia al avance se evalúe a iguales condiciones de operación y de equipamiento,

Entonces, de la prueba de estabilidad se conoce que el desplazamiento en rosca es el siguiente:

$$\text{Desplazamiento en Rosca: } \Delta_{\text{rosca}} = 505.472 \text{ tn}$$

Se puede estimar que el peso de todos los equipos a bordo como: máquinas principales, auxiliares, generadores, sistemas, alistamiento y demás incluidos en el peso en rosca, es P_e :

$$P_e = \Delta_{\text{rosca}} - P_{ca}$$

$$P_e = 174.598515 \text{ tn}$$

3.1.4. Estimación de la Resistencia al avance por Dinámica de Fluidos

Computacional.

La estimación de la resistencia al avance por la dinámica computacional de fluidos, por sus siglas en inglés CFD, fue realizada, mediante el uso del software Numeca FineMarine V7.2.

Características del Modelo:

Tabla 12. Características del modelo EPTP

Eslora de Flotación	1.6640 m
Calado	0.19116 m
Escala	1:25
Temperatura del agua	16 °C
Densidad	101.8318 kg-s ² /m ⁴
Viscosidad	1.11E-06 m ² /s
Superficie Mojada	0.9648 m ²

Los resultados obtenidos se muestran en curvas de convergencia, como se muestra de la Figura 32 a la Figura 41 analizadas en el capítulo siguiente, adicionalmente se obtiene gráficamente la representación del tren de olas y las alturas de olas generado por el desplazamiento del casco de la embarcación, como se muestra en las siguientes Figuras 18,19, 20 y 21.

Representación del Tren de Olas:

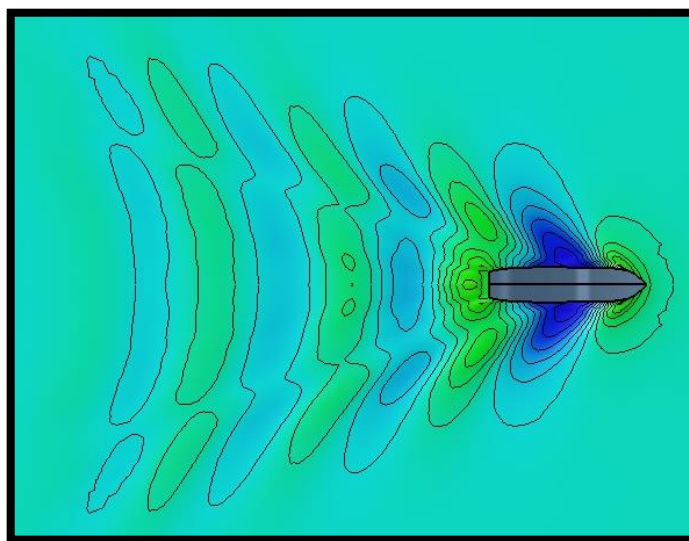


Figura 18. Tren de olas (1) EPTP. 15 nudos

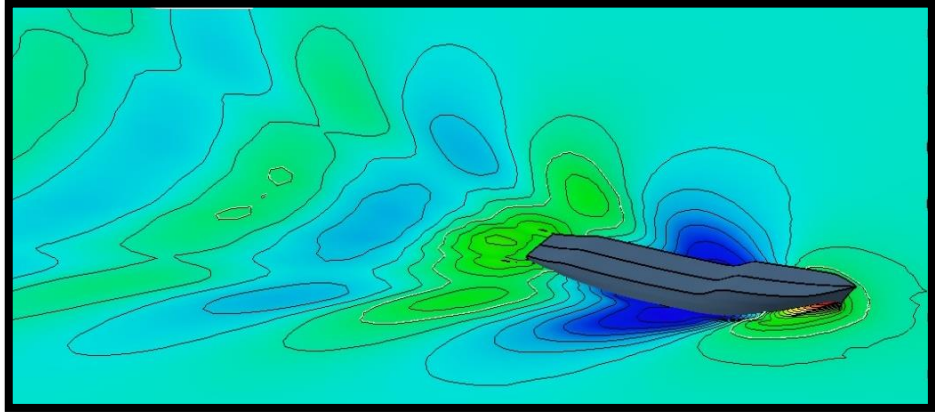


Figura 19. Tren de olas (2) EPTP. 15 nudos

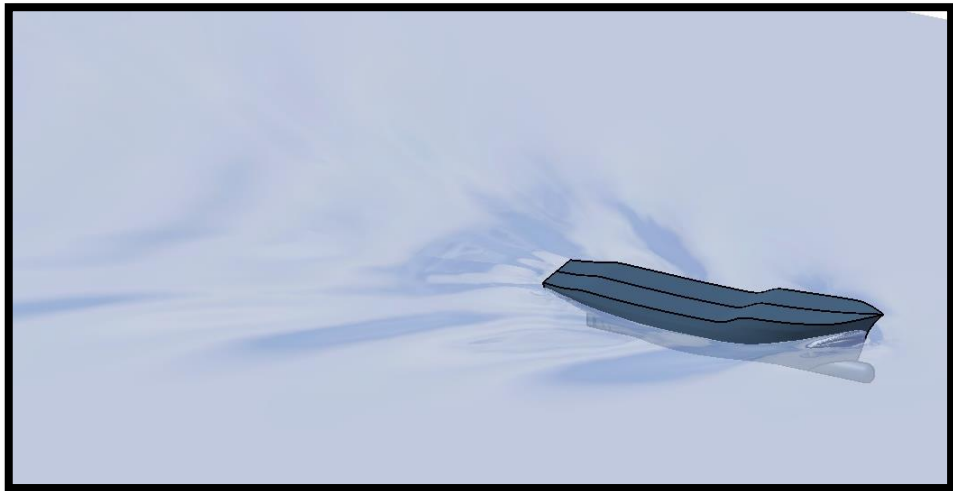


Figura 20. Representación realista, tren de olas EPTP. 15 nudos

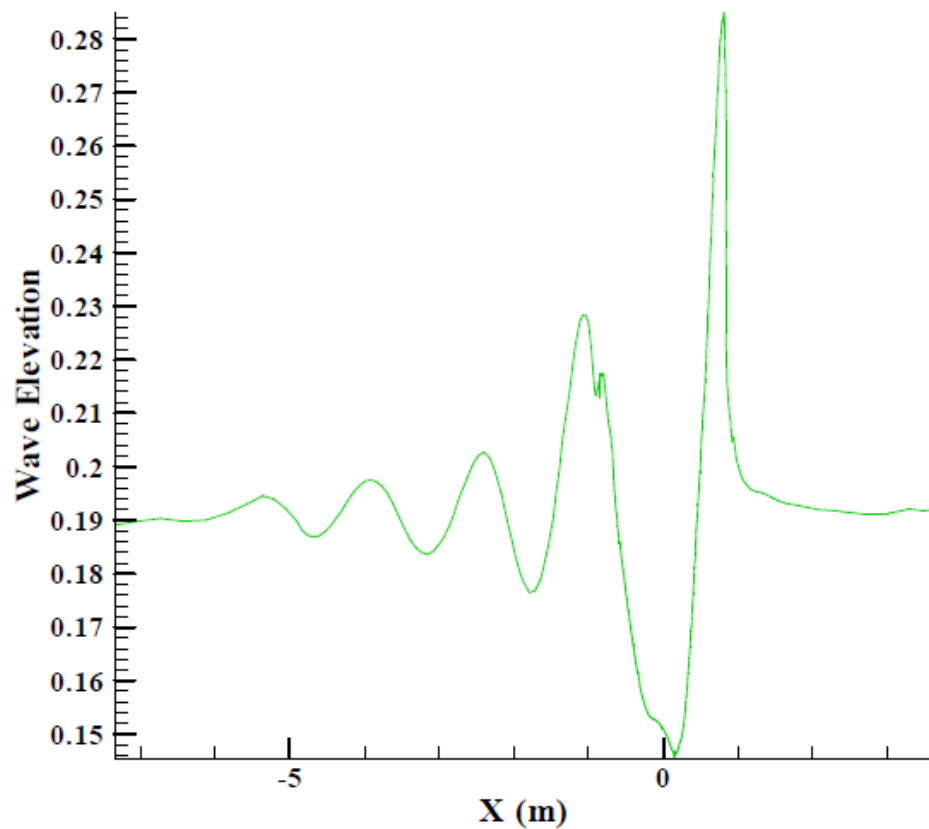


Figura 21. Altura de olas EPTP. 15 nudos

3.2. Modelamiento Numérico de la Embarcación Pesquera tipo X-Bow

3.2.1. Procedimiento de Elaboración de Líneas de Forma.

El modelo de casco propuesto busca no solo la reducción de la resistencia al avance sino, el incremento de capacidad de bodega, sin alargar desproporcionalmente las dimensiones de la embarcación.

Buscando sobre todo que las secciones en la proa sean lo más finamente posible, ya que de esta manera se logrará disminuir el efecto de presión por formación de olas sobre el casco, como se muestra en la Figura 22.

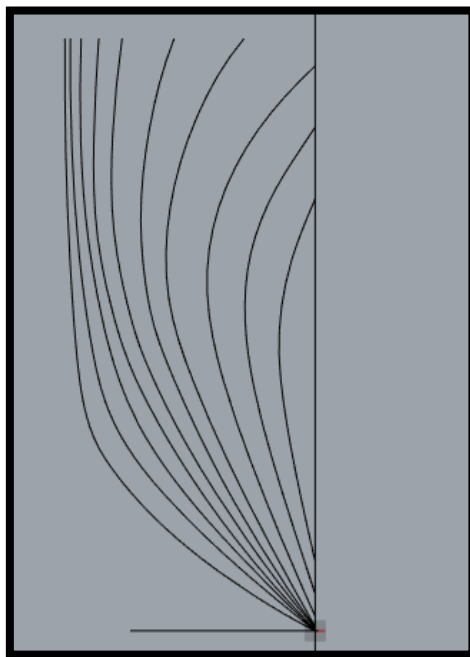


Figura 22. Líneas de forma en proa, pesquero X-Bow

Mientras que la sección de la bodega (Sección media) y en las secciones de popa se busca ganar más volumen como se muestra a continuación. Ver Figura 23 y 24.

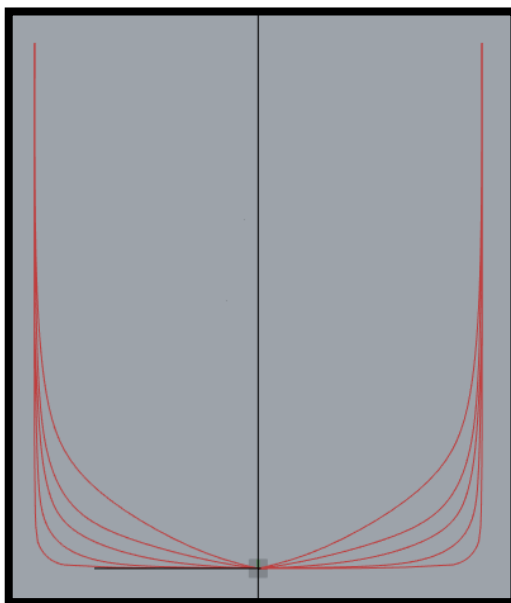


Figura 23. Líneas de forma en sección media

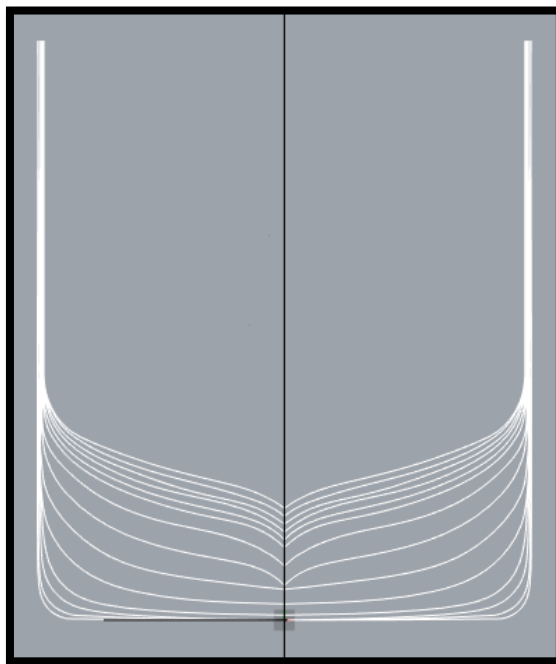


Figura 24. Líneas de forma en sección de popa

De esta manera se tiene finalmente el casco para la embarcación pesquera peruana con proa tipo X-Bow, Figura 25 y 26. Las líneas de forma generadas se pueden apreciar en el Anexo 5.

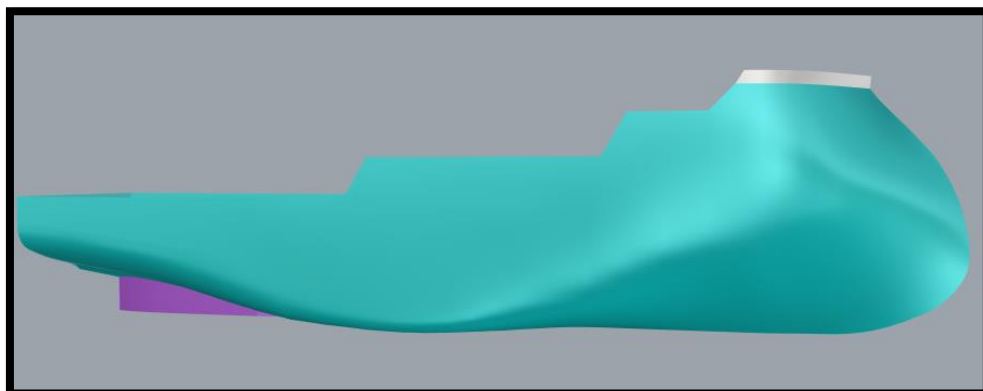


Figura 25. Vista longitudinal casco X-Bow

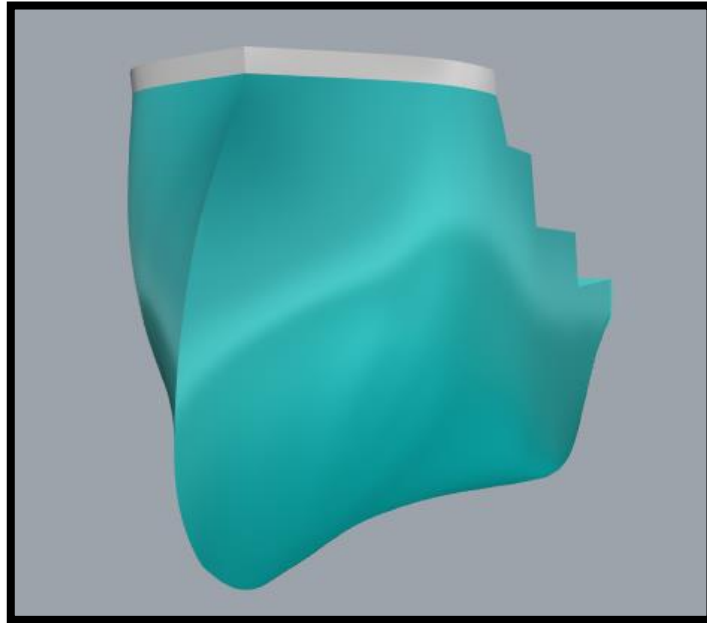


Figura 26. Vista Frontal casco X-Bow

3.2.2. Estimación del peso del casco y de equipos a bordo.

Para la estimación del calado es muy importante proyectar el peso del casco con todos los equipos a bordo, para lo cual se empleará la misma formulación resuelta en la embarcación pesquera típica peruana.

$$P_{ca2} = 360.023458 \text{ tn}$$

Tabla 13. Características embarcación X-Bow

ESLORA (L)	47.2 m
MANGA (B)	10.1 m
PUNTAL (D)	5 m
CALADO (T)	3.73 m
CAP.BODEGA	400 m ³
Cb	0.56

Calculando el peso en rosca de la embarcación se le añade el peso de los equipos calculado para la embarcación Marco Marine Seattle.

$$\Delta_{rosca} = Pe + Pca2$$

$$\Delta_{rosca} = 534.621974 \text{ tn}$$

Añadiendo el peso involucrado en la acción de pesca, para la navegación de la embarcación a máxima carga.

Tabla 14. Pesos fijos a bordo

FIXED WEIGTH STATUS

Cables de cerco / Rope	4	tn
Panga/Fishing gear	12.5	tn
Red(Húmeda)/Net (wet)	43	tn
Repuestos-Herr/Spares	2	tn
Vitales y Viv./Prov.	2.5	tn

Tabla 15. Peso de combustible

TANQUES DE COMBUSTIBLE

COMB1.P	50%	4.55	tn
COMB1.S	50%	4.55	tn
COMB2.P	50%	3.31	tn
COMB2.S	50%	3.31	tn
DECANT.S	50%	1.38	tn
DIARIO.S	50%	1.46	tn

Tabla 16. Peso de agua dulce

AGUA DULCE

AG-DULCE.P	50%	3.22	tn
AG-DULCE.S	50%	3.22	tn

Tabla 17. Peso de aceite hidráulico

HIDRAUL.P	100%	8.79	tn
-----------	------	------	----

Tabla 18. Peso de aceite lubricante

LUBRIC.P	100%	1.37	tn
----------	------	------	----

Tabla 19. Peso en las bodegas de carga a 400 m³

BODEGAS DE PESCADO

Carga de bodegas=	400	tn
-------------------	-----	----

Tabla 20. Desplazamiento a máxima carga para 400 m³ de bodegas

Desplazamiento a Máxima Carga	1033.78197	tn
-------------------------------	------------	----

El calado es determinado en las curvas hidrostáticas tanto para la embarcación pesquera típica peruana-Ver Anexo 3, como para el modelo X-Bow- Ver Anexo 6.

En el Anexo 4, se muestra el acta de estabilidad del modelo X-Bow, con la cual, podemos comparar los resultados obtenidos frente a la prueba de estabilidad de la embarcación pesquera típica peruana.

3.2.3. Estimación de la Resistencia al avance por Dinámica de Fluidos Computacional.

Tabla 21. Características de modelo X-Bow

Eslora de Flotación	1.88549 m
Calado	0.1488 m
Escala	1:25
Temperatura del agua	16 °C
Densidad	101.8318 kg-s ² /m ⁴
Viscosidad	1.11E-06 m ² /s
Superficie Mojada	0.9627 m ²

Representación del Tren de Olas:

La representación del tren y altura de olas para el modelo de casco con proa X-Bow a la velocidad máxima en estudio de 15 nudos, se muestran en las Figuras 27, 28, 29 y 30.

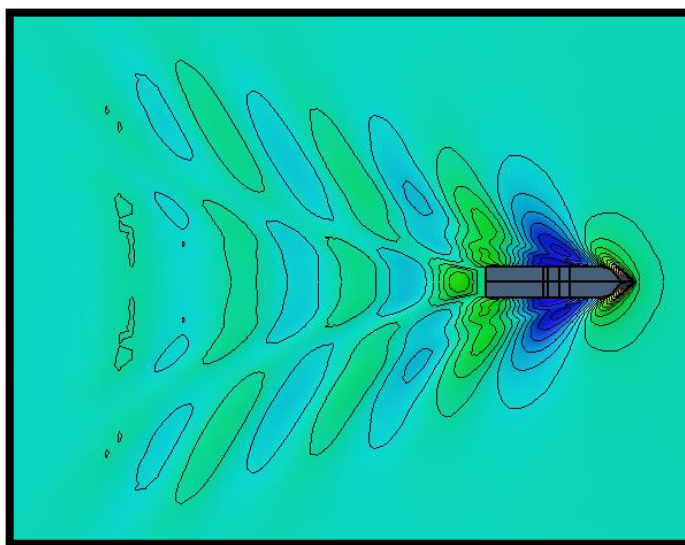


Figura 27. Tren de olas (1) X-Bow 15 nudos

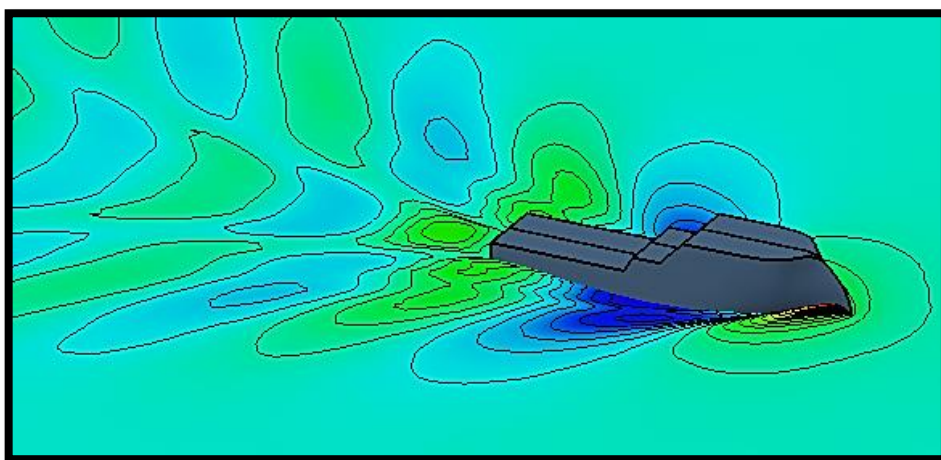


Figura 28. Tren de olas (2) X-Bow 15 nudos



Figura 29. Representación realista, tren de olas X-Bow 15 nudos

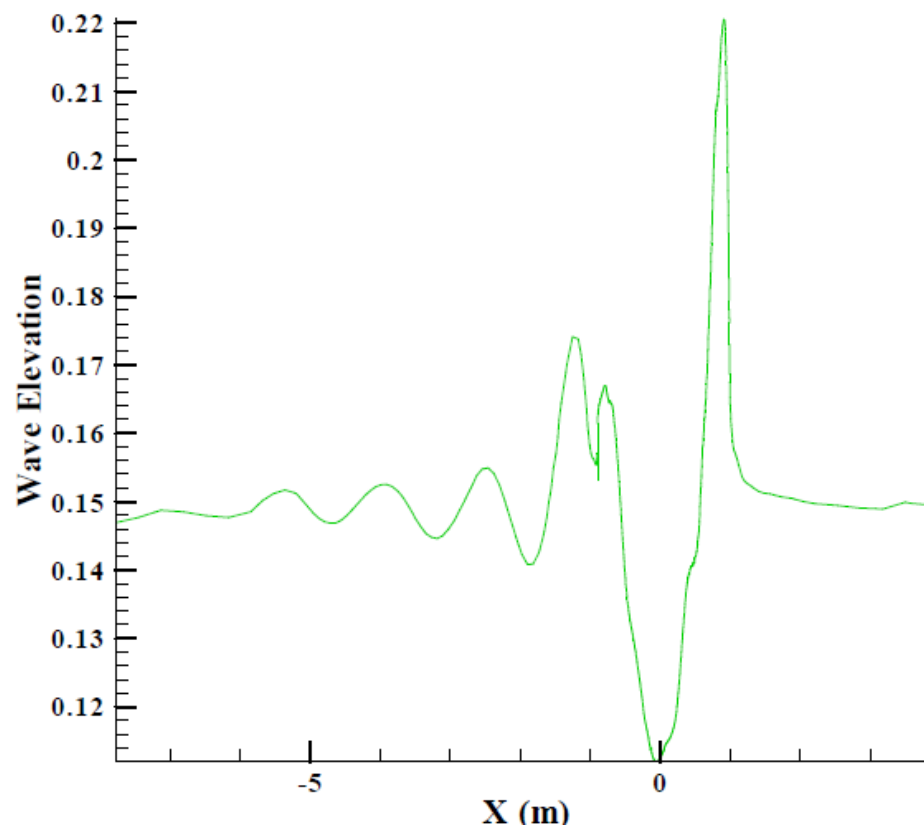


Figura 30. Altura de ola X-Bow 15 nudos

CAPÍTULO IV ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONTRASTACIÓN DE HIPÓTESIS

4.1. Validación de Modelamiento Numérico por CFD.

Con los valores calculados en la simulación del modelo Marco Marine Seattle, ver Tabla 22 y los valores acordes al ensayo de canal del modelo representado en la Tabla 3, se procede a realizar la validación del procedimiento de cálculo de resistencia al avance por el método de la dinámica de fluidos computacional (CFD), representada en la Figura 31.

Tabla 22. Resumen de resultados de CFD, embarcación Marco M.S.

V (nudos)	F (N)	F (Kg)
8	1.83	0.187
9	2.40	0.245
10	3.06	0.312
11	4.03	0.410
12	5.40	0.550
13	7.10	0.724
14	8.60	0.877
15	11.80	1.203

Tabla 23. Tabla de comparación Ensayo de canal Vs CFD

Marco Marine Seattle		MODELO			% error
V	F (Kg)	V	F (N)	F (Kg)	
8	0.191	1.6	1.83	0.187	2.333
9	0.243	1.8	2.40	0.245	-0.678
10	0.310	2.0	3.06	0.312	-0.720
11	0.410	2.2	4.03	0.410	-0.122
12	0.550	2.4	5.40	0.550	-0.083
13	0.716	2.6	7.10	0.724	-1.083
14	0.874	2.8	8.60	0.877	-0.304
15	1.194	3.0	11.80	1.203	-0.742

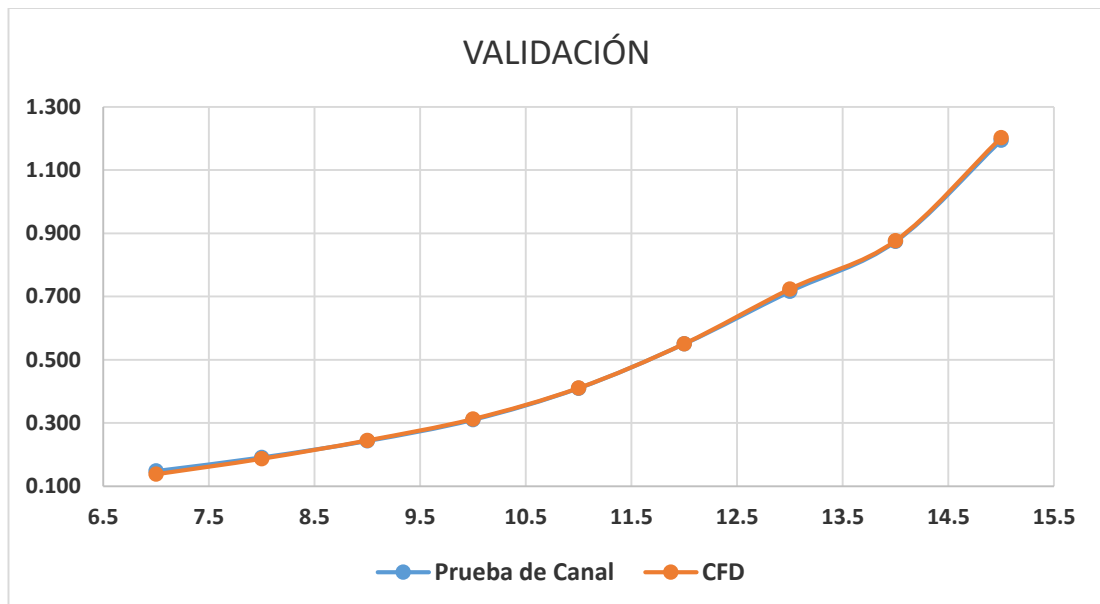


Figura 31. Ensayo de canal Vs CFD

4.2. Resistencia al Avance de Embarcación Pesquera Típica Peruana vs X-Bow a igual Capacidad de Bodegas.

De manera análoga se procede a realizar la comparación de las resistencias al avance entre la embarcación pesquera típica peruana Vs X-Bow.

Tabla 24. Resistencia al avance en Kg, modelo X-Bow 400 m³

V (nudos)	F (Kg)
8	0.196
9	0.260
10	0.336
11	0.423
12	0.523
13	0.637
14	0.768
15	0.983

Tabla 25. Tabla de comparación Marco M.S. Vs X-Bow 400 m³

V (nudos)	M.M.S.(kg)	X-Bow (Kg)	% Diferencia
7	0.148	0.151	-1.937
8	0.191	0.196	-2.471
9	0.243	0.260	-6.971
10	0.310	0.336	-8.513
11	0.410	0.423	-3.180
12	0.550	0.523	4.921
13	0.716	0.637	11.019
14	0.874	0.768	12.117
15	1.194	0.983	17.699

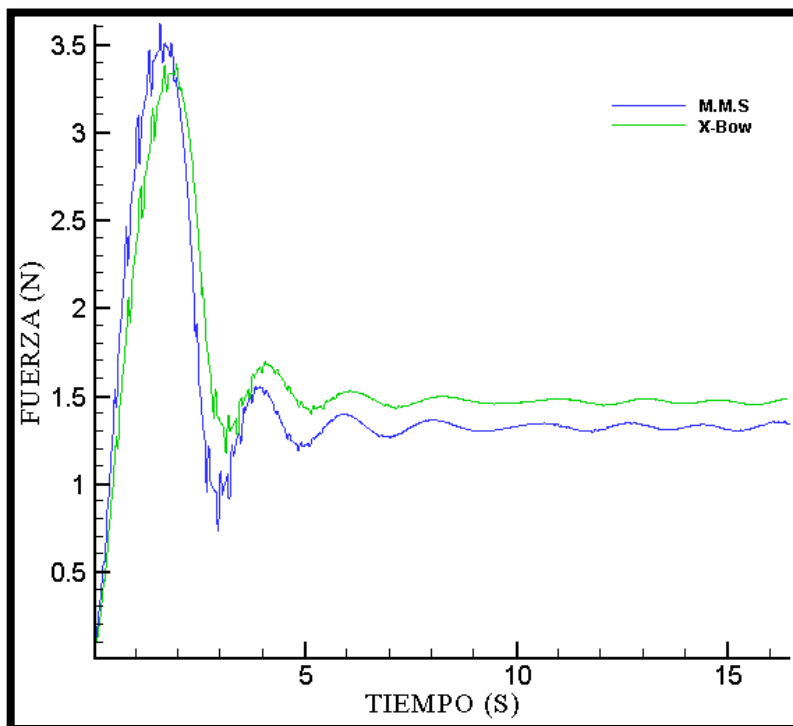


Figura 32. Curvas comparativas de convergencia 7 nudos

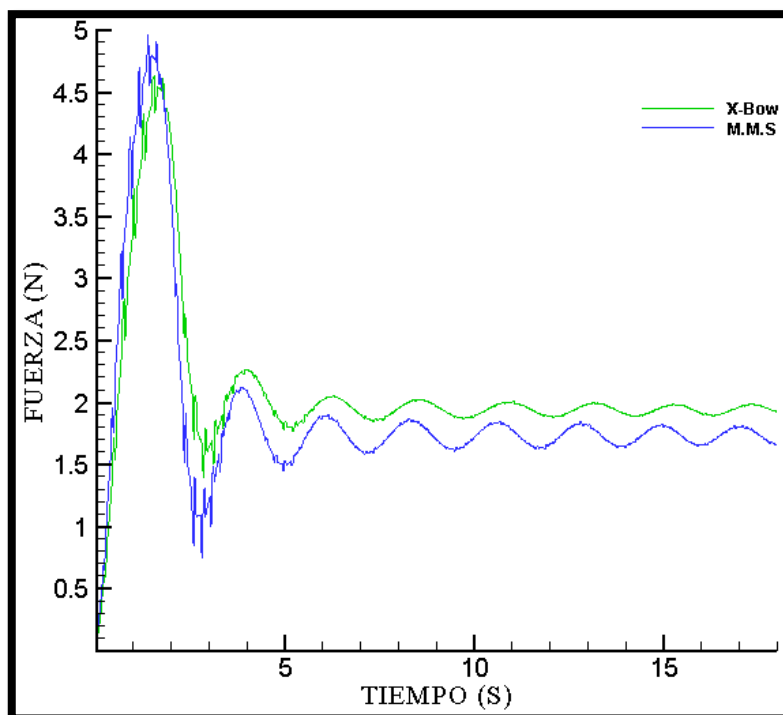


Figura 33. Curvas comparativas de convergencia 8 nudos

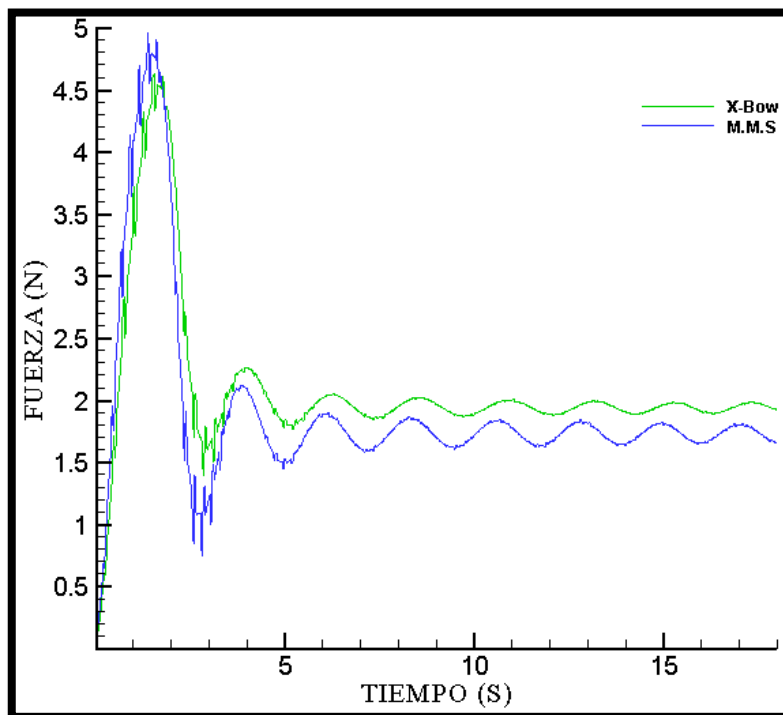


Figura 34. Curvas comparativas de convergencia 9 nudos

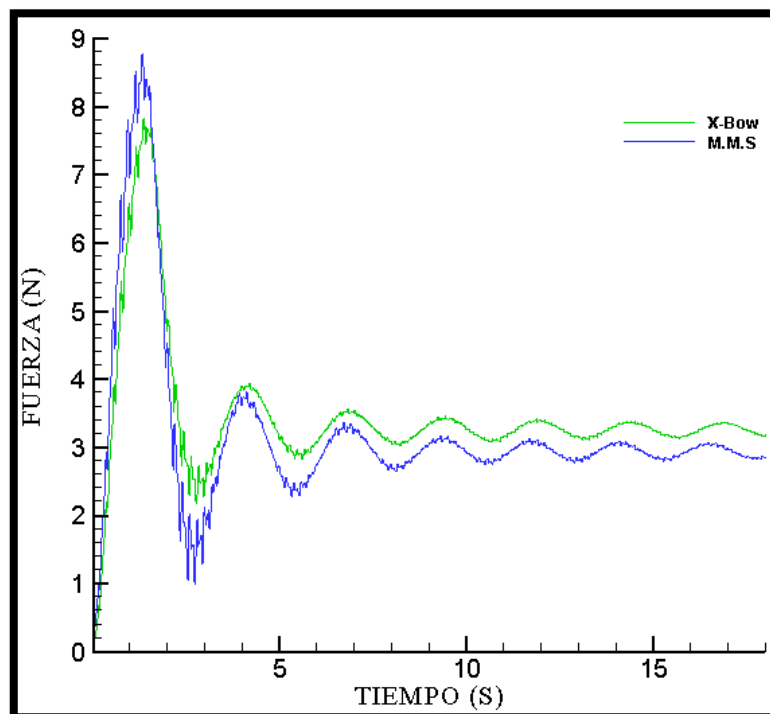


Figura 35. Curvas comparativas de convergencia 10 nudos

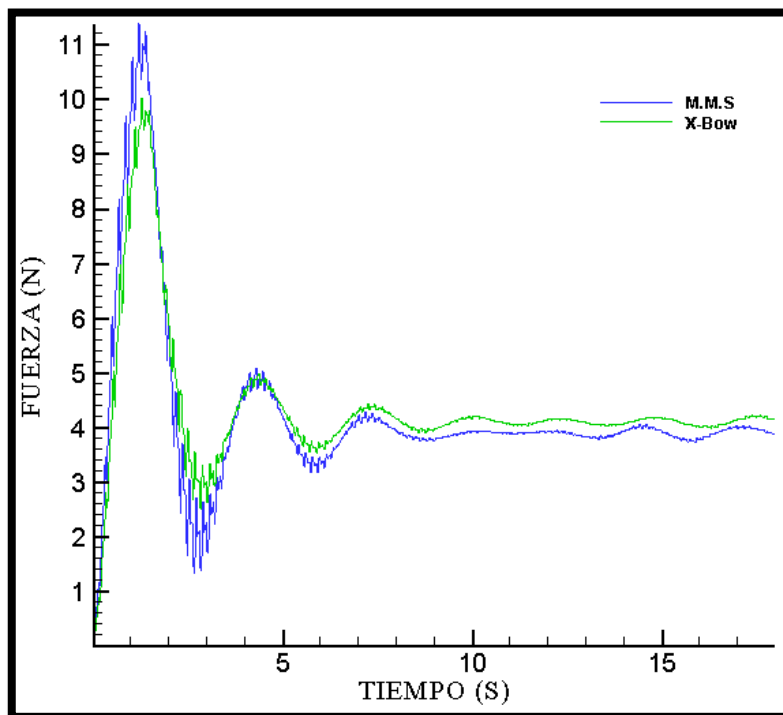


Figura 36. Curvas comparativas de convergencia 11 nudos

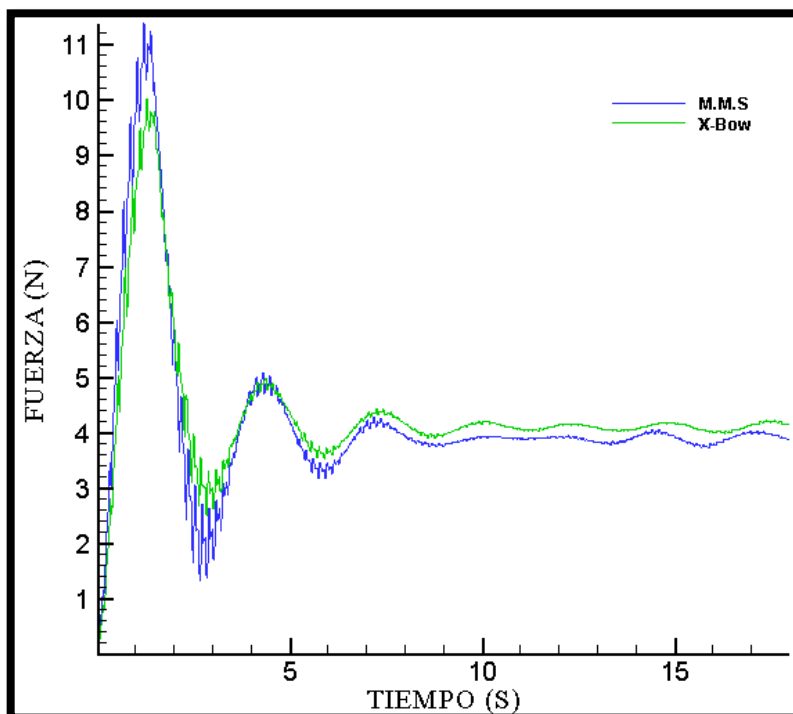


Figura 37. Curvas comparativas de convergencia 12 nudos

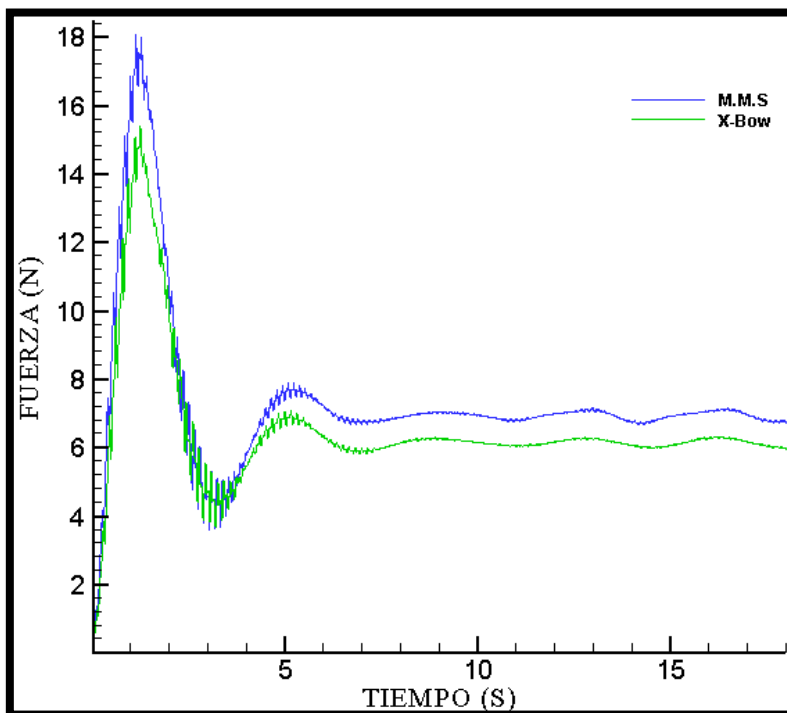


Figura 38. Curvas comparativas de convergencia 13 nudos

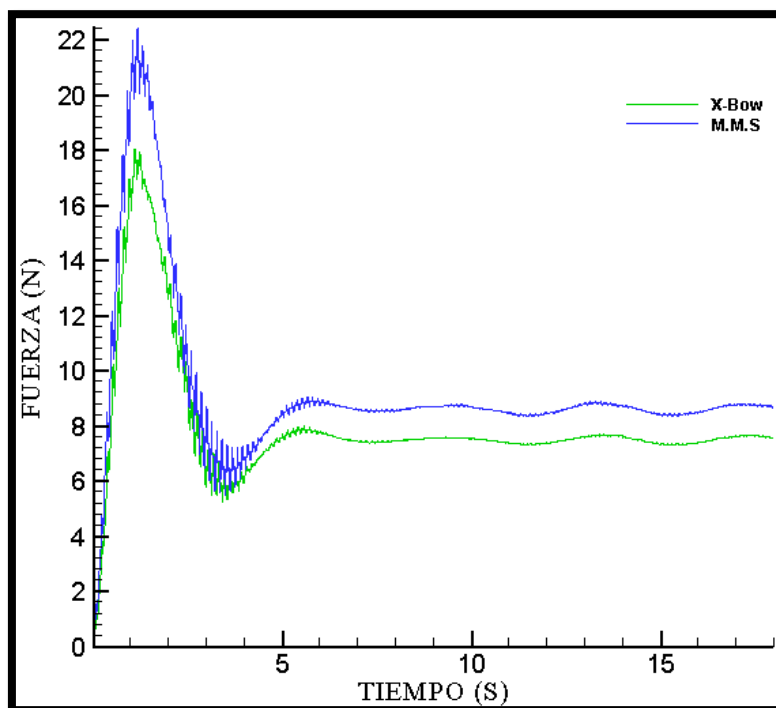


Figura 39. Curvas comparativas de convergencia 14 nudos

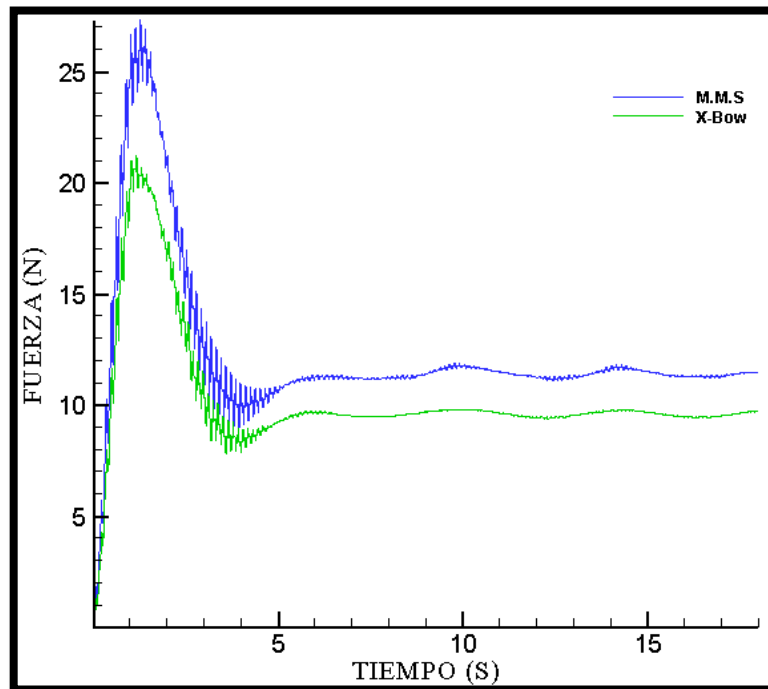


Figura 40. Curvas comparativas de convergencia 15 nudos

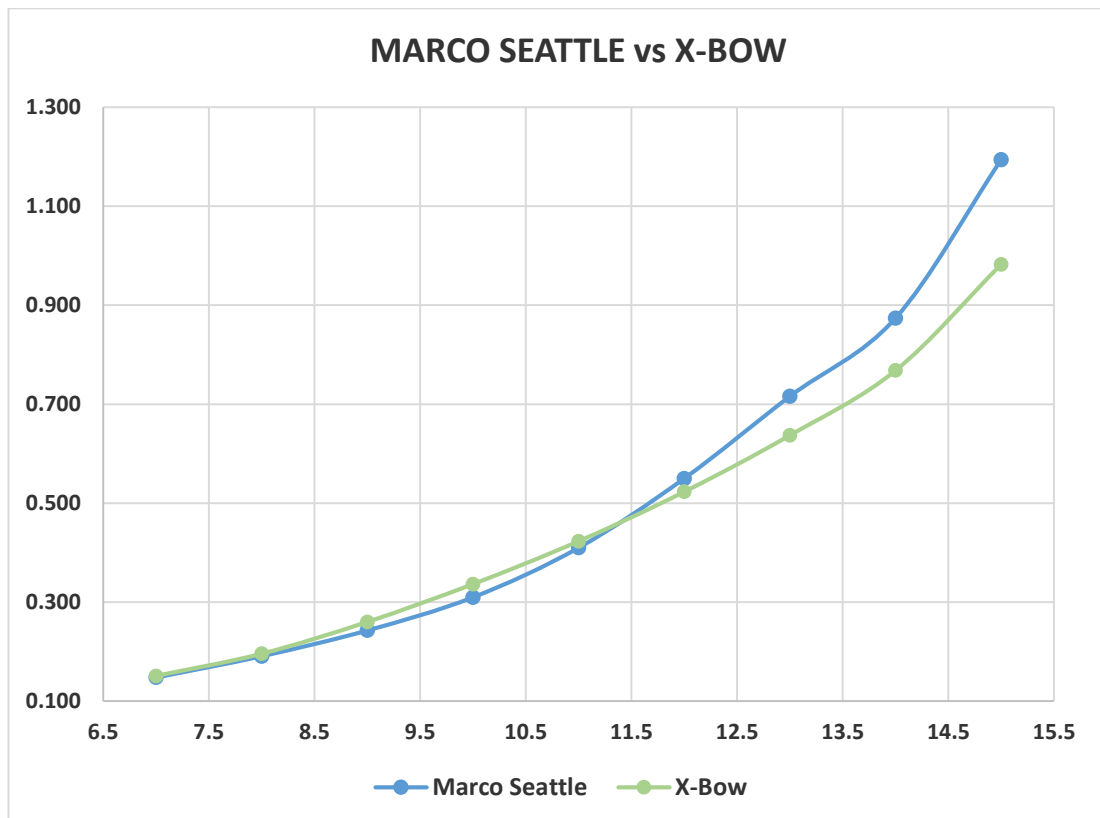


Figura 41. Marco M.S. Vs X-Bow – Capacidad de bodega 400 m³

Como se muestra en la Tabla 25 se puede apreciar que, en los rangos de velocidad de 7 a 11 nudos, hay un ligero incremento siendo solo en la velocidad de 9 y 10 nudos la diferencia mayor en 5% pero menor el 9%. Posteriormente para las velocidades de 12 a 15 nudos, se aprecia una notable disminución de la resistencia al avance mostrando una diferencia de entre el 10% y 17.7%, siendo mayor la diferencia en la velocidad de 15 nudos. Lo cual se vería reflejado en el retorno de combustible, representado un ahorro económico notable.

CONCLUSIONES

1. Se utilizó la Dinámica Computacional de Fluido (CFD) para predecir la resistencia al avance de las embarcaciones pesqueras del casco tipo Marco Marine Seattle – MMS y X-BOW demostrando ser una eficiente herramienta para validar datos experimentales, siendo las diferencias menores al 2%.
2. Los resultados obtenidos demuestran el buen desempeño hidrodinámico del casco tipo X-BOW al ser comparado con el casco tipo Marco Marine Seattle, su buen performance mejora a medida que va aumentando la velocidad de la embarcación llegando la resistencia al avance ser inferior hasta en 17.7% a la velocidad máxima de 15 nudos.
3. Se minimizó la resistencia al avance de la embarcación de pesca tradicional peruana, proponiendo un nuevo casco innovador del tipo X-BOW. Los resultados demostraron que este nuevo casco es más eficiente hidrodinámicamente consecuentemente tendremos menor consumo combustible, una mejor rentabilidad económica para el armador en sus costos operativos, destacamos, la disminución de emisiones de gases como SO_2 , NO_x y CO_2 a la atmosfera, atendiendo de esta manera las recomendaciones y exigencias del Anexo VI del MARPOL, OMI – Organización Marítima Internacional.

4. Es importante mencionar que ambas embarcaciones son de dimensiones principales muy próximos, como se puede ver en la Tabla 2 y Tabla 13, pero la capacidad de bodega de la embarcación pesquera tipo X-BOW puede incrementarse fácilmente como se muestra en el Anexo 7, con solo alargar la embarcación 1 metro desde su sección media, esto es una gran ventaja económica para el armador, al pensarla como alternativa de casco para su renovación de flota.

RECOMENDACIONES

1. En la fase de validación de resultados, se tiene de referencia que otras simulaciones realizadas con el mismo software ha llegado a encontrar una variación menor al 0.05% en los resultados de simulación frente a los ensayos experimentales. Siendo por ello ideal realizar el proceso de simulación para tiempos mayores de computación, en rangos de 60 a 100 segundos, lo cual demandaría mayores horas en el proceso de simulación para el mismo ordenador con el que se realizó este proceso de comparación.
2. De lo mostrado en la conclusión 4, es recomendable continuar con el proceso de la espiral de diseño, proyectando de esta manera una embarcación con mayor capacidad de bodega, y ajustando los pesos por acero en casco y superestructura, optimizando los pesos, de manera tal que el peso global para la embarcación sea menor al de obtenido por formulaciones, el cual se verá reflejado en un menor calado de desplazamiento. Un menor calado de desplazamiento traerá consigo beneficios en la reducción de la resistencia al avance.
3. Como parte de la validación de los resultados de un modelo de embarcación optimizado mediante el CFD, es recomendable realizar el ensayo de canal correspondiente para consolidar los resultados obtenidos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Ahmed. (1987). *Fluid Mechanics*. United States of America: Engineering Press, Inc.
2. Anthony F.Molland, S. R. (2011). *Ship Resistance and Propulsión*. Cambridge: Cambridge University Press.
3. Bourbon Offshore Norway,Ulstein Group,Maritimt Magasin. (26 de 12 de 2018). *Bourbon Orca*. Obtenido de Bourbon Orca: http://www.tugboats.de/bourbon_orca_artikel.html
4. C.G.Speziale, T. G. (1993). "On explicit algebraic stress models for complex turbulent flows". 254(pp.59-78).
5. C.L.Rumsey, T. a. (2002). *Linear and Nonlinear Eddy Viscosity Modelling in Clousure Strategies for Turbulent and Transitional Flows*. Cambridge: B.Launder and N.Sandham.
6. Camplig , P., Janssen, L., Vanherle, K., Cofala, J., Heyes, C., & Sander , R. (2013). *Specific evaluation of emissions from shipping including assessment*. Boeretang: Flemish Institute for Technological Research NV.
7. Choi, H., & Moin, P. a. (1993). Direct numerical simulation of turbulent flows over riblets. *JFM*.
8. Gatski, T. a. (2001). "General turbulence model advances applied to multielement airfoil computaions". 38(5).
9. Ghosal, S., Lund, T., Moin, P., & Akselvoll, K. (1994). A dynamic localization model for large eddy simulation of turbulent flows. *J.Fluid Mech*.

10. Group, U. (26 de 12 de 2018). *Ulstein*. Obtenido de Ulstein:
<https://ulstein.com/innovations/x-bow/comparison-tests>
11. Gulbrandsen, T. (11 de Febrero de 2011). *Flickr*. Obtenido de Flickr:
<https://www.flickr.com/photos/tommcnikon/5440653463>
12. Hall, T. (14 de Diciembre de 2011). *Ulstein*. Obtenido de Ulstein:
<https://ulstein.com/references/bourbon-orca>
13. Hassan, H. H. (2018). *X-Bow Design for Ship Energy Saving*. Egypt: Port Said University .
14. ICCT. (2011). *Reducing Greenhouse Gas Emissions from Ships*. Washington DC: International Council on Clean Transportation.
15. ITTC. (1996). Resistance and flow committee. *Final report and recommendations to the 21st ITTC* (pág. 76). -: ITTC.
16. Jongen, T. a. (1999). A unified analysis of planar homogeneous turbulence using single point closure equations. *Journal of Fluids Mechanics*, 117-150.
17. Jordan, S. (1994). Large eddy simulation of complex flows. *Doctoral dissertation*. Virginia: Virginia Polytechnic Institute Blacksburg.
18. Katsoulis, P. (1975). Optimun Block Coeficient by an Exponential Formula . *Shipping world and shipbuilder*.
19. KVAMSVÅG, U.-D.-A. Ø. (2006). *The Foreship Arrangement for a Vessel of the Displacement Type*. Norwegian: PCT.
20. Larsson, L. a. (1996). *Ship Resistance and Flow computations*. California: M. Ohkusu, Computational Mechanics Publications.
21. Lund, T. a. (1995). Large eddy simulation of a boundary layer on a concave surface. *Proceed tenth Symp. of turbulence shear flows* (pág. vol 1). Pennsylvania: Penn State Univ. PA.
22. Marine, N. F. (2018). Theory guide. *Fine/ Marine 7.2 Theory guide*.

23. Neves, J., & Moin, P. a. (1994). Effects of convex transverse curvature on wall bounded turbulence. *Journal of Fluid Mechanics*.
24. Nordas, D. E. (2012). *Optimization of bow shape for large,slow ships*. Norwegian: Norwegian University of Science and Technology.
25. Numeca. (2018). *FINEMarine - User Guide*. Bélgica: Numeca International.
26. Oceana. (09 de Noviembre de 2018). *Perú comparte con el mundo sus datos de vigilancia pesquera*. Obtenido de RPP: <https://rpp.pe/blog/mongabay/peru-comparte-con-el-mundo-sus-datos-de-vigilancia-pesquera-noticia-1162105>
27. Quinteros, J. M. (2008). *Gestión de Proyectos para la Modificación Estructural de Embarcaciones Pesqueras Tipo Cerco*. Lima.
28. Santarelli, M. (1978). Proyectando pesqueros para el futuro - Una metodología para el Atlántico Sud Occidental. *Ingenieria Naval*, 13.
29. Stern, F. P. (1996). CFD SHIP-IOWA. *Computational fluid dynamics methods for Surface-Ship boundary layers, wakes, and wave fields*. IOWA: University of Iowa.
30. T.B.Gatski, C. a. (1999). "A unified analysis of planar homogeneous turbulence using sinlge-point closure equations". 399(pp-904-910). *Journal of Fluid Mechanics*.
31. T.Jongen, T. a. (2000). "Nonlinear eddy viscosity and algebraic stress models for solving complex turbulent flows". *Progress in Aerospace Sciences*, 36(pp.655-682).
32. Universidad Austral de Chile. (2003). *Prueba de modelo Marco Marine Seattle*. Valdivia: UACH.
33. Vásquez, C. E. (2007). *Medidas de Seguridad para Asegurar Embarcaciones Pesqueras Cerqueras con Casco de Acero*. Lima.

34. Viana, M., Hammingh, P., Colette, A., Querol, J., & Aardenne, V. (2014). Impacto de las emisiones del transporte marítimo en la calidad del aire costero en Europa. *Atmospheric Environment*, 1.
35. Watson, D. (1962). Estimating Preliminary Dimensions in Ship Design. *Transactions*.
36. Watson, D., & Gilfillian, A. (1977). Some design methods. *The naval architect*.

ANEXOS



ANEXO 1

SIMA CHIMBOTE ASTILLERO
DIVISION DE DISEÑO Y DESARROLLO

E/P "TASA 44" (HULL N° 489)

FISHING VESSEL - 44.7 m LENGHT x 400.00 m3
HOLDS CAPACITY

STABILITY BOOKLET

DRAWING N° SCH-137-116B/489

Note.-

Booklet based at the stability test dated August 06, 2004, vessel 100% with fixed ballast. Ref N° 05-005003; Date 2005-03-07.
Moved bulkhead N° 09 of center hold, 1000 mm to forward (see drawing SCH-2008-0780 Rev0), This modification was realized previous calculation of holds capacity (see drawing SCH-2008-0588 Rev A)

Chimbote, October 10, 2008

GENERAL DIMENSIONS OF THE VESSEL

a)	Length	:	44.7 m.
b)	Length on flotation	:	40.7 m.
c)	Beam (molded)	:	10.1 m.
d)	Depth (molded)	:	5.0 m.
e)	Holds capacity	:	342 m ³
f)	Fuel oil capacity	:	42 665 liters
g)	Fresh water capacity	:	12 878 liters
h)	Hydro oil capacity	:	9512 liters
i)	Lube oil capacity	:	1483 liters

Hull Data (with appendages)

Baseline Draft: 5.000

Trim: zero

Heel: zero

DIMENSIONS

Length Overall: 43.717 m LBP: 41.305 m Beam: 10.100 m BWL: 10.066 m

Volume: 1050.829 m³ Displacement: 1077.106 MT

COEFFICIENTS

Prismatic: 0.633 Block: 0.504 Midship: 0.796 Waterplane: 0.806

RATIOS

Length/Beam: 4.328 Displacement/length: 425.961 Beam/Depth: 2.020

MT/ cm Immersion: 3.448

AREAS

Waterplane: 336.375 m² Wetted Surface: 627.275 m²

Under Water Lateral Plane: 187.341 m² Above Water Lateral Plane: 71.526 m²

CENTROIDS (Meters)

Buoyancy: LCB = 0.351 fwd TCB = 0.000 port VCB = 3.156

Flotation: LCF = 1.649 aft

Under Water LP: 1.944 fwd of Origin, 2.385 below waterline.

Above Water LP: 4.371 fwd of Origin, 1.141 above waterline.

NOTE: Coefficients are based on L: 41.305 m B: 10.100 m D: 5.000 m

Hydrostatic Properties

Draft is from

Baseline.

No Trim, No heel, VCG =

0.000

LCF Draft (m)	Displ (MT)	LCB (m)	VCB (m)	LCF (m)	TPcm (MT/cm)	MTcm (MT-m /deg)	KML (m)	KMT (m)
0.400	1.059	4.786f	0.353	5.864f	0.187	16.528	894.387	1.456
0.600	8.340	5.303f	0.496	5.099f	0.534	47.427	325.775	3.500
0.800	22.317	4.933f	0.630	4.409f	0.865	80.560	206.807	5.031
1.000	42.647	4.577f	0.761	3.952f	1.171	113.272	152.165	6.190
1.200	69.145	4.231f	0.893	3.435f	1.475	147.990	122.617	7.189
1.400	101.268	3.928f	1.024	3.119f	1.724	179.099	101.321	7.507
1.600	137.815	3.661f	1.151	2.772f	1.917	210.384	87.457	7.123
1.800	177.848	3.420f	1.276	2.454f	2.075	236.652	76.232	6.813
2.000	220.811	3.193f	1.398	2.071f	2.215	261.400	67.821	6.544
2.200	266.478	2.958f	1.519	1.649f	2.335	287.107	61.725	6.226
2.400	313.889	2.740f	1.637	1.335f	2.411	300.735	54.889	5.914
2.600	362.958	2.520f	1.754	0.884f	2.490	315.074	49.732	5.707
2.800	413.429	2.291f	1.870	0.434f	2.550	321.694	44.578	5.529
3.000	465.237	2.060f	1.985	0.119f	2.632	343.318	42.277	5.417
3.200	518.825	1.847f	2.101	0.109a	2.723	374.596	41.364	5.331
3.400	574.173	1.648f	2.216	0.313a	2.808	405.684	40.478	5.267
3.600	631.238	1.459f	2.333	0.537a	2.895	439.587	39.896	5.228
3.800	689.994	1.280f	2.449	0.738a	2.978	473.290	39.297	5.207
4.000	750.460	1.107f	2.566	0.943a	3.061	509.155	38.869	5.202
4.200	812.531	0.943f	2.683	1.149a	3.146	548.772	38.693	5.206
4.400	876.286	0.784f	2.801	1.331a	3.229	588.448	38.472	5.225
4.600	941.730	0.631f	2.919	1.497a	3.313	630.709	38.369	5.256
4.800	1008.748	0.485f	3.038	1.609a	3.387	669.715	38.035	5.291
5.000	1077.106	0.351f	3.156	1.649a	3.448	703.809	37.435	5.328
5.200	1146.589	0.230f	3.274	1.629a	3.499	733.369	36.643	5.366
5.400	1216.554	0.123f	3.390	1.760a	3.381	758.854	35.736	5.023

Water Specific Gravity = 1.025.

Cross Curves of Stability

Righting Arms(heel) for VCG = 0.00

Trim zero at heel = 0 (RA Trim = 0)

Displ (MT)	5.000s	10.000s	15.000s	20.000s	25.000s	30.000s
100.000	0.628s	1.179s	1.658s	2.075s	2.439s	2.759s
150.000	0.611s	1.154s	1.616s	2.032s	2.388s	2.707s
200.000	0.577s	1.113s	1.581s	1.991s	2.354s	2.682s
250.000	0.549s	1.068s	1.538s	1.962s	2.332s	2.670s
300.000	0.524s	1.029s	1.504s	1.931s	2.314s	2.664s
350.000	0.503s	0.997s	1.469s	1.906s	2.301s	2.663s
400.000	0.488s	0.972s	1.440s	1.885s	2.292s	2.666s
450.000	0.477s	0.952s	1.419s	1.866s	2.285s	2.669s
500.000	0.469s	0.937s	1.401s	1.851s	2.279s	2.665s
550.000	0.464s	0.926s	1.387s	1.839s	2.273s	2.655s
600.000	0.459s	0.919s	1.377s	1.831s	2.261s	2.641s
650.000	0.457s	0.914s	1.370s	1.824s	2.246s	2.624s
700.000	0.455s	0.911s	1.367s	1.816s	2.229s	2.604s
750.000	0.455s	0.910s	1.366s	1.805s	2.212s	2.581s
800.000	0.455s	0.910s	1.365s	1.793s	2.193s	2.556s
850.000	0.456s	0.912s	1.361s	1.779s	2.171s	2.529s
900.000	0.458s	0.915s	1.353s	1.765s	2.147s	2.500s
950.000	0.460s	0.916s	1.344s	1.748s	2.122s	2.471s
1000.000	0.462s	0.912s	1.333s	1.728s	2.095s	2.441s
1050.000	0.464s	0.904s	1.319s	1.706s	2.068s	2.411s

Displ (MT)	35.000s	40.000s	45.000s	50.000s	55.000s	60.000s
100.000	3.042s	3.289s	3.513s	3.720s	3.924s	4.107s
150.000	2.998s	3.266s	3.516s	3.748s	3.945s	4.126s
200.000	2.983s	3.264s	3.529s	3.757s	3.942s	4.133s
250.000	2.982s	3.275s	3.536s	3.753s	3.940s	4.135s
300.000	2.988s	3.285s	3.536s	3.747s	3.943s	4.140s
350.000	2.998s	3.288s	3.532s	3.743s	3.946s	4.140s
400.000	3.002s	3.287s	3.529s	3.745s	3.951s	4.134s
450.000	2.999s	3.283s	3.526s	3.747s	3.951s	4.124s
500.000	2.994s	3.277s	3.522s	3.747s	3.946s	4.113s
550.000	2.985s	3.267s	3.517s	3.742s	3.938s	4.098s
600.000	2.971s	3.256s	3.510s	3.734s	3.926s	4.080s
650.000	2.954s	3.242s	3.499s	3.723s	3.911s	4.060s
700.000	2.934s	3.224s	3.485s	3.708s	3.893s	4.038s
750.000	2.910s	3.204s	3.467s	3.690s	3.873s	4.016s
800.000	2.884s	3.182s	3.445s	3.668s	3.851s	3.993s
850.000	2.857s	3.157s	3.421s	3.644s	3.826s	3.967s
900.000	2.828s	3.129s	3.393s	3.615s	3.797s	3.940s
950.000	2.799s	3.098s	3.361s	3.583s	3.766s	3.911s
1000.000	2.768s	3.065s	3.326s	3.548s	3.733s	3.880s
1050.000	2.734s	3.028s	3.288s	3.511s	3.697s	3.847s

Water Specific Gravity = 1.025.

E/P TASA 44

Nº	DESCRIPTION	WEIGHT (t)	LCG (m)	MLONG. (t-m)	TCG (m)	MTRAN (t-m)	VCG (m)	MVERT (t-m)
1	CURRENT LIGHT SHIP	508.460	-1.491	-758.301	-0.022	-11.081	4.521	2298.941
	DATE: 2005-03-07							
	REF. Nº 05-005003							
2	VARIATIONS OF WEIGHT							
	BULKHEAD 12 BR – 13 ER	-4.770	4.700	-22.419	0.000	0.000	3.400	-16.218
	CENTRAL BULKHEAD 8A	0.830	-5.136	-4.263	0.000	0.000	3.060	2.540
	CENTRAL BULKHEAD 8	-0.830	-4.136	3.433	0.000	0.000	3.050	-2.532
	BALLAST I FIX BETWEEN 8-8A	1.782	-5.500	-9.801	0.000	0.000	0.610	1.087
3	NEW LIGHT SHIP	505.472	-1.566	-791.351	-0.022	-11.081	4.518	2283.818

**CONDITION 1.- DEPARTURE FROM PORT WITH FULL FUEL, FRESH WATER,
OIL, STORES, CATCH 0%**

Floating Status

		Heel	stbd 0.11		
Draft FP	3.406 m	deg.		GM(Solid)	0.737 m
Draft MS	3.706 m	Equil	Yes	F/S Corr.	0.000 m
Draft AP	4.006 m	Wind	Off	GM(Fluid)	0.737 m
Trim	aft 0.79 deg.	Wave	No	KMt	5.255 m
LCG	0.846f m	VCG	4.518 m	TPcm	3.00
Displacement	671.09 MT	WaterSpgr	1.025		

Loading Summary

Item	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)
Light Ship	505.47	1.566f	0.022p	4.518
Deadweight	165.62	1.352a	0.072s	4.517
Displacement	671.09	0.846f	0.001s	4.518

Fixed Weight Status

Item	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)
LIGHT SHIP	505.47	1.566f	0.022p	4.518u
CABLES DE CERCO /ROPE	4.00	4.000f	1.500p	6.860u
PANGA /FISHING GEAR	12.50	18.560a	0.000	7.560u
RED (HUMEDA) /NET (WET)	43.00	11.950a	0.850s	7.560u
REPUESTOS-HERR /SPARES	2.00	8.000f	0.000	4.500u
VITALES Y VIV. /PROV.	2.50	12.000f	0.000	6.850u
Total Fixed:	569.47	0.189f	0.034s	4.841u

Tank Status

FUEL OIL (SpGr 0.870)

Tank Name	Load (%)	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)	FSM
COMB1.P	100.00%	9.11	9.870f	1.346p	1.842	
COMB1.S	100.00%	9.11	9.870f	1.346s	1.842	
COMB2.P	100.00%	6.62	18.170a	3.193p	5.596	
COMB2.S	100.00%	6.62	18.170a	3.193s	5.596	
DECANT.S	100.00%	2.75	13.442a	4.025s	4.954	
DIARIO.S	100.00%	2.92	13.446a	2.971s	4.657	
Subtotals:	100.00%	37.12	3.692a	0.532s	3.633	

SALT WATER (SpGr 1.025)

Tank Name	Load (%)	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)	FSM
LASTRE1	100.00%	13.41	20.501f	0.000	1.679	
LASTRE2.P	100.00%	15.34	12.581f	0.988p	1.852	
LASTRE2.S	100.00%	12.71	12.581f	0.988s	1.852	
Subtotals:	50.63%	41.46	15.143f	0.063p	1.796	

FRESH WATER (SpGr 1.000)

Tank Name	Load (%)	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)	FSM
AG-DULCE.P	100.00%	6.44	7.519f	1.626p	1.822	
AG-DULCE.S	100.00%	6.44	7.519f	1.626s	1.822	
Subtotals:	100.00%	12.88	7.519f	0.000	1.822	

HYDRO OIL (SpGr 0.924)

Tank Name	Load (%)	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)	FSM
HIDRAUL.P	100.00%	8.79	12.441a	3.599p	3.921	
Subtotals:	100.00%	8.79	12.441a	3.599p	3.921	

LUBE OIL (SpGr 0.924)

Tank Name	Load (%)	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)	FSM
LUBRIC.P	100.00%	1.37	13.452a	2.977p	5.632	
Subtotals:	100.00%	1.37	13.452a	2.977p	5.632	

All Tanks

	Load (%)	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)	FSM
Totals:	18.99%	101.62	4.525f	0.183p	2.706	

Displacer Status

Item	Status	Spgr	Displ (MT)	LCB (m)	TCB (m)	VCB (m)	Eff /Perm
HULL	Intact	1.025	671.09	0.817f	0.005s	2.416	1.000
SubTotals:			671.09	0.817f	0.005s	2.416	

Critical points

Name	L,T,V (m)	Height (m)
(1) MAIN HATCH (FWD)	1.050f, 2.480s, 6.450	2.736
(2) MAIN HATCH (AFT)	2.950a, 2.480s, 6.450	2.681
(3) MAIN DECK AT FOCSLE	8.950f, 4.502s, 5.480	1.871
(4) MAIN DECK AT MIDSHIPS	0.000, 5.029s, 5.318	1.585
(5) MAIN DECK AT POOP	4.950a, 4.949s, 5.392	1.591

Righting Arms vs Heel Angle

Heel Angle (deg)	Trim Angle (deg)	Origin Depth (m)	Righting Arm (m)	Area (m-Rad)	Notes
0.11s	0.79a	3.723	0.000	0.000	Equil
5.11s	0.77a	3.704	0.066	0.003	
10.11s	0.71a	3.647	0.135	0.012	
15.11s	0.61a	3.553	0.210	0.027	
20.11s	0.47a	3.422	0.291	0.048	
25.11s	0.28a	3.262	0.348	0.076	
30.11s	0.04a	3.074	0.378	0.108	
31.57s	0.03f	3.014	0.379	0.118	MaxRa
35.11s	0.18f	2.861	0.370	0.141	
40.11s	0.33f	2.620	0.339	0.172	
45.11s	0.40f	2.351	0.299	0.200	
50.11s	0.40f	2.058	0.252	0.224	
55.11s	0.38f	1.749	0.198	0.244	
60.11s	0.36f	1.429	0.135	0.259	

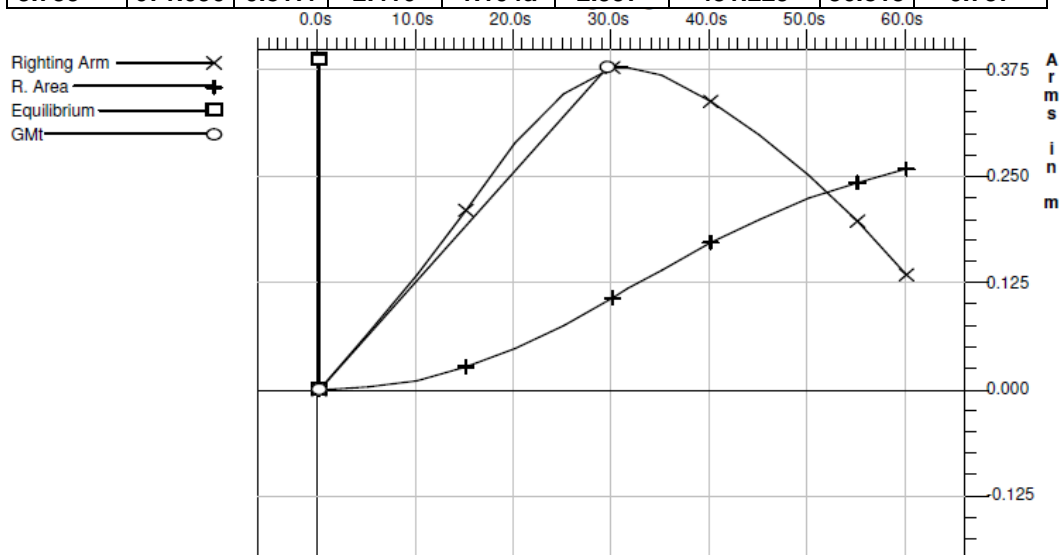
IMO A.167

Limit	Min/Max	Actual	Margin	Pass
(1)Area from 0.00 deg to 30.00	>0.0550 m-R	0.108	0.053	Yes
(2)Area from 0.00 deg to 40.00 or Flood	>0.0900 m-R	0.172	0.082	Yes
(3)Area from 30.00 deg to 40.00 or Flood	>0.0300 m-R	0.064	0.034	Yes
(4)Righting Arm at 30.00 deg or MaxRA	>0.200 m	0.379	0.179	Yes
(5)Angle from 0.00 deg to MaxRA	>25.00 deg	31.46	6.46	Yes
(6)GM at Equilibrium	>0.350 m	0.737	0.387	Yes

Righting Arms vs. Heel

Heel angle (Degrees)

LCF Draft (m)	Displ (MT)	LCB (m)	VCB (m)	LCF (m)	TPcm (MT/cm)	MTcm (MT-m/deg)	GML (m)	GM(Fluid) (m)
3.739	671.090	0.817f	2.416	1.104a	2.997	431.229	36.813	0.737



Hydrostatic Properties

Draft is from Baseline.

Trim: aft 0.79 deg., heel: stbd 0.11 deg., VCG = 3.972

Water Specific Gravity = 1.025.

CONDITION 4.- ARRIVAL AT HOME PORT, CATCH 100%, FUEL 10%, FRESH WATER 10%, WITH STORES

Floating Status

Draft FP	4.751 m	Heel	port 0.78 deg.	GM(Solid)	1.221 m
Draft MS	4.821 m	Equil	Yes	F/S Corr.	0.003 m
Draft AP	4.891 m	Wind	Off	GM(Fluid)	1.218 m
Trim	aft 0.18 deg.	Wave	No	KMt	5.301 m
LCG	0.356f m	VCG	4.080 m	TPcm	3.40
Displacement	1,019.14 MT	WaterSpgr	1.025		

Loading Summary

Item	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)
Light Ship	505.47	1.566f	0.022p	4.518
Deadweight	513.67	0.835a	0.012p	3.650
Displacement	1,019.14	0.356f	0.017p	4.080

Fixed Weight Status

Item	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)
LIGHT SHIP	505.47	1.566f	0.022p	4.518u
CABLES DE CERCO /ROPE	4.00	4.000f	1.500p	6.860u
PANGA /FISHING GEAR	12.50	18.560a	0.000	7.560u
RED (HUMEDA) /NET (WET)	43.00	11.950a	0.850s	7.560u
REPUESTOS-HERR /SPARES	2.00	8.000f	0.000	4.500u
VITALES Y VIV. /PROV.	2.50	12.000f	0.000	6.850u
Total Fixed:	569.47	0.189f	0.034s	4.841u

Tank Status

FUEL OIL (SpGr 0.870)

Tank Name	Load (%)	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)	FSM
COMB1.P	10.00%	0.91	9.863f	0.565p	0.724	
COMB1.S	10.00%	0.91	9.865f	0.549s	0.724	
COMB2.P	10.00%	0.66	17.665a	2.936p	4.593	
COMB2.S	10.01%	0.66	17.674a	2.925s	4.593	
DECANT.S	10.01%	0.28	13.412a	3.787s	3.494	
DIARIO.S	10.00%	0.29	13.410a	2.897s	3.112	
Subtotals:	10.00%	3.71	3.514a	0.503s	2.497	

PESCADO (SpGr 0.970)

Tank Name	Load (%)	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)	FSM
BOD-CEN	100.00%	76.02	0.554f	0.000	2.967	
BOD-POPA.P	100.00%	78.66	3.832a	3.023p	3.337	
BOD-POPA.S	100.00%	78.66	3.832a	3.023s	3.337	
BOD-PROA.P	100.00%	79.85	1.997f	2.934p	3.282	
BOD-PROA.S	100.00%	79.85	1.997f	2.934s	3.282	
Subtotals:	100.00%	393.05	0.615a	0.000	3.243	

SALT WATER (SpGr 1.025)

Tank Name	Load (%)	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)	FSM
LASTRE1	100.00%	13.41	20.501f	0.000	1.679	
LASTRE2.P	100.00%	15.34	12.581f	0.988p	1.852	
LASTRE2.S	100.00%	12.71	12.581f	0.988s	1.852	
Subtotals:	50.63%	41.46	15.143f	0.063p	1.796	

FRESH WATER (SpGr 1.000)

Tank Name	Load (%)	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)	FSM
AG-DULCE.P	10.00%	0.64	7.514f	0.699p	0.713	
AG-DULCE.S	10.00%	0.64	7.515f	0.674s	0.713	
Subtotals:	10.00%	1.29	7.515f	0.013p	0.713	

HYDRO OIL (SpGr 0.924)

Tank Name	Load (%)	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)	FSM
HIDRAUL.P	100.00%	8.79	12.441a	3.599p	3.921	
Subtotals:	100.00%	8.79	12.441a	3.599p	3.921	

LUBE OIL (SpGr 0.924)

Tank Name	Load (%)	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)	FSM
LUBRIC.P	100.00%	1.37	13.452a	2.977p	5.632	
Subtotals:	100.00%	1.37	13.452a	2.977p	5.632	

All Tanks

	Load (%)	Weight (MT)	LCG (m)	TCG (m)	VCG (m)	FSM
Totals:	84.04%	449.67	0.567f	0.081p	3.117	

Displacer Status

Item	Status	Spgr	Displ (MT)	LCB (m)	TCB (m)	VCB (m)	Eff /Perm
HULL	Intact	1.025	1,019.14	0.353f	0.031p	3.056	1.000
SubTotals:			1,019.14	0.353f	0.031p	3.056	

Critical points

Name	L,T,V (m)	Height (m)
(1) MAIN HATCH (FWD)	1.050f, 2.480s, 6.450	1.662
(2) MAIN HATCH (AFT)	2.950a, 2.480s, 6.450	1.649
(3) MAIN DECK AT FOCSLE	8.950f, 4.502s, 5.480	0.744
(4) MAIN DECK AT MIDSHIPS	0.000, 5.029s, 5.318	0.561
(5) MAIN DECK AT POOP	4.950a, 4.949s, 5.392	0.618

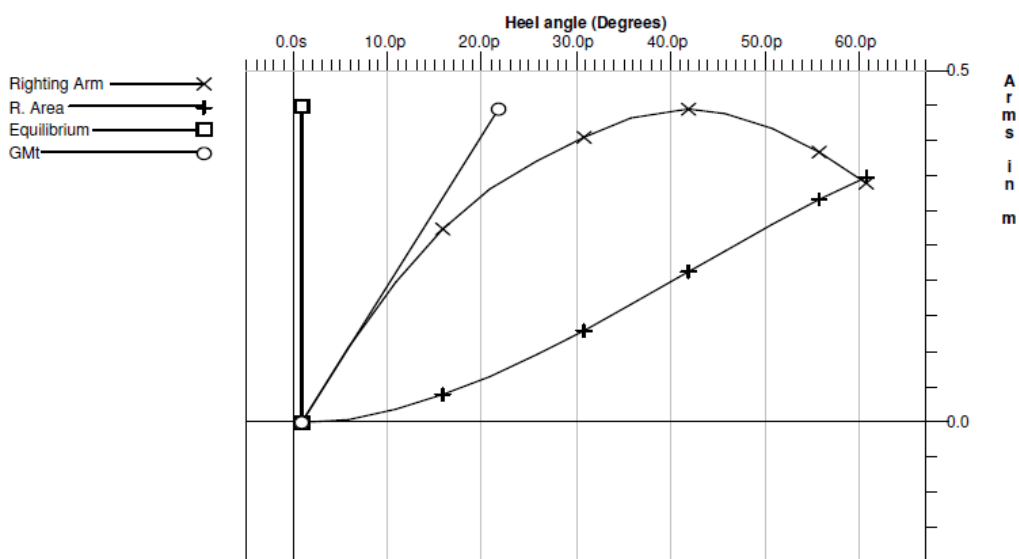
Righting Arms vs Heel Angle

Heel Angle (deg)	Trim Angle (deg)	Origin Depth (m)	Righting Arm (m)	Area (m-Rad)	Notes
0.78p	0.18a	4.825	0.000	0.000	Equil
5.78p	0.17a	4.796	0.107	0.005	
10.78p	0.12a	4.736	0.200	0.018	
15.78p	0.02a	4.651	0.275	0.039	
20.78p	0.05f	4.543	0.331	0.066	
25.78p	0.01f	4.413	0.371	0.096	
30.78p	0.12a	4.257	0.406	0.130	
35.78p	0.34a	4.075	0.433	0.167	
40.78p	0.59a	3.875	0.444	0.205	
41.80p	0.65a	3.831	0.445	0.213	MaxRa
45.78p	0.86a	3.655	0.439	0.244	
50.78p	1.14a	3.414	0.419	0.282	
55.78p	1.41a	3.153	0.385	0.317	
60.78p	1.68a	2.874	0.340	0.348	

IMO A.167

Limit	Min/Max	Actual	Margin	Pass
(1) Area from 0.00 deg to 30.00	>0.0550 m-R	0.130	0.075	Yes
(2) Area from 0.00 deg to 40.00 or Flood	>0.0900 m-R	0.205	0.115	Yes
(3) Area from 30.00 deg to 40.00 or Flood	>0.0300 m-R	0.075	0.045	Yes
(4) Righting Arm at 30.00 deg or MaxRA	>0.200 m	0.445	0.245	Yes
(5) Angle from 0.00 deg to MaxRA	>25.00 deg	41.02	16.02	Yes
(6) GM at Equilibrium	>0.350 m	1.218	0.868	Yes

Righting Arms vs. Heel



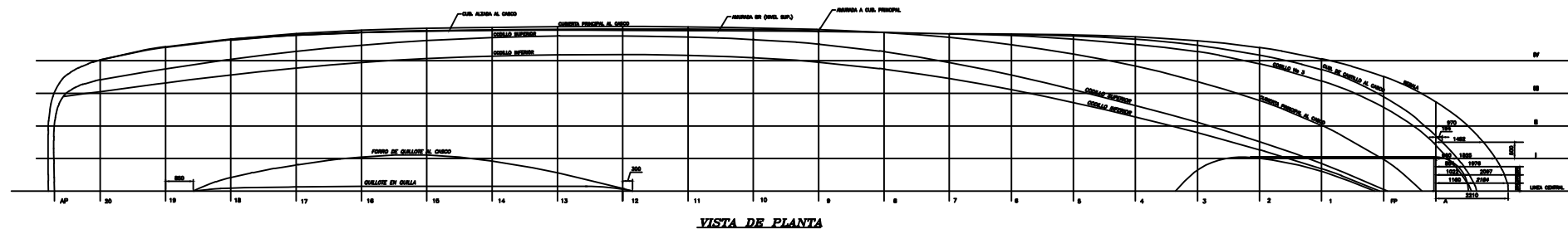
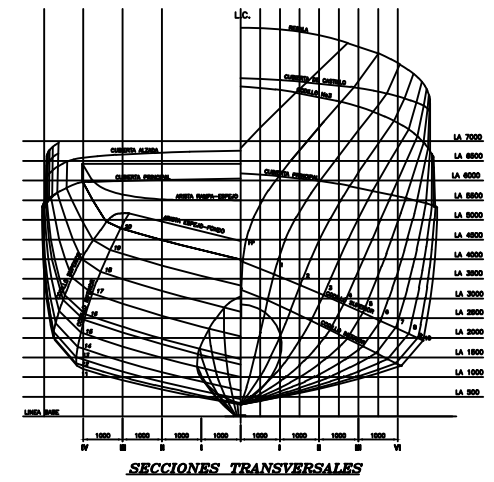
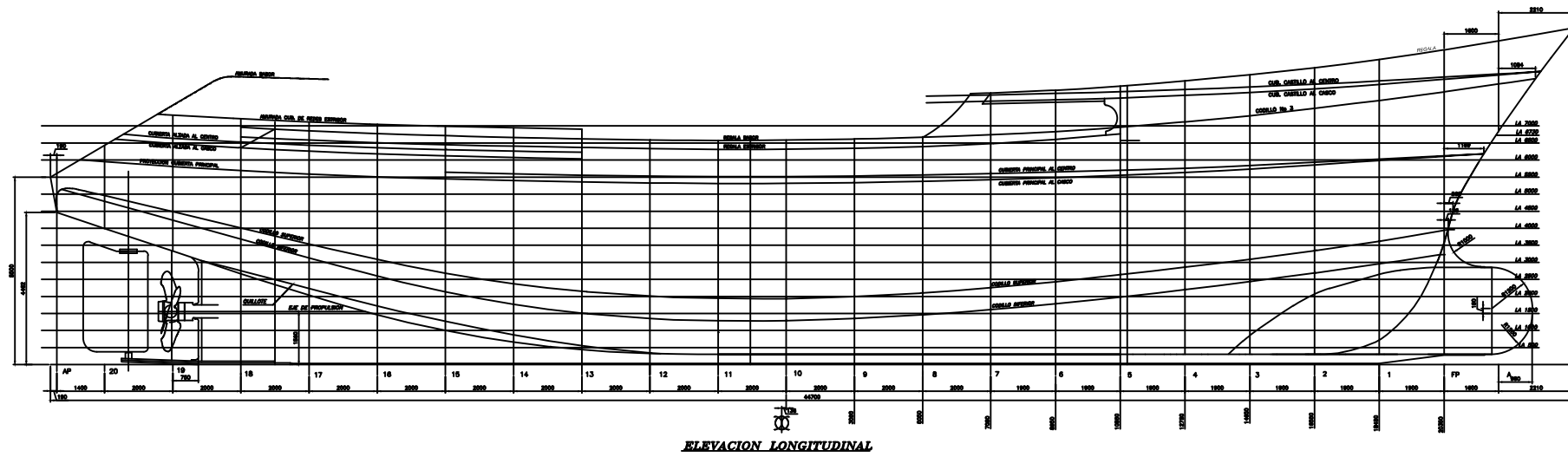
Hydrostatic Properties

Draft is from Baseline.


Trim: aft 0.18 deg., heel: port 0.78 deg., VCG = 4.246

LCF Draft (m)	Displ (MT)	LCB (m)	VCB (m)	LCF (m)	TPcm (MT/cm)	MTcm (MT-m/deg)	GML (m)	GM(Fluid) (m)
4.831	1019.142	0.353f	3.056	1.695a	3.400	596.474	33.530	1.218

ANEXO 2

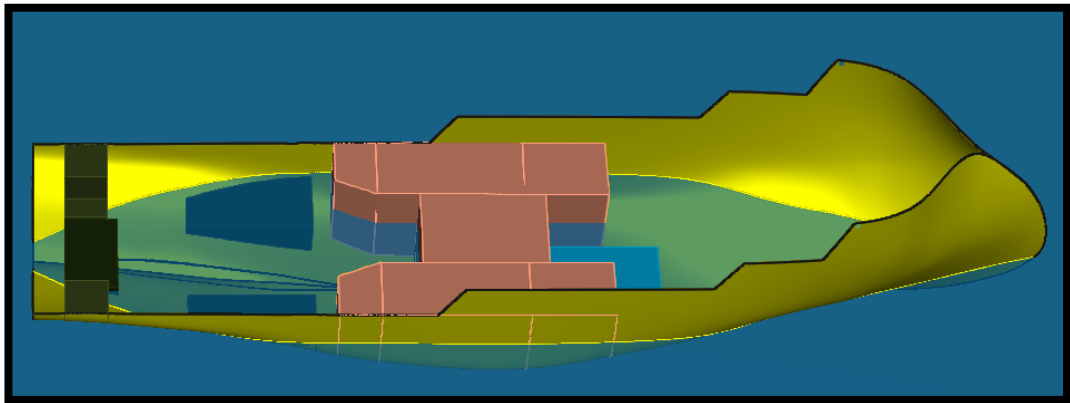


CARACTERISTICAS GENERALES
ESLORA TOTAL ————— **44,70 m**
MANGA MOLDEADA ————— **10,10 m**
PUNTAL MOLDEADO ————— **5,00 m**

DIBUJÓ:	HEINZ BILL GALDÓS LINDAO	LINEAS DE FORMA EMBARCACION PESQUERA TIPICA PERUANA
REVISÓ:	WILLIAM CIPRIANO QUINTEROS	
NOTA	06/01/19 FECHA	N° 01
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA NAVAL	DESIGNACIÓN:	
	PLANO DE:	
	SECCIÓN:	

ANEXO 4

ACTA DE ESTABILIDAD X-BOW
47.2x 10.1x 5m
400 m³



1. ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS KG y LCG¹

1.1. Cálculo del número Cúbico

Características	Medidas	Unidad
Eslora	154.85	ft
Manga	32.8	ft
Puntal	16.4	ft

# Cúbico	Valor
$\frac{LxBxD}{100}$	832.969

1.2. Estimación Kgy LCG – Light Ship

	Fórmula	Valor
Relación Kg/D	$\frac{Kg}{D} = \frac{\#cub.}{8000} + 0.79$	0.89412114
Relación LCG/L	$\frac{LCG}{L} = \frac{\#cub.}{25000} + 0.51$	0.47668124

Resultando de esta manera Kg= 4.47 y LCG= 22.49 (tomado desde el extremo de proa).

Corrección del Kg, por relación de áreas y centroides de secciones transversales en bodega, esto es debido a que el barco X-Bow es de fondo plano a comparación de la embarcación pesquera típica peruana que cuenta con un valor de astilla muerta. Se obtiene una reducción de 0.27m.

Resultando el Kg= 4.2 m.

¹ Formulación recuperada de: Fishing Design and Construction – Fishing Vessel Design Curves – W.Brett Wilson – NOAA Data Buoy Center – NSTL, Mississippi 39529

2. Stability calculation - CONDICIÓN_DE_SALIDA DE PUERTO

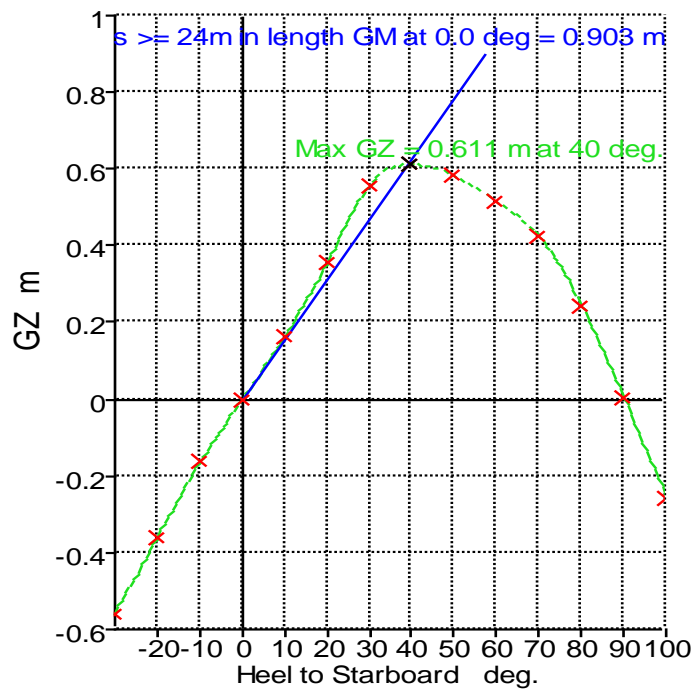
Loadcase – rosca, Damage Case - Intact

Free to Trim

Specific gravity = 1.025; (Density = 1.025 tonne/m³)

Fluid analysis method: Use corrected VCG

Item Name	Quantity	Unit Mass tonne	Total Mass tonne	Unit Volume m ³	Total Volume m ³	Long. Arm m	Trans. Arm m	Vert. Arm m	Total FSM tonne.m	FSM Type
Lightship	1	534.620	534.620			22.490	0.000	4.200	0.000	User Specified
Cables de Acero	1	4.000	4.000			11.920	0.000	5.980	0.000	User Specified
Panga	1	12.500	12.500			1.140	0.000	5.760	0.000	User Specified
Red (Humeda)	1	43.000	43.000			6.100	0.000	6.400	0.000	User Specified
Repuestos	1	2.000	2.000			32.100	0.000	2.500	0.000	User Specified
Viveres	1	2.500	2.500			34.880	0.000	6.000	0.000	User Specified
T Diario P	100%	12.333	12.333	13.061	13.061	11.192	-3.060	1.802	0.000	Maximum
T Diario F	100%	12.333	12.333	13.061	13.061	11.192	3.060	1.802	0.000	Maximum
Bod. A C	0%	85.656	0.000	85.656	0.000	21.300	0.000	0.700	0.000	Maximum
Bod. A P	0%	104.881	0.000	104.881	0.000	22.863	-1.337	0.004	0.000	Maximum
Bod. A S	0%	104.881	0.000	104.881	0.000	22.863	1.337	0.004	0.000	Maximum
Bod. F P	0%	47.806	0.000	47.806	0.000	23.325	-1.337	0.004	0.000	Maximum
Bod. F S	0%	47.806	0.000	47.806	0.000	23.325	1.337	0.004	0.000	Maximum
T. Lubricante P	100%	0.747	0.747	0.812	0.812	2.615	-2.441	2.969	0.000	Maximum
T. Hidraulico P	100%	5.174	5.174	5.624	5.624	2.528	-3.818	4.172	0.000	Maximum
Consumo diario	100%	6.035	6.035	6.391	6.391	2.846	0.000	2.634	0.000	Maximum
T. Lubricante S	100%	0.747	0.747	0.812	0.812	2.615	2.441	2.969	0.000	Maximum
T. Hidraulico S	100%	5.174	5.174	5.624	5.624	2.528	3.818	4.172	0.000	Maximum
Aaúa	100%	15.229	15.229	15.229	15.229	27.057	0.000	0.396	0.000	Maximum
T comb diario	100%	14.987	14.987	15.871	15.871	21.307	0.000	0.352	0.000	Maximum
Total Loadcase			671.380	467.515	76.485	22.394	0.000	4.144	0.000	
FS correction								0.000		
VCG fluid								4.144		



Stability	
■	GZ
■	2.1.3.1: Initial GMt for vessels >= 24m in length GM at 0.0 deg = 0.903 m
■	Max GZ = 0.611 m at 40 deg.

Heel to Starboard deg	-30.0	-20.0	-10.0	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0
GZ m	-0.558	-0.358	-0.163	0.000	0.163	0.358	0.558	0.611	0.585	0.517	0.424	0.245	0.003	-0.256
Area under GZ curve from zero heel m.deg	7.9730	3.3894	0.7986	0.0000	0.8022	3.3753	8.0257	13.9840	20.0088	25.5378	30.2877	33.7085	34.9783	33.7146
Displacement t	671.4	671.4	671.4	671.4	671.4	671.4	671.4	671.4	671.4	671.4	671.4	671.4	671.4	671.4
Draft at FP m	2.713	2.718	2.686	2.673	2.686	2.718	2.712	2.522	2.015	0.980	-1.438	-9.730	n/a	-24.228
Draft at AP m	2.152	2.461	2.645	2.705	2.645	2.461	2.153	1.758	1.276	0.694	-0.088	-1.801	n/a	-4.228
WL Length m	47.878	47.881	47.862	47.854	47.862	47.881	47.877	47.755	47.324	45.749	42.946	42.965	43.127	43.412
Beam max extents on WL m	10.574	10.712	10.251	10.097	10.251	10.712	10.575	9.903	9.683	10.314	11.978	10.370	9.417	8.898
Wetted Area m^2	499.213	497.219	493.292	490.699	493.291	497.220	499.257	502.933	505.540	504.114	493.637	479.973	481.112	484.289
Waterpl. Area m^2	353.510	360.697	353.470	349.110	353.469	360.696	353.508	327.432	314.920	309.009	284.585	255.738	245.822	243.612
Prismatic coeff. (Cp)	0.562	0.534	0.517	0.512	0.517	0.534	0.562	0.575	0.574	0.588	0.622	0.624	0.628	0.633
Block coeff. (Cb)	0.301	0.327	0.399	0.501	0.399	0.327	0.301	0.307	0.313	0.310	0.299	0.377	0.369	0.341

Heel to Starboard deg	-30.0	-20.0	-10.0	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	22.422	22.407	22.396	22.392	22.396	22.407	22.419	22.428	22.422	22.403	22.364	22.304	22.235	22.165
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	22.009	21.483	21.358	21.401	21.358	21.483	22.007	23.346	24.299	24.884	25.042	25.356	25.089	24.804
Max deck inclination deg	30.0050	20.0020	10.0001	0.0388	10.0001	20.0020	30.0050	40.0050	50.0023	60.0001	70.0010	80.0041	90.0000	99.9739
Trim angle (+ve by stern) deg	-0.6666	-0.3057	-0.0488	0.0388	-0.0489	-0.3060	-0.6638	-0.9084	-0.8793	-0.3397	1.6046	9.3416	n/a	22.5354

Key point	Immer sion angle deg	Emerge nce angle deg
Margin Line (immersion pos = 18.505 m)	26.2	n/a
Deck Edge (immersion pos = 18.505 m)	27	n/a

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.1: Area 0 to 30	3.1513	m.deg	8.0257	Pass	+154.68
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.1: Area 0 to 40	5.1566	m.deg	13.9840	Pass	+171.19
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.1: Area 30 to 40	1.7189	m.deg	5.9583	Pass	+246.64
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.3: Angle of maximum GZ	25.0	deg	40.0	Pass	+60.00
2.1 Fishing vessels	2.1.3.1: Initial GMt for vessels >= 24m in length	0.90	m	0.903	Pass	

3. Stability calculation - CONDICIÓN_DE_MÁXIMA CARGA

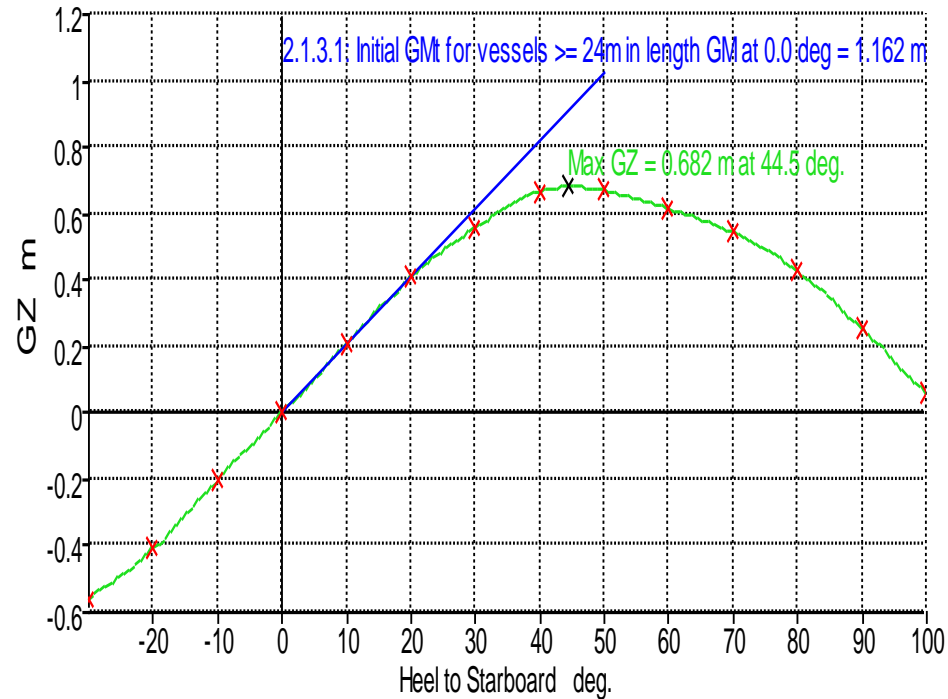
Loadcase – rosca, Damage Case - Intact

Free to Trim

Specific gravity = 1.025; (Density = 1.025 tonne/m³)

Fluid analysis method: Use corrected VCG

Item Name	Quantity	Unit Mass tonne	Total Mass tonne	Unit Volume m ³	Total Volume m ³	Long. Arm m	Trans. Arm m	Vert. Arm m	Total FSM tonne.m	FSM Type
Lightship	1	534.620	534.620			22.490	0.000	4.200	0.000	User Specified
Cables de Acero	1	4.000	4.000			11.920	0.000	5.980	0.000	User Specified
Panga	1	12.500	12.500			1.140	0.000	5.760	0.000	User Specified
Red (Humeda)	1	43.000	43.000			6.100	0.000	6.400	0.000	User Specified
Repuestos	1	2.000	2.000			32.100	0.000	2.500	0.000	User Specified
Viveres	1	2.500	2.500			34.880	0.000	6.000	0.000	User Specified
T Diario P	10%	12.333	1.233	13.061	1.306	12.425	-2.719	0.961	8.014	Maximum
T Diario F	10%	12.333	1.233	13.061	1.306	12.425	2.719	0.961	8.014	Maximum
Bod. A C	100%	85.656	85.656	85.656	85.656	21.300	0.000	2.850	0.000	Maximum
Bod. A P	100%	104.881	104.881	104.881	104.881	19.016	-3.519	2.604	0.000	Maximum
Bod. A S	100%	104.881	104.881	104.881	104.881	19.016	3.519	2.604	0.000	Maximum
Bod. F P	100%	47.806	47.806	47.806	47.806	25.265	-3.469	2.607	0.000	Maximum
Bod. F S	100%	47.806	47.806	47.806	47.806	25.265	3.469	2.607	0.000	Maximum
T. Lubricante P	100%	0.747	0.747	0.812	0.812	2.615	-2.441	2.969	0.000	Maximum
T. Hidraulico P	100%	5.174	5.174	5.624	5.624	2.528	-3.818	4.172	0.000	Maximum
Consumo diario	100%	6.035	6.035	6.391	6.391	2.846	0.000	2.634	0.000	Maximum
T. Lubricante S	100%	0.747	0.747	0.812	0.812	2.615	2.441	2.969	0.000	Maximum
T. Hidraulico S	100%	5.174	5.174	5.624	5.624	2.528	3.818	4.172	0.000	Maximum
Aaau	50%	15.229	7.614	15.229	7.614	26.965	0.000	0.218	30.400	Maximum
T comb diario	10%	14.987	1.499	15.871	1.587	21.369	0.000	0.039	30.218	Maximum
Total Loadcase			1019.107	467.515	422.107	22.102	0.000	3.700	76.646	
FS correction								0.075		
VCG fluid								3.775		



Stability	
■	GZ
■	2.1.3.1: Initial GMt for vessels ≥ 24 m in length GM at 0.0 deg = 1.162 m
■	Max GZ = 0.682 m at 44.5 deg.

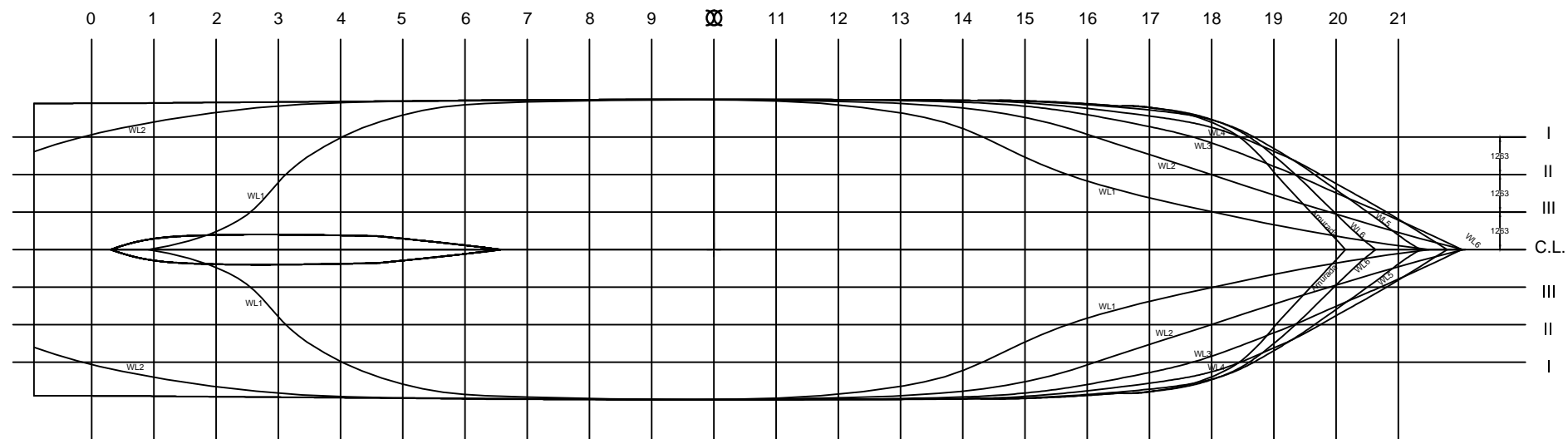
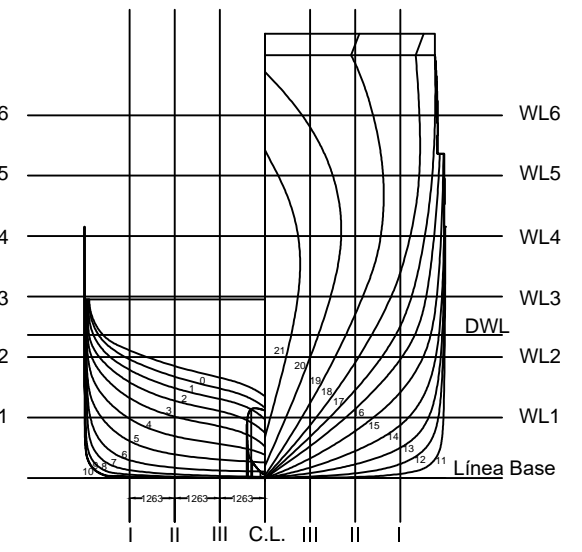
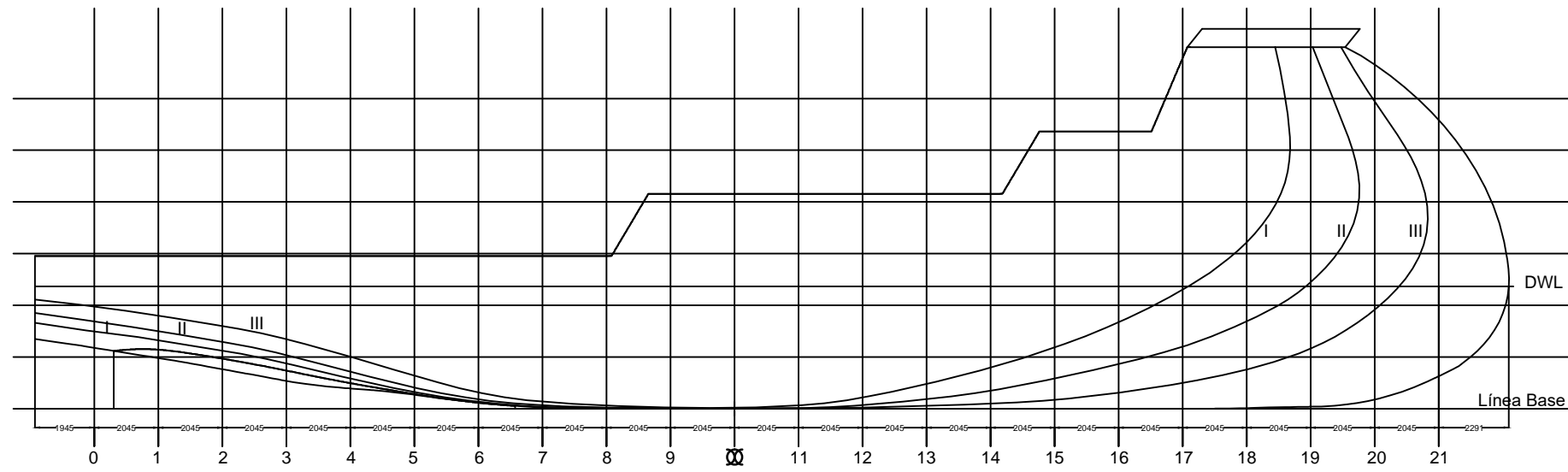
Heel to Starboard deg	-30.0	-20.0	-10.0	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0
GZ m	-0.557	-0.409	-0.203	0.000	0.203	0.409	0.557	0.668	0.670	0.616	0.544	0.430	0.256	0.059
Area under GZ curve from zero heel m.deg	8.9657	4.0966	1.0062	0.0000	1.0061	4.0970	8.9645	15.1499	21.9239	28.3756	34.1943	39.1133	42.5784	44.1577
Displacement t	1019	1019	1019	1019	1019	1019	1019	1019	1019	1019	1019	1019	1019	1019
Draft at FP m	3.547	3.676	3.678	3.672	3.678	3.675	3.547	3.222	2.637	1.598	-0.587	-7.556	n/a	-21.499
Draft at AP m	3.460	3.408	3.501	3.539	3.501	3.409	3.459	3.673	4.073	4.773	6.250	10.971	n/a	8.488
WL Length m	48.179	48.196	48.196	48.195	48.196	48.196	48.179	48.106	47.847	47.005	44.175	44.022	44.165	44.417
Beam max extents on WL m	11.600	10.744	10.255	10.100	10.255	10.744	11.599	10.885	10.764	11.354	12.405	11.315	10.297	9.754
Wetted Area m ²	632.061	612.146	602.645	603.628	602.646	612.153	632.027	644.917	652.275	655.506	654.178	648.844	648.623	648.429
Waterpl. Area m ²	363.634	384.552	394.452	394.419	394.453	384.539	363.647	340.638	317.473	302.336	292.370	272.520	260.577	260.007
Prismatic coeff. (Cp)	0.591	0.586	0.578	0.575	0.578	0.586	0.591	0.593	0.596	0.607	0.647	0.651	0.651	0.652

Heel to Starboard deg	-30.0	-20.0	-10.0	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0
Block coeff. (Cb)	0.339	0.400	0.474	0.561	0.474	0.400	0.339	0.341	0.337	0.324	0.323	0.339	0.332	0.321
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	22.105	22.112	22.108	22.107	22.108	22.111	22.106	22.093	22.063	22.034	21.991	21.945	21.891	21.839
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	23.335	21.866	21.078	20.887	21.077	21.866	23.335	24.472	25.559	26.386	26.849	26.456	26.121	25.711
Max deck inclination deg	30.0001	20.0021	10.0021	0.1580	10.0021	20.0021	30.0001	40.0018	50.0088	60.0179	70.0245	80.0224	90.0000	99.9416
Trim angle (+ve by stern) deg	-0.1033	-0.3178	-0.2104	-0.1580	-0.2102	-0.3167	-0.1048	0.5357	1.7065	3.7689	8.0738	21.0264	n/a	31.8877

Key point	Type	Immersion angle deg	Emergence angle deg
Margin Line (immersion pos = 18.505 m)		15.4	n/a
Deck Edge (immersion pos = 18.505 m)		16.2	n/a

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.1: Area 0 to 30	3.1513	m.deg	8.9645	Pass	+184.47
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.1: Area 0 to 40	5.1566	m.deg	15.1499	Pass	+193.80
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.1: Area 30 to 40	1.7189	m.deg	6.1853	Pass	+259.84
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.3: Angle of maximum GZ	25.0	deg	44.5	Pass	+78.18
2.1 Fishing vessels	2.1.3.1: Initial GMt for vessels >= 24m in length	0.350	m	1.162	Pass	+232.00

ANEXO 5



CARACTERISTICAS GENERALES

ESLORA TOTAL ————— **47,20 m**

MANGA MOLDEADA ————— **10,10 m**

PUNTAL MOLDEADO ————— **5,00 m**

DIBUJÓ:	HEINZ BILL GALDÓS LINDAO	LINEAS DE FORMA EMBARCACION PESQUERA PROA X-BOW	Nº 02
REVISÓ:	WILLIAM CIPRIANO QUINTEROS		
NOTA		06/01/19 FECHA	
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA NAVAL		DESIGNACIÓN:	
		PLANO DE:	
		SECCIÓN:	

ANEXO 7

Resistencia al avance embarcación pesquera típica peruana vs X-Bow

37.3% mayor en capacidad de bodega.

Ya que los datos calculados anteriormente para la capacidad de bodega de 400 m³ en comparación de las resistencias al avance entre la embarcación pesquera típica peruana y la embarcación pesquera con proa tipo X-Bow resultaron favorables.

Y, además, verificando geoméricamente que se cuenta con el espacio necesario en la zona de sección media para ampliar la distribución de las bodegas longitudinalmente se realiza la estimación de la resistencia al avance para esta nueva capacidad de bodega mayor en un 37.3% (550 m³).

Tabla A Resistencia al avance en kg, X-Bow 550 m³

V (Knots)	F(Kg)
7	0.1718
8	0.2294
9	0.3058
10	0.4047
11	0.4893
12	0.6096
13	0.7431
14	0.9154
15	1.1315

Tabla B. Tabla de comparación Marco M.S VS X-Bow 550 m³

V (Knots)	M.S (kg)	X-Bow(Kg)	% Diferencia
7	0.148	0.1718	-16.0564234
8	0.191	0.2294	-20.0826168
9	0.243	0.3058	-25.8479002
10	0.310	0.4047	-30.5448686
11	0.410	0.4893	-19.3406429
12	0.550	0.6096	-10.8331017
13	0.716	0.7431	-3.78760699
14	0.874	0.9154	-4.73597902
15	1.194	1.1315	5.23463392

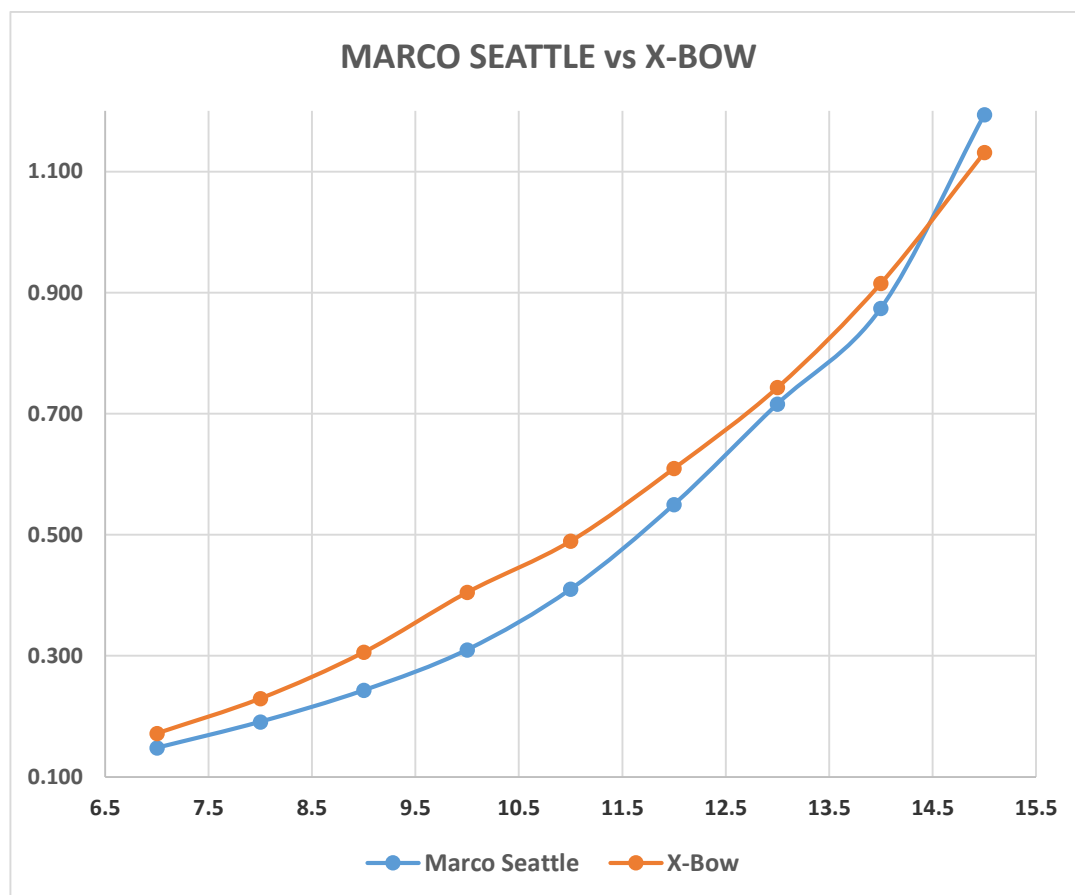


Figura A Marco M.S. VS X-Bow – Capacidad de bodega 550 m³

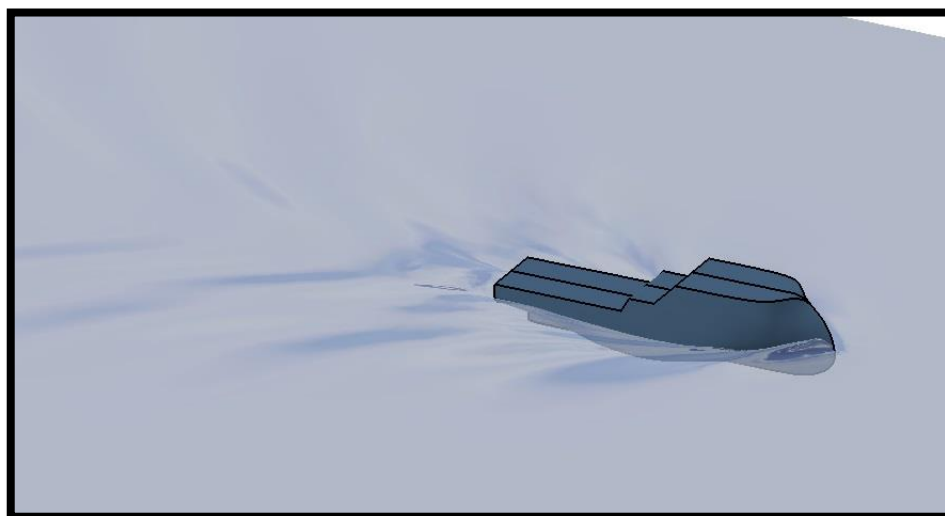


Figura B Representación realista, tren de olas X-Bow 550 m³ Vel. Máxima

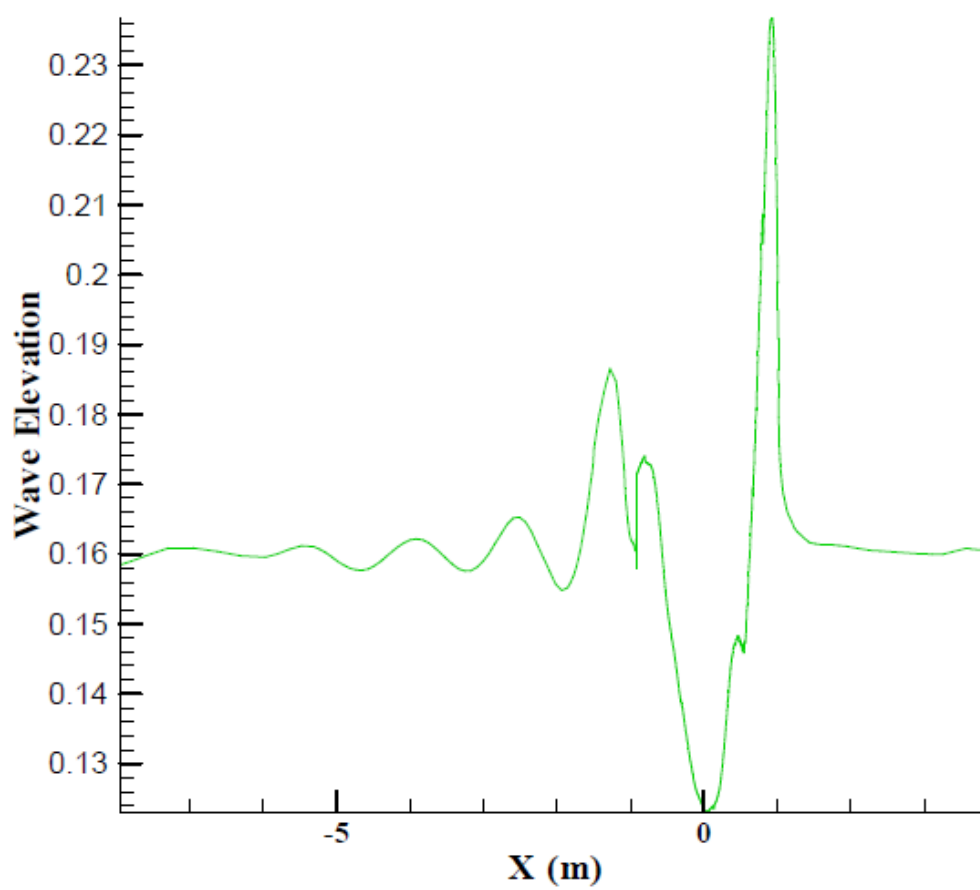


Figura C Altura de olas X-Bow 550 m³ Vel. Máxima