



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

*Selección, dimensionamiento y estudio de adaptación de
sistema POD para la propulsión de las lanchas de instrucción*

Grado en Ingeniería Mecánica

ALUMNO: Raúl Torres Fernández

DIRECTORES: Carlos Casqueiro Placer

CURSO ACADÉMICO: 2014-2015

Universida_{de}Vigo



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

*Selección, dimensionamiento y estudio de adaptación de
sistema POD para la propulsión de las lanchas de instrucción*

Grado en Ingeniería Mecánica
Intensificación en Tecnología Naval
Cuerpo General

UniversidadeVigo

RESUMEN

Lo que se pretende con la realización de este trabajo es realizar un estudio técnico de mejora de la propulsión de las lanchas de instrucción Rodman-66 que posee actualmente la Armada en Escuela Naval Militar en Marín. Se trata de analizar la posibilidad de adaptar a la plataforma actual una propulsión del tipo Pod o acimutal, en vez de la propulsión convencional (compuesta de motor, eje, hélice y timón) con la que en este momento cuenta.

Para ello, se propondrán varios tipos de propulsión y se analizarán desde diversos puntos de vista, para analizar cuál es la idónea. Una vez determinado el sistema elegido, se estudiarán los costes del nuevo sistema propulsor con el fin de poder determinar si la remotorización, en términos de coste de la instalación, rendimiento y ahorro de combustible, es una opción viable y por consiguiente a tener en cuenta.

La finalidad de este proyecto no es en ningún caso la de realizar un proyecto de diseño de la posible instalación real de estos sistemas de propulsión, si no la de hacer un análisis de todas las variables y consideraciones que se tendrían que tener en cuenta para llevar a cabo una instalación de estas características.

PALABRAS CLAVE

Remotorización, Pod, Volvo Penta, Cat Zeus, Rodman-66

AGRADECIMIENTOS

- A mi director de proyecto, Carlos Casqueiro, por su apoyo y supervisión durante el proceso de realización del proyecto.
- A los profesores del Centro Universitario de la Defensa Roberto Cochetoux y Diego González expertos en el ámbito naval, por su recomendaciones y ayuda.
- A todo el personal de la Escuela Naval Militar por su ayuda en la facilitación de información necesaria para el proyecto. En particular, al CC Carrascosa López, al TN González Pastoriza, al TN Díaz-Pache Mackinlay, SGT 1º Otero Lagostena, SGT 1º Laguillo Gacioi y al SGT 1º Barreiro Fernández.
- A la empresa Rodman Polyships, en particular a su director técnico, Raimundo Tapia por facilitarme toda la información técnica referente al buque, así como otros datos.
- A la empresa viguesa Krug Naval , en concreto a Ramón Villar García (Departamento Comercial), por facilitarme toda la información necesaria referente al motor Volvo Penta.
- Al ingeniero naval Guillermo Gefaell Chamochín, por su ayuda y sus consejos.
- A mi familia, por su paciencia y apoyo a lo largo de estos meses de trabajo.
- A mis compañeros de promoción, por estar ahí siempre que los he necesitado.

“Para desembarcar en la isla de la sabiduría hay que navegar en un océano de aflicciones”

Sócrates

Contenido

Contenido	1
Índice de Figuras	4
Índice de Tablas.....	7
1 Introducción y contexto.....	8
1.1 Objetivo.....	8
1.2 Contextualización.....	8
1.3 Sistemas de propulsión convencional actuales	9
1.3.1 Turbinas de vapor	10
1.3.2 Turbinas de gas	11
1.3.3 El motor diesel	13
1.3.4 El motor eléctrico	13
1.3.5 Sistemas combinados.....	14
1.4 Sistemas de propulsión especiales (sin timón).....	16
1.4.1 Propulsión por chorro de agua o Waterjet	16
1.4.2 Propulsión Voith-Schneider.....	17
1.4.3 Propulsión acimutal o azipodal.....	18
1.5 Hélices.....	19
1.5.1 Hélice tradicional o de paso fijo	19
1.5.2 Hélice de paso variable o controlable	19
1.5.3 Otras hélices.....	20
1.5.4 Fenómeno de la cavitación	21
1.6 Descripción de la plataforma actual.....	21
2 Propulsión acimutal: Estado del arte	24
2.1 Antecedentes	24
2.2 Tipos de sistemas acimutales	24
2.2.1 Transmisión eléctrica.....	25
2.2.2 Transmisión mecánica	29
3 Desarrollo del TFG.....	34
3.1 Pliego de condiciones.....	34
3.1.1 Pliego de condiciones original.....	34
3.1.2 Modificaciones al pliego de condiciones.....	36
3.2 Análisis del sistema de propulsión actual	38

3.2.1 Motor diesel	38
3.2.2 Reductoros	39
3.2.3 Línea de ejes	40
3.2.4 Hélices	41
3.2.5 Casco del buque	41
3.2.1 Distribución interior.....	42
3.3 Preselección	43
3.3.1 Sistemas acimutales	43
3.3.2 Transmisión mecánica	43
3.3.3 Z-drive	43
3.3.4 Volvo Penta IPS.....	47
3.3.5 Cat Marine Zeus Pod drive	53
3.4 Dimensionamiento	54
3.4.1 Estimación de la resistencia al avance del buque	54
3.4.2 Estimación de la potencia necesaria	61
3.4.3 Cúbica de la hélice.....	61
3.5 Comparativa de parámetros fundamentales	63
3.5.1 Comparativa potencias nominales	65
3.5.2 Velocidad de giro (rpm):	67
3.5.3 Par del motor.....	67
3.5.4 Número y disposición de los cilindros.....	68
3.5.5 Cilindrada.	68
3.5.6 Cumplimiento de emisiones contaminantes.	69
3.5.7 Pesos.	70
3.5.8 Potencia específica.....	70
3.5.9 Dimensiones.	70
3.5.10 Potencia volumétrica	71
3.5.11 Consumo específico de combustible.	71
3.5.12 Estudio de consumos.	72
3.6 Cálculo de la hélice	74
3.7 Adaptación	77
3.7.1 Forma del casco	77
3.7.2 Túneles de las hélices	77
3.7.3 Posición transversal	80
3.7.4 Posición longitudinal	81

3.7.5 Efectos en la estabilidad y maniobrabilidad	81
3.7.1 Estimación de la nueva velocidad máxima del buque	85
3.8 Selección	85
3.9 Procedimiento de instalación	86
4 Viabilidad del proyecto	89
4.1 Análisis de costes iniciales.....	89
4.2 Análisis de costes de mantenimiento	90
4.3 Venta de elementos de la antigua configuración	91
4.4 Costes del combustible.....	91
4.5 Amortización.....	92
5 Conclusiones y Líneas futuras.....	93
5.1 Conclusiones	93
5.2 Líneas futuras	94
6 Bibliografía.....	95
7 Glosario de Términos Específicos.....	103
Anexo I: Adquisición de una lancha de instrucción para la ENM.	106
Anexo II: Cálculo perfil operativo	107
Anexo III: Planos Rodman-66.....	111
Anexo IV: Curvas hidrostáticas originales y experiencia de estabilidad	116
Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.	119
Anexo VI: Planos Volvo Penta	129
Anexo VI: Planos Zeus Pod Drive	134

Índice de Figuras

Figura 1. Esquema de propulsión convencional en un buque	9
Figura 2. Ciclo de vapor [4]	10
Figura 3. Portaaviones estadounidense USS Carl Vinson (CVN-70). [6].....	11
Figura 4. Motor de turbina de gas [7].....	11
Figura 5 Transatlántico Queen Mary II. [7]	12
Figura 6. Fragata de la Armada Española “Álvaro de Bazán” (F-101).....	12
Figura 7. CODAD	14
Figura 8. CODOG	14
Figura 9. COGOG	15
Figura 10. COGAG	15
Figura 11. CODLAG	15
Figura 12. Propulsión por chorro de agua [10]	16
Figura 13. Funcionamiento Voith, vista superior. [12]	17
Figura 14. Vista lateral Voith Schneider [12]	17
Figura 15. Cazaminas de la clase “Segura” [13].....	18
Figura 16. Partes de un Pod [15]	18
Figura 17. Hélice de paso variable [17]	19
Figura 18. Hélice con tobera [18].....	20
Figura 19. Hélice contrarrotativa [19].....	20
Figura 20. Vista desde estribor (Anexo III: Planos Rodman-66).....	22
Figura 21. Rodman-66 de la G. Civil con Waterjets [21]	23
Figura 22. Lancha de instrucción en navegación	23
Figura 23. Azipod [24]	25
Figura 24. Curvas de evolución (en metros) del buque “Elation” de 260 m de eslora con Azipod y con timones convencionales. [14].....	26
Figura 25. Rompehielos multipropósito Wagenborg. [26].....	26
Figura 26. Gasero Yamal Artic. [28].....	27
Figura 27. Dos unidades SSP [14].....	27
Figura 28. Buque de la Armada “Juan Carlos I” [30]	28
Figura 29. Propulsión CRP Azipod. [14]	28
Figura 30. L-drive [30]	29
Figura 31. Z-drive [30]	29
Figura 32. Buque guardacostas sueco. [31].....	30

Figura 33. Propulsor transversal de proa de Thrustmaster con sistema L-drive [32].....	31
Figura 34. Volvo Penta IPS 1 Pod [35]	31
Figura 35. Zeus 3800 Pod drive [36].....	32
Figura 36. Siemens Schottel STP 4000 [40]	32
Figura 37. ZF 4000 Pod [41]	33
Figura 38. Zona común de operaciones [43]	35
Figura 39. Caterpillar C18.....	38
Figura 40. Reductora ZF 550 A. [45]	40
Figura 41. Perfil cámara de máquinas. (Anexo III: Planos Rodman-66)	40
Figura 42. Vista de popa del espejo. (Anexo III: Planos Rodman-66)	41
Figura 43. Hélices AQUAFOIL de cinco palas.	41
Figura 44. Planta de la cubierta 2. (Anexo III: Planos Rodman-66)	42
Figura 45. Buque de 44 pies Sundacer [54]	44
Figura 46. Comparativa Caterpillar C9 y Cummins QSC 8.3 [53]	45
Figura 47. Buque “Doral Alegria” [56].....	45
Figura 48. Test de velocidades Doral Alegria [54]	46
Figura 49. Test de consumo Doral Alegria [54].....	46
Figura 50. Volvo Penta IPS 650.....	47
Figura 51. Partes del motor IPS. [56]	47
Figura 52. Tipos de IPS [55]	48
Figura 53. Empuje propulsión convencional. [38]	49
Figura 54. Entrada flujo hélices. [38].....	49
Figura 55. Movimientos con Joystick 1	50
Figura 56. Movimientos con Joystick 2.	51
Figura 57. Interior del IPS drive.....	52
Figura 58. Cat Marine Zeus Pod drive	53
Figura 59. Definición de las líneas de aguas en 3D según Anexo III: Planos Rodman-66.....	54
Figura 60. Perspectiva del casco del buque desde la amura de babor.....	55
Figura 61. Perspectiva del casco del buque desde la aleta de estribor	55
Figura 62. Planos del casco del buque realizados con el programa Freeship	56
Figura 63. Datos introducidos en el programa	58
Figura 64. Datos apéndices.....	59
Figura 65. Gráfica Velocidad-Resistencia al avance/Potencia.....	60
Figura 66. Demanda de potencia de la propulsión convencional	62

Figura 67. Demanda de potencia de la propulsión con Pod	62
Figura 68. Cat C9 Acert [62].....	64
Figura 69. D11-510 [63].....	64
Figura 70. Curva MCR del motor C18 (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)	66
Figura 71. Curvas MCR del IPS 650 y del C9 Acert (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.).....	66
Figura 72. Curvas de par (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.).....	68
Figura 73. Límite de emisiones de NOx [70]	69
Figura 74. Emisiones de óxidos nitrosos máximas permitidas [66].....	69
Figura 75. Condiciones ambientales (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.).....	70
Figura 76. Consumos específicos de los tres motores (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)	72
Figura 77. Consumos (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)	73
Figura 78. Hélice PS4 [74]	76
Figura 79. Hélices Z-16 y Z-17 [74]	76
Figura 80. Zeus trim-tabs [74].....	78
Figura 81. Instalación cuádruple de Volvo Penta IPS en casco plano [75]	79
Figura 82. Colocación de los Zeus Pod drives en sus túneles. [80]	79
Figura 83. Recorte plano “Disposición General Interiores” (Anexo III: Planos Rodman-66).....	80
Figura 84. Margen lateral mínimo del Pod con respecto a la banda [58].....	80
Figura 85. Distribución cámara de máquinas. (Anexo III: Planos Rodman-66).....	81
Figura 86. Estabilidad transversal [80].....	82
Figura 87. Estabilidad longitudinal [80].....	82
Figura 88. Toldilla del buque. Zona por la que se realizaría el proceso de cesárea.	87
Figura 89. Colocación del Pod (Anexo VI: Planos Volvo Penta)	88
Figura 90. Introducción del motor por cesárea en un yate civil [83]	88
Figura 91. Años de utilización hasta amortización	92
Figura 92. Astilla muerta.....	103
Figura 93. Esloras.....	104

Índice de Tablas

Tabla 1. Tipos de motores diesel [5]	13
Tabla 2. Características lancha “Barrutia” [20].....	22
Tabla 3. Perfil operativo inicial según pliego de condiciones.....	37
Tabla 4. Perfil operativo real.	37
Tabla 5. Características C18. (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)	39
Tabla 6. Especificaciones buque “Doral Alegria” [54].....	45
Tabla 7. Características de los IPS 2. [56].....	48
Tabla 8. Características C9 ACERT (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)	53
Tabla 9. Resistencia al avance en función de la velocidad.....	60
Tabla 10. Potencias efectivas	61
Tabla 11. Motores Volvo Penta IPS (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)	63
Tabla 12. Condiciones ambientales (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)	65
Tabla 13. Potencias nominales (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.).....	65
Tabla 14. Velocidades de giro (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)	67
Tabla 15. Cilindrada (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)	68
Tabla 16. Límite de emisiones de NOx [70]	69
Tabla 17. Pesos (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)	70
Tabla 18. Potencia específica	70
Tabla 19. Dimensiones	71
Tabla 20. Potencia volumétrica (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)	71
Tabla 21. Condiciones datos consumo específico (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)	71
Tabla 22. Consumo anual de cada motor. (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.).....	73
Tabla 23. Consumos anuales considerados	74
Tabla 24. Datos de condición original (Anexo IV: Curvas hidrostáticas originales y experiencia de estabilidad)	83
Tabla 25. Cálculo Estabilidad Longitudinal.....	83
Tabla 26. Cálculos de las variaciones de calado y asiento	84
Tabla 27. Efectos estabilidad Volvo Penta.....	84
Tabla 28. Costes de montaje del IPS	89
Tabla 29. Coste mantenimiento de los motores	90
Tabla 30. Precio de venta de motores C18.....	91
Tabla 31. Costes combustible.....	91

1 INTRODUCCIÓN Y CONTEXTO

1.1 Objetivo

Desde el año 2006, la Escuela Naval Militar de Oficiales de la Armada cuenta con cuatro lanchas de instrucción equipadas con propulsión convencional. Desde el destino de Mantenimiento de la ENM se ha planteado la posibilidad de instalar un sistema Pod en ellas, buscando tanto mejoras en las capacidades operativas de estas, como ahorro de costes económicos derivados de un menor consumo de combustible, e incluso, pensando en que unidades de la Armada Española (como el Juan Carlos I o en el futuro las F-110) cuentan con Pods, como medio de adiestramiento para los alumnos.

Por tanto, se establece el objetivo principal de este trabajo, que es dar una respuesta a la pregunta de: ¿Es factible instalar Pod en las lanchas de la ENM? Para poder responderla se abordará el tema desde los siguientes puntos de vista:

- Análisis de los distintos tipos de propulsión existentes en la actualidad.
- Análisis de los distintos tipos Pods, así como la descripción de sus ventajas y desventajas.
- Estudio de la propulsión actual de la lancha y sus prestaciones y requerimientos de potencia.
- Propuesta de alternativas para modificar la propulsión del buque y comparativa entre ellas.
- Estudio de adaptabilidad, posibilidades e instalación de la nueva propulsión.
- Selección de la alternativa que mejor cumpla las características deseadas.
- Estudio de amortización para determinar la viabilidad económica de la nueva instalación.

1.2 Contextualización

El 70% de nuestro planeta tierra está formado por agua, por lo cuál, no es difícil comprender que la pasión del hombre por la mar es tan antigua como el hombre mismo. Ya en la prehistoria, los primeros “marinos” se empezaron a desplazar con la ayuda de troncos flotantes, procediendo luego a ahuecarlos, siendo estas precarias canoas los primeros buques.

El primer medio de propulsión, fueron muy probablemente, los brazos de aquellos hombres que en el pasado se aventuraron a navegar. Después, descubrieron que podían mejorar la eficacia de su avance utilizando primitivos remos que además les ayudaban también a dirigir el rumbo de sus buques.

Sin embargo, no fue hasta la edad antigua, cuando egipcios, griegos y fenicios comenzaron a combinar los remos con la vela, revolucionando la tecnología naval del momento. Poco a poco, el

desarrollo y la supremacía de los imperios dependían cada vez más del poder naval con el que contaban, pero no fue hasta la Edad Moderna cuando los buques empezaron a surcar todo el mundo. Fue la llamada Época de los Descubrimientos.

En el siglo XIX aparece la propulsión a vapor revolucionando toda la historia de la propulsión naval. Robert Fulton instala un motor de vapor para mover una pequeña noria como propulsión. Es el nacimiento de la propulsión mecánica en los buques en detrimento de la vela.

A finales del siglo XIX e inicios del XX se probaron novedosos diseños de elementos de propulsión y se usaron medios alternativos de energía para generar el movimiento. Entre estos destacaría el motor Diesel, el cual sigue siendo actualmente el de mayor empleo. Sin embargo, este no es el único sistema de propulsión que montan los buques en la actualidad. En el capítulo 1.3 se describirán estos sistemas en detalle.

El futuro de la propulsión naval es incierto. Muchos creen que será la energía nuclear, pero para quienes todavía no disponen de este recurso, el futuro tiende a la utilización de sistemas combinados cada vez más eficientes, aprovechando las fortalezas de cada sistema y compensando sus debilidades. Actualmente las demandantes necesidades de los buques han hecho que se combinen muchos tipos de propulsiones para alcanzar los mejores rendimientos posibles en todas las condiciones [1] [2].

1.3 Sistemas de propulsión convencional actuales

Para explicar simplifícadamente de que están formados los sistemas de propulsión convencionales podemos decir que todos ellos presentan: una **planta propulsora** (diesel, turbina,...) que, a través de un eje, transmite el giro a una **hélice** que está en contacto con el agua. Para cambiar el sentido del propulsor, se suele utilizar un mecanismo reductor y/o inversor (reductora) que acopla el eje al motor.

Para cambiar la dirección sobre la cual la hélice orienta su empuje, se utilizan los **timones** de gobierno en las propulsiones convencionales. Sin embargo, como se verá en el capítulo 1.4, esta no es la única solución. Tampoco existe una sola solución al tipo de planta propulsora por lo que a continuación, se analizarán los diferentes tipos.

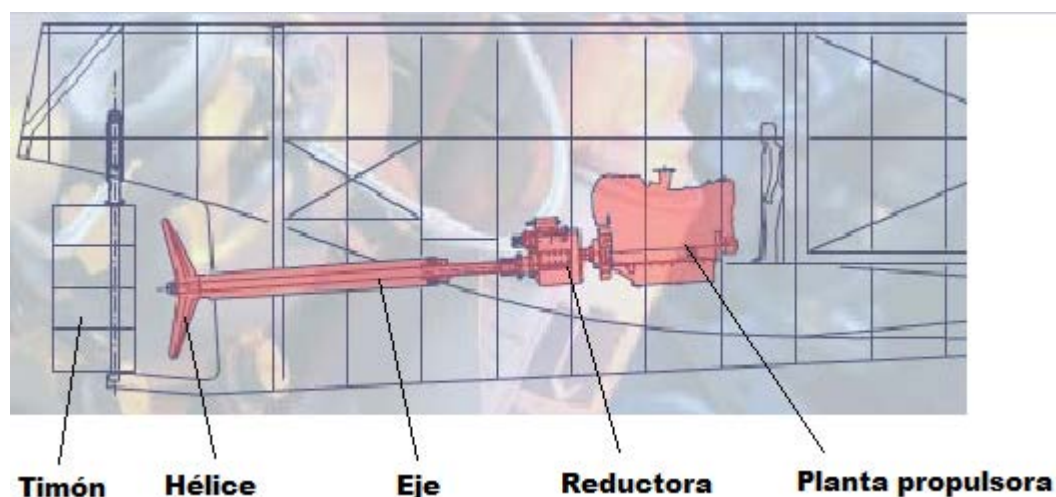


Figura 1. Esquema de propulsión convencional en un buque

Hoy en día, la planta propulsora de un buque suele tener como fuente primaria de movimiento una máquina o combinación de máquinas de variado tipo. Existen muchas características que es preciso

tener en cuenta y combinar en el diseño de una planta propulsora. Entre estas características, conviene destacar [3]:

- Consumo y potencia
- Peso y volumen reducidos
- Facilidad de manejo y mantenimiento
- Mínimo personal para su manejo
- Buen comportamiento acústico y de vibraciones
- Tiempo de arranque

Dicho esto, se hará un breve análisis sobre cada uno de los sistemas de propulsión convencional existentes en la actualidad:

1.3.1 Turbinas de vapor

Las turbinas de vapor son [turbomáquinas](#) motoras que transforman el movimiento del flujo de vapor que incide sobre sus álabes en el giro de la misma, debido al principio de acción y reacción. Los componentes esenciales de este tipo de propulsión son: una caldera, donde al quemar fuel-oil se produce vapor; la turbina, en donde el vapor se expande; un condensador, en el cual el vapor se condensa a líquido y una bomba para presurizar el agua de vuelta a la caldera [3].

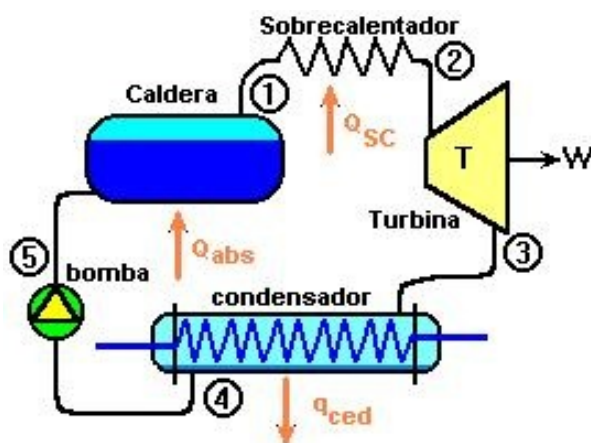


Figura 2. Ciclo de vapor [4]

En los buques nucleares es donde mayor aplicación tiene la turbina de vapor en la actualidad. La disposición a grandes rasgos en estas unidades es la misma, a excepción de que el reactor, con sus intercambiadores de calor, sustituye a la caldera.

Este tipo de planta propulsora tiene las siguientes características [3]:

- Desarrollo de grandes potencias (desde 35.000 CV a más de 100.000 CV por eje, como en los más grandes portaaviones). Por debajo de estas potencias, los rendimientos son más bajos que los diesel. [5]
- Instalaciones muy pesadas y voluminosas, con gran cantidad de elementos auxiliares.
- Aceleraciones y deceleraciones bajas para pasar de un régimen a otro de revoluciones.
- Se precisa de mucho personal para su funcionamiento.
- El consumo de combustible por unidad de potencia es el mayor de todos los tipos de máquinas.
- La puesta en marcha de la instalación requiere mucho tiempo, unas 3 horas.



Figura 3. Portaaviones estadounidense USS Carl Vinson (CVN-70). [6]

Este buque, uno de los más imponentes de la flota norteamericana, cuenta con dos reactores nucleares que producen una potencia de 260.000 CV para mover cuatro turbinas de vapor y a su vez, cuatro hélices. [6]

1.3.2 Turbinas de gas

Este tipo de máquinas es el resultado de adaptar las turbinas de los aviones a la propulsión naval. Están compuestas por un compresor (movido por la turbina) que aspira el aire del exterior y lo introduce a presión en la cámara de combustión de manera continua. En este componente es donde se quema la mezcla de aire y combustible, produciendo desprendimiento de gases y aumento de presión. Al pasar estos gases por una tobera, aumentan su velocidad y mueven los álabes de una turbina, haciendo que esta gire a gran velocidad. [3]

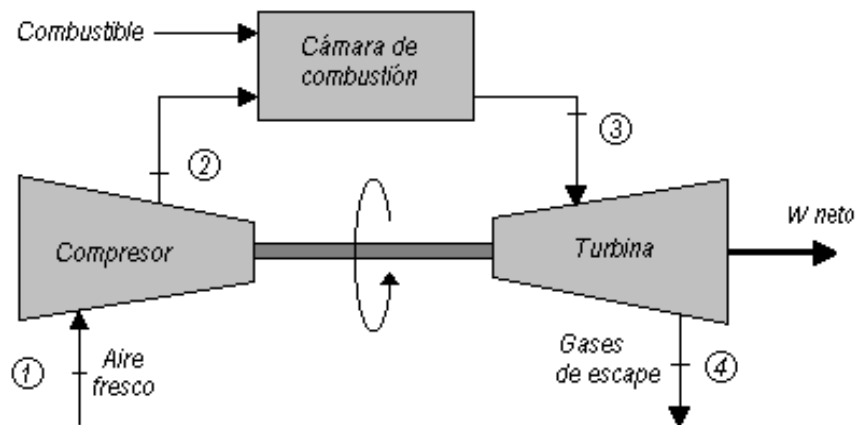


Figura 4. Motor de turbina de gas [7]

Este sistema presenta las siguientes características [3]:

- Las potencias desarrolladas son intermedias (entre 500 CV y 40.000 CV por eje) [5]
- Alta relación potencia-peso en comparación con otros motores.
- El consumo de combustible por unidad de potencia es menor que en la turbina de vapor pero considerablemente mayor que en el motor diesel.

- La suavidad de funcionamiento junto a la ausencia de vibraciones de elementos alternativos reduce el nivel de ruido.
- Sus componentes son caros debido a que están sometidos a grandes esfuerzos y su mantenimiento es crítico (difícil de realizar a bordo). Además, es de gran importancia la limpieza del aire de admisión para evitar averías (sal, humedad, objetos extraños,...)

Las aplicaciones de la turbina de gas a la propulsión de navíos comerciales son poco numerosas. Esto se debe a que la eficiencia de este sistema solo es realmente alta en entornos cercanos a su máxima potencia, a diferencia de un motor diesel, cuya eficiencia es relativamente estable en regímenes de menor potencia. Sin embargo, existen ejemplos como el HMS Queen Mary que monta principalmente cuatro motores diesel Wärtsilä, pero tiene dos turbinas de gas adicionales que se utilizan cuando se requiere mayor velocidad. [7]



Figura 5 Transatlántico Queen Mary II. [7]

Sin embargo, las turbinas de gas son más comunes como plantas propulsoras de buques militares cuando se requieren grandes prestaciones de servicio sin necesidad de aplicar tecnología nuclear. Aparecen normalmente combinadas con otros sistemas de propulsión y solo se utilizan para alcanzar grandes velocidades. Estos sistemas combinados se comentarán en el punto 1.3.5.



Figura 6. Fragata de la Armada Española “Álvaro de Bazán” (F-101).

Este buque monta dos turbinas de gas modelo General Electric LM2500. [8]

1.3.3 El motor diesel

La propulsión con motor diesel de combustión interna es la más común en los buques en la actualidad. Estos motores suelen ser muy similares a los motores diesel que montan los vehículos terrestres, pero con alguna modificación para adaptarlos al entorno marino.

Para el uso marino, se pueden dividir los diesel en tres grupos [5]:

Alta velocidad	Media velocidad	Baja velocidad
1200-2400 rpm	400-1000 rpm	60-250 rpm
100-1.000 CV	1.000-10.000 CV	5.000-40.000 CV
4 Tiempos	2 Tiempos/ 4 Tiempos	2 Tiempos
Necesitan reductora	Necesitan reductora	Conectados directamente al eje y reversibles.

Tabla 1. Tipos de motores diesel [5]

Los motores diesel más eficientes son los de baja velocidad y pueden quemar combustibles de peor calidad que los de alta velocidad. Suelen montar los grandes buques de carga, como petroleros, graneleros y portacontenedores.

Los motores diesel de velocidad media son empleados en buques de carga de medianas dimensiones, buques de pasaje y en buques de guerra. También suelen ser utilizados como generadores diesel auxiliares para producción de electricidad a bordo.

Por último, los diesel de alta velocidad se suelen utilizar en buques de pequeño porte, para navegación interior, náutica deportiva y de recreo.

1.3.4 El motor eléctrico

La propulsión eléctrica como sistema final que da movimiento a la hélice es un sistema que se ha usado tradicionalmente por los submarinos convencionales. En estos, la energía eléctrica para mover el motor procede de baterías de acumuladores que a su vez son cargadas por motores diesel cuando el submarino está cerca de superficie.

En la actualidad, la energía eléctrica ha sustituido a la energía hidráulica o de vapor en la mayoría de servicios auxiliares a bordo y además, se está extendiendo como configuración en la que todos los motores, incluidos los propulsores, utilizan energía eléctrica. Existen muchos sistemas diferentes, pero todos atienden a la estructura de: generación (motor diesel, turbina o baterías), distribución y propulsión (motor eléctrico) [9]. Sus características son las siguientes:

- Como las revoluciones se varían modificando la frecuencia de la corriente, los generadores pueden trabajar a régimen constante en su punto óptimo de funcionamiento, reduciendo el consumo, las emisiones y aumentando el rendimiento total. [3]

- Los generadores, de los que se obtiene la potencia eléctrica, no necesitan estar en popa, lo cual facilita el diseño del buque. Estos sistemas suelen ser, además, más compactos y eficaces reduciendo el volumen del sistema de propulsión del buque.
- Producen poco ruido, vibraciones y generan muy pocas emisiones, por lo que son ideales para buques que operen en lugares ambientalmente protegidos.

1.3.5 Sistemas combinados

La planta propulsora de un buque se diseña para que el buque pueda cumplir su misión de la manera más eficiente y económica posible. Si se comparan las características y prestaciones de los sistemas anteriormente expuestos, se observa que tienen márgenes de potencia y consumo muy diferentes. Por ello, para obtener una amplia gama de potencias sobre el propulsor, se suelen utilizar en la actualidad sistemas combinados entre las que se encuentran las siguientes configuraciones [3]:

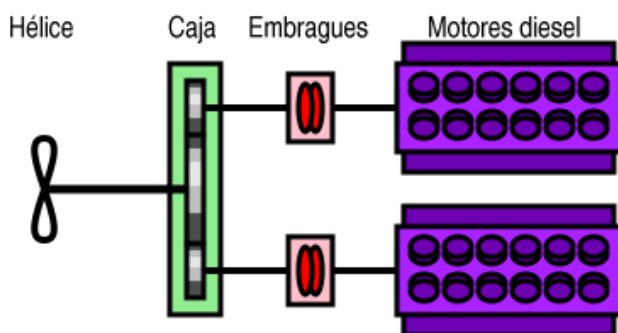


Figura 7. CODAD

- *Combinación de dos motores diesel.* Se embragan uno o dos motores dependiendo de las necesidades de velocidad de cada momento.

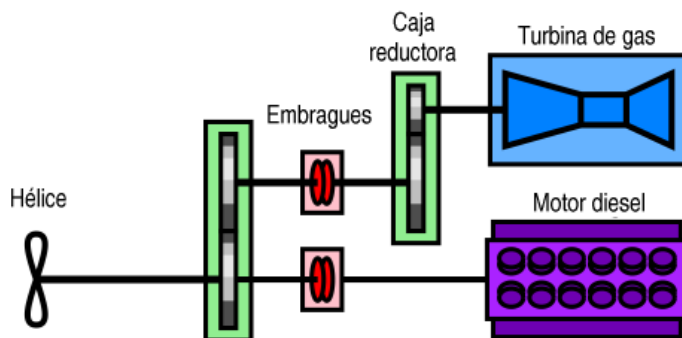


Figura 8. CODOG

- *Combinación de motor diesel o turbina de gas.* El eje es movido a bajas velocidades por el diesel y por la turbina a altas velocidades. Existe una modificación de este sistema que es el CODAG (Combinación de motor diesel y turbina de gas), en el que a altas velocidades diesel y turbina suman sus esfuerzos. Esta combinación no es muy utilizada ya que necesita de un sistema de engranajes más complejo.

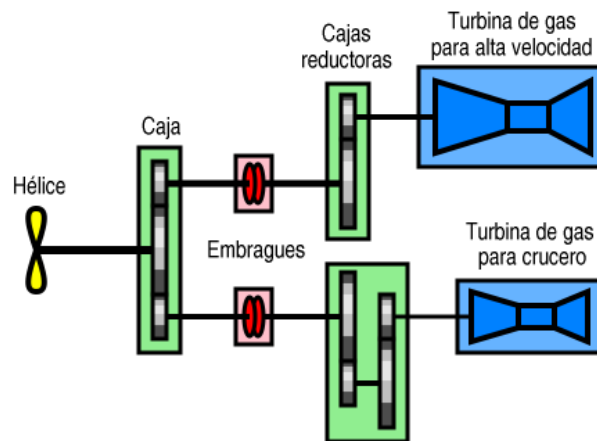


Figura 9. COGOG

- *Combinación de turbinas de gas diferentes.* Dispone de dos turbinas, una pequeña utilizada para velocidades bajas y la otra de mayor tamaño para altas velocidades.

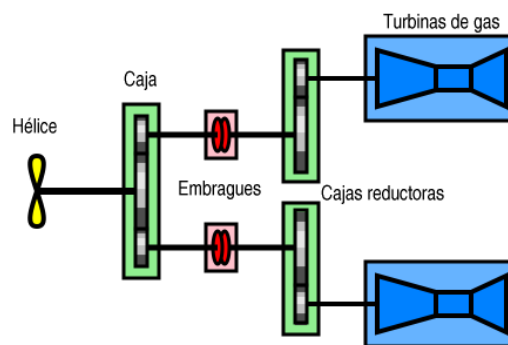


Figura 10. COGAG

- *Combinación de turbinas de gas iguales.* Dispone de dos turbinas iguales y en función de la potencia se acoplan una o las dos al eje.

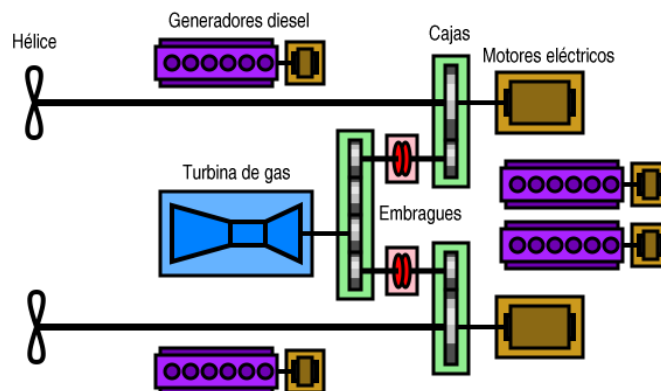


Figura 11. CODLAG

- *Combinación de motor diesel-eléctrico y turbina de gas.* Posee un motor eléctrico por eje para bajas velocidades alimentado por diesel-generadores y una turbina que funciona junto a los motores eléctricos a altas velocidades.

1.4 Sistemas de propulsión especiales (sin timón)

Actualmente, existen sistemas de propulsión especiales que no necesitan de un timón para gobernar el buque, ya que combinan gobierno y propulsión.

Algunos buques especiales presentan requisitos de maniobrabilidad que una propulsión convencional con timón no puede alcanzar. Además, la acción del timón en las caídas genera una gran resistencia al avance, generando pérdidas de velocidad que no son aceptables en algunas aplicaciones. Analicemos algunas de las propulsiones que no precisan de timón:

1.4.1 Propulsión por chorro de agua o Waterjet

Es un sistema de propulsión que suele estar compuesto por una bomba centrífuga en el interior de un conducto con una tobera a la salida del mismo. El fundamento físico de funcionamiento es el siguiente: una bomba aspira agua de mar a través del conducto, aumentando su presión, para forzar su expulsión posterior a través de una tobera. Esta bomba suele ir movida por una o varias turbinas de gas o un motor diesel. Se genera una fuerza de empuje que es la que produce la marcha avante.

Este tipo de propulsión no requiere de timones, ya que las variaciones de rumbo se consiguen dirigiendo la dirección del chorro de agua a la salida de la tobera. Para conseguir la inversión del empuje e ir hacia atrás, se usa un deflector de marcha atrás, a través del cual se puede cambiar el sentido de la marcha sin necesidad de engranajes.

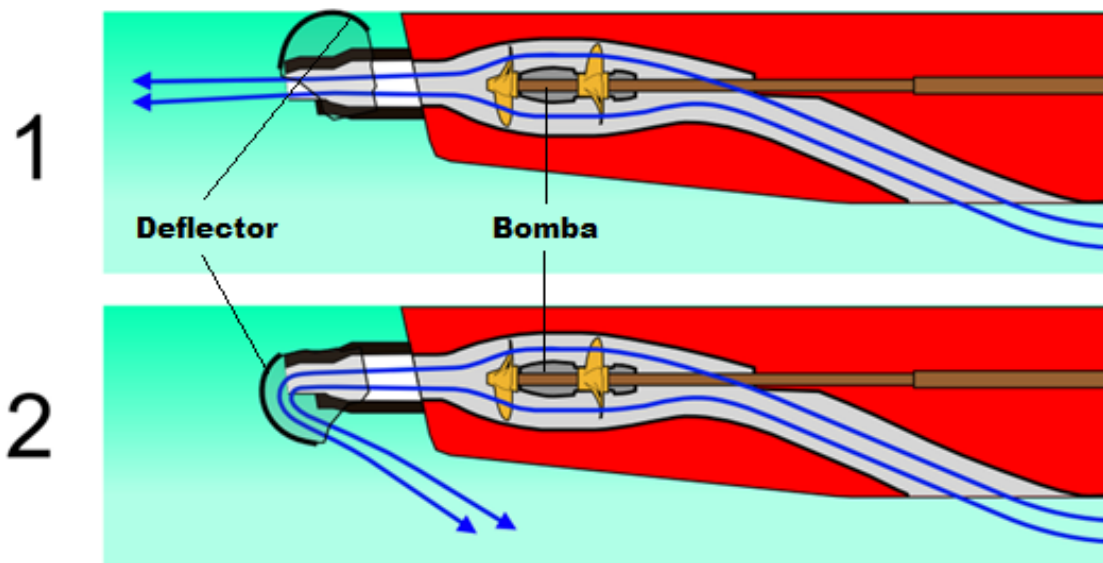


Figura 12. Propulsión por chorro de agua [10]

Sus características principales son las siguientes:

- Eliminación de los apéndices externos al casco (hélices, timones, [arbotantes](#),...). Ello resulta en una disminución importante de la resistencia al avance.
- Aumento de la maniobrabilidad. Mediante la deflexión del chorro de agua se consigue que la embarcación se pare con gran rapidez e incluso que gire en un punto.
- Protección del elemento giratorio, haciendo la operación más segura alrededor de los nadadores y la vida acuática.
- Altas velocidades y grandes aceleraciones.
- Costes de mantenimiento reducidos.
- Suele ser menos eficiente que una hélice a bajas velocidades.

- Mayor complejidad que un sistema convencional y por tanto más caro.
- La rejilla de entrada se tapa ocasionalmente con residuos, sobre todo si se navega por aguas interiores y mares cerrados.

Este sistema lo montan buques que alcanzan velocidades por encima de los 30 [nudos](#), tales como lanchas rápidas, hidrofoils, ferries e incluso yates de recreo. El rango de potencias es grande, alcanzando incluso algunos montajes los 20.000 CV por propulsor. [3]

1.4.2 Propulsión Voith-Schneider

El sistema propulsor Voith Schneider reúne en un solo dispositivo a los dos elementos de la propulsión original: hélice y timón. El Voith es de eje vertical y se compone de varias palas verticales de perfil hidrodinámico, fijadas por su parte superior a un rotor horizontal. Estas palas se mueven circularmente alrededor del eje del rotor pero también se mueven alrededor de sus propios ejes produciendo empuje siempre en sentido deseado. [11]

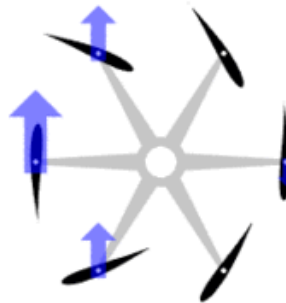


Figura 13. Funcionamiento Voith, vista superior. [12]

Ello le proporciona al buque las siguientes características:

- Gran maniobrabilidad y mejora de las cualidades evolutivas del buque sobre todo a bajas velocidades.
- Este propulsor desplaza el agua sin formar remolinos, alcanzándose rendimientos del 80%. [3]
- Se montan en pequeños buques de recreo, barcos de río, remolcadores y en algunos buques militares que requieren gran maniobrabilidad como los cazaminas. La Armada española cuenta con seis unidades de la clase “Segura” que montan 2 propulsores Voith Schneider cada una.



Figura 14. Vista lateral Voith Schneider [12]



Figura 15. Cazaminas de la clase “Segura” [13]

1.4.3 Propulsión acimutal o azipodal

Por último, veremos los propulsores acimutales o azipodales que son una combinación de la propulsión y del gobierno de los buques que sustituye las hélices tradicionales conectadas a largos ejes y a los timones. Este sistema, consiste en una hélice que puede orientar su impulso girando alrededor de un eje vertical. Este giro es de 360°, lo cual mejora la maniobrabilidad haciendo innecesario el timón. Parte de los mecanismos necesarios para el funcionamiento están encerrados en una góndola o Pod, delante o detrás de la hélice dependiendo del modelo. [14]

Existe gran variedad de buques que montan sistemas azipodales o tipo Pod en la actualidad y cada vez más astilleros están optando por esta opción. Este sistema de propulsión será el que estudiaremos como optativa para la lancha y se analizará con mayor detenimiento en el capítulo 2.

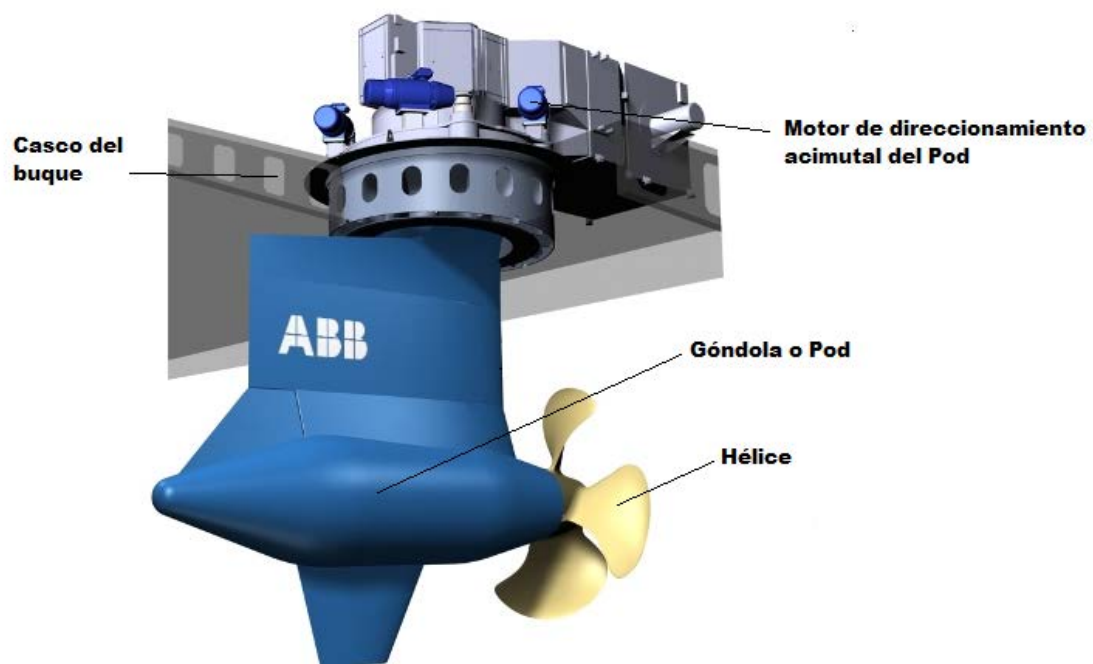


Figura 16. Partes de un Pod [15]

1.5 Hélices

Como tanto los sistemas convencionales como especiales suelen requerir de hélices, se consideró necesario reservar un apartado de la introducción para especificar y aclarar los diferentes tipos de estas.

1.5.1 Hélice tradicional o de paso fijo

En general, una hélice tradicional o de paso fijo no es más que un dispositivo giratorio instalado por fuera de la embarcación, bajo la [línea de flotación](#), conectado mediante un eje al motor, que al moverse en el agua origina el movimiento de esta. Existen varios parámetros que definen a una hélice: diámetro, sentido de giro, paso, número de palas,... cuyo análisis excedería al alcance de este proyecto.

En todo caso, la característica principal de este tipo de hélices es que su paso es constante, es decir, el ángulo de ataque de la pala en el agua es siempre el mismo. Son las más sencillas, y por tanto las más comunes y económicas. [3] [16]

1.5.2 Hélice de paso variable o controlable

Este tipo de hélices permite variar el paso de la hélice. De esta forma, al cambiar las revoluciones del motor se puede variar el ángulo de ataque de la pala con respecto al agua, suponiendo un ahorro de combustible y una mejora en el rendimiento de la propulsión, permitiendo trabajar al conjunto motor-hélice en su régimen óptimo en todo momento. Se suelen instalar en grandes buques o embarcaciones de alta velocidad. [16]



Figura 17. Hélice de paso variable [17]

1.5.3 Otras hélices

Existen otras hélices que en ocasiones se montan con el objeto de mejorar el rendimiento del buque u otras causas [3]:

- *Hélice con tobera*: Es una hélice tradicional a la que se le ha acoplado un túnel o tobera, reduciendo las pérdidas por rozamiento y aumentando el rendimiento considerablemente.

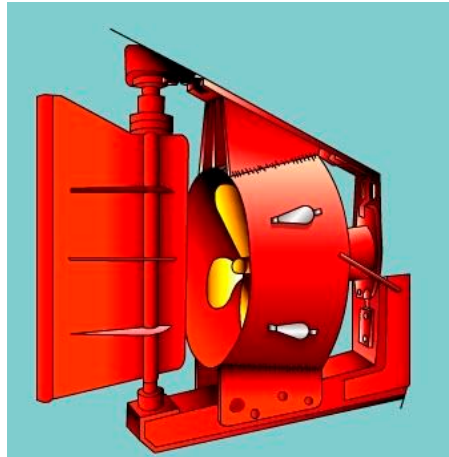


Figura 18. Hélice con tobera [18]

- *Hélice contrarrotativa*. Este tipo de hélices se compone de dos hélices que llevan palas fijas montadas coaxialmente en el mismo eje. Se caracterizan por una mayor eficacia propulsiva al eliminarse las fuerzas laterales existentes en las hélices convencionales.



Figura 19. Hélice contrarrotativa [19]

- *Hélice supercavitante*. Hélice que gira a una velocidad angular tal, que el agua que rodea la hélice pasa a ser vapor de agua aumentando el rendimiento en gran medida. Ello es debido a que la fricción entre las palas de la hélice y el vapor es mucho menor que con el agua. Se utiliza en buques que alcanzan velocidades superiores a los 40 nudos.
- *Hélice de maniobra*. Son pequeñas hélices que suelen ir alojadas en un túnel transversal situado a proa del buque y que proporcionan una gran capacidad de maniobra.

1.5.4 Fenómeno de la cavitación

Al girar las palas de una hélice, se produce una disminución de la presión del agua en el dorso de la pala. A mayor velocidad, se producirá una mayor caída de presión. Existe una velocidad a la cual la presión alcanzada en el dorso hace que la presión sea suficiente para formar cavidades de vapor, pero no como para que se produzca supercavitación (todo el agua que rodea la hélice pasa a ser vapor).

En consecuencia, se forman burbujas que al implosionar, producen efectos perjudiciales para el buque como son la erosión de las palas de la hélice y la pérdida del rendimiento de la hélice al formarse remolinos. Este efecto se tendrá en cuenta en apartados posteriores.

1.6 Descripción de la plataforma actual

Una vez conocidas las posibilidades actuales de propulsión que existen en la actualidad, se estudiarán las características de la plataforma actual, para analizar que opción sería la más recomendable.

La Escuela Naval Militar, situada en Marín (Pontevedra), como centro de formación de los futuros oficiales de la Armada Española, es consciente de la especial importancia que tiene la actividad y el adiestramiento a flote de los alumnos. Además de sus embarques en distintas unidades en la flota, los alumnos semanalmente deben adiestrarse en distintas facetas a bordo de un buque. Para realizar estas prácticas en la mar, es indispensable que la ENM cuente con los medios necesarios, que permitan desarrollar las actividades programadas [20]. Por ello, en 2006 la Armada adquiere cuatro unidades Rodman-66 para satisfacer estas necesidades.

Según la Resolución del Órgano de Contratación de la Dirección de Abastecimiento y Transportes de la Armada (AnexoI: Adquisición de una lancha de instrucción para la ENM) por la que se adjudica el suministro de una lancha de instrucción para la Escuela Naval Militar en noviembre de 2006, el importe de adjudicación de una unidad ascendió a **1.400.000 €** (IVA exento).

La embarcación de estudio es la lancha “Barrutia” de 20,5 m de [eslora](#) máxima construido en los astilleros de Rodman Polyships SA en el año 2006 y clasificado por la Lloyd’s Register of Shipping. Las características principales con las que cuenta el buque son las siguientes, según Anexo III: planos rodman-66:

Nombre del buque	“Barrutia”
<i>Numeral</i>	A-121
<i>Nacionalidad</i>	Española
<i>Tipo</i>	Rodman-66
<i>Constructor original</i>	Rodman Polyship S.A.
Eslora máxima	20,50 m
Eslora entre perpendiculares	18,5 m
Manga del casco	4,90 m
Puntal	2,56 m
Calado máximo en rosca	0,90 m

<i>Capacidad de combustible</i>	5000 L
<i>Capacidad de agua</i>	500 L
<i>Potencia máxima</i>	2x715 hp (533 kW)
<i>Velocidad máxima</i>	24 nudos
<i><u>Velocidad de crucero</u></i>	15 nudos
<i><u>Desplazamiento</u> en rosca</i>	29,5 toneladas
<i>Tripulación prevista</i>	16 personas

Tabla 2. Características lancha “Barrutia” [20]

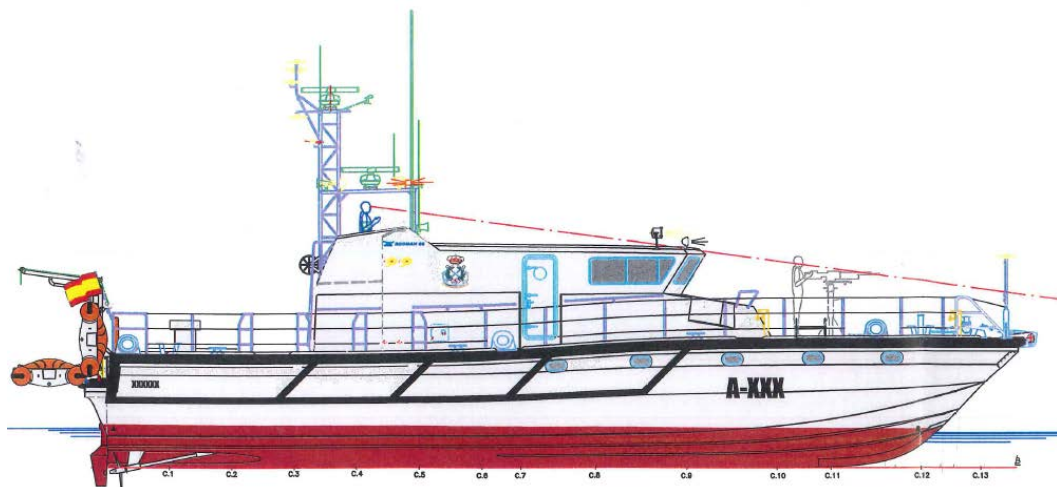


Figura 20. Vista desde estribor (Anexo III: Planos Rodman-66)

La propulsión de este buque está formada por dos motores diesel Caterpillar C18 ACERT de 715 hp que mueven dos hélices conectadas de forma convencional mediante dos ejes con reductora.

Este tipo de propulsión la incluiríamos dentro de la propulsión con motores diesel de alta velocidad, conectados a una hélice tradicional de paso fijo. Según informaciones de Rodman, aún estando el casco óptimamente diseñado para ser propulsado por waterjets, la Armada prefirió la instalación de la propulsión convencional por motivos de adiestramiento de los guardiamarinas (Consultar Anexo III: Planos Rodman-66).

Es conveniente mencionar que en 2008 el Servicio Marítimo de la Guardia civil, adquiere seis unidades Rodman-66 iguales que las de la que adquiere la ENM pero que montan dos propulsores de chorro de agua o waterjets cada una, en vez de dos motores diesel [21]. Estas embarcaciones presentan unas condiciones de maniobrabilidad mejores que las de la ENM.



Figura 21. Rodman-66 de la G. Civil con Waterjets [21]



Figura 22. Lancha de instrucción en navegación

2 PROPULSIÓN ACIMUTAL: ESTADO DEL ARTE

En este proyecto, nos centraremos en la propulsión acimutal como alternativa para el motor actual que lleva nuestro buque.

No obstante, existen actualmente en el mercado gran cantidad de buques que montan Pods de manera eficaz. En este capítulo se analizarán estos casos y como ha sido resuelto nuestro problema en ellos.

2.1 Antecedentes

La idea de la propulsión acimutal no es un concepto tan nuevo como pueda parecer a priori. Ya en la década de los 50, F.W Pleuger y B. Friedrich patentaron la idea de un timón activo [22]. Sin embargo esta idea estaba muy adelantada a su tiempo y no llegó a construirse. Durante estos años empresas como Schottel, Wärtsilä y Volvo Penta empezaron a avanzar en este campo desarrollando por ejemplo la transmisión **Z-drive**, que se explicará posteriormente.

La idea de Pleuger de incorporar el motor en la propia góndola o Pod no se lleva a cabo hasta 1990. En este año, la empresa *ABB Industry of Finland* junto con *Kvaerner Masa Yard* transforman el buque de servicio “*Sefli*”. Este, inicialmente contaba con una máquina de 1600 kW conectada a una línea de ejes y a una hélice de paso variable, utilizando un timón convencional para su gobierno. Esta disposición lo capacitaba para navegar entre hielos de hasta 45 cm de espesor. Durante la modificación, se le incorpora un Pod con un motor eléctrico de 1500 kW y se le suprimen ejes y timón. El resultado fue que debido al mayor rendimiento del nuevo conjunto (incluso reduciendo la potencia 100 kW) el buque podía navegar entre hielos de 55 cm e incluso navegar hacia popa.

ABB y *Kvaerner Masa Yard* hicieron un acuerdo en 1992 y continuaron desarrollando este nuevo concepto. En un principio esta propulsión se diseñó mayoritariamente para buques rompehielos pero rápidamente ha ido extendiéndose a todo tipo de buques.

Hoy día, varias empresas se han especializado en este sector, como son: *ABB*, *Rolls-Royce PLC*, *SSP* (*Siemens Schottel Propulsion*), *Volvo Penta*, *ZF*, *Mercury*,... [14] [23]

2.2 Tipos de sistemas acimutales

En ocasiones, cuando se habla de sistema Pod, se sobreentiende que nos referimos al sistema “*Azipod*”, que no es más que un nombre comercial dado por la empresa *ABB* a sus Pods de transmisión eléctrica [14]. Sin embargo, cuando se habla de sistema Pod se debe incluir tanto a los

Pods de transmisión eléctrica como a los de transmisión mecánica. A continuación veremos sus principales diferencias y particularidades.

2.2.1 Transmisión eléctrica

En este tipo de transmisión se incorpora un motor eléctrico en el interior del Pod, que transmite directamente el giro a la hélice sin necesidad de engranajes. El motor eléctrico es alimentado por un generador diesel o turbina situado en el interior del buque. Este generador diesel gira siempre a las mismas revoluciones (a diferencia de la transmisión mecánica) moviendo un alternador que genera la energía eléctrica necesaria para el motor eléctrico. Para variar la velocidad, las revoluciones del motor eléctrico se modifican mediante un convertidor de frecuencia. [14]



Figura 23. Azipod [24]

Además de la empresa Azipod, que fue la primera, otras empresas también han fabricado sus Pods de transmisión eléctrica como el “Delfín” de STN o el “Mermaid” de Rolls Royce. Estos sistemas disponen de las siguientes ventajas:

- Excelente maniobrabilidad, aun entre hielos y mar gruesa, con radios de giro muy cortos. La posibilidad de invertir la posición del Pod proporciona al buque una capacidad de parada para evitar colisiones mucho mayor así como una mejor maniobrabilidad navegando hacia popa.
- Bajo nivel de ruidos al ser motores eléctricos.
- Facilitan múltiples disposiciones de la sala de máquinas al eliminarse las largas líneas de ejes y reductoras.
- También cabe mencionar que el uso de este sistema nos ahorra la colocación de timones a popa de las hélices, así como la eliminación de pesados ejes y elementos mecánicos que permiten ahorro de espacio, trabajo y dinero.
- Los motores diesel generadores funcionan a régimen constante y sin variaciones de carga, por lo que el consumo es menor.

- Pueden trabajar a rpm muy bajas, gracias al variador de frecuencias, manteniendo un alto par a cualquier velocidad.
- Reduce la dependencia de remolcadores para buques de gran porte.
- Según catálogos de ABB [24] y Rolls Royce [25] estos sistemas están pensados para buques de gran tonelaje o que precisan de grandes potencias.

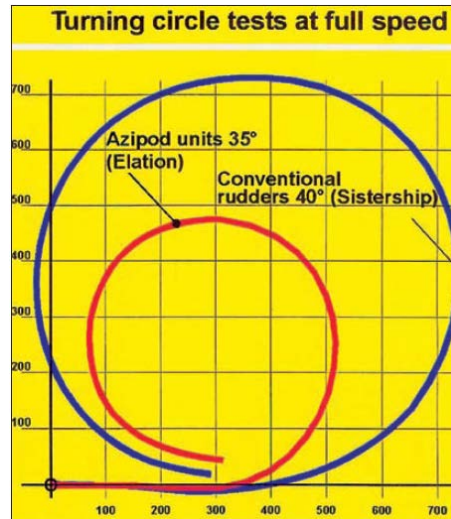


Figura 24. Curvas de evolución (en metros) del buque “Elation” de 260 m de eslora con Azipod y con timones convencionales. [14]

El tipo de buque para el cual se concibió inicialmente la utilización de Pods de transmisión eléctrica son los buques rompehielos. La propulsión eléctrica se ha usado en la mayoría de barcos de este tipo de nueva construcción desde los años 80 [14], y además, al aumentar la explotación petrolífera en regiones árticas, ha aumentado la demanda de estos. Estos buques están preparados para romper crestas de hielo más profundas que el propio calado del buque.

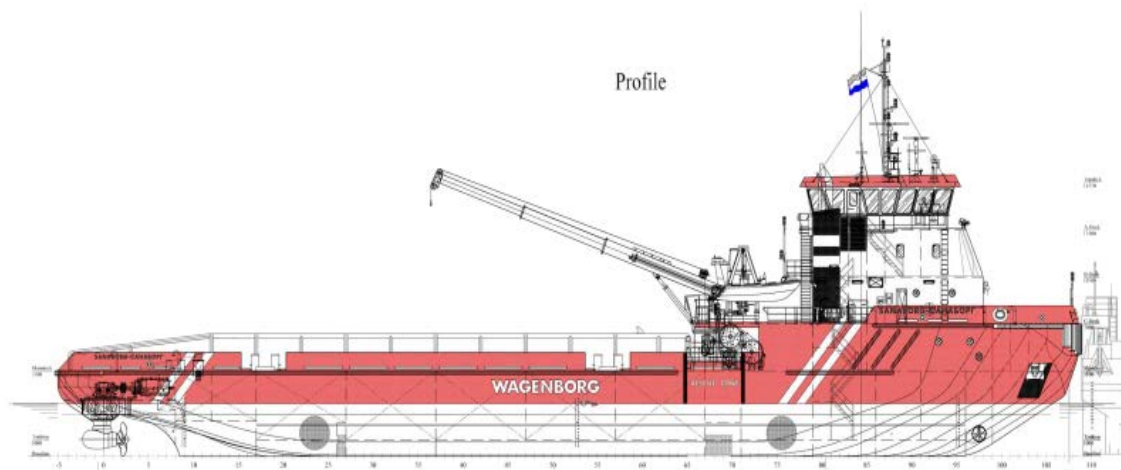


Figura 25. Rompehielos multipropósito Wagenborg. [26]

El Wagenborg es un buque rompehielos multipropósito botado en 2012. Lleva una planta propulsora compuesta por dos Icepods (Azipods con palas reforzadas para el hielo) que le permiten alcanzar velocidades de cuatro nudos navegando sobre hielos de 0,6 m. [26]

Otra importante aplicación de los Pods de transmisión eléctrica son los cargueros que recorren la ruta ártica. La ruta ártica ahorra unas 4000 [millas náuticas](#) entre el este de Asia y los puertos de Europa [27]. En términos económicos y de consumo de combustible es de gran interés para los buques que transportan grandes cargas. El único problema es que, para evitar grandes períodos de inactividad, deben ser capaces de navegar por zonas de hielos. Para esta aplicación, los Pods ofrecen gran variedad de ventajas.



Figura 26. Gasero Yamal Artic. [28]

Este proyecto de ABB de buque de transporte de gas licuado montaría 3 unidades de propulsión Azipod VI para realizar el trayecto desde el Noroeste de Siberia a los puertos europeos. [28]

Sin embargo, dentro de este tipo de transmisión, la empresa Siemens-Shottel ha desarrollado un sistema Pod de diferentes características. La SSP (Siemens-Schottel Propulsion) consiste en una barquilla sumergida fuera del casco, que contiene un motor eléctrico a cuyo eje están unidas dos hélices que giran en el mismo sentido, actuando la de proa tirando y la de popa empujando. Con este sistema se logra repartir la potencia del motor en dos hélices, siendo posible utilizar motores de mayor potencia y hélices de menos diámetro [14].

Además, la góndola lleva instaladas unas aletas que desvían el flujo de la corriente de agua procedente de la hélice de proa, y la dirige de forma axial a la hélice de popa, permitiendo reutilizar y aprovechar la energía de los remolinos generados por la hélice de proa.

Se ha demostrado que la eficiencia hidrodinámica de este sistema es un 10% mayor que los sistemas de una sola hélice [14], además de ser más silenciosos al disminuir la carga de cada pala de las hélices.



Figura 27. Dos unidades SSP [14]



Figura 28. Buque de la Armada “Juan Carlos I” [30]

El buque Juan Carlos I es el primer buque de la Armada Española que monta propulsión tipo Pod. Monta dos unidades SSP de 11 MW en total. Su velocidad máxima sostenida es de 19,5 nudos en operaciones anfibias y de 21 nudos en operaciones aéreas. [29]

Otra variedad de Pod de transmisión eléctrica es el CRP Azipod [14]. Este tipo de propulsión combina dos sistemas diferentes de propulsión: por un lado utiliza una hélice principal propulsada convencionalmente y por el otro, un Pod cuya hélice actúa por detrás de la principal y que gira en sentido contrario, actuando como tractora. Para el buen funcionamiento del sistema, es necesario que ambas hélices estén alineadas.

La hélice principal es de paso variable y está acoplada al motor principal mediante los correspondientes ejes y cajas de engranajes, mientras que la segunda hélice es de paso fijo y de giro contrario a la principal. Esta es accionada por un motor eléctrico que está alojado dentro del Pod y que puede girar 360 grados sobre su eje vertical.

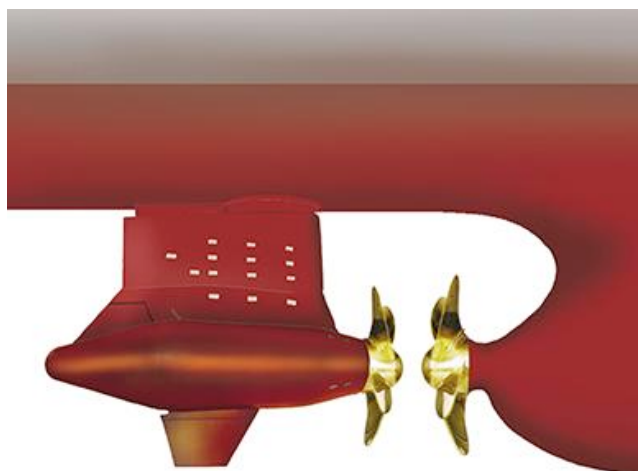


Figura 29. Propulsión CRP Azipod. [14]

2.2.2 Transmisión mecánica

En este caso, a diferencia de los Pods de transmisión eléctrica, el motor (diesel o eléctrico) está en el interior del buque. La transmisión entre este y la hélice se realiza a través de una serie de engranajes que transforman la dirección de movimiento del eje del motor. En función de cómo sean esos engranajes, se divide a su vez en *L-drive* y en *Z-drive*.

- *L-drive*: Eje vertical de entrada y eje horizontal de salida.

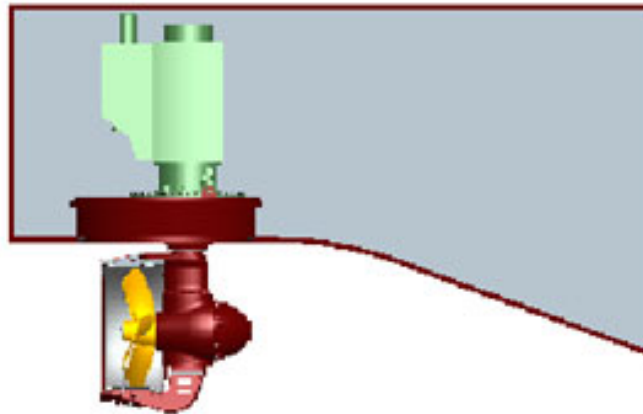


Figura 30. L-drive [30]

- *Z-drive*: Eje horizontal de entrada, eje vertical en la columna giratoria y eje de salida horizontal.

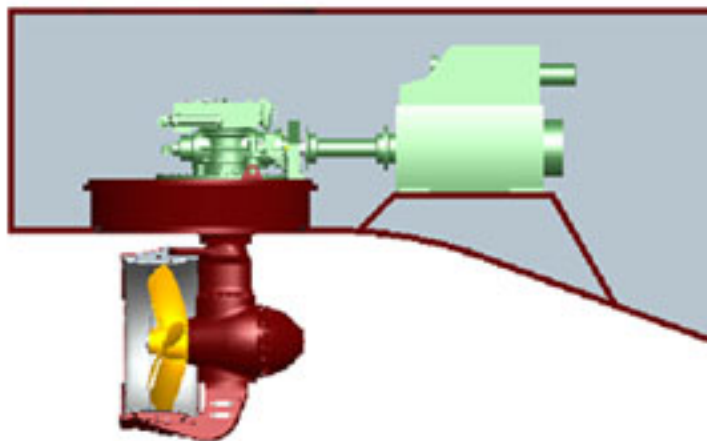


Figura 31. Z-drive [30]

Las principales ventajas de los sistemas de transmisión mecánica son las siguientes [30]:

- La ventaja principal de este tipo de propulsión es el aumento en la maniobrabilidad.
- El barco puede posicionarse o mantenerse dinámicamente en aguas abiertas mediante posicionamiento dinámico (DP), es decir, el buque mantiene su rumbo y posición utilizando solo sus Pods.
- Se incrementa la eficacia respecto a los sistemas tradicionales.
- Su instalación en nuevas embarcaciones suele ser más sencilla y precisa menos requisitos técnicos del casco.
- El costo inicial del equipo se compensa con la disminución de costes de construcción y horas de mano de obra, así como el ahorro de combustible por [milla](#) navegada.

Sin embargo, como en todo, el sistema también presenta ciertos inconvenientes:

- El coste inicial es mayor que para un sistema convencional.
- El diámetro máximo de hélice disponible es menor que para los propulsores convencionales.

Este tipo de sistemas tiene una gran aplicación en el mundo de la náutica de recreo, pesca deportiva, buques de transporte de pasajeros y buques de servicios portuarios. También existen modelos de mayor envergadura, utilizados en plataformas petrolíferas, remolcadores y algunos buques de carga.

A pesar del gran interés en la aplicación de estos sistemas en buques militares, hay muy pocos buques de superficie convencionales con este tipo de propulsión. Sin embargo, gran cantidad de buques de vigilancia costera, salvamento marítimo o aduanas montan propulsiones tipo Pod de transmisión mecánica Z-drive. Por ejemplo, la Guardia Costera Sueca ha elegido Volvo Penta IPS como sistema de propulsión para sus nuevos buques. Estos montan tres Volvo Penta IPS1050 con 588 kW cada uno que le permiten alcanzar una velocidad de 32 nudos [31].



Figura 32. Buque guardacostas sueco. [31]

Los Pods con transmisión mecánica y configuración L-drive son menos comunes que los Z-drive. Suelen utilizar un motor eléctrico para mover el eje de la hélice. Aunque existen como propulsión principal, muchos de estos sistemas son utilizados como hélices auxiliares o de atraque para buques de gran porte.

Marcas como Thrustmaster [32] están especializadas en este tipo de aplicaciones:



Figura 33. Propulsor transversal de proa de Thrustmaster con sistema L-drive [32]

Los Pods con transmisión mecánica y configuración Z-drive son los más comunes y suelen montar motor diesel. Podemos destacar, entre otros, los siguientes sistemas:

➤ *Volvo Penta IPS:*

Volvo Penta introdujo su primer Pod en 2004. Desde entonces se ha expandido enormemente por todo el mundo, habiendo instalado sus Pods en más de 16.000 buques en 2013 [33]. Es, sin lugar a dudas, el sistema Pod de transmisión mecánica más extendido en el mercado.

Su sistema de propulsión se caracteriza por utilizar hélices contrarrotativas en modo tractor, es decir, colocadas a proa de la góndola [34]. Sin embargo, Volvo Penta solo comercializa el pack de motor y Pod conjuntamente, obligando a cambiar la instalación por completo.



Figura 34. Volvo Penta IPS 1 Pod [35]

➤ *Zeus Drive:*

Zeus fabrica un sistema Pod que es compatible con distintas marcas de motores, entre ellas Cummins y Caterpillar. La ventaja de este sistema es que permite adquirir solamente la unidad Pod sin necesidad de cambiar el motor completo [36]. Se caracteriza por utilizar hélices contrarrotativas orientadas hacia popa. Sin embargo, entre los motores Cat, Zeus Pod drive sólo es compatible con Cat C9 [37] y con Cat 8.7 [38].



Figura 35. Zeus 3800 Pod drive [36]

➤ *Siemens Schottel STP:*

Los STP o Schottel Tween Propellers son fabricados por la empresa alemana Schottel. Son muy similares al SSP del Juan Carlos I con todas sus ventajas, pero de menores dimensiones y con transmisión mecánica. Este sistema, según [39], podría integrarse en cualquier tipo de motor con una serie de especificaciones.



Figura 36. Siemens Schottel STP 4000 [40]

➤ *ZF Pod:*

Los Pods que instala y fabrica ZF usan hélices contrarrotativas orientadas hacia popa. Ha sido el último sistema Pod de estas características en salir al mercado y es uno de los sistemas de propulsión más eficientes de la actualidad. Se puede adaptar tanto a buques de desplazamiento como de semi-desplazamiento y es compatible con gran cantidad de motores marinos. [41]



Figura 37. ZF 4000 Pod [41]

3 DESARROLLO DEL TFG

Antes de lanzarnos al estudio de una posible remotorización de la lancha de instrucción se deben tener en cuenta una serie de consideraciones. Lo primera duda que se debe aclarar es ¿Cuáles son las prestaciones deseadas? ¿Qué es lo que se requiere de la propulsión del buque?... La elección de un motor adecuado para un buque no es una decisión sencilla, ya que muchos factores han de ser tenidos en cuenta: la velocidad que se quiera alcanzar, margen de potencia, pasajeros, nivel de confort, carga a bordo,... Estos factores se analizarán a continuación. [42]

3.1 Pliego de condiciones

Para realizar la remotorización del buque se deben tener en cuenta las condiciones que la Armada inicialmente establece para las lanchas de instrucción. A esas características primarias, se añadirán otras que el buque debería cumplir con el nuevo sistema de propulsión.

3.1.1 Pliego de condiciones original

Según el expediente 645/06, consultado en el Núcleo de Lanchas de la ENM, los requisitos iniciales que la Armada exige a Rodman para la propulsión de las lanchas de instrucción son los siguientes:

- Se contempla una vida mínima activa de la lancha de **20 años**, durante las cuales se prevé realizar obras de acondicionamiento y mantenimiento necesarias para que la lancha alcance el periodo de actividad previsto.
- La lancha será capaz de navegar a una velocidad no inferior a **18 nudos** en condiciones ideales de prueba (casco limpio, aguas tranquilas y profundas, y vientos cuya fuerza no exceda de Beaufort 2 (4-6 nudos) y 50% de combustible y 12 tripulantes). La velocidad sostenida en las mismas condiciones será como mínimo de 15 nudos.
- La lancha tendrá una autonomía de combustible de al menos **500 millas** a velocidad económica que será de al menos 15 nudos.
- La lancha ha sido concebida para navegar en **zonas próximas a la costa** del litoral español, realizando fundamentalmente operaciones de instrucción de alumnos de la ENM. No se considerarán otras operaciones de carácter secundario que la lancha pudiera desempeñar.

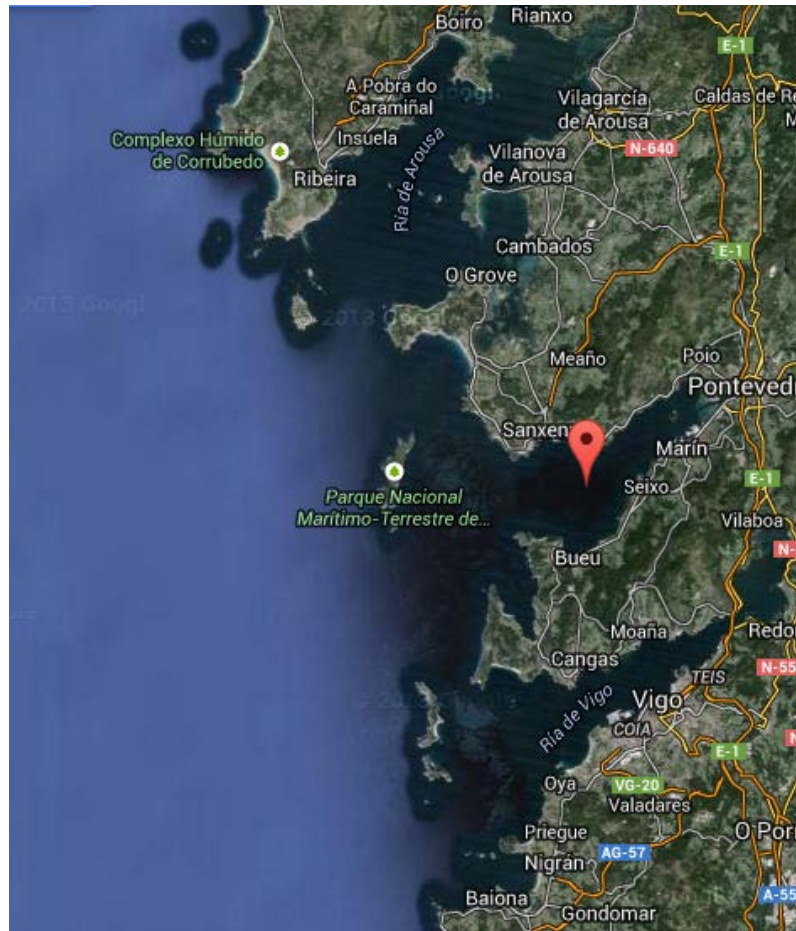


Figura 38. Zona común de operaciones [43]

- Podrá mantener la velocidad máxima con buenas condiciones de mar y viento, sin interrupción, al menos durante 1 hora.
- La lancha estará preparada para operar de noche.
- Dispondrá de un sistema de gobierno que le permitirá tener un diámetro táctico de giro reducido.
- La lancha, en condiciones de mar fuerza 3 (marejada, 0,5-1,25 m de ola), será estable a rumbo y gobernable en un amplio margen de velocidades.
- Se precisa que responda rápidamente a cualquier orden de cambio en el régimen de marcha cuando navegue a velocidades reducidas.
- La instalación propulsora funcionará de forma satisfactoria sin producir ruidos o vibraciones anormales o peligrosas.
- Los distintos componentes de la instalación propulsora estarán dispuestos de forma que permitan un fácil acceso a los mismos para su maniobra, inspección y mantenimiento.

- Se dispondrán protecciones en todos los elementos móviles que puedan ofrecer peligro para la tripulación.
- Los motores, reductores y embragues, soportarán variaciones bruscas en la carga, sobrecargas, trabajo en vacío o golpes y bloqueos en los elementos propulsores.
- Los motores diesel y auxiliares estarán ubicados en la Cámara de motores.
- El paquete propulsivo de cada eje irá montado sobre amortiguadores elásticos empernados a refuerzos longitudinales metálicos, para que transmitan adecuadamente los esfuerzos a la estructura resistente de la embarcación.
- Los motores serán capaces de funcionar por debajo del 20% durante ciertos periodos de tiempo, superiores a 1 hora.
- El TBO (Tiempo entre inspecciones) de los motores diesel será superior a 10.000 horas.
- El funcionamiento será con gasóleo tipo B (F-76 denominación OTAN).
- Los motores diesel de propulsión funcionarán de manera satisfactoria, a lo largo de su rango de operación completo, bajo las siguientes condiciones de escora, cabeceo y balance:
 - Asiento permanente: $\pm 5^\circ$
 - Escora permanente: $\pm 15^\circ$
 - Movimientos de cabeceo: $\pm 10^\circ$
 - Movimientos de balance: $\pm 30^\circ$
- El perfil operativo capaz de soportar por el motor será el siguiente:
 - 10% de las horas de funcionamiento al 100% de la Potencia Nominal
 - 40% de las horas de funcionamiento entre el 70 y el 90% de la Potencia Nominal.
 - 50% del tiempo de funcionamiento por debajo del 50% de la Potencia Nominal.

3.1.2 Modificaciones al pliego de condiciones

Una vez vistos los requisitos iniciales que la Armada exige a Rodman para la construcción de las Rodman-66, se van a añadir una serie de condiciones a esta lista debido a los siguientes puntos:

- A lo largo de los 8 años de vida operativa de las lanchas de instrucción se ha detectado un elevado consumo de combustible en comparación con el uso realizado. Este hecho es debido principalmente a dos factores fundamentales: el posible sobredimensionamiento de los motores y las diferencias entre el perfil operativo inicial planteado y la utilización real.
- En la siguientes dos gráficas se puede apreciar las diferencias entre el perfil operativo inicial requerido por la Armada y el uso real que se le está dando a estos buques [44]. Para obtener los datos, se ha analizado la carga de potencia anotada en el cuaderno de bitácora de la lancha “Chereguini” durante el período de navegación 24 de marzo de 2012 hasta el 9 de diciembre de 2012 (Consultar Anexo II: Cálculo perfil operativo).

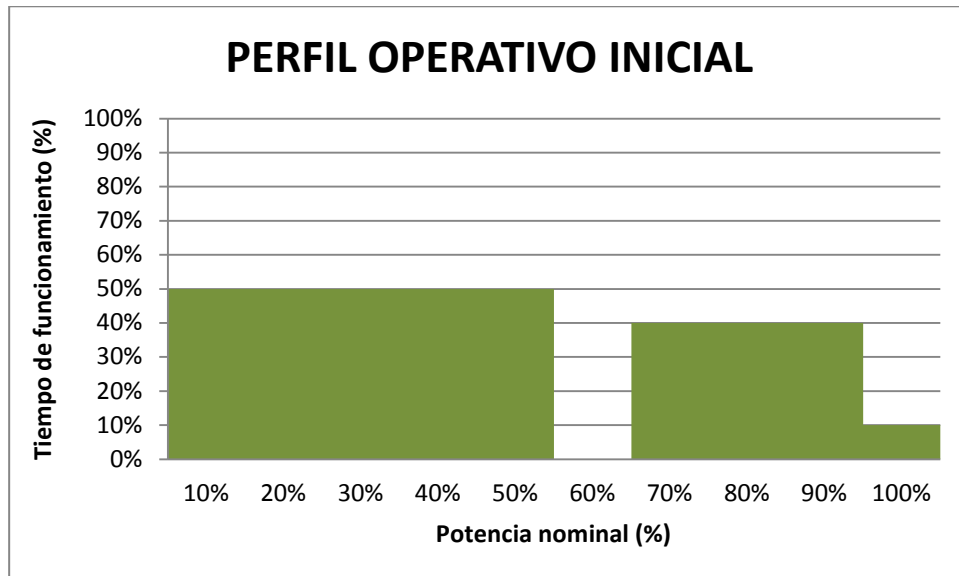


Tabla 3. Perfil operativo inicial según pliego de condiciones.

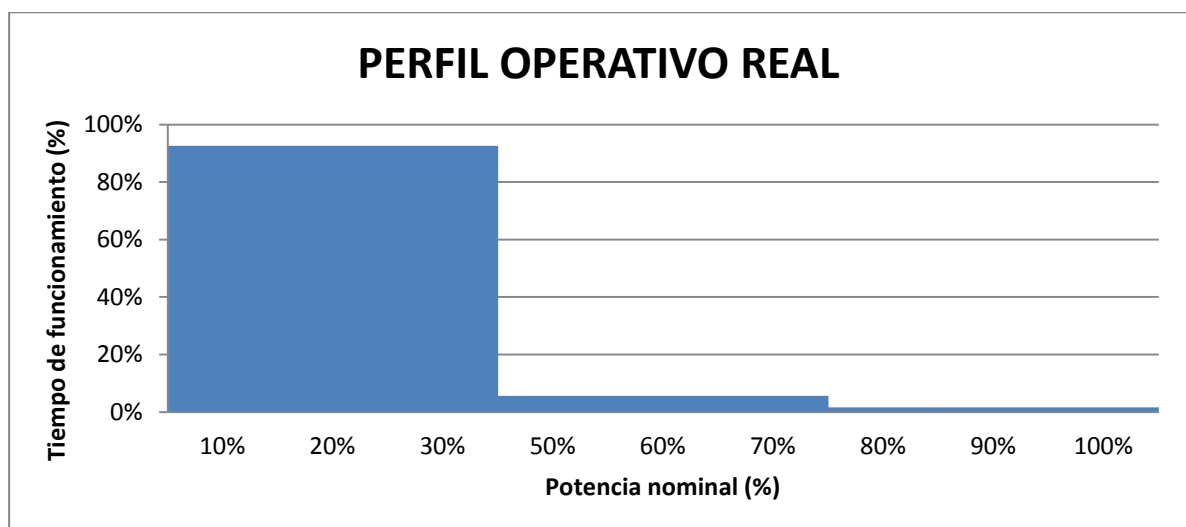


Tabla 4. Perfil operativo real.

Como podemos deducir de las gráficas, no se está utilizando el buque para lo que fue diseñado inicialmente por lo que para lo que afecta a este proyecto, se utilizarán el siguiente perfil operativo:

- o 2% de las horas de funcionamiento a más del 70% de la Potencia Nominal
- o 6% de las horas de funcionamiento entre el 40 y el 70% de la Potencia Nominal.
- o 92% del tiempo de funcionamiento por debajo del 40% de la Potencia Nominal.

De esta forma se utilizará el motor durante mayor tiempo en una zona más cercana a su zona óptima de funcionamiento, ahorrando combustible e incluso reduciendo el desgaste de los componentes.

Además se le exige al buque:

- Una mayor maniobrabilidad, reduciendo al máximo sus curvas de evolución.
- Cumplir con la normativa medioambiental de emisiones actual.
- Mayor rendimiento
- Menor consumo
- Menor nivel de ruidos y vibraciones

Una vez comentadas qué nuevas prestaciones deseamos para nuestro buque, analizaremos la propulsión actual con vistas a hacer una obra de reacondicionamiento si es posible, o directamente una remotorización completa en caso de que no lo sea.

3.2 Análisis del sistema de propulsión actual

El buque cuenta con un sistema de propulsión compuesto por tres elementos principales [20]:

- a) Dos motores marinos diesel Caterpillar C18
- b) Dos reductores-inversores hidráulicos
- c) Dos hélices de paso fijo

3.2.1 Motor diesel

La embarcación objeto de estudio está dotada de un motor diesel marino con seis cilindros en línea de cuatro tiempos, sobrealimentado, refrigerado por agua del mar que, por los respectivos intercambiadores-enfriadores o “intercooler”, refrigera a su vez al agua dulce del circuito de circulación y el aceite. Tiene una potencia máxima, para servicio continuo, de 715 hp (533 kW) a 2.100 rpm. [20]



Figura 39. Caterpillar C18

MODELO	CATERPILLAR C18
<i>Cilindrada</i>	18.1 L
<i>Potencia Nominal</i> (2100 rpm)	715 hp (533 kW)
<i>Par Máximo</i> (1500 rpm)	2809 N.m
<i>Aspiración</i>	Sobrealimentado, refrigerado por agua del mar en los respectivos enfriadores.
<i>Peso aproximado</i>	1673 kg
<i>Rango de utilización típica</i>	2000-4000 horas al año

Tabla 5. Características C18. (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

Para el arranque de los motores se utiliza un motor eléctrico de 24 V. El cárter, de tipo profundo, tiene una capacidad de 40 litros de aceite de lubricación. El cigüeñal gira en el sentido contrario a las agujas del reloj visto desde popa [21].

Cada motor lleva un enfriador del combustible de retorno intercalado en la línea de la toma de mar de entrada de agua salada al motor. Cada uno tiene un conducto de escape de gases independiente, el cual descarga en el fondo del casco hacia popa. Está refrigerado hacia la mitad de su longitud por el agua salada de la refrigeración de los motores.

Los gases de escape actúan sobre una turbina que comprime el aire de la aspiración del motor (turbocompresor). La función de la turbina es ayudar a comprimir el aire que entra en el motor. El circuito de refrigeración tiene una derivación hacia la bocina del eje, que descarga al exterior a través del escape.

Cada motor tiene una exhaustación de gases con descarga al exterior en el costado del puente de la embarcación.

3.2.2 Reductoros

Como se indicó en la introducción, una reductora es un mecanismo que consiste, generalmente, en un grupo de engranajes con el que se consigue disminuir la velocidad de salida del eje en un régimen cercano al ideal para el funcionamiento de la hélice.

En el buque objeto de estudio, cada motor acciona una caja reductora de acoplamiento mediante embrague multidisco activado hidráulicamente. Este dispositivo está diseñado para soportar potencias de entrada de hasta 914 hp a 2100 rpm, en régimen de baja carga (Light Duty) y pares de hasta 3100 Nm. Los dispositivos con los que cuenta el buque son de marca ZF 550A, con una relación de reducción de 1,971:1. Tienen un peso de 256 kg y están diseñadas para ángulos de salida de cigüeñal de 10°. [45]



Figura 40. Reductora ZF 550 A. [45]

3.2.3 Línea de ejes

La lancha de instrucción dispone de dos líneas de ejes, dimensionadas para transmitir la potencia máxima de los motores, de 60 mm de diámetro [20] cada uno. Estos atraviesan el casco a través de bocinas integradas por medio del laminado y con sendos casquillos refrigerados por agua salada. Los dos ejes son de acero inoxidable AISI 329 [46]. Exteriormente los ejes se apoyan en dos arbotantes cerca de las hélices.

Al poseer la embarcación dos motores, el cometido adicional de una de las reductoras es invertir permanentemente el sentido de giro de una de las hélices respecto a su motor, ya que así las dos hélices giran en sentido opuesto anulando el momento de reacción sobre el casco de la embarcación, evitando el alabeo y la guiñada propios de embarcaciones monohélice. [47]

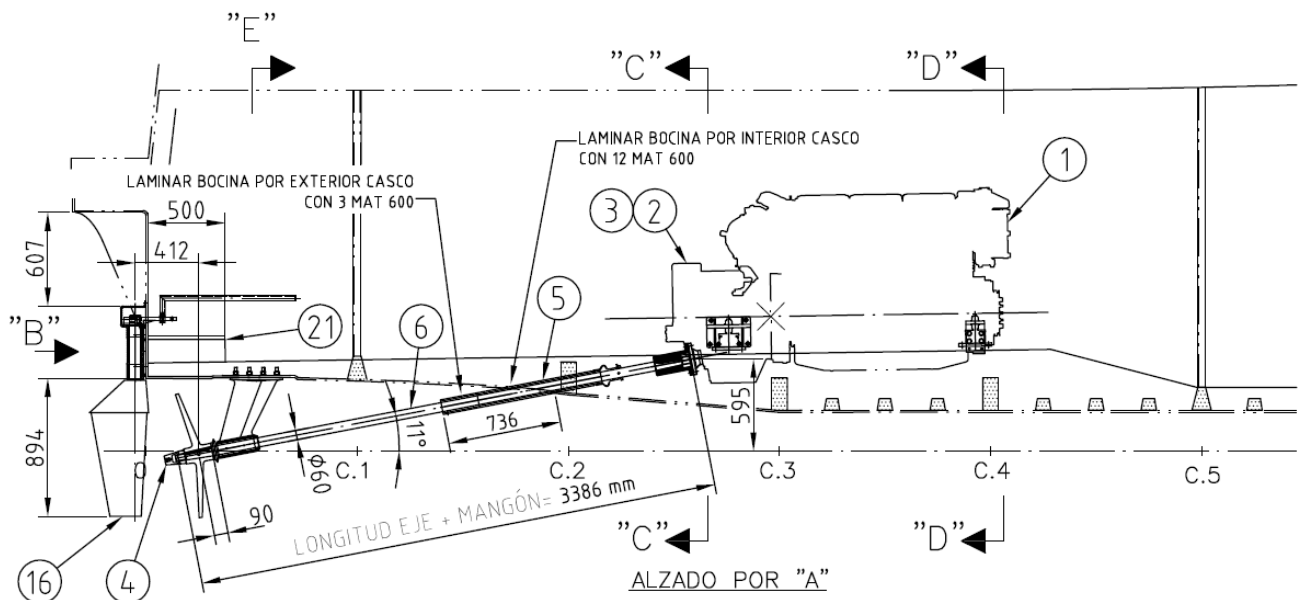


Figura 41. Perfil cámara de máquinas. (Anexo III: Planos Rodman-66)

3.2.4 Hélices

Las hélices son de paso fijo, elaboradas en níquel-aluminio, de cinco palas, de modelo AQUAFOIL LH. El diámetro de la hélice es de 32 pulgadas, su paso de 33 pulgadas y el eje central de 2,5 pulgadas. La hélice de estribor es dextrógira, es decir, gira a derechas vista desde popa y la de babor es levógira, gira a izquierdas.

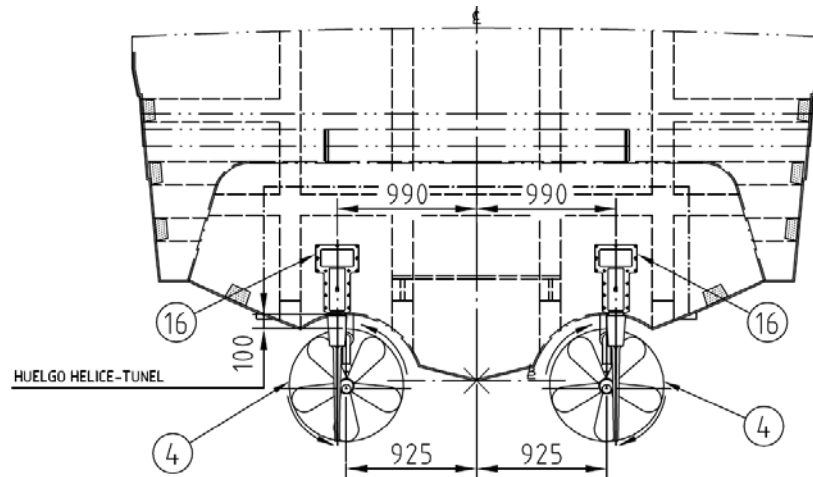


Figura 42. Vista de popa del espejo. (Anexo III: Planos Rodman-66)



Figura 43. Hélices AQUAFOIL de cinco palas.

3.2.5 Casco del buque

Aunque no es propiamente parte del sistema de propulsión, las características del casco afectan enormemente a las capacidades evolutivas y a la velocidad de un buque. Por ello, es importante identificar el tipo de casco ante el que nos encontramos para posteriores consideraciones. En función del comportamiento del casco al ir aumentando la velocidad del buque, distinguimos entre:

- *Cascos de desplazamiento:* Los buques que presentan este tipo de casco, desplazan prácticamente el mismo volumen de [obra viva](#) sumergida tanto navegando a alta velocidad como parados. Este tipo de casco es el más habitual en buques de gran porte, ya que la velocidad está limitada por la eslora.
- *Cascos de semi-desplazamiento:* Este tipo, también llamado de semiplaneo o V, permite navegar a velocidad media-baja como un buque de desplazamiento, pero si seguimos

acelerando la proa se levanta, saliendo ligeramente del agua, pero sin llegar a planear. Esto hace que no tenga velocidad limitada por su eslora, aunque no alcanzará velocidades tan elevadas como los de planeo. Alrededor de un 50% del desplazamiento disminuye en posición de máximo planeo [48].

- *Cascos de planeo*: Permite la mayor velocidad y se usa en embarcaciones pequeñas, de poco desplazamiento. Por sus características, al alcanzar una determinada velocidad el casco sale parcialmente del agua, por lo que ya no limita su velocidad. Más de un 50% del desplazamiento disminuye cuando se encuentran en una posición de máximo planeo.

En caso de ser un buque un buque de desplazamiento, la velocidad de la lancha vendría limitada por los efectos de rozamiento con el agua y las olas producidas por el casco. La velocidad límite del casco es la velocidad en la cual la ola alcanza a la popa, haciendo que el buque ya no pueda aumentar su velocidad sin planear.

$$V_{max \text{ sin planeo}} = C \times \sqrt{Lm} = 10,53 \text{ nudos}$$

Lm es la [eslora](#) de flotación del buque en metros. C es un coeficiente que depende del diseño del casco y del estado de conservación de este. Suele oscilar entre 2,4 y 2,8. Para este tipo de embarcaciones, se suele tomar como valor 2,45 [49].

Como podemos observar esta velocidad máxima es francamente sobrepasada por la lancha, por lo que por dimensiones, forma, [desplazamiento](#) y velocidad máxima alcanzada clasificamos su casco como de **semi-desplazamiento**.

3.2.1 Distribución interior

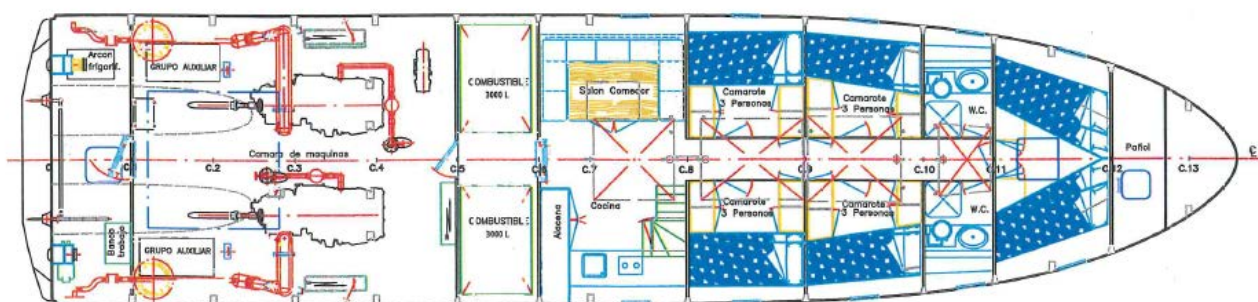


Figura 44. Planta de la cubierta 2. (Anexo III: Planos Rodman-66)

Con vistas al estudio de adaptabilidad del nuevo sistema de propulsión elegido, en este apartado describiremos la distribución interior del buque [20].

El casco de la embarcación está subdividido en cuatro compartimentos estancos separados por cuatro [mamparos](#) transversales. Estos son de proa a popa: [pañol](#) del ancla, zona de habitabilidad y cámara de tanques, cámara de máquinas y compartimento del servo. De importancia para nuestro proyecto serán la cámara de máquinas y el pañol de popa.

En la cámara de máquinas se alojan todos los dispositivos relacionados con la propulsión del buque. De proa a popa y de [crujía](#) a los costados nos encontramos: los motores principales con sus

reductoras, grupos de baterías, ejes, motores auxiliares y extractores de aire. Además, en este compartimento también se encuentran las bombas de contraincendios, filtros de gasoil, tomas de mar, repartidores de carga,... En la parte superior de este compartimento, hacia popa existe una plataforma, desmontable, que comunicaría la cámara de máquinas con el exterior en caso de querer extraer o introducir el motor en el interior del buque.

A popa de la cámara de máquinas se encuentra el compartimento del servo separado por un mamparo transversal y comunicado con una puerta estanca. En ese compartimento, se encuentran la central hidráulica de dirección, los timones, la caña de emergencia y algún otro dispositivo de menor importancia.

3.3 Preselección

3.3.1 Sistemas acimutales

De entre los sistemas de propulsión acimutales estudiados en el capítulo anterior nos centraremos principalmente en la transmisión mecánica.

El motivo es que, tradicionalmente, los buques que emplean **Pods de transmisión eléctrica** suelen ser buques de mayor porte [50], y por tanto, la mayoría de estos Pods tienen unas dimensiones y pesos no compatibles con la lancha [24]. Además, el instalar este tipo de propulsión, supondría retirar tanto los diesel como los generadores que actualmente monta la lancha e instalar unos nuevos diesel generadores acoplados a alternadores, que alimenten tanto al motor eléctrico instalado en el interior de cada Pod como al resto del buque. El presupuesto de un sistema de propulsión de transmisión eléctrica para un buque como la lancha de instrucción puede rondar los 260.000 € incluyendo 2 diesel generadores, dos alternadores, 2 variadores de frecuencia, 2 motores eléctricos para el Pod y los propios Pods con sus hélices [51]. A esta cantidad habría que sumarle además los costes de instalación y de modificación del casco.

Es innegable que estos sistemas presentan unos rendimientos superiores que los de transmisión mecánica (85% frente a un 90% [51]) y por tanto, el ahorro de combustible sería alto, de entorno a un 15% [52], pero sin duda la amortización de tal coste será inviable, por lo que **descartaríamos la transmisión eléctrica**.

3.3.2 Transmisión mecánica

Descartados los Pods de transmisión eléctrica, nos centraremos en los Pods de transmisión mecánica. Dentro de este grupo, como se dijo anteriormente, diferenciamos entre los L-drive y los Z-drive, descartando a los primeros por las siguientes consideraciones:

- Precisan de un motor eléctrico colocado en la vertical del Pod, que precisaría de una instalación similar que la de un Pod de transmisión eléctrica, lo cual sería más costoso por lo anteriormente expuesto.
- Suelen montarse en buques de gran porte y no como sistema de propulsión principal sino como hélice auxiliar.
- Para bajos requerimientos de potencia, los sistemas de propulsión L-drive suelen ser más pesados y con unas mayores dimensiones que los Z-drive. Por ejemplo el modelo TH500ML de 536 hp tiene un peso de 4,8 toneladas por propulsor [32] que como veremos, a continuación, es un peso mucho mayor que el de los sistemas Z-drive.

3.3.3 Z-drive

De los sistemas Z-drive citados anteriormente en el estado del arte solamente centraremos nuestro estudio en las configuraciones de *Volvo Penta IPS* y la de *Cat Marine Zeus Pod drive*.

Primeramente, se busca como opción preferible algún sistema de propulsión tipo Pod de transmisión mecánica Z-drive que no implique la remotorización del buque, es decir, que se pueda acoplar al motor actual, Caterpillar C18.

Se contempla la opción del STP (Schottel Tween Propeller) cuya adaptación al C18 sería posible mediante un acoplamiento cardan. Sin embargo, el modelo de STP que correspondería a la potencia de salida del motor Caterpillar sería el STP 330, cuyo peso es de 4,30 toneladas por unidad y el diámetro de la hélice de 1,30 m [40]. Estos pesos y dimensiones serían demasiado elevados para su adaptación en la lancha, por lo que tendríamos que descartar este sistema.

En segundo lugar se contempla la opción de un ZF Pod, que ha sido la última marca en sacar este tipo de propulsión al mercado y es adaptable a gran variedad de motores. Sin embargo, los dos series de Pod que ha sacado ZF al mercado no cubren la potencia nominal que buscamos para nuestra propulsión. En el caso de los ZF 2500 y 2800 su potencia máxima de entrada sería de 436 hp, que sería insuficiente para nuestro buque y en el caso de los ZF 4000 su potencia mínima de entrada sería de 1083 hp, que es una potencia demasiado elevada. Se desechará por tanto esta alternativa.

Descartada por tanto la opción del reacondicionamiento del buque con un sistema Pod adaptable al C18, estudiaremos las alternativas de remotorización existentes. En este punto se presentan dos opciones: la opción del Volvo Penta IPS y la del Zeus Pod drive. En cuanto al Volvo IPS, motor y cola son vendidos como conjunto por lo que está cola no puede adaptarse a otros motores.

Por otro lado, la cola Zeus puede adaptarse a motores Caterpillar, Mercury o Cummins pero no es compatible con el Cat C18. Por tanto, habría que tener en cuenta todas las posibles motorizaciones compatibles con el Zeus Pod drive dentro del margen de potencias nominales requeridas. No obstante, en este proyecto sólo se estudiará la motorización con unidades Caterpillar. En todo caso, a modo de ejemplo, se muestra una comparativa de consumos y velocidades entre el Cat C9 ACERT y el Cummins QSC 8.3 (de potencia similar) donde en pruebas con el buque “Sundacer” de 44 pies (13,3 metros) se muestra que el primero es superior en ambos aspectos [53] .



Figura 45. Buque de 44 pies Sundacer [54]

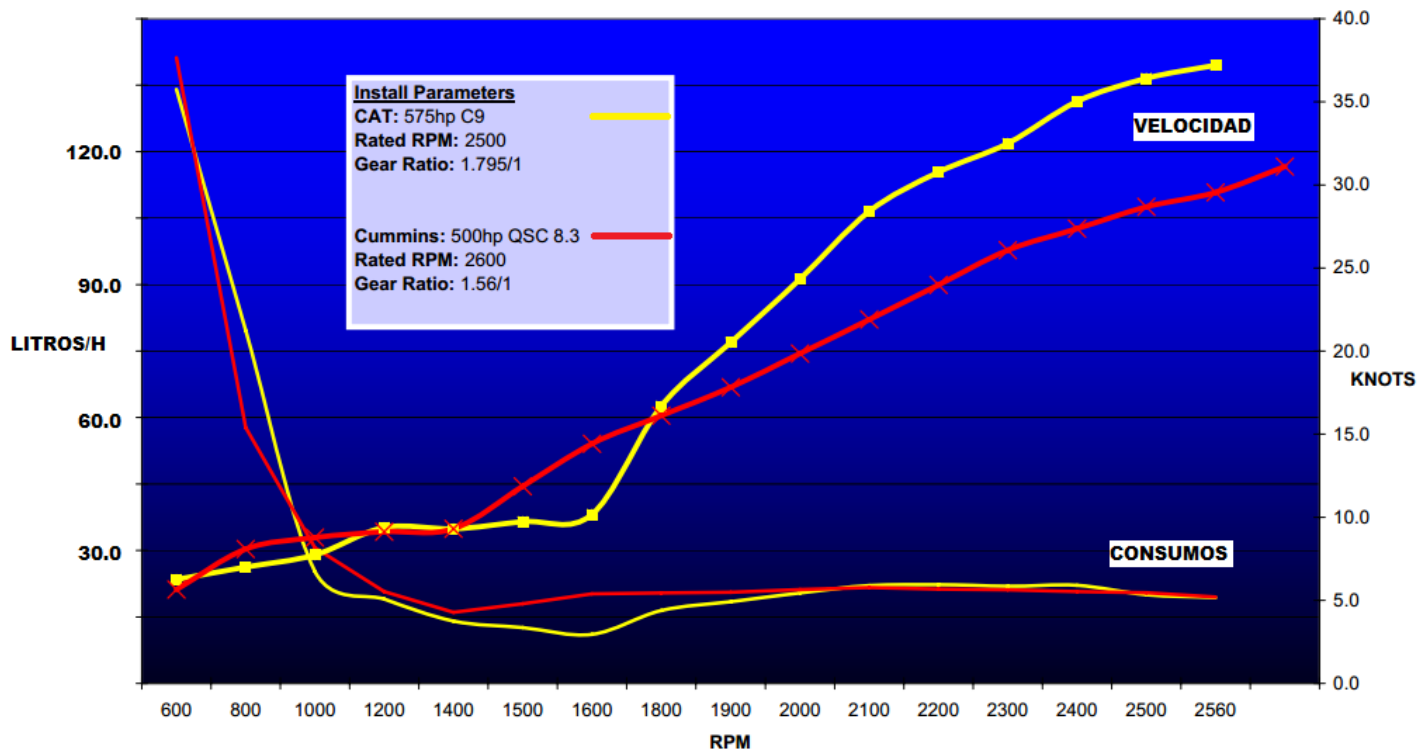


Figura 46. Comparativa Caterpillar C9 y Cummins QSC 8.3 [53]

Nos centraremos a partir de este punto, ya solamente en la decisión entre Volvo Penta IPS y Cat C9. A modo de comparativa inicial entre ambos Pods, vamos utilizar un ejemplo de un test realizado en la página Boattest.com [54] con el yate “Doral Alegria”. Estas son sus características:

Yate “Doral Alegria” Test 2009			
Eslora	13,79 m	<u>Desplazamiento</u>	16,6 ton
Manga	4,21 m	Tanque de combustible	1514 L
<u>Astilla muerta</u>	19°	Tanque de agua	76 L

Tabla 6. Especificaciones buque “Doral Alegria” [54]



Figura 47. Buque “Doral Alegria” [56]

Para comparar entre las dos configuraciones posibles, la empresa Doral construyó un buque con dos motores Cummins QSB 5.9 de 480 hp cada uno y con cola Zeus, y otro con dos motores Volvo Penta IPS 600 de 435 hp cada uno. Los resultados obtenidos con el buque en el mismo estado de carga fueron:

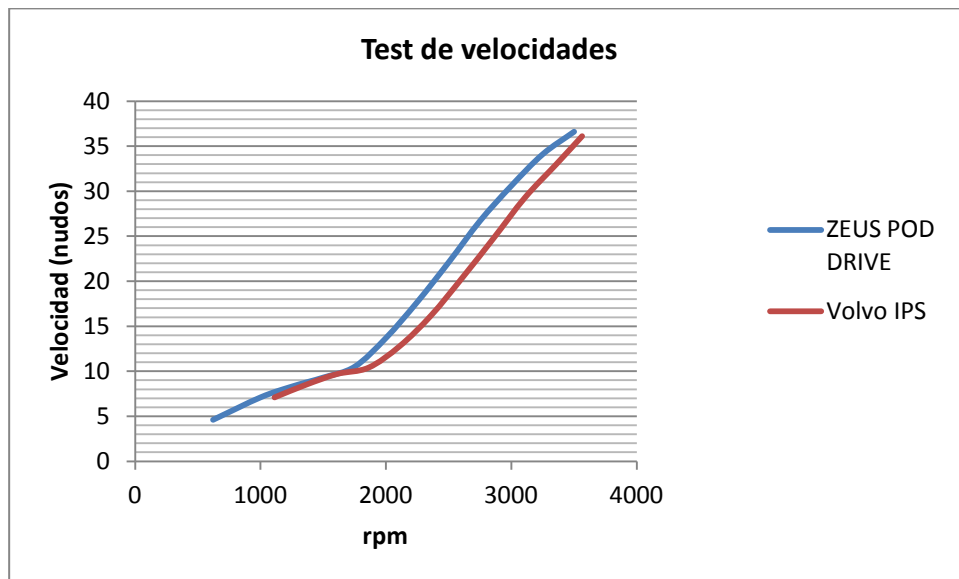


Figura 48. Test de velocidades Doral Alegria [54]

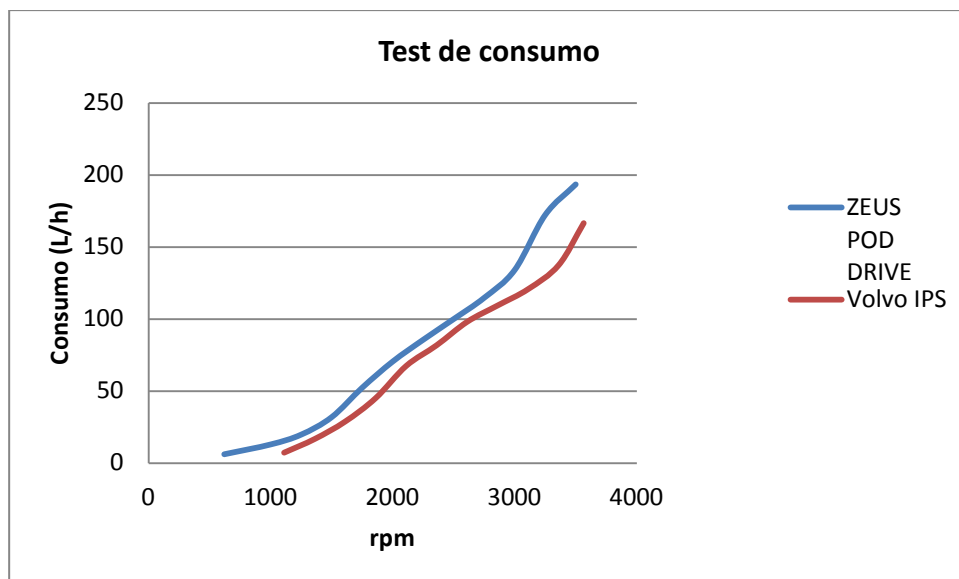


Figura 49. Test de consumo Doral Alegria [54]

Como se puede extraer de las gráficas, ambos sistemas muestran respuestas parecidas. La empresa Doral sacó las siguientes conclusiones [54]:

- Los dos buques tienen prácticamente la misma velocidad máxima.
- Zeus Pod drive consume ligeramente más combustible que el Volvo.
- La instalación de Volvo Penta en buques de nueva construcción es más sencilla y económica que la del Zeus.

Teniendo en cuenta estos resultados, se estudiará cuál de estos dos sistemas es el óptimo para la lancha de instrucción.

3.3.4 Volvo Penta IPS

Como primera opción de cambio de propulsión vamos a considerar la posibilidad de instalar un modelo de la fábrica Volvo Penta, del tipo IPS.



Figura 50. Volvo Penta IPS 650

Cada vez hay más barcos que utilizan este tipo de propulsión dadas las grandes ventajas que ofrece esta tecnología, ya hablemos de rendimiento (15-30%) [55], como de consumo o maniobrabilidad. Como característica más reseñable en los Pod del motor Volvo IPS, las hélices van orientadas hacia proa (tipo tractor) recibiendo en todo momento un flujo de agua laminar y sin los remolinos causados por los ejes, codastes y otras piezas de los sistemas tradicionales de transmisión. Ello incrementa considerablemente el rendimiento de este sistema.

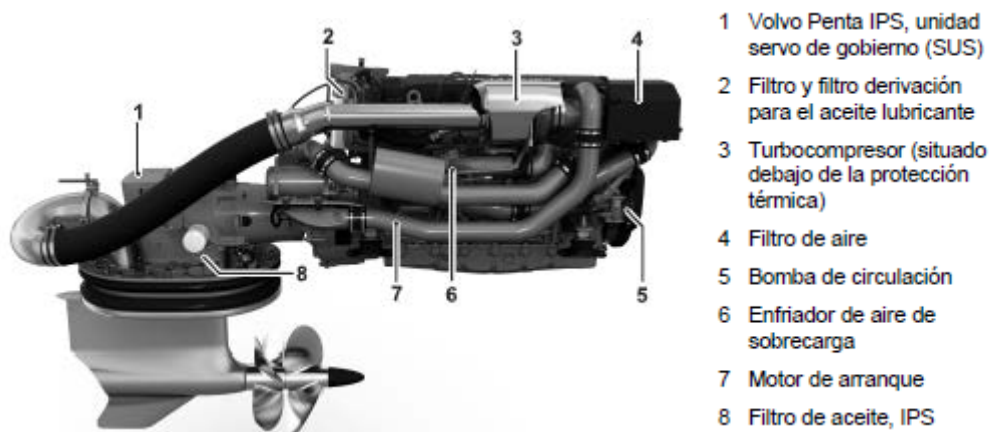


Figura 51. Partes del motor IPS. [56]

Existen tres generaciones de motores IPS: IPS 1, IPS 2 e IPS 3. Estos grupos se diferencian fundamentalmente por su tamaño y rango de potencias. Así la serie IPS1 abarca desde 260 hp hasta 435 hp, IPS2 desde 510 a 725 y por último la IPS 3, que incluye desde 700 a 900 hp.

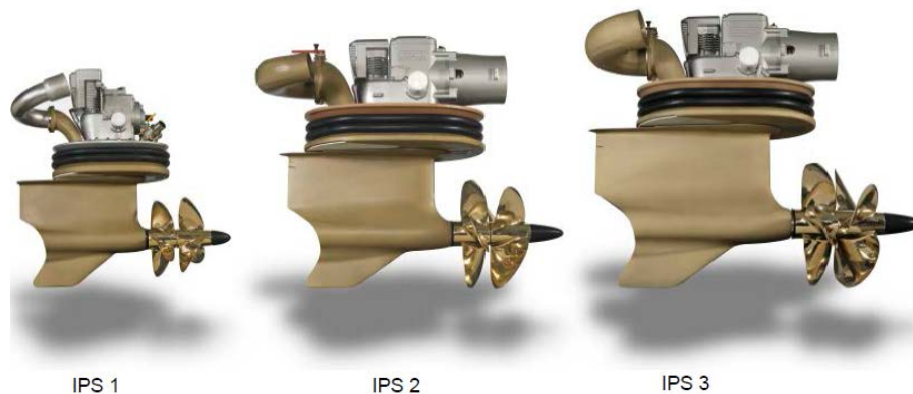


Figura 52. Tipos de IPS [55]

Como el rango de potencias necesarias se ajusta más al rango comprendido por IPS 2, se comenzará por el estudio de estos.

Designación	IPS-650	IPS-800	IPS-950
<i>Designación motor</i>	D-11	D-11	D-11
<i>Potencia nominal</i>	510 hp (2250 rpm)	625 hp (2400 rpm)	725 hp (2500 rpm)
<i>Par máximo</i>	1850 Nm (1100-1900 rpm)	2200 Nm (1100-1900 rpm)	2440 Nm (1300-1900 rpm)
<i>Número de cilindros</i>	6	6	6
<i>Cilindrada</i>	10.8 L	10.8 L	10.8 L
<i>Peso del motor en seco</i>	1195 kg	1195 kg	1195 kg
<i>Peso con cola IPS</i>	1820 kg	1820 kg	1820 kg
<i>Relación compresión</i>	16,5:1	16,5:1	16,5:1
<i>Relación de ralentí</i>	600 $\pm$ 50	600 $\pm$ 50	600 $\pm$ 50

Tabla 7. Características de los IPS 2. [56]

Los motores tipo D-11 son una serie de motores compactos y potentes con un diseño nuevo y mejorado. El rendimiento de estos motores se ha visto mejorado por su magnífica relación potencia-peso. Una de sus ventajas principales es que presenta par elevado a bajas revoluciones, ideal para buques de planeo y semiplaneo. Esta característica tiene gran efecto en el consumo de combustible.

En cuanto al IPS, este sistema monta dos hélices Duoprop contrarrotativas. De esta forma, la corriente de expulsión que sale de la primera hélice con dirección divergente (con componente lateral) incide sobre la segunda hélice. Como el giro de la segunda hélice es al contrario, se deshace la componente lateral de la corriente de expulsión y esta sale en sentido longitudinal aprovechándose toda la fuerza en empujar el buque.

Presentan las siguientes especificaciones [55]:

- Menos carga en cada pala y por tanto, menos pérdidas rotacionales.
- La distancia entre las palas y la hélice es lo suficientemente grande como para no producir efectos hidrodinámicos indeseables en él.
- Las dos hélices eliminan las fuerzas laterales existentes en los motores convencionales de una sola hélice. Esto significa que la energía y potencia del motor se concentran en dirigir la embarcación hacia delante y no hacia los laterales.
- Al estar la hélice situada en la parte de proa del Pod, no hay gases de escape a través del núcleo de la hélice, por lo que las palas pueden ser mayores y más optimizadas.
- Al estar montada sobre el Pod, la hélice es perfectamente horizontal y paralela al casco. De esta forma, todo el impulso está orientado en sentido horizontal, mientras que en sistema convencional el eje estaba orientado en oblicuo (10°).
- Al estar la hélice situada a mayor distancia de la superficie, se reducen las posibilidades de cavitación.

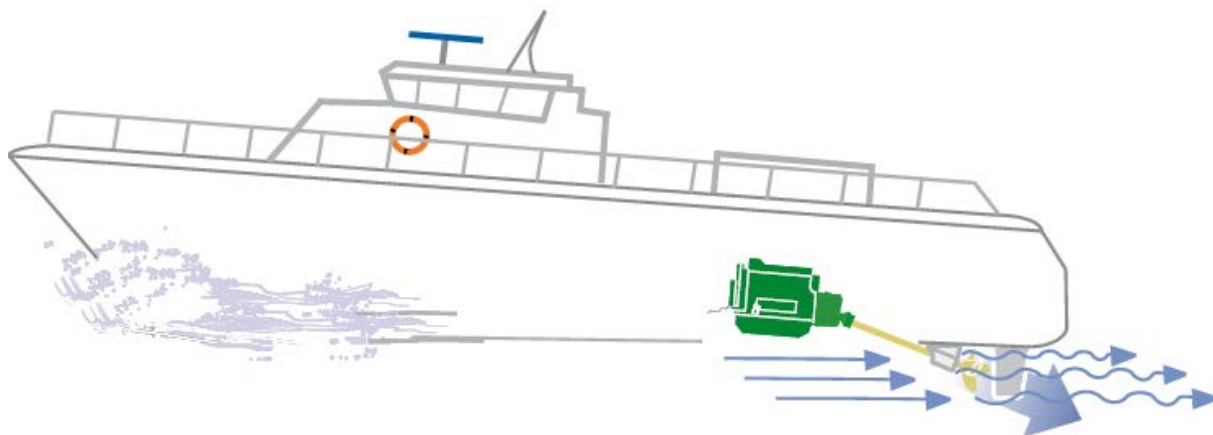


Figura 53. Empuje propulsión convencional. [38]

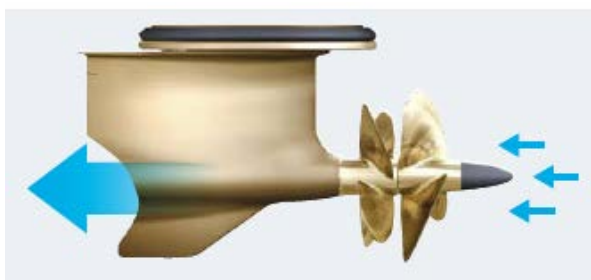


Figura 54. Entrada flujo hélices. [38]

Como desventaja de esta disposición de las hélices, estas están más expuestas a recibir el impacto de cualquier objeto. Para evitar el peligro de un desgarramiento y posterior vía de agua en caso de impacto, los sistemas IPS de Volvo están diseñados de tal manera, que el Pod entero se liberaría sin producir ninguna vía de agua en el casco. No obstante, se produciría una costosa avería al tener que adquirir y reparar completamente el Pod afectado.

En cuanto a las mejoras en la gobernabilidad del buque, cada Pod se puede maniobrar por sí mismo, orientando el empuje en cada momento en la dirección deseada. En las atracadas, al no generar la hélice fuerzas laterales, se mejora en gran medida la capacidad del buque para mantener el rumbo invariable en todo momento. Esta ventaja, también permite conseguir movimientos laterales y giros con gran facilidad. Este sistema, además, puede controlarse desde el puente mediante un “joystick” con el que se dirige al buque a la posición deseada de forma muy intuitiva.

En la siguiente figura se pueden ver algunos de los movimientos que se pueden conseguir con un simple movimiento del “joystick”:

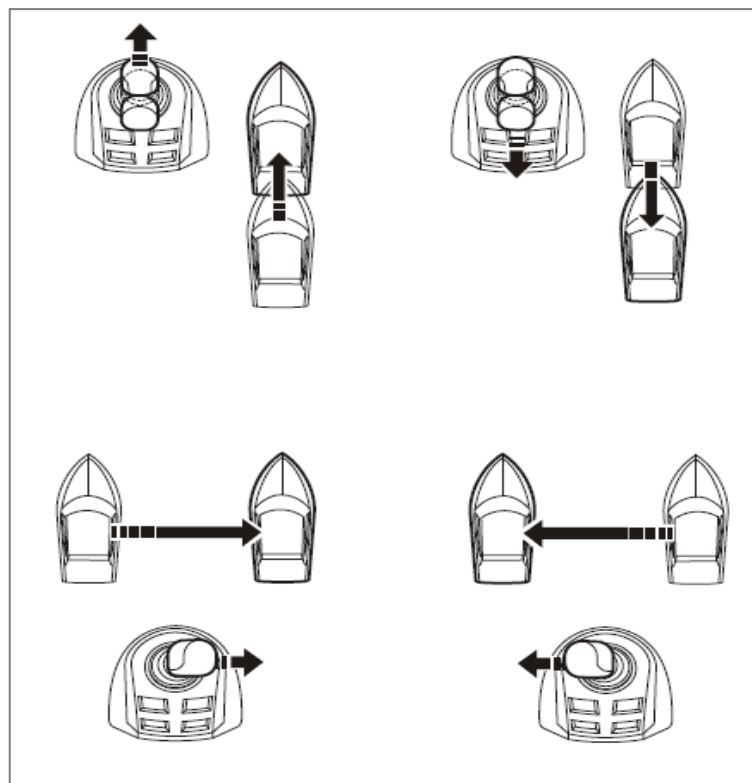


Figura 55. Movimientos con Joystick 1

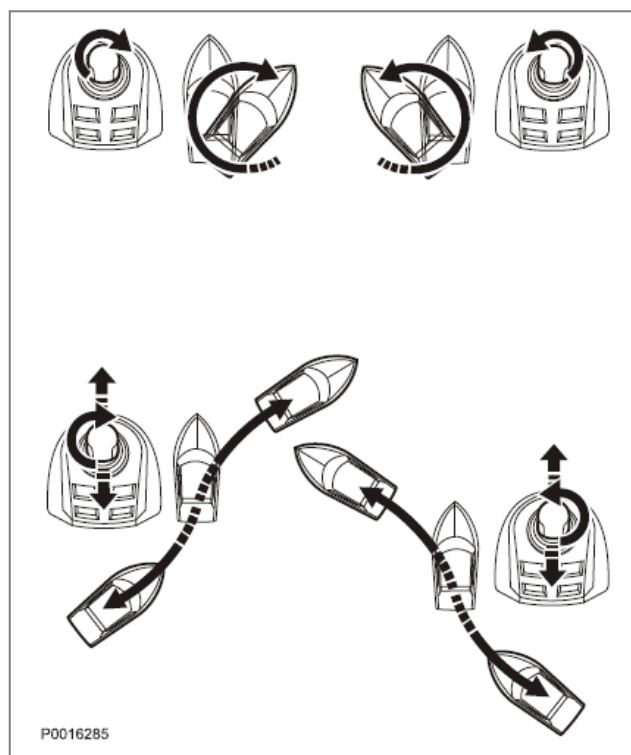


Figura 56. Movimientos con Joystick 2.

Además, como ayuda a la navegación, la propulsión Volvo Penta cuenta con un Sistema de Posicionamiento Dinámico (DPS) que ayuda al navegante a mantener la posición elegida y el rumbo de giroscópica mediante una señal de GPS. Sin embargo, cabe mencionar, que esta función ha sido diseñada como un medio auxiliar, ya que el buque con este sistema activado se considera como buque en navegación. Por lo cual, la responsabilidad sigue recayendo en el propietario y el puesto de pilotaje debe estar ocupado [55].

Volvo Penta también incluye un sistema integrado en el que los movimientos del timón se traducen en un giro de las unidades propulsoras. Este sistema es el EVC (Electronic Vessel Control) en el que cada unidad propulsora va acoplada a un engranaje accionado por un motor eléctrico. Además el sistema cuenta con un piloto automático que se acopla al EVC.

Con este sistema, también se reducen en gran medida las vibraciones y los ruidos en comparación con una propulsión convencional. Las fuerzas de propulsión y vibraciones son absorbidas por una suspensión de goma que hace a su vez de sellado entre el Pod y el casco.

En el caso del casco de nuestra lancha se suele dar una desventaja, al ser este en forma de “V”. El sistema de propulsión tiende a producir sobre-escora del barco en los virajes, lo cual ha sido totalmente solucionado al diseñarse los cascos de forma específica (planos) para los sistemas IPS de Volvo. Para ello la “V” en la sección de popa en donde va montada la transmisión no debe sobrepasar los 20° [58]. (En el caso de nuestra lancha es de 18° en la sección transversal de la [cuaderna maestra](#))

Es conveniente destacar, que este sistema a igualdad de potencia y comparado con un sistema de propulsión de ejes tradicional, consigue un incremento en la eficiencia de un 15 a 30%, y por lo tanto será necesaria menos potencia para conseguir las mismas prestaciones. Los IPS de Volvo además tienen un peso menor en comparación con otros motores de la misma potencia, lo que se traduce en mayores velocidades y un menor consumo de combustible.

En muchos de los buques que montan Pods el cambio del sentido de giro se efectúa en una inversora autónoma instalada entre el motor y el Pod, de modo que este último solo se encarga de transmitir el giro a las hélices y orientarlas.

Sin embargo, los IPS de Volvo Penta integran el Pod y la inversora. El cambio de sentido en el giro del eje se efectúa mediante una inversora situada sobre la cola, alojada en el interior de la embarcación y que directamente conecta la transmisión al motor. En la parte inferior de la cola, se encuentra alojado un conjunto de engranajes que cambian la orientación de giro 90° y se lo transmiten a la hélice. Esta reductora, es de tipo ZF305-3A-E, específica para Volvo Penta IPS, con un ángulo de salida de 7° y una relación de reducción de 1,750:1. [55]

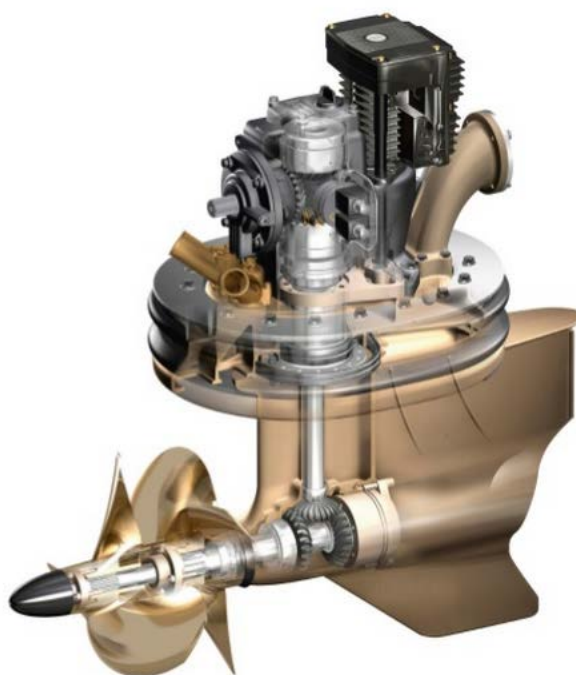


Figura 57. Interior del IPS drive.

El montaje de una transmisión Pod es mucho más compacto que el de una transmisión por ejes, lo cual es sumamente apreciado por los diseñadores navales para conseguir mejorar la habitabilidad interior y aumentar los volúmenes interiores del barco. Además, permite el montaje de hasta 4 motores en paralelo, para buques con grandes requerimientos de potencia.

3.3.5 Cat Marine Zeus Pod drive

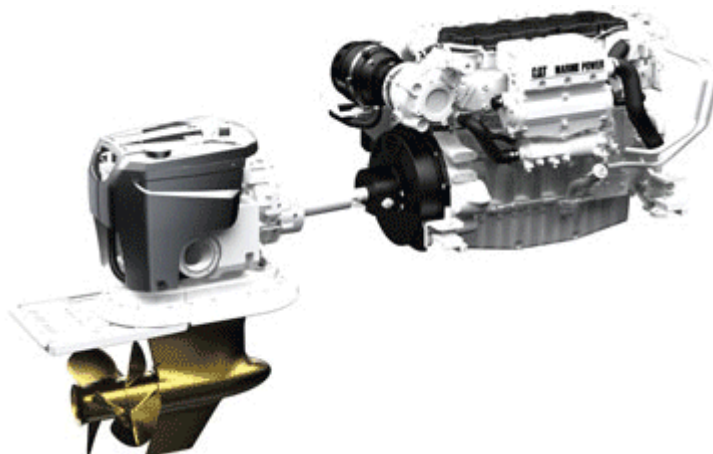


Figura 58. Cat Marine Zeus Pod drive

Otra configuración posible sería la adaptación de un motor Caterpillar C9 ACERT a una cola Zeus. Este es un motor diesel de seis cilindros en línea, de cuatro tiempos, sobrealimentado, refrigerado por agua del mar que, por los respectivos enfriadores o “intercooler”, refrigera a su vez al agua dulce del circuito de circulación y el aceite. Tiene una potencia máxima, para servicio continuo, de 567 hp (423 kW) a 2.500 r.p.m.

MODELO	C9 ACERT
<i>Cilindrada</i>	8.820 cm ³
<i>Potencia Nominal (2100 rpm)</i>	567 hp (423 kW)
<i>Par Máximo (1700 rpm)</i>	2140 N.m
<i>Aspiración</i>	Sobrealimentado
<i>Peso aproximado en seco</i>	947 kg

Tabla 8. Características C9 ACERT (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

Ambos sistemas (IPS y Cat-Zeus) tienen unos beneficios similares. Ambos proporcionan gran maniobrabilidad debido al movimiento acimutal de sus propulsores, así como, proporcionan aumentos de velocidad y de eficiencia similares. Los dos sistemas montan hélices contrarrotativas que aumentan el empuje horizontal, reducen las pérdidas rotacionales, las fuerzas laterales y la cavitación. Ambos cuentan con sistemas de atraque con joystick y piloto automático. Montan también soportes de goma que permiten un funcionamiento muy silencioso y con menos vibraciones.

Sin embargo, cuentan con algunas diferencias que es necesario tener en cuenta:

- En el caso del Cat-Zeus la hélice está orientada hacia la popa. El motivo es la seguridad. De esta manera, las hélices están más protegidas tras la góndola del Pod ante una colisión con algún objeto o en caso de hombre al agua. Según Zeus, mantienen la misma eficiencia que los Pods de tipo tractor, con la hélice situada hacia la proa.

- Las colas Zeus suelen ir montadas en cascos con túnel ya que la hélice queda más protegida y se reduce la resistencia al avance.
- Las colas Zeus montan una quilla en la parte inferior de la barquilla que en caso de colisión se desprendería. De esta forma, se evita perder el Pod al completo como en el caso de los IPS.
- Este sistema de propulsión incluye flaps de trimado automáticas que según Zeus proporcionan mejor rendimiento en las aceleraciones y evoluciones. Sin embargo, el uso inadecuado de estos flaps hace que la resistencia al avance del buque aumente al levantarse la proa a altas velocidades, reduciendo la velocidad.
- El Zeus Pod Drive incluye un sistema de gobierno del Pod hidráulico mientras que el del IPS es electrónico. Según [38], la durabilidad de los sistemas hidráulicos suele ser mayor que los electrónicos.

3.4 Dimensionamiento

3.4.1 Estimación de la resistencia al avance del buque

Todo cuerpo al moverse en el agua experimenta sobre sí mismo una fuerza que se opone al movimiento, es decir, una resistencia al avance. La evaluación de esta resistencia es un proceso complejo que excede al alcance de este proyecto, precisando recurrir habitualmente a ensayos experimentales con modelos a escala o a complejos software de cálculo, de los cuales que no se dispone. En todo caso, en este proyecto y con el objetivo de dimensionar adecuadamente el nuevo motor, se realizará un cálculo aproximado que depende de:

- La forma de la carena del buque.
- El calado y [asiento](#) del buque.
- Los apéndices del buque que modifican la hidrodinámica de la carena (hélices, timón, etc.).

Mediante el programa FreeShip se ha calculado esta resistencia al avance a través de la definición de las líneas de agua del buque.

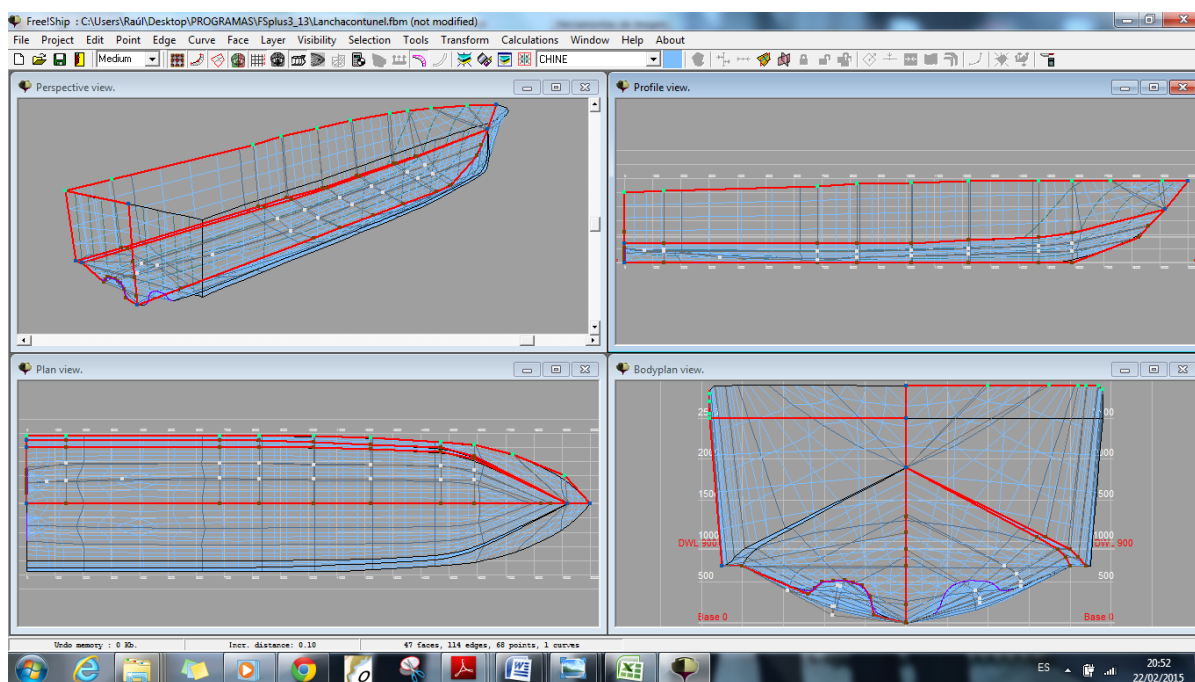


Figura 59. Definición de las líneas de aguas en 3D según Anexo III: Planos Rodman-66.

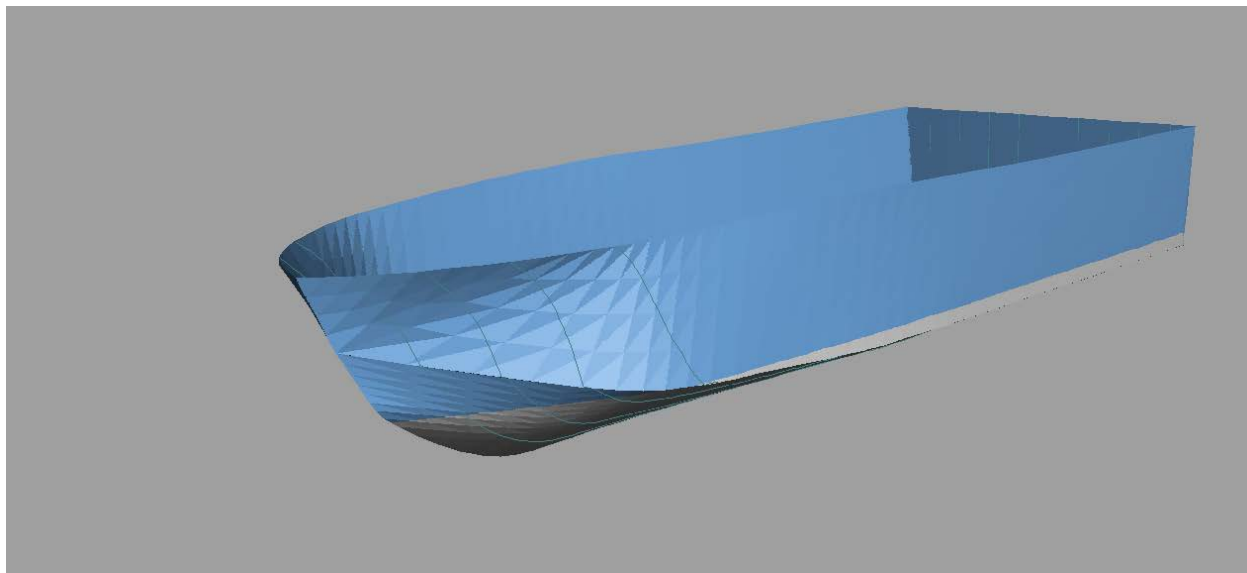


Figura 60. Perspectiva del casco del buque desde la amura de babor

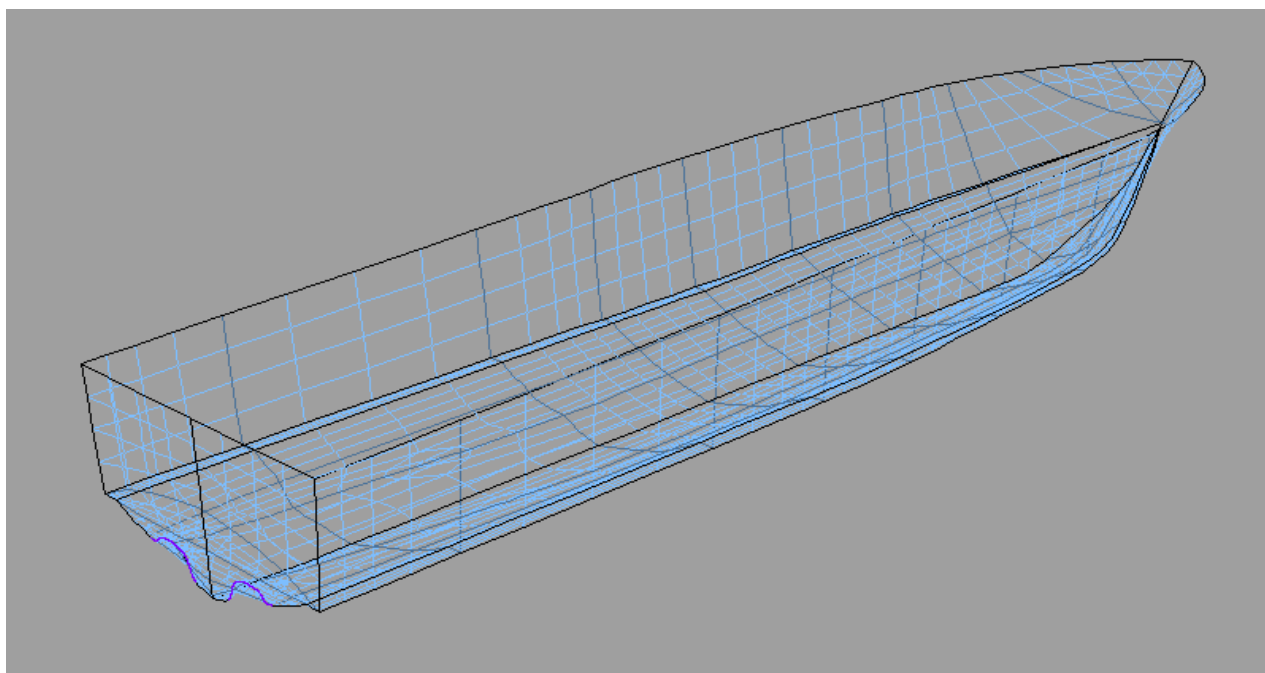


Figura 61. Perspectiva del casco del buque desde la aleta de estribor

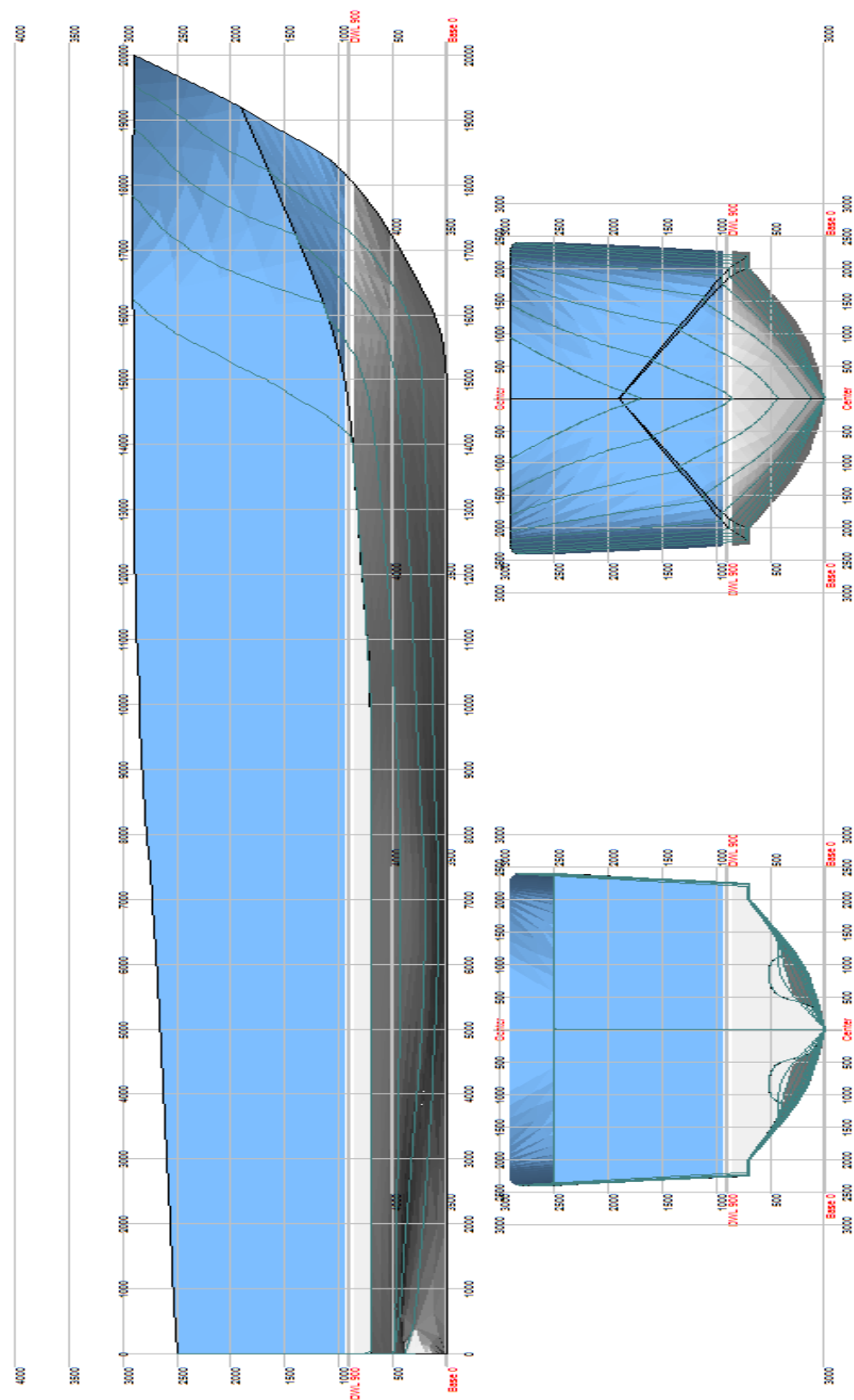


Figura 62. Planos del casco del buque realizados con el programa Freeship

Datos introducidos en el programa con respecto al casco:

Se han introducido los datos según Anexo III: Planos Rodman-66:

- Velocidad máxima: 24 nudos
- Velocidad estimada o de crucero: 15 nudos
- Calado medio: 0,828 m
- Asiento: 0,1 m
- Área mojada del espejo de popa: 2,025 m²
- Rugosidad absoluta del casco (fibra de vidrio): 1500 mkm [56]
- Factor de forma (influencia de la popa): -10 (Casco en forma de V) [57]
- Número de hélices: 2
- Diámetro de la hélice: 0,75 m
- Datos del bulbo: No presenta bulbo
- Suponemos condiciones ideales (mar en calma, sin viento,...): $K_e = 1.00$

A continuación deberemos seleccionar el método de predicción de potencia, es decir, el algoritmo que mejor encaje con el perfil de nuestro buque.

De entre los métodos de cálculo disponibles en el programa se ha escogido el método de Holtrop. Este método es un método aplicado a buques con cascos de desplazamiento y semi-desplazamiento. En el caso de un buque de nuestras características sería aplicable hasta la velocidad de 25,35 nudos, según [58], lo cual sería suficiente para que el buque alcanzase su velocidad máxima de 24 nudos.

Además, para hallar de forma más precisa la resistencia al avance del buque, se introducen los siguientes datos de los apéndices del casco (según Anexo III: Planos Rodman-66):

- Área arbotante: 0.360 m²
- Área sumergida de timones: 0.88 m²
- Área expuesta de ejes (con salida a 10°): 1.13 m²
- Área cojinete salida eje: 0.11 m²

General					
Minimal speed	0.00	knots	Water density	1.025	t/m ³
Estimate speed	15.00	knots	Viscosity	1.1890	m ² /s
Maximal speed	24.00	knots			

Hull			
☒ Extract data from current hull			
Length waterline, m_Lwl	17.949	Waterplane area, m ² _Swp	70.13
Beam waterline, m_Bwl	4.521	Displacement, m ³ _V	31.95
Midship draft, m_T	0.828	LCB, %_lcb	-6.626
Trim, m_dT	0.100	Prismatic coefficient_Cp	0.8502
Wetted surface, m ² _Sl	80.48	Operating coefficient Ke	1.00
Use estimate	☐	Import data for Ke calc	☐
Transom wetted area, m ²	2.025		
Bulbous area on F.P., m ²	0.000		
Z CoG of bulbous area, m	0.000		
Absolute roughness, mkm	1500		
After stern form coefficient Cstm	-10		
Number of propellers	2		
Propeller diameter, m	0.750		
☐ Extract half entrance angle from model - le			
☐ Add calculated by Holtrop-1984 method			

Figura 63. Datos introducidos en el programa

Appendage areas input:	
Shaft brackets area, m ²	0.360
Strut bossing area, m ²	0.110
Stabiliser fins area, m ²	0.000
Hull bossing area, m ²	0.000
Dome area, m ²	0.000
Exposed shafts area for angle with bulitoks:	
about 10 degrees	1.130
about 20 degrees	0.000
Keel and skeg area:	
Skeg, m ²	0.00
Bilge keels, m ²	0.00
Rudder area, m ² :	
One behind skeg/stern	0.00
Tween-screw rudders	0.88

Figura 64. Datos apéndices

Como se puede comprobar, los datos introducidos corresponden a parámetros de la lancha actual. Sin embargo, la resistencia al avance final calculada la consideraremos la misma que en el caso de retirar los ejes e instalar los Pods, debido a los siguientes motivos:

- No es posible, a través del software utilizado, calcular la resistencia al avance producida por la superficie mojada del Pod, aún disponiendo de las dimensiones de este.
- Se ha intentado obtener un valor aproximado de la resistencia al avance de un buque con Pods en función de su igual con ejes y timones pero hay discordancia entre las fuentes. Algunas fuentes afirman que “se mejora la eficiencia hidrodinámica en torno a un 10% debido a la eliminación del timón” [29], mientras que otras fuentes afirman que “aumenta el volumen de la [obra viva](#) buque bajo el agua” [52]. Teniendo estas consideraciones en cuenta se ha considerado que la resistencia al avance será la misma, ante la imposibilidad de realizar un estudio de mayor profundidad.

Y del software se obtiene la siguiente curva:

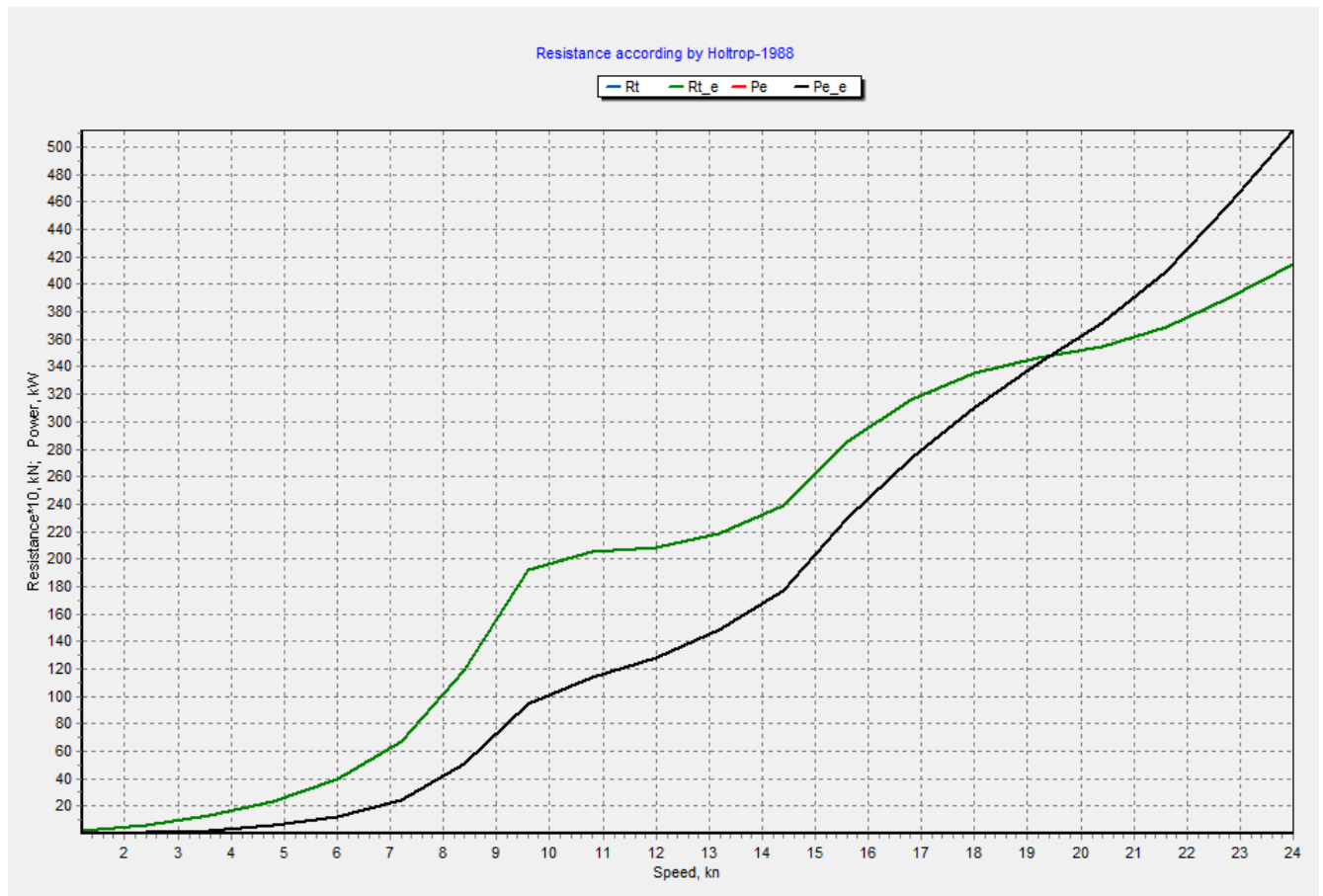


Figura 65. Gráfica Velocidad-Resistencia al avance/Potencia.

Velocidad (nudos)	Rt (kN)
0,00	0,00
2,50	2,39
5,00	2,47
7,50	6,98
10,00	15,38
12,50	18,16
15,00	23,12
20,00	33,08
24,00	41,24

Tabla 9. Resistencia al avance en función de la velocidad

El hecho de que la resistencia al avance no aumente a penas con la velocidad en el rango de 10 a 15 nudos es debido a que a 10 nudos es justamente cuando el buque sobrepasa su velocidad máxima debida a su eslora manteniendo su resistencia al avance aún aumentando la velocidad (comienzo del planeo).

3.4.2 Estimación de la potencia necesaria

Una vez calculada la resistencia al avance calculamos la tabla de potencias con la ecuación:

$$\text{Resistencia Total} \times \text{Velocidad del buque} = \text{Potencia efectiva}$$

Rt (kN)	Pot (kW)	Pot (hp)
0,00	0,00	0,00
2,39	3,04	4,08
2,47	6,29	8,43
6,98	26,71	35,82
15,38	78,43	105,18
18,16	115,79	155,28
23,12	176,87	237,18
33,08	337,44	452,52
41,24	504,76	676,90

Tabla 10. Potencias efectivas

- [Potencia efectiva](#) requerida a velocidad de crucero (15 nudos):

$$P_{ef} = 237 \text{ hp}$$

- Potencia efectiva requerida a velocidad máxima (24 nudos):

$$P_{ef} = \mathbf{676,90 \text{ hp}}$$

3.4.3 Cúbica de la hélice

Al haber obtenido la curva de potencia efectiva, podemos calcular la curva de demanda de potencia de la hélice, en la que la potencia entregada por la hélice, depende de la velocidad de giro del propulsor al cubo.

Para calcular esta función, según las gráficas de las series B de Wageningen [59], el [rendimiento propulsivo](#) de una hélice convencional como la que actualmente monta la lancha y con las características anteriormente descritas no superaría el 65%, considerándose en este proyecto un 60%. [58]

- Rendimiento propulsivo hélice Aquafoil: **60%**

Según fuentes consultadas [55] [60], el rendimiento propulsivo de una hélice contrarrotativa es un 10 -12% superior al de una hélice de paso fijo.

- Rendimiento propulsivo hélices contrarrotativas (Duoprop o similares): **70%**

Por lo tanto, las curvas de demanda de potencia obtenidas serían:

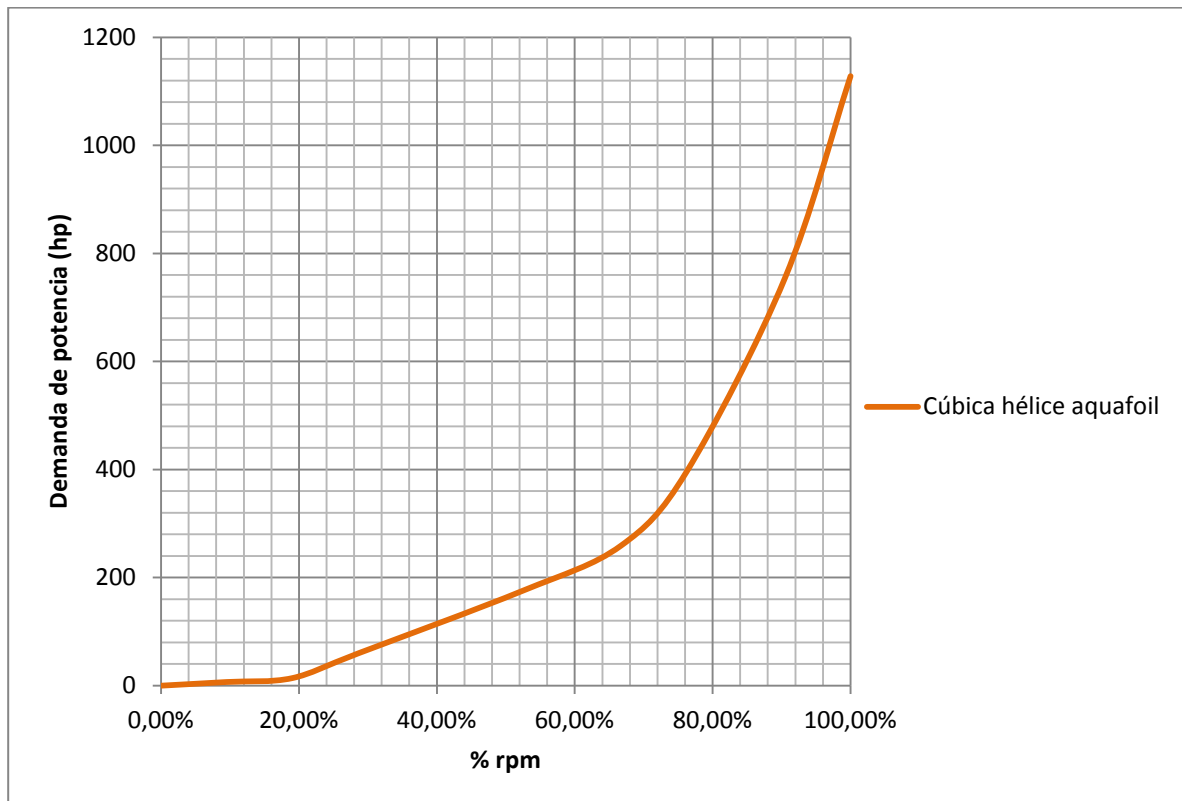


Figura 66. Demanda de potencia de la propulsión convencional

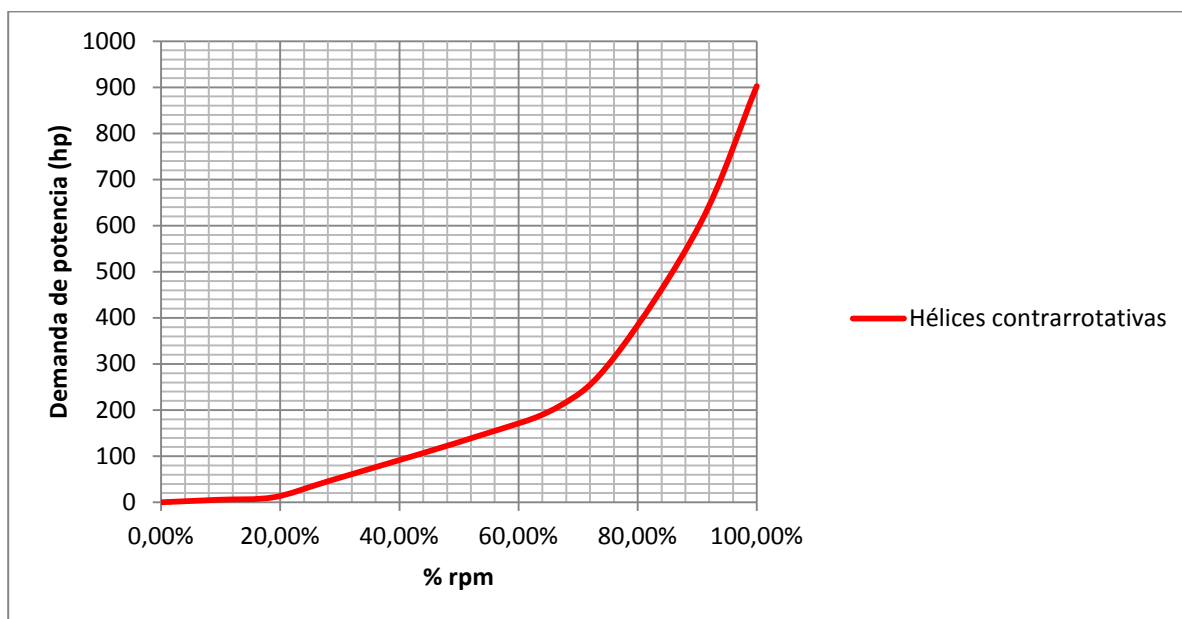


Figura 67. Demanda de potencia de la propulsión con Pod

Como vemos en las gráficas anteriores, la demanda de potencia de la hélice para un sistema Pod sería menor que la de un sistema convencional. Está sería la potencia nominal mínima que nuestro motor debería suministrar para el correcto funcionamiento del buque.

3.5 Comparativa de parámetros fundamentales

Para una selección óptima del motor diesel, teniendo en cuenta la máxima potencia disponible de los mismos, deberemos fijar, la siguiente información operacional de los mismos [61]:

Aplicación: Salidas en lanchas semanales de los alumnos

Horas previstas: 350-400 horas anuales

Perfil operativo: Representado en Tabla 4. Perfil operativo real.

Como método de selección, los fabricantes de sistemas de propulsión utilizan un sistema basado en una gama de diferentes ratings o rangos de operación que dividen los distintos motores en diferentes grupos en función de las siguientes características:

- Propósito del buque
- Tipo de casco
- Horas de operación
- Potencia necesaria

Nuestro motor C18 pertenece al rating C de Caterpillar para motores diesel marinos (según catálogo [61]), que básicamente, es para buques que utilizan un 50% del tiempo cargas de entre el 20% y el 80% de la potencia nominal. Los motores de esta clase se montan normalmente en ferries, remolcadores, buques de prácticos, pesqueros, yates con cascos de desplazamiento o pequeños cargueros. Las horas de operación típicas de este tipo de motores de entre 1000 y 3000 horas al año.

Teniendo en cuenta que la media de horas anuales reales de utilización de la lancha oscila entre las 350 y 400 horas, se considera elegir un rating E de Caterpillar, según catálogo [61]. Las horas de operación típicas de un rating E están entre las 250 horas y las 1000 horas al año. Este tipo de configuración se suele instalar en buques de recreo, buques de patrulla portuarios, algunos pesqueros y patrulleros. De entre los motores de este rating el único que es compatible con el sistema tipo Pod Zeus es el Diesel Cat C9 ACERT de 567 hp que será el que elijamos para nuestro estudio.

En el caso de Volvo Penta para motores diesel marinos, existen cinco ratings diferentes, según catálogo [35]. Para nuestra embarcación elegiremos el Rating 3 que comprende buques con demandas de velocidad y aceleración altas, para cascos de planeo o semi-planeo en funcionamiento cíclico. Además, en estos buques la máxima potencia podrá ser utilizada un máximo de 2 horas por cada 12 de operación.

De los motores Volvo que están dentro del rating elegido, barajamos:

MOTOR	POTENCIA (hp)	PRODUCTO
D11	510	IPS 650
D13	700	IPS 900

Tabla 11. Motores Volvo Penta IPS (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

Según [55], el nombre del producto indica el equivalente de potencia aproximado al que sustituiría el sistema Volvo (de menor potencia nominal) elegido. Teniendo esto en cuenta elegiremos para nuestro estudio el IPS 650 con motor D11-510 puesto que no necesitamos tanta potencia nominal como la que aporta el IPS 900 con motor D13-700.

- Candidatos para la posible remotorización:

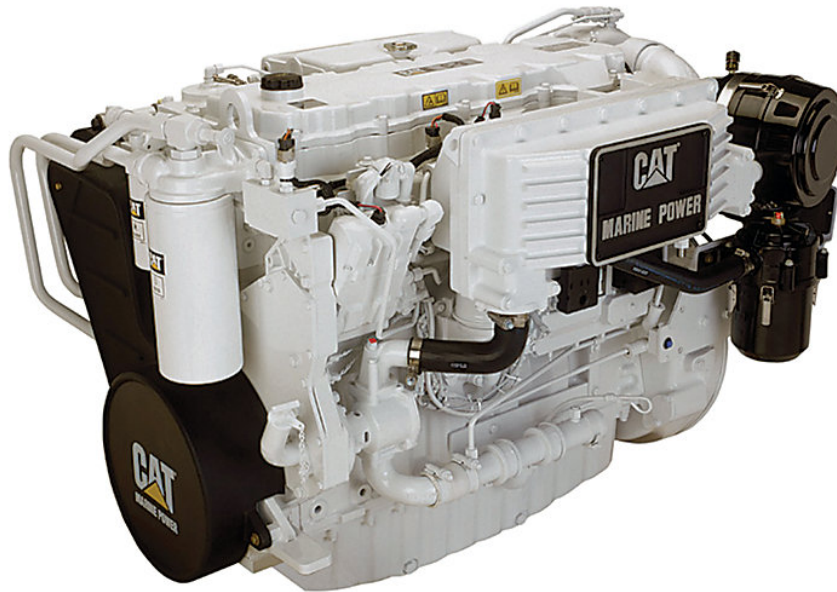


Figura 68. Cat C9 Acert [62]



Figura 69. D11-510 [63]

3.5.1 Comparativa potencias nominales

Siempre es preferible que se elija un motor con una potencia ligeramente superior a la necesaria, para disponer de una reserva de potencia para aceleraciones, ensuciamiento de casco, etc. La potencia ofrecida siempre debe estar referida a las mismas condiciones ambientales. No son comparables potencias desarrolladas bajo diferentes condiciones ambientales.

Condiciones Ambientales	Cat C18 715 hp	Volvo Penta IPS 650	Cat C9 Acert
Temperatura agua de mar (°C)	20° C ± 15°C	25°C	20° C ± 15°C
Temperatura aire de admisión	25°C	25°C	25°C
Humedad relativa	30%	30 %	30%
Normativa	ISO 3046-1:2002 NMMA procedure as crankshaft power	ISO 8665: 2007 IMCI procedures	ISO 3046-1:2002 NMMA procedure as crankshaft power

Tabla 12. Condiciones ambientales (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

Como se puede observar en la tabla, las condiciones ambientales en que los parámetros de los motores han sido medidos son similares y todos cumplen con la normativa ISO 3046 del 2002 o posterior.

➤ Por tanto podemos comparar directamente sus potencias nominales:

POTENCIA NOMINAL	Cat C18	Volvo Penta IPS 650	Cat C9 Acert
hp	715	510	567

Tabla 13. Potencias nominales (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

El motor de mayor potencia es el que actualmente lleva instalada la embarcación, sin embargo, necesita de una potencia mayor ya que la demanda de la hélice Aquafoil es sustancialmente mayor que la de las contrarrotativas. Por este motivo la comparativa se realiza en distintas gráficas.

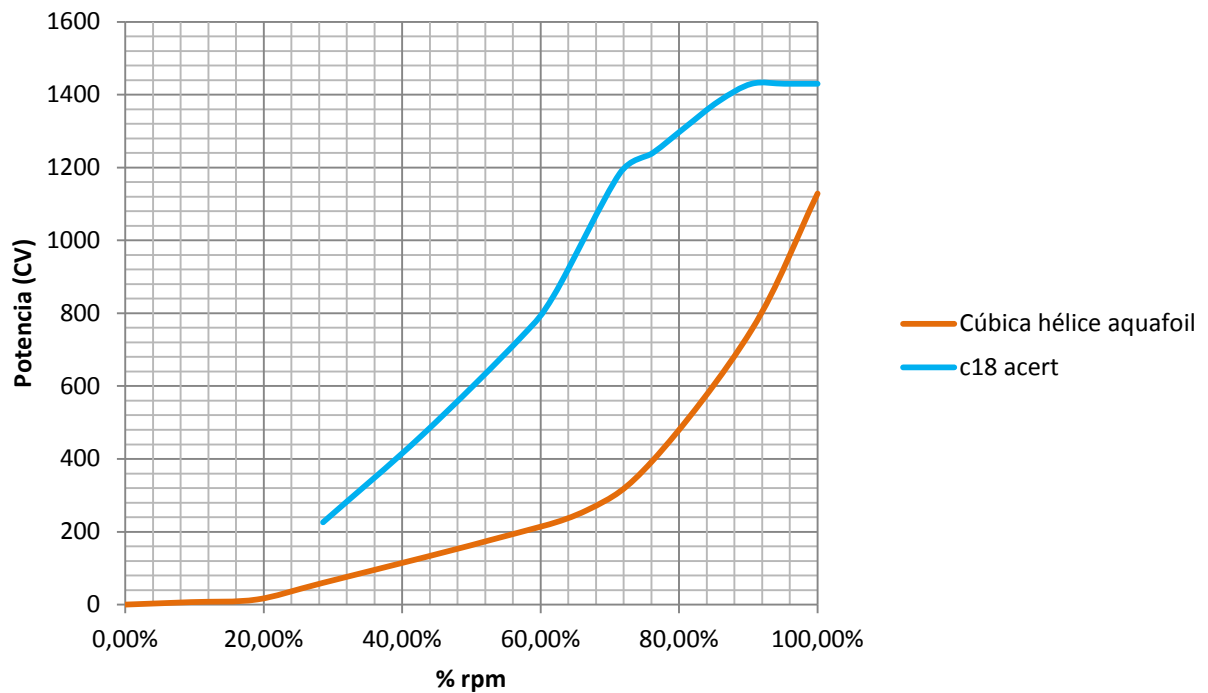


Figura 70. Curva MCR del motor C18 (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

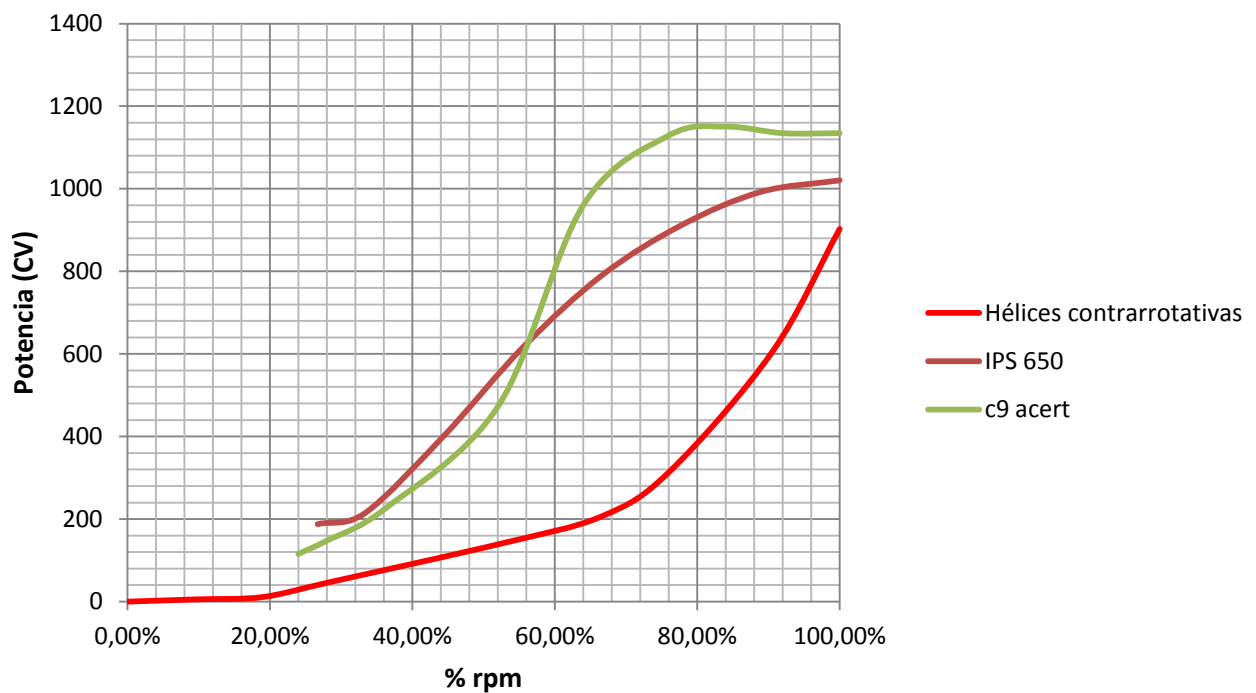


Figura 71. Curvas MCR del IPS 650 y del C9 Acert (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

Como se puede deducir de la gráfica, ambos motores son capaces de suministrar la potencia que la hélice necesita para funcionar a máxima carga, por tanto ninguno quedaría descartado. En cuanto a cual es el motor óptimo, debemos analizar esta gráfica teniendo en cuenta el perfil operativo de la

lancha. Como vemos a partir del 52% de rpm las prestaciones de potencia del C9 ACERT son mayores que las del IPS 650, sin embargo a bajas revoluciones el IPS 650 presenta una mayor área de funcionamiento. Según [44], sabemos que el perfil operativo utiliza un 92% del tiempo de funcionamiento un rango de potencia menor del 40% de la potencia nominal. Por lo tanto, la elección del IPS 650 sería más aconsejable teniendo en cuenta este perfil operativo.

Sin embargo, ante cualquier aumento de las pérdidas mecánicas de la transmisión o disminución de la eficiencia propulsiva de la hélice, la curva de demanda de la hélice se desplazaría hacia la izquierda. Como podemos observar, el C9 tendría un mayor margen de potencia (14,72%) en caso de que esto ocurriera, ya que su potencia nominal máxima es mayor. Sin embargo, el IPS 650 tiene un margen de potencia de un 11,57 % que según otros proyectos consultados ([58], [64]) es un valor suficiente para el diseño de un buque de estas características.

Por último comentar, que la motorización C18 tiene un margen de potencia de un 21,1% con respecto a la demanda de potencia, lo que se considera quizás un margen excesivo para un buque de estas características. Este hecho, unido a las especificaciones del rating del motor, nos lleva a concluir que la propulsión actual de las lanchas está sobredimensionada.

3.5.2 Velocidad de giro (rpm):

Es un indicador de los esfuerzos a los que se ven sometidas las partes móviles de un motor, así como del desgaste de los aros del pistón. En un motor de 4 tiempos en cada ciclo hay una carrera descendente y otra descendente, por lo que a mayor número de revoluciones por minuto, mayor desgaste de los componentes.

Velocidad de giro	Cat C18	Volvo Penta IPS 650	Cat C9 Acert
rpm	2100	2250	2500

Tabla 14. Velocidades de giro (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

Como se puede observar, el motor que menor velocidad de giro presenta es el C18 pero también es un motor de mayor potencia. Sin embargo, entre el IPS y el C9, cuyas potencias son similares, las rpm máximas del primero son menores que las del segundo, y por tanto su desgaste.

3.5.3 Par del motor

Este parámetro es fundamental a la hora de seleccionar un motor apropiado para nuestro proyecto. Observando las curvas de par que nos ofrece cada fabricante del motor, nos indican qué fuerza ejerce el motor para cada régimen de trabajo, por lo tanto podemos deducir en qué régimen trabaja mejor el motor y qué baches o picos óptimos ofrece.

A bajas revoluciones, el motor entrega muy poca potencia, y sin embargo, se mantienen muchas pérdidas mecánicas por rozamientos, haciendo que el par a bajas revoluciones sea siempre bajo. A muy altas revoluciones, se producen fenómenos mecánicos como elevados desgastes, vibraciones, flotación de los muelles de las válvulas o barridos insuficientes en los cilindros, lo que conduce también a caídas en el par motor. Normalmente, el fabricante programa una caída del par motor a partir de un número elevado de revoluciones.

Enfocado a buscar las mejores características para nuestro proyecto, nos interesan aquellos motores que ofrezcan mayor par en un régimen de velocidades constante, es decir, el intervalo de revoluciones en el cuál el motor trabaje con mayor alivio y todavía pueda ofrecer un buen aumento de potencia.

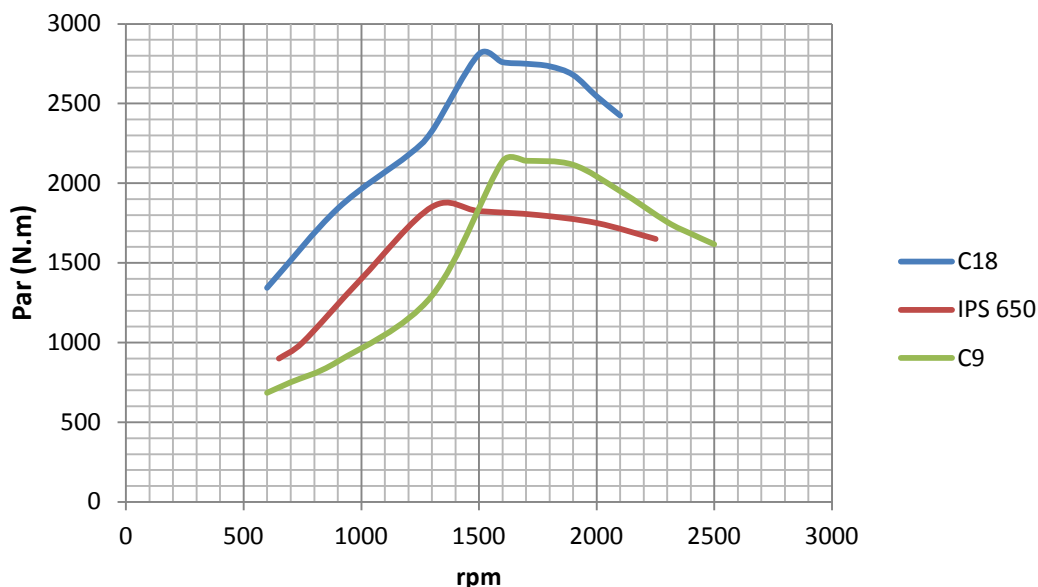


Figura 72. Curvas de par (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

Obviamente el C18 actualmente a bordo, ofrece mayor par en todo el rango de revoluciones, ya que está dimensionado para vencer una carga de hélice mayor. Entre los dos sistemas Pods, vemos que ocurre un caso similar a lo que nos encontrábamos en el apartado de las potencias, para revoluciones bajas el Volvo Penta nos daría mayor par mientras que el C9 nos brinda un buen par a partir de las 1500 rpm.

3.5.4 Número y disposición de los cilindros.

Estos dos parámetros definen tanto longitud como dimensiones del motor y consecuentemente, los esfuerzos de torsión en el cigüeñal. Generalmente, a mayor número de cilindros, menores esfuerzos de torsión y menor existencia de posibles deformaciones en el eje. En el caso que nos ocupa, los tres motores de estudio son de 6 cilindros en línea (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.), por lo que este apartado no afecta a la comparativa.

3.5.5 Cilindrada.

En principio, a mayor cilindrada de un motor, más robusto suele ser y necesita menos revoluciones para conseguir la potencia deseada, aunque el consumo suele ser un poco mayor. De esta forma, se reducen los esfuerzos de fatiga y se alarga la duración del motor. Como contrapartida, el precio del motor suele encarecerse.

Cilindrada	Cat C18	Volvo Penta IPS 650	Cat C9 Acert
Litros	18,1	10,84	8,82

Tabla 15. Cilindrada (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

3.5.6 Cumplimiento de emisiones contaminantes.

En este apartado, se describen las normativas más generales, cuyo cumplimiento deberá ser fundamental y obligatorio para el motor elegido. La normativa que deberá cumplir, será la normativa IMO, de nivel 2 como se describe a continuación [69].

➤ IMO:

Las normas de contaminación impuestas por la IMO se encuentran en el "Convenio Internacional sobre la Prevención de la Contaminación por los Buques", conocido como Convenio MARPOL 73/78 [65]. Este documento fue modificado por el "Protocolo de 1997", que incluye el anexo VI, titulado "Reglamento para la Prevención de la contaminación atmosférica ocasionada por los buques". Este Anexo establece límites a las emisiones de NO_x y SO_x de los escapes del buque y prohíbe las emisiones deliberadas de sustancias perjudiciales para la capa de ozono.

Las normas de emisión de la IMO se conocen comúnmente como de nivel 1, nivel 2 y nivel 3. Las normas de Nivel 1 se definen en la versión de 1997 del anexo VI. En cuanto a los niveles 2 y 3, surgieron a partir de las modificaciones en el anexo VI, aprobado en 2008.

La modificación del anexo VI, en concreto la instauración del nivel 2, entró en vigor en 2011 y tiene aplicación a todos los motores de nueva construcción a partir de ese año, mientras que el nivel 3, entrará en vigor a partir de 2016. Sin embargo, las normas de nivel 3 solo serán obligatorias en las llamadas ECA's (Áreas de control de emisiones) que incluyen las costas de EEUU y Canadá, Mar Báltico y del Norte. Las normas IMO son equivalentes a las EPA (Environmental Protection Agency) existentes en los EEUU:

Nivel	Entrada en vigor	Límites de NO _x (g/kWh)		
		n < 130	130 < n < 2000	n > 2000
<i>Tier I</i>	2000	17.0	$45 \cdot n^{-0.2}$	9.8
<i>Tier II</i>	2011	14.4	$44 \cdot n^{-0.23}$	7.7
<i>Tier III</i>	2016	3.4	$9 \cdot n^{-0.2}$	1.96

Tabla 16. Límite de emisiones de NO_x [70]

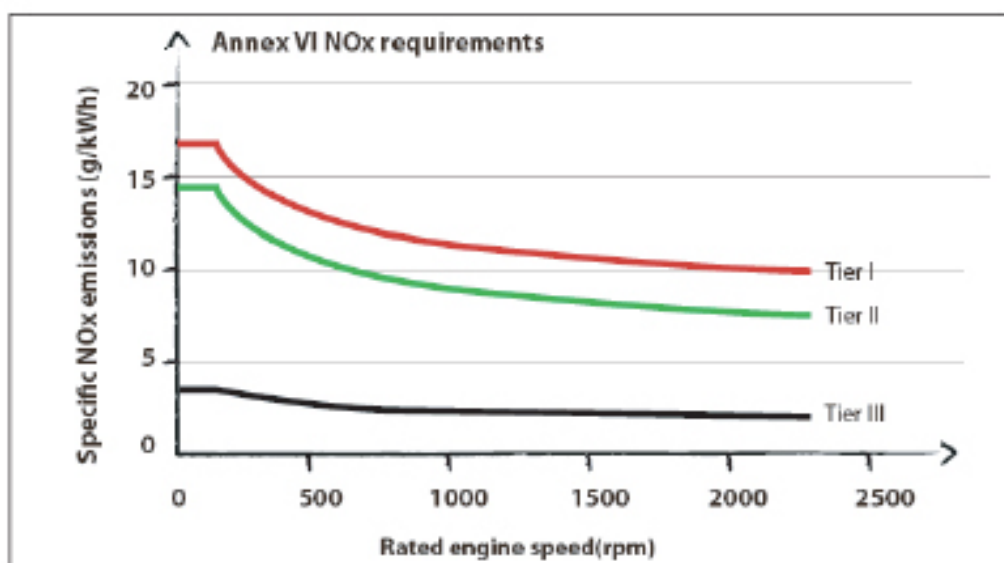


Figura 73. Emisiones de óxidos nitrosos máximas permitidas [66]

En cuanto a la normativa de emisión de SO_x, se limitan al contenido de azufre del combustible utilizado. Por tanto, los motores analizados cumplirían las siguientes condiciones:

Condiciones ambientales	C18	D11	Cat C9 Acert
<i>Tier II</i>	✓	✓	✓
<i>Tier III</i>	X	✓	X

Figura 74. Condiciones ambientales (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

Sólo el motor Volvo Penta cumpliría con las más altas exigencias de emisiones [67]. Sin embargo, los tres cumplirían con los requisitos mínimos de emisiones ambientales (nivel II).

3.5.7 Pesos.

Debemos tener en cuenta, que para comparar los pesos de varios motores entre sí, es preciso utilizar las mismas condiciones en el pesaje, ya que si no, estaríamos obteniendo un resultado erróneo.

Estos datos de peso, serán utilizados posteriormente para el cálculo de la potencia específica y serán también de gran importancia en el apartado de adaptación.

Pesos	Cat C18	Volvo Penta IPS 650	Cat C9 Acert
<i>kg (sin Pod)</i>	1673	1145	947
<i>kg (pack con Pod)</i>	X	1800	1600

Tabla 17. Pesos (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

3.5.8 Potencia específica.

Es la potencia en kW desarrollada por el motor por kg de peso del mismo. Este factor, junto con el peso del motor, permite establecer una base comparativa efectiva de cuál es la solución más idónea.

Potencia específica	Cat C18	Volvo Penta IPS 650	Cat C9 Acert
<i>kW/ kg (sin Pod)</i>	0,319	0.327	0.446
<i>kW/ kg (pack con Pod)</i>	X	0.208	0.276

Tabla 18. Potencia específica

3.5.9 Dimensiones.

Para comparar las dimensiones de los tres motores entre sí, se utilizarán distancias máximas de cada uno de ellos sin tener en cuenta las dimensiones de sus reductoras.

Las dimensiones, serán utilizadas posteriormente para el cálculo de la potencia volumétrica y serán también de gran importancia en el apartado de adaptación.

Dimensiones	Cat C18	Volvo Penta IPS 650	Cat C9 Acert
Largo (m)	1,504	1,308	1,198
Ancho (m)	1,077	0,940	0,960
Alto (m)	1,144	1,029	0,983
Volumen (m ³)	1,853	1,265	1,130

Tabla 19. Dimensiones (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

3.5.10 Potencia volumétrica

- Es la potencia en kW desarrollada por el motor por m³ de volumen del mismo.

Cilindrada	Cat C18	Volvo Penta IPS 650	Cat C9 Acert
kW/m ³	287,6	296,44	374,33

Tabla 20. Potencia volumétrica

3.5.11 Consumo específico de combustible.

Esta característica es una de las más importantes del proceso de selección. Es la cantidad de combustible que necesita un motor para suministrar una determinada unidad de potencia por unidad de tiempo. El consumo específico es una forma de expresar el rendimiento del motor, en el sentido que relaciona consumo con prestaciones. Cuanto menor sea el consumo específico de un motor, mejor es su rendimiento.

Para realizar la comparativa, debemos disponer de los consumos específicos de las condiciones ambientales reales del motor y que estas sean las mismas para los tres motores. En caso contrario, habría que realizar correcciones por variación de estas condiciones.

Condiciones	Cat C18 715 hp	Volvo Penta IPS 650	Cat C9 Acert
Temperatura (°C)	16 ° C	15° C	16 ° C
Poder calorífico inferior combustible (kJ/kg)	42780	42700	42780
Densidad combustible (g/L)	838,9	840	838,9

Tabla 21. Condiciones datos consumo específico (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

Como podemos comprobar, las condiciones de las pruebas que se le han realizado al motor para obtener los consumos de combustible son similares, por lo que se puede comparar de forma directa entre consumos específicos.

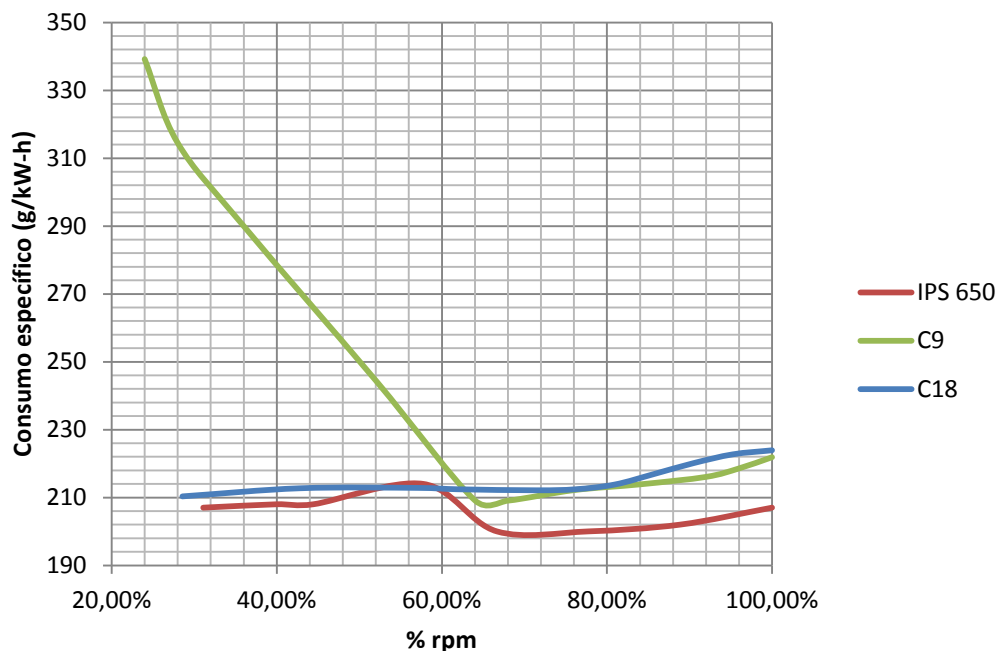


Figura 75. Consumos específicos de los tres motores (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

Como se puede observar en la gráfica, el consumo específico del motor C9 a bajas revoluciones es mucho mayor que el de los otros dos motores, teniendo su zona de consumo óptima a partir del 60% de las rpm.

En cuanto a los consumos específicos del C18 y del IPS, vemos que el del IPS es ligeramente menor que el del C18 a lo largo de todo el rango de revoluciones. Además, se debe tener en cuenta que, en general, el consumo específico es una medida del rendimiento de un motor. Por tanto, al comparar dos motores de distintas potencias que tienen consumos específicos similares, el de menor potencia siempre va a consumir menos que el de mayor potencia, en tanto que este cumpla con los requisitos mínimos para propulsar el buque, como es el caso del IPS.

3.5.12 Estudio de consumos.

Este es el concepto clave en nuestra decisión, ya que es uno de los motivos principales por el que se plantea esta remotorización. Se pretende dar una aproximación del combustible consumido a lo largo de un año cada uno de los tres motores, según el perfil operativo.

De esta manera, podremos saber si a la larga, el ahorro de combustible que nos proporcione un motor u otro compensará sus costes de adquisición. A continuación, se muestra una gráfica con el consumo de combustible de cada motor en función de la carga que se le esté aplicando.

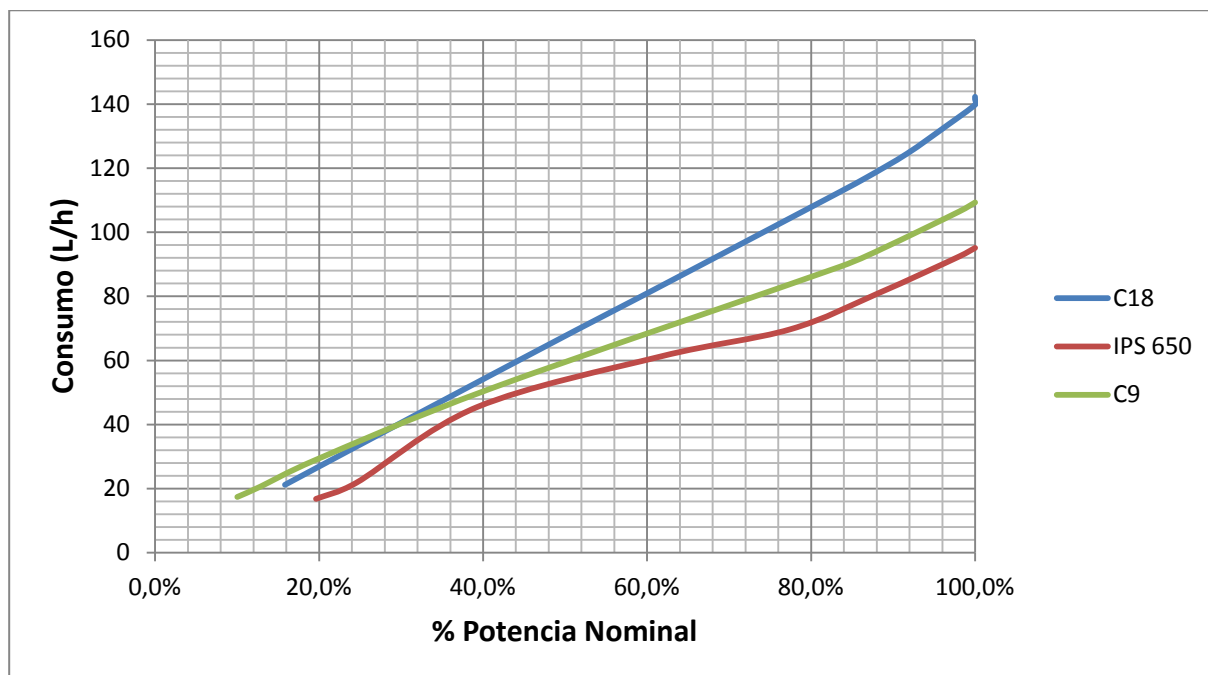


Figura 76. Consumos (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

Para hacer una estimación del consumo anual utilizaremos los catálogos técnicos de cada motor según el perfil operativo del buque y lo compararemos con los datos anuales reales.

Horas anuales	% Potencia Nominal	Horas en función del perfil operativo	Consumo Medio C18 (L/h)	Consumo Medio IPS 650 (L/h)	Consumo Medio C9 (L/h)
350 h aprox.	0-40 %	324	21,2	16,8	17,4
	40-70%	19,95	68	53	60,2
	70-100%	5,74	110	72	87
Total litros anuales/motor			8864,11	6919,62	7343,97
Total litros anuales de los 2 motores			17728,23	13839,25	14687,9

Tabla 22. Consumo anual de cada motor. (Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.)

El dato de consumo de combustible anual medio aportado por el Núcleo de lanchas es reseñablemente inferior al que se obtiene aquí: 11500-12500 L/ año (datos de 2013-2014). Vemos que existe una diferencia de un 27% que es una cantidad extremadamente alta. Este error reside en varios aspectos que no se han tenido en cuenta:

- Los datos de consumo que aparecen en los catálogos técnicos están calculados para buques con cascos de desplazamiento. Los cascos de semi-desplazamiento necesitan ser ensayados previamente para determinar exactamente el combustible que consumen, ya que éste es menor que en el caso de los de desplazamiento.
- Los datos de consumo que aparecen en los catálogos técnicos están calculados para una carga de hélice determinada. Sin embargo, en las horas que los motores pasan arrancados,

permanecen gran cantidad de horas en períodos de calentamiento o desembragados del eje, por lo que su consumo es sustancialmente menor. Se ha comprobado, según datos aportados por el Núcleo de Lanchas de Instrucción, que el C18 debido a estas consideraciones con respecto al consumo, consume al ralentí un 30% menos de combustible (entorno a 15 L/h) de lo indicado en catálogo al mínimo de revoluciones (600 rpm).

- Se ha estimado, además, que del total de horas de funcionamiento del motor, este pasa desembragado un tercio de las horas totales.

Por tanto, teniendo estas consideraciones en cuenta, se calcula un consumo total de 11.523 L/año. Como se puede apreciar, este dato es similar al de consumo real.

Para lo que nos ocupa en este proyecto, se utilizará el dato de 11.523 L/año. Para poder establecer una comparativa fiable, se establecerá una correlación considerando que los consumos del Volvo Penta y del C9, serán un 35% inferiores a lo calculado según catálogo. Obteniendo entonces:

Consumo Considerado	C18	IPS 650	C9
<i>Total litros anuales de los 2 motores</i>	11.523	8.995	9.547

Tabla 23. Consumos anuales considerados

3.6 Cálculo de la hélice

En una propulsión convencional, hélice y motor se diseñan de forma independiente. Para dimensionar y diseñar una hélice tendríamos que tener en cuenta los siguientes aspectos [68]:

- Tipo de embarcación y servicio
- Peso del buque
- Propulsión
- Tipo de hélice
- Relación de transmisión
- Material de la hélice
- Calado de la hélice
- Diámetro máximo
- Ratio del área de las palas

Teniendo estos datos en cuenta y utilizando un software apropiado (ej. Hydroprop Expert) se obtendrían los valores óptimos de diseño de la hélice, para poder elegir después en catálogo.

Sin embargo, en el caso particular de Volvo Penta, las hélices compatibles con el IPS 650 vienen clasificadas en catálogo [69] según el tipo y la velocidad máxima de diseño del casco.

Hélices de Volvo Penta IPS para buques de semi-planeo: TS, PS, QS

Hélices de Volvo Penta compatibles con IPS650: PS4, P1-P7.

Las únicas que podrían satisfacer las dos características son las hélices PS4 que además están diseñadas para velocidades máximas de entre 21 y 24 nudos, que coincide con el diseño del casco. Como característica, decir que las hélices frontal y trasera no son iguales, ya que la primera es de cuatro palas y la segunda de tres palas.

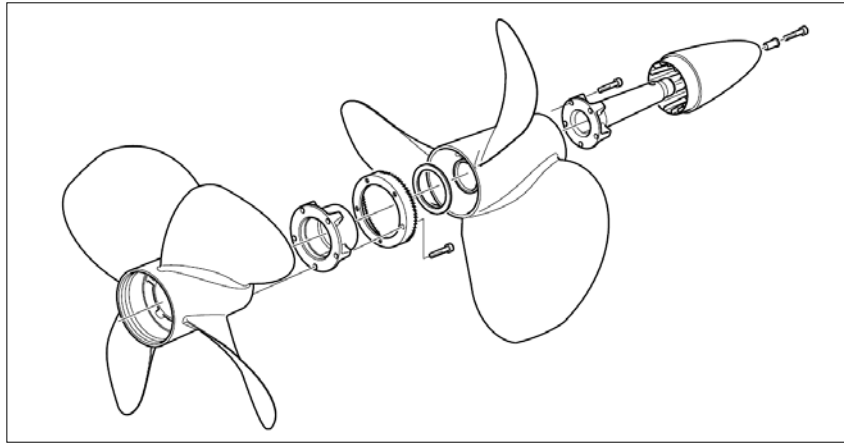


Figura 77. Hélice PS4 [74]

En el caso del Zeus, también vienen clasificadas por catálogo [70], según la potencia del motor. Para motores de hasta 500 hp, Mercury proporciona las hélices Z-series, mientras que hasta 700 hp tenemos las M-series. Aunque la potencia del motor es de 567 hp, la configuración del C9 con cola Zeus suele llevar una hélice frontal Z-16 de cuatro palas y una trasera Z-17 de tres palas, muy similares a las PS4 que monta el IPS [53].

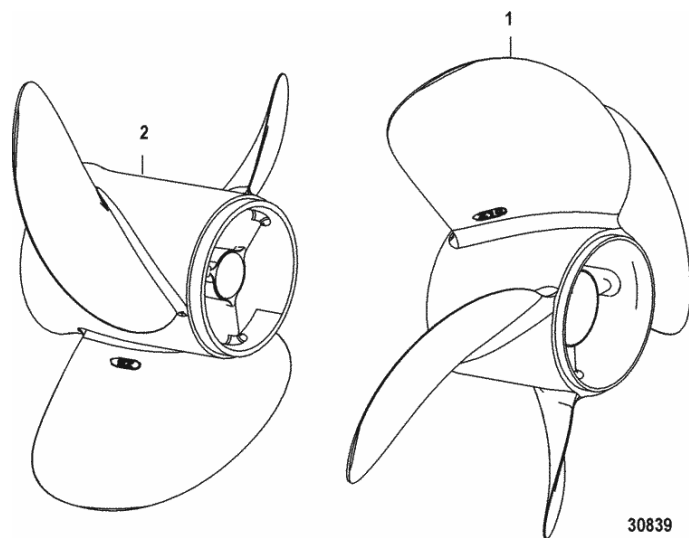


Figura 78. Hélices Z-16 y Z-17 [74]

3.7 Adaptación

La potencial ventaja de los Pods, que es su mayor rendimiento propulsivo, sólo se puede lograr de forma completa si el diseño del casco y el rango de potencias concuerdan perfectamente.

Lo primero que debemos plantearnos al estudiar la adaptación de un sistema Pod a un buque es si el casco es válido para adaptar dicho sistema.

La lancha cuenta con un casco en forma de V de [astilla muerta](#) variable. Este casco además es de semi-desplazamiento y cuenta con dos túneles para las hélices. Está fabricado en PRFV con laminado monolítico, más conocido como fibra de vidrio. La estructura de toda la embarcación se ha realizado sobre un molde negativo con la forma del casco, a la que se le han añadido después los refuerzos longitudinales y transversales. [20]

Para determinar si el casco es válido para la instalación de nuestros sistemas Pod, sería necesario contar con toda la información del buque, así como los planos 3D del casco. De este modo, las oficinas técnicas de cada uno de los fabricantes podrían determinar, con la ayuda de software específico, la posibilidad de la adaptación y en caso necesario, las modificaciones reales que habría que realizar al casco.

Ya que no se puede determinar de forma precisa si se puede realizar la adaptación, se darán unas líneas generales de qué factores se deberían tener en cuenta para dicho proceso:

3.7.1 Forma del casco

Los sistemas Pod suelen dar mejores resultados y alcanzar rendimientos más altos en cascos de astilla muerta constante que en los de astilla muerta variable. El motivo es que la resistencia al avance del buque suele ser mayor con grandes variaciones de la astilla muerta del buque en comparación con un buque de sección constante. Sin embargo, para determinadas cargas, la astilla muerta variable puede ayudar a que el casco se levante de proa y se alcance una mayor velocidad.

Además, en determinados cascos con secciones de gran convexidad o concavidad en la popa pueden comprometer la instalación del Pod. Estas características serían estudiadas por expertos de la empresa.

En el caso particular de la lancha, sus secciones no tienen una gran convexidad, aunque su casco sí es de astilla muerta variable. Sin embargo, en ningún punto este ángulo es superior al límite de 20° que establece Volvo Penta (el límite es un poco mayor para el Zeus ya que va alojado en el túnel) por lo que el montaje sería en un principio posible. [71]

3.7.2 Túneles de las hélices

Como se puede analizar en el Anexo III: Planos Rodman-66 el casco de la lancha presenta túneles en popa, en la zona donde van alojadas las hélices. La opción de utilizar túneles en el casco es una alternativa que presenta ciertas ventajas para buques con ejes inclinados o con waterjets. Estos, se suelen instalar en buques con casco de semi-desplazamiento [72]. Estas características han de ser tenidas en cuenta a la hora de modificar o no el casco. Las mejoras alcanzadas al utilizar un túnel parcial, como el del casco de la lancha, incluyen [73]:

- Reducción del calado en navegación del buque.
- Mejora la protección de la hélice.

- Reducir el ángulo del eje, reduciendo los esfuerzos torsores que este sufre y mejorando la flexibilidad a la hora de alojar las máquinas.
- Aumentar el diámetro de las hélices, disminuyendo la posibilidad de cavitación y de erosión de la hélice.

Sin embargo, cada una de estas características, dependiendo de las formas del buque puede presentar también serias desventajas [73]:

- Al reducir el calado del buque con los túneles, buscando una mayor velocidad, también se reduce el levantamiento dinámico de la proa a velocidades de semi-plano (por encima de 10 nudos). Ello hace que el buque vaya más lento a estas velocidades, consiguiendo el efecto contrario al deseado. Este efecto se puede controlar con los llamados trim-tabs (flaps de trimado) que aumentan la velocidad a velocidades de semiplano haciendo que la proa no se levante demasiado. Sin embargo, estos deben instalarse correctamente ya que pueden incrementar de forma considerable la resistencia al avance a altas velocidades. Tanto Volvo Penta IPS como Cat Zeus Pod Drive disponen de este sistema.
- Se disminuye el desplazamiento del buque, perdiendo por tanto flotabilidad.

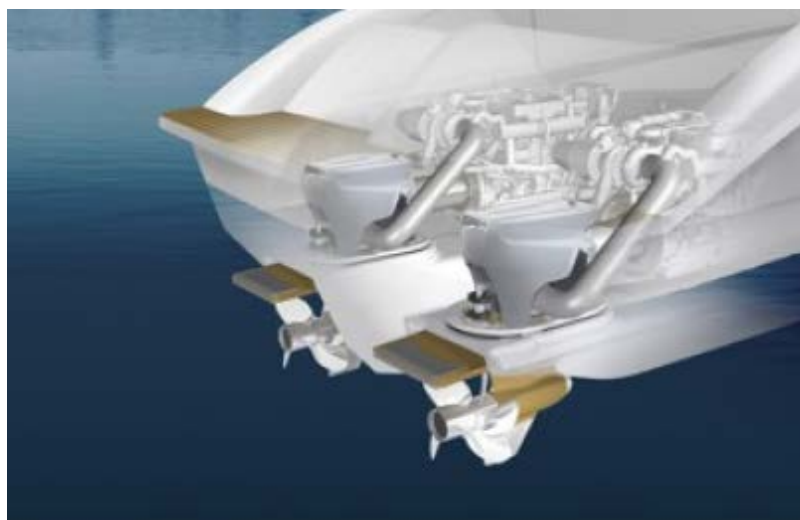


Figura 79. Zeus trim-tabs [74]

- Se debe tener muy en cuenta la distancia entre el extremo de la hélice y el casco. Cuando esta distancia es grande se reducen rozamiento y erosión con el casco, pero a costa de reducir el rendimiento propulsivo. Por otro lado, cuando se disminuye esta distancia para ganar rendimiento propulsivo, el rozamiento y erosión con el casco aumenta y se reduce la maniobrabilidad al dar atrás. Estos parámetros deben ser fijados por la empresa, buscando el punto óptimo de funcionamiento.

Teniendo estos factores en cuenta, se debe señalar una diferencia fundamental entre la instalación del Volvo Penta y la del Cat Zeus. En el primer caso el sistema Volvo Penta necesita de un casco con líneas planas, sin túneles para su colocación, mientras que el Zeus si va instalado en un túnel cuya parte superior se ha aplanado para la colocación del Pod.

Por tanto, para adaptar el casco para un sistema IPS se deberían eliminar los túneles de popa dejando planas las líneas del buque, mientras que para el Zeus, habría que modificar los túneles actualmente contruídos en la embarcación y adaptarlos a la forma requerida, aplanando la parte superior.



Figura 80. Instalación cuádruple de Volvo Penta IPS en casco plano [75]



Figura 81. Colocación de los Zeus Pod drives en sus túneles. [80]

Como podemos observar en las imágenes ninguno de los dos sistemas se adapta completamente al casco actual de la lancha (Anexo III: Planos Rodman-66), por lo que la modificación de este sería necesaria.

Esta modificación incluiría (según información de Rodman Polyships):

- Cortar el fondo del casco y cortar los túneles.
- Replantear y diseñar el fondo del casco para alojar unidades Pod y para soportar esfuerzos estructurales de los polines del nuevo motor.
- Colocación de polines y nuevo laminado.
- Montaje de los Pods.

3.7.3 Posición transversal

La distancia de los Pods a la línea de [crujía](#) va a tener vital importancia en la maniobrabilidad del buque. Aumentando la distancia entre los dos Pods se mejorará el manejo del buque a alta velocidad, pero sobre todo a bajas velocidades.

Según especificaciones de Volvo Penta (Anexo VI: Planos Volvo Penta) se recomienda, para una [astilla muerta](#) de 18° en la sección transversal de la cámara de máquinas, una distancia óptima entre centros de 1400 mm.

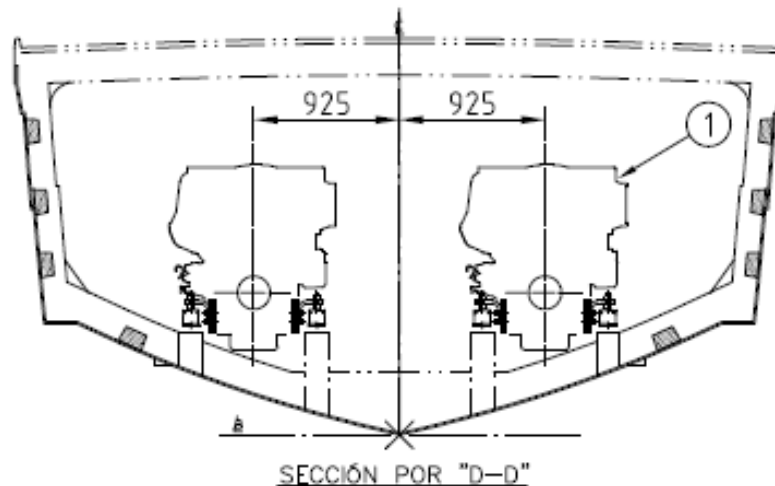


Figura 82. Recorte plano “Disposición General Interiores” (Anexo III: Planos Rodman-66)

Como vemos en la figura la distancia entre los centros de los motores es de 1850 mm, por tanto, sería suficiente para evitar interferencias entre Pods.

Sin embargo, si esta distancia de 1850 mm entre centros de los motores fuese demasiado grande, podría hacer que los Pods se peguen demasiado a los costados aumentando el riesgo de ventilación, sobrecarga e incluso cavitación durante las viradas [55]. Aproximadamente, se debe dejar como mínimo un margen de 190 mm con respecto a la prolongación de la banda, para evitar este problema.

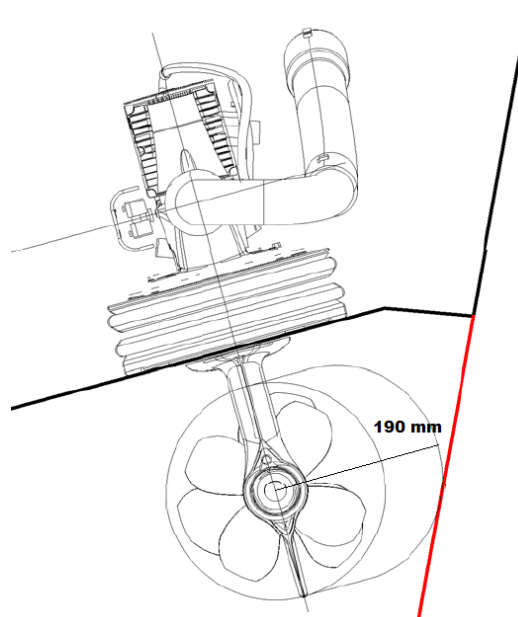


Figura 83. Margen lateral mínimo del Pod con respecto a la banda [58]

3.7.4 Posición longitudinal

La única especificación que Volvo indica es que el tubo de escape que une el motor con el Pod tiene que estar como mínimo a 50 mm del mamparo de popa (Anexo VI: Planos Volvo Penta). Zeus Pod Drive, en cambio, requiere una serie de características en la forma de la popa del buque y del codaste (Anexo VI: Planos Zeus Pod Drive). En los buques de nueva construcción se busca que los Pods estén lo más a popa posible, lo cual implicaría serias modificaciones en nuestro buque. Implicaría:

- Modificar el compartimento del servo para instalar lo más a popa posible tanto los polines de los motores como los Pods. Como ni el sistema hidráulico de gobierno ni los timones serían necesarios, habría que extraerlos del interior del buque.
- Mover los grupos auxiliares a proa para dejar espacio en la colocación de los motores.
- Adaptar las tomas de agua y combustible a la disposición de los nuevos motores.

Sin embargo, todos estos aspectos deberían ser estudiados por técnicos de Volvo Penta o de Zeus para adaptar de forma óptima los Pods, siguiendo las especificaciones de cada modelo.

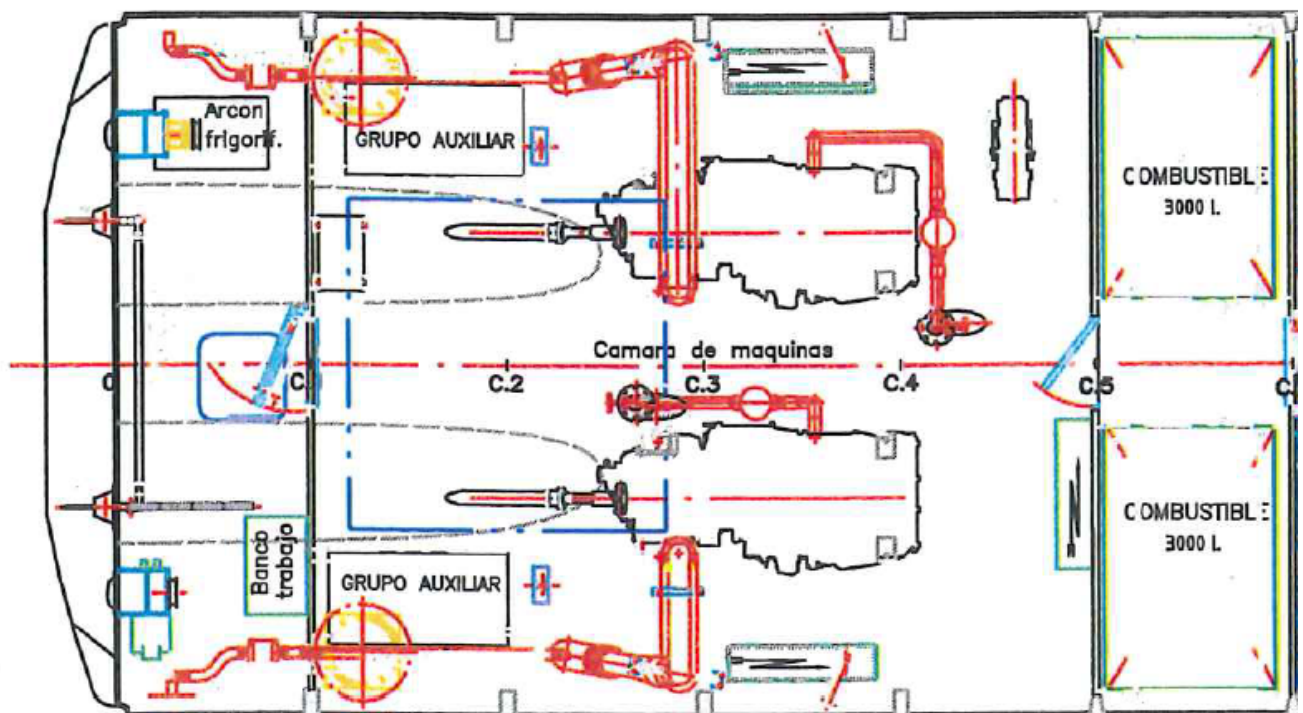


Figura 84. Distribución cámara de máquinas. (Anexo III: Planos Rodman-66)

3.7.5 Efectos en la estabilidad y maniobrabilidad

Al realizar la operación de desmontar el sistema de propulsión antiguo compuesto por motores, reductora, ejes y timones y sustituirlo por un sistema de dos motores Volvo Penta/C9 con sus correspondientes Pods, estamos realizando un desembarco y embarco de pesos en distintas

posiciones que puede provocar modificaciones en la estabilidad del buque, así como en su velocidad máxima, autonomía,...

La estabilidad se refiere a la cualidad de un buque que le permite volver a la flotación de equilibrio. Cuando nos referimos a la estabilidad del buque debemos distinguir entre dos tipos: la estabilidad transversal y la estabilidad longitudinal. En la estabilidad transversal se estudian los movimientos del buque respecto al plano que contiene a la línea de crujía, mientras que en la estabilidad longitudinal, los movimientos respecto al plano que contiene a la [cuaderna maestra](#).

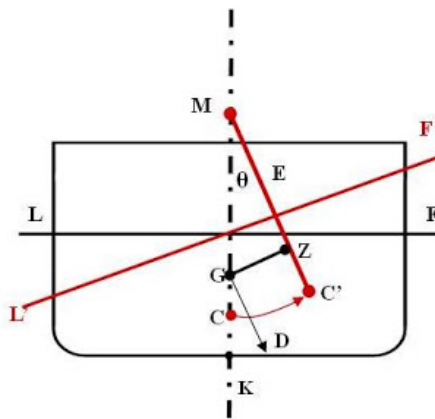


Figura 85. Estabilidad transversal [80]

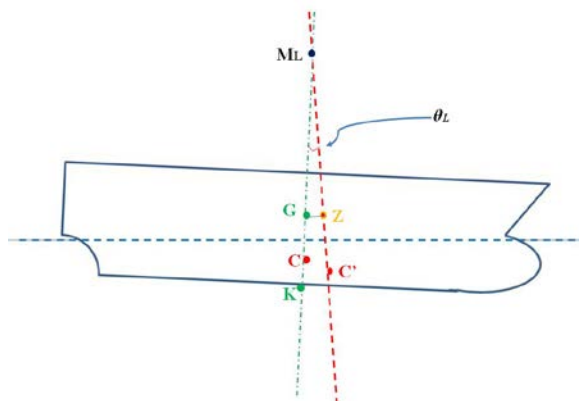


Figura 86. Estabilidad longitudinal [80]

Para realizar un cálculo de estabilidad más preciso, habría que realizar el análisis de la adición de pesos en un software como el Autoship, con el que obtendríamos el [asiento](#), nuevo centro de gravedad y resistencia longitudinal teniendo en cuenta las formas del buque. En este proyecto, se ha supuesto que tanto el TPC (Toneladas por centímetro de inmersión) como el MT1 (Momento para variar un centímetro el asiento) tienen un valor constante igual al que se obtiene introduciendo un calado de 0.8275 m en las curvas hidrostáticas (Anexo IV: Curvas hidrostáticas originales y experiencia de estabilidad). Esta aproximación solo es válida para pequeñas variaciones de calado.

Debido a que vamos a embarcar y desembarcar pesos que son aproximadamente iguales a ambas bandas (simétricos) podemos afirmar que la estabilidad transversal del buque no va a variar de manera significativa debido a la remotorización. Sin embargo, si existen variaciones en los calados debido a movimientos longitudinales de pesos, las curvas de estabilidad originales del buque dejarían de ser válidas, haciendo necesario el cálculo de unas nuevas.

En cuanto a la estabilidad longitudinal, sí se va a ver afectada por los pesos que quitemos y sobre todo por donde coloquemos los dos motores Volvo Penta/C9 y sus Pods. De hecho, será crítica a la hora de encontrar en lugar óptimo para nuestro Pod.

Para comenzar con el cálculo de estabilidad lo primero que necesitamos hallar es el Centro de Flotación. Es el centro geométrico o centro de gravedad del plano de flotación.

Por ese punto pasa el eje transversal de giro o eje de asiento del buque, alrededor del cual gira el mismo cuando cabecea en aguas tranquilas o cuando sufre modificaciones en su asiento. Según planos del casco en 3D del software Freeship (distancias desde eje del timón):

$$X_{cf} = 7,66 \text{ m}, X_{cmaestra} = 7,5$$

Realizamos el cálculo de estabilidad longitudinal según la hoja de cálculo del capítulo 13 de la publicación I-CP-03 “Estabilidad” de la Armada Española y los apuntes de la asignatura “Construcción naval” [76]:

CONDICION ORIGINAL		
CENTRO FLOTACION	0,2	m a Popa de la CM
ESLORA ENTRE MARCAS <u>CALADO</u>	17,65	
MT1	0,984	
TPC	0,765	

Tabla 24. Datos de condición original (Anexo IV: Curvas hidrostáticas originales y experiencia de estabilidad)

Los datos de los pesos siguientes añadidos en la tabla han sido obtenidos a través de Rodman Polyship y catálogos de los motores (Ver Anexo V: Catálogos C18, C9 y D11.). Las distancias se han considerado según los cambios supuestos en el apartado Posición longitudinal, las especificaciones de Volvo Penta (Según Anexo VI: Planos Volvo Penta) y los espacios disponibles (Anexo III: Planos Rodman-66).

HOJA DE CÁLCULO LONGITUDINAL							
1	2			3	4	5	6
PIEZA	PESOS EN TONELADAS			DISTANCIA A/HACIA PROA (m)	MOMENTO A PROA (ton.m)	DISTANCIA A/HACIA POPA (m)	MOMENTO A POPA (ton.m)
	Em	Des	Trans				
C18 (2)		3,346			8,6996	2,6	
REDUCTORAS (2)		0,512			1,9968	3,9	
EJES (2)		0,149			0,7748	5,2	
HELICES (2)		0,15			1,065	7,1	
TIMONES (2)		0,22			1,694	7,7	
SIST. SERVO		0,09			0,684	7,6	
AUXILIARES (2)			0,484	2,6	1,2584		
Volvo D11 (2)	2,29					6,0	5,954
IPS drive (2)	1,31					7,1	7,86
PARCIALES	4,1	4,951			17,431		24,2994
TOTALES	-	0,867					6,8684

Tabla 25. Cálculo Estabilidad Longitudinal

VARIACION DE CALADO POR EFECTO DE PESOS	$\Delta C = \frac{\text{Variación de pesos}}{TPC}$	-1,13 cm
VARIACION DE ASIENTO	$\Delta A = \frac{\text{Momento total}}{MT1}$	-6,98 cm
VARIACION DEL CALADO A PROA POR VARIACION DE ASIENTO	$\Delta C_{pr} = \Delta A * \frac{D_{\text{centro de flot}}}{Eslora}$	-3,57 cm
VARIACION DE CALADO A POPA POR LA VARIACIÓN DE ASIENTO	$\Delta C_{pp} = 1 - \Delta C_{pr}$	3,41 cm

Tabla 26. Cálculos de las variaciones de calado y asiento

	CALADOS (m)			ASIENTO (m)
	PROA	MEDIO	POPA	
CONDICION INICIAL	0,76	0,83	0,90	-0,14
VARIACION POR PESOS	-0,01	-0,01	-0,01	
VARIACION DE ASIENTO				-0,07
VARIACION DE CALADOS POR ASIENTO	-0,04		+0,03	
CONDICION FINAL	0,71	0,82	0,92	-0,21

Tabla 27. Efectos estabilidad Volvo Penta

Según estos resultados, la instalación del Volvo Penta supondría una mínima disminución de calado medio casi inapreciable, pero sin embargo, aumentaríamos **7 cm** el asiento a popa.

Para el caso del C9 con Pod Zeus, se ha realizado el mismo cálculo introduciendo los pesos embarcados de C9 y del Zeus y se ha obtenido que la disminución de calado medio también es mínima y el aumento de asiento en popa algo menor, unos **5 cm**.

Estas variaciones de calado y asiento pueden tener efectos en las características evolutivas y marineras del buque. Estos efectos serían los siguientes [77]:

- *Buque sobrecargado por igual* (Aumento calado medio): Aumento de la resistencia al avance que hará al buque más perezoso al maniobrar y más lento. Mayor capacidad para capear. Menor influencia de los efectos de la mar, las corrientes y del viento al reducir la [obra muerta](#).
- *Buque boyante por igual* (Disminución calado medio): Mayor velocidad punta y mejor maniobrabilidad a altas velocidades pero peor gobernabilidad a bajas velocidades debido a la mayor influencia de la mar, las corrientes y el viento al aumentar la obra muerta.
- *Buque calado de proa* (Aumento asiento en proa): Empeora la gobernabilidad debido a la mayor resistencia que ofrece la proa. Existe una mayor facilidad para embarcar agua con condiciones de mala mar y además, el consumo de combustible se incrementa notablemente mientras que la velocidad decrece de forma considerable.

- *Buque calado de popa* (Aumento asiento en popa): Se produce una mayor tendencia a llevar la popa al viento al dar atrás, perdiendo maniobrabilidad en las atracadas. Se crea una variación en las condiciones de semi-planeo: La proa se suele levantar excesivamente y cuando lo hace el casco pierde sustentación, cayendo nuevamente hasta que la proa vuelve a levantarse. Ello produce un molesto cabeceo y pérdida del control del timón en algunos casos. Este efecto es más notorio a medida que se acelera.

El caso del buque calado de popa, es el caso ante el que con mayor probabilidad nos enfrentaríamos en nuestro proyecto. En todo caso, habría que tener en cuenta cómo afecta la modificación de los túneles del casco a los calados del buque. Si persistiera este asiento a popa, se podría considerar lastrar el buque a proa, eliminando el asiento. No obstante, debe estudiarse exactamente cuánto peso y en qué posición se introduce puesto que si no, estaríamos aumentando el calado del buque significativamente.

3.7.1 Estimación de la nueva velocidad máxima del buque

No es sencillo estimar la nueva velocidad máxima a la que llegará el buque después de la remotorización. Programas como el NavCad, estiman la velocidad del buque en función de la potencia, pero es difícil dar una estimación acertada sin recurrir a ensayos con modelos. Según fuentes consultadas, los sistemas Pod aumentan la velocidad alrededor de un 20% a igualdad de potencia[78]. Sin embargo, se han elegido sistemas de menor potencia para nuestra remotorización, por lo que se estima que la nueva velocidad máxima del buque será aproximadamente la misma que en la motorización anterior (24 nudos). En todo caso, según el pliego de condiciones, la velocidad máxima necesaria del buque es de únicamente 18 nudos, por lo que todavía existiría un amplio margen.

3.8 Selección

Finalmente, después de haber comparado todos los parámetros descritos, se seleccionará el motor cuyas características sean más favorables para nuestro propósito.

Aspectos positivos para el Volvo Penta IPS 650:

- El diámetro táctico del IPS es menor que el del Zeus.
- El motor D11 dispone de una mayor potencia en el rango de revoluciones donde la lancha estará durante más tiempo en funcionamiento, según el perfil operativo.
- Presenta una velocidad de giro menor que el C9 para el mismo % de potencia, produciéndose un menor desgaste que en el C9.
- El D11 ofrece un par mayor en el rango de revoluciones donde la lancha estará será utilizada durante más tiempo, según el perfil operativo.
- Su consumo específico de combustible es menor que el del C9.
- Su consumo de combustible anual es un 6% inferior que el de C9, según los datos calculados en el apartado 3.5.12 .
- Las emisiones contaminantes de óxidos nitrosos cumplen con las más exigentes normativas medioambientales.

Aspectos positivos para el C9:

- Tiene una potencia nominal máxima mayor que el D11.
- Tiene un par máximo superior al del D11.

- Presenta una potencia específica y una potencia volumétrica superiores a la del D11.
- Mayor seguridad en caso de colisión del Pod.

Aspectos comunes o de similares características:

- Aumento del 15% de la velocidad y de un 30% en combustible con respecto a las configuraciones convencionales.
- Ambos montan unas hélices contrarrotativas similares.
- Los efectos en la estabilidad y las adaptaciones que necesitaría el buque en ambos casos serían similares.
- Ambos disponen de sistemas de posicionamiento dinámico, así como gobierno por “joystick” y piloto automático.
- Los precios de adquisición de ambos motores son similares. [38]

Teniendo todos los factores arriba citados en cuenta, nos decantaríamos por el sistema **Volvo Penta IPS650** con motor D11 ya que es el que mejor cumple los criterios especificados en el rango de potencias previsto.

Sin embargo, es importante no ceñirse únicamente a los factores puramente técnicos o económicos, ya que otros factores como las relaciones personales con la empresa, grado de influencia de esta en el mercado, marketing, acuerdos anteriores,... pueden hacer que nos decanemos por otra opción aún siendo no tan favorable.

3.9 Procedimiento de instalación

La extracción e introducción de los dispositivos de la sala de maquinas se hará mediante el proceso de cesárea. En la toldilla de la lancha existe una apertura rectangular de 2,5 x 2,3 m (Plano Disposición general de interiores en Anexo III: Planos Rodman-66) que se abriría para realizar la extracción del motor C18 en un primer momento.

Según planos que figuran en Anexo VI: Planos Volvo Penta y en Anexo VI: Planos Zeus Pod Drive ambos motores podrían pasar por el hueco de la toldilla del buque sin dificultades.

En este proyecto, no se entrará en el desmontaje y desacople de los sistemas actualmente a bordo de la lancha, por motivos de extensión. Simplemente se supondrá que se han retirado todas estas unidades, se ha realizado ya la modificación del casco y se va a proceder a la instalación del Volvo Penta.

Durante la instalación, el Pod se instala en primer lugar sobre el emplazamiento que va a ocupar, el cual previamente ha sido preparado. El proceso de instalación de los componentes del sistema de propulsión se lleva a cabo en la secuencia siguiente (Según Anexo VI: Planos Volvo Penta):

- 1) Colocar los aros de instalación en posición.
- 2) Colocar el cabezal de elevación encima de la unidad IPS y afirmarlo al gancho de sujeción.
- 3) Elevar la unidad hasta que quede colocada en posición y ajustar con los pernos para fijarla. (Máxima fuerza de elevación: 20.000 N)
- 4) Instalar los soportes del motor. Se debe poner especial atención en su colocación pues cargas desiguales puede causar vibraciones al motor.
- 5) Instalar el motor y colocarlo sobre sus soportes.

- 6) Instalar la entrada de agua de mar.
- 7) Conectar el eje manteniendo las tolerancias especificadas.
- 8) Conectar el circuito de refrigeración de aceite (une el motor con el Pod)
- 9) Instalar el tubo de escape, manteniendo las distancias especificadas y evitando que este se curve.
- 10) Montar el ánodo anticorrosión
- 11) Conectar cables y conexiones al IPS y al EVC (Electronic Vessel Control)
- 12) Por último, se realizará la calibración final de la línea de ejes. Esta se llevará a cabo cuando el barco esté en el agua, debido a que se generan diferentes deformaciones en función de si el buque está flotando o en dique seco.



Figura 87. Toldilla del buque. Zona por la que se realizaría el proceso de cesárea.

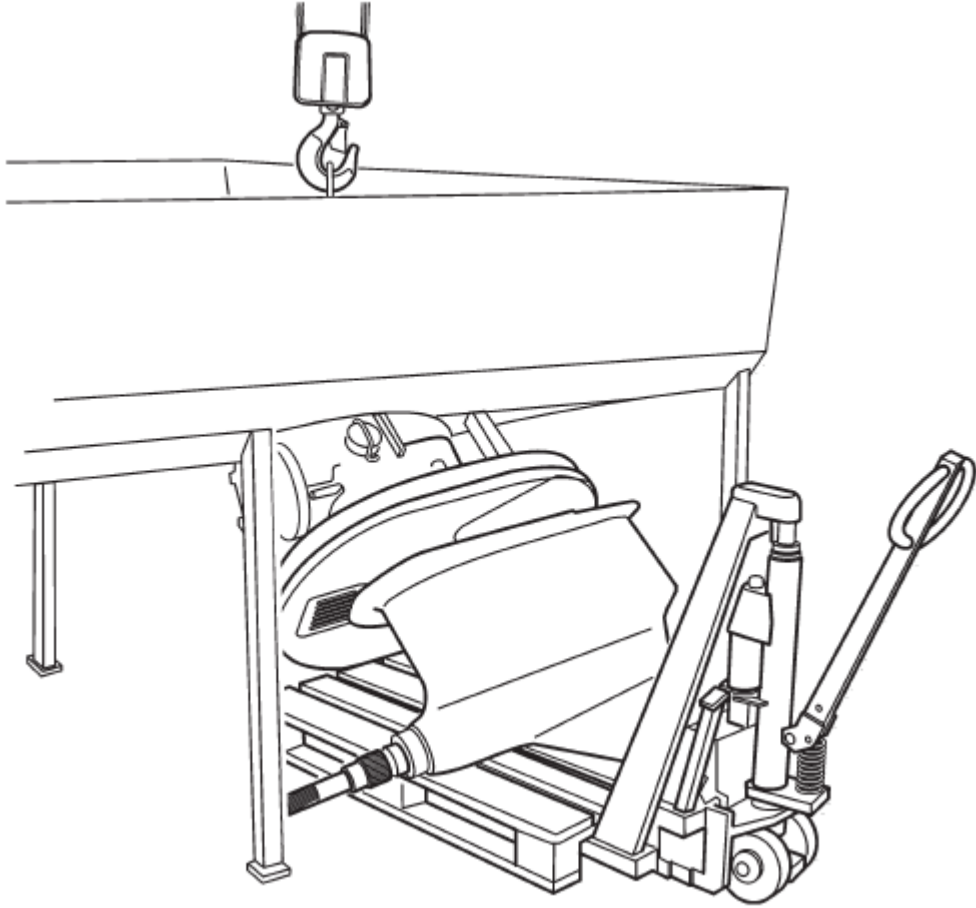


Figura 88. Colocación del Pod (Anexo VI: Planos Volvo Penta)



Figura 89. Introducción del motor por cesárea en un yate civil [83]

4 VIABILIDAD DEL PROYECTO

A continuación se calcularán los costes fijos y el coste derivado del consumo de combustible de ambas plantas motrices para poder determinar la viabilidad económica del sistema Volvo Penta.

El objetivo inicial era comparar además los costes del C9 con los del Volvo pero no se ha conseguido la información suficiente para realizar dicha comparativa.

4.1 Análisis de costes iniciales

El coste aproximado del equipo compuesto por dos motores Volvo Penta D11 de 510 hp cada uno, con sus dos colas IPS650, hélices, aros para la instalación de las colas en fibra, escapes y mandos de gobierno, es de aproximadamente unos 165.000 € (Según información de Krug Naval, empresa distribuidora de Volvo Penta en la provincia de Pontevedra).

Para poder instalar este sistema en el buque es necesaria la modificación del casco del buque. El coste esta modificación estaría entre los 40.000 y 60.000 € (Según información de Rodman, dependiendo de la magnitud final de esta, tras el estudio detallado).

El coste aproximado de la instalación abordo sería de aproximadamente 10.900 €, prácticamente en mano de obra, ya que los equipos incluyen todo lo necesario para su instalación a excepción de los pre-filtros de gasoil y las baterías para arranque, con los que la lancha ya cuenta (Según información de Krug Naval). En caso de mantener la instalación antigua se le atribuye ningún coste inicial.

CONCEPTO	IMPORTE
<i>ADQUISICIÓN PACK IPS 650</i>	165.000 €
<i>MODIFICACION CASCO</i>	60.000 €
<i>INSTALACION COMPLETA</i>	10.900 €
<i>TOTAL</i>	235.900 €

Tabla 28. Costes de montaje del IPS

Además, hay que añadir a estos costes aproximados los trabajos de diseño e ingeniería previos al montaje del motor, según información de Rodman.

COSTE	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	COSTE TOTAL
<i>RECOPIACIÓN DE INFORMACION</i>	100	HORAS	10 €/h	1.000 €
<i>INGENIERÍA Y DISEÑO</i>	50	HORAS	60 €/h	3.000 €
<i>ELABORACIÓN DE INFORMES</i>	30	HORAS	15 €/h	450 €
<i>OTROS GASTOS</i>	X	X	X	50 €
TOTAL				4500 €

Tabla 28. Costes ingeniería y diseño

4.2 Análisis de costes de mantenimiento

En cuanto a los costes de mantenimiento del C18, según información del núcleo de lanchas de instrucción, en 2013 se gastó un total de 3070,48 € en reparaciones, esto es unos 760 € por lancha. Además, habría que añadirle la mano de obra, que es un valor difícil de calcular con trabajadores de la Armada.

Con respecto a los IPS, sus costes de mantenimiento no difieren mucho de cualquier otro sistema de propulsión con líneas de ejes. Una revisión completa con cambio de aceite de motores, colas, filtros de aceite, gasoil y aire de motores y ánodos de sacrificio de colas,... supondría aproximadamente unos 800-900 € (incluida la mano de obra especializada, según información de Krug Naval). Estas revisiones se le realizarían a los dos motores de manera anual.

Anualmente se necesitaría hacer una varada para alguno de estos mantenimientos, lo cual no diferiría con respecto a las varadas reglamentarias y obras derivadas de varada (reconocimiento de ejes, toma de huelgos, limpieza de tomas de mar y otras reparaciones) que ascienden a 5184,97 € (En 2014) y que cada lancha ya realiza anualmente. Además, en ocasiones es necesario realizar otras obras imprevistas de diversa índole (cambio ferodos, pérdidas de aceite, reparación motor de arranque) a los motores ascendiendo el total anual a unos 8235€. (Media de las cuatro lanchas periodo 2013-2014, según módulo Galia). Por tanto, en resumen:

MANTENIMIENTO	COSTE MANTENIMIENTO C18	COSTE MANTENIMIENTO IPS
<i>MANTENIMIENTOS BASICOS</i>	760 € (sin mano de obra)	900 €
<i>VARADA ANUAL</i>	5184,97 €	
<i>OTRAS OBRAS</i>	2880 €	NO CONTEMPLADAS
TOTAL	8824,97 €	6084,97

Tabla 29. Coste mantenimiento de los motores

4.3 Venta de elementos de la antigua configuración

Para tratar de suavizar el impacto de la inversión inicial, se puede tratar de sacar algún beneficio de los equipos de la antigua configuración que ya no se vayan a utilizar. Entre estos equipos tendríamos: motores C18, reductora ZF550A, ejes, hélices y timones.

El coste de los motores con los que cuenta actualmente la lancha ascendió en su adquisición a 145.000 € (Precio de adquisición según Rodman Polyships). Teniendo en cuenta que tienen en este momento 8 años de utilización, fijaremos su precio de venta aproximado en un 27% del precio inicial, según establece [79], que serían unos 39.150 €.

COSTE INICIAL (2 UNIDADES)		145.000 €
AÑOS DE USO	% VALOR INICIAL	
HASTA 1 AÑO	100	
1-2 AÑOS	85	
2-3 AÑOS	72	
3-4 AÑOS	61	
4-5 AÑOS	52	
5-6 AÑOS	44	
6-7 AÑOS	37	
7-8 AÑOS	32	
8-9 AÑOS	27	
PRECIO VENTA ACTUAL		39.150 €

Tabla 30. Precio de venta de motores C18

Debido a que es el precio en desguace del resto de elementos (reductoras, ejes, hélices y timones) es fluctuante y difícil de estimar se ha decidido tomar una decisión conservadora y considerar su precio de venta como nulo para los objetivos de este proyecto.

4.4 Costes del combustible

El punto crítico de este estudio es el consumo de combustible. El contrato que actualmente tiene la Armada para el suministro de combustibles tipo B asegura un coste de entre 0,75€/L y 0,77€/L en función de del coste de los hidrocarburos, según información aportada por la Escuela Naval Militar. Este precio no es constante durante los años, ya que los contratos se van renovando cada cierto periodo y los precios de los hidrocarburos son fluctuantes. Como predecir el precio de los hidrocarburos a medio o largo plazo se torna imposible, para los objetivos de este proyecto se supondrá el precio del gasóleo tipo B fijo e igual a 0,76 €/L.

COMBUSTIBLE	C18	VOLVO PENTA
CONSUMO ANUAL	11.523 L	8.995 L
COSTE ANUAL (0,76 €/L)	8.757,48 €	6.836,20 €

Tabla 31. Costes combustible

4.5 Amortización

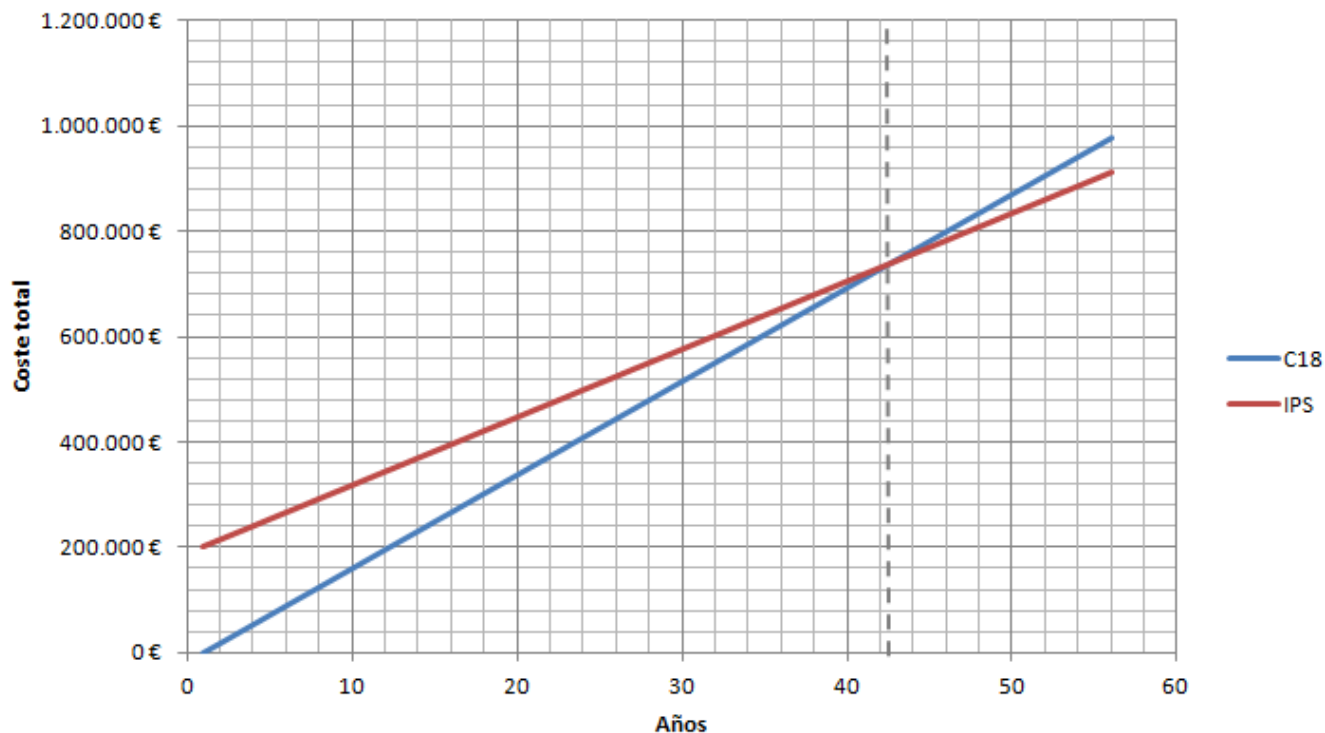


Figura 90. Años de utilización hasta amortización

Como podemos observar en la gráfica, el sistema empezaría a ser viable a los 41 años y 8 meses de utilización del motor IPS. Por tanto, como el ciclo de vida del buque está planteado para unos 20 años, concluimos que este proyecto no sería viable económicamente, incluso aumentando el número de horas de navegación de la lancha de manera significativa.

No obstante, si por razones operativas u otras razones se quisiera seguir adelante con la instalación del Volvo Penta IPS 650, hay que tener en cuenta los costes que ello implicaría. Según los datos estimativos de Rodman, la lancha de instrucción finalizaría su vida operativa en el año 2026. En este momento, se habría amortizado un 26,41 % de la inversión inicial, habiendo recuperado un total de 53.144 € de los 201.250€ inicialmente invertidos.

Sin embargo, la finalización de esta vida operativa depende en gran medida de las horas totales de navegación y del uso que se le esté dando a la embarcación. Es decir, un buque puede pasar el 90% de su vida operativa navegando o por el contrario, amarrado en puerto, en donde el desgaste será menor. En este punto también es de gran importancia la calidad de los mantenimientos y las revisiones.

Llegados a los 20 años de vida operativa de la lancha se podrían alargar incluso otros 20 más, pero el coste de este reacondicionamiento dependería en gran medida del estado del buque en ese momento. Este coste podría ser mínimo o incluso realmente elevado, dependiendo de cómo se encuentre la estructura de la lancha. Por ello, no se puede precisar un coste aproximado para alargar la vida operativa.

Para dar una idea, suponiendo que alargásemos la vida operativa del buque hasta los 40 años, lo cual es poco probable sin grandes reparaciones, habríamos recuperado un 74,42% de la inversión inicial, es decir unos 149.771 € de los 201.250€ iniciales.

5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

5.1 Conclusiones

Tras haber realizado este trabajo, la conclusión principal que extraemos es que la remotorización del buque con un sistema Pod, sería realmente costosa y muy difícil de amortizar, incluso alargando en gran medida el ciclo de vida del buque.

No obstante, es innegable que un sistema Pod como el IPS de Volvo Penta, proporciona unas grandes ventajas de maniobrabilidad, bajos consumos y confort destacables. Su funcionamiento es más eficiente que el de una propulsión convencional, haciendo llegar más potencia a la hélice. Sin embargo, estas ventajas están más orientadas para yates de recreo que para una lancha de instrucción, en donde el adiestramiento de los alumnos debe ser el principal motivo de su existencia.

En este sentido, del análisis de este proyecto, se concluye que el beneficio para el adiestramiento de los guardiamarinas, de que las lanchas tuviesen un sistema de propulsión con Pods, sería más bien escaso. Desde Volvo se dice que las facilidades y la maniobrabilidad del sistema “joystick” del IPS “hace del atraque un juego de niños” [80] y lo mismo ocurre con otros sistemas similares. Por tanto, una propulsión convencional, como con la que cuenta la lancha ahora mismo obliga al alumno a tener que adquirir destrezas y habilidades marineras, que quizás con otro sistema de más sencillo manejo no adquiriría.

No obstante, es necesario decir, que los objetivos marcados inicialmente por este proyecto no se han podido cumplir en su totalidad, puesto que para realizar un estudio en profundidad sobre la selección, adaptación y viabilidad de un sistema Pod en las lanchas de instrucción sería necesario software específico del cual no se ha podido disponer. Y no sólo eso, ya que cada marca tiene sus propios programas informáticos especializados en sus productos, por lo que es difícil realizar un estudio de precisión sin pertenecer a la oficina técnica de la empresa.

A colación de esto mismo, las empresas suelen mostrarse recelosas en desvelar información acerca de precios u otros datos de sus productos, a no ser que el interesado muestre interés real en la adquisición. Por ello, muchos datos con los que se ha realizado el estudio han tenido que ser estimados basándonos en otros proyectos similares o en fuentes externas. Además, no se han obtenido datos del motor C9 para el estudio económico, por lo que sólo se ha realizado este con el Volvo Penta. Estas limitaciones, sin duda, podrían generar alguna diferencia con respecto a un estudio real realizado por alguna empresa.

5.2 Líneas futuras

En el apartado 3.3.3 del trabajo se comentó que la opción ideal para instalar una propulsión de tipo Pod sería la de adaptar alguna unidad Pod al motor Caterpillar C18 actualmente instalado. No se ha obtenido, en las fuentes consultadas, ningún sistema que resuelva este problema. Sin embargo, la empresa ZF está desarrollando actualmente reductoras que puedan ser compatibles con los Pods de Volvo Penta y con un rango más amplio de motores [81], de forma que quizás en el futuro se pueda integrar una unidad IPS650 en la lancha sin necesidad de cambiar los motores. Sin duda, esta modificación sería mucho más económica y por tanto, más fácil de amortizar.

En el caso de que en el futuro se plantease adquirir unas nuevas lanchas de instrucción, la opción de adquirirlas nuevas con un sistema Pod ya instalado se tornaría en una opción económicamente mucho más viable. En ese caso, dependiendo del modelo de buque adquirido, se podría volver a hacer de nuevo el estudio para ver si se llegaría a amortizar el sobre coste inicial durante el ciclo de vida del buque.

En cuanto a las partes del proyecto que pueden ser analizadas con mayor profundidad, se incluyen: la parte de dimensionamiento, la de adaptabilidad y la de instalación. Primeramente, en la parte de dimensionamiento se propone realizar un estudio hidrodinámico de la resistencia al avance de un Pod estándar instalado en el buque para compararlo con la resistencia al avance producida por la configuración actual. También, se propone analizar mediante un estudio CFD el rendimiento propulsivo exacto de una hélice Duoprop instalada en el casco de la lancha.

En la parte de estabilidad se propone analizar con mayor detalle y a través de software específico, qué modificaciones específicas habría que hacerle al casco, en qué lugar habría que realizar exactamente los cortes y cómo habría que realizar el trabajo de laminado en fibra necesario para la instalación del nuevo sistema de propulsión.

Por último, en la parte de instalación se propone realizar un estudio en detalle del proceso de extracción del motor C18 actual, del desacople de circuitos de fluidos y gases conectados al motor y de su posterior adaptación al nuevo motor. Este apartado tendría en sí mismo entidad suficiente para conformar otro trabajo de estas características.

Estas líneas de investigación, quedarían abiertas para futuros alumnos que se sientan interesados en el tema o si se vuelve a proponer el estudio de un sistema similar desde la ENM.

6 BIBLIOGRAFÍA

En esta sección figuran todas las referencias, incluyendo la información de autores, título de la obra o web consultada, nombre de la publicación, año, enlace y fecha de último acceso en el caso de referencias a recursos online.

- [1] P. Barros, «Historia de la navegación,» [En línea]. Available: <http://www.librosmaravillosos.com/historiadelanavegacion/capitulo06.html>. [Último acceso: 11 02 2015].
- [2] L. López Palancar, «Historia de la propulsión naval,» 2003. [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/76096576/Historia-Propulsion-Naval>. [Último acceso: 11 Febrero 2015].
- [3] Barbudo, «Maniobras a bordo y en la mar,» de *Tomo II del Tratado de Maniobra*, Fragata Libros Náuticos, 2004, pp. 45-63.
- [4] «Ciclos,» [En línea]. Available: http://www.cec.uchile.cl/~roroman/cap_08/cic-hirn-2.htm. [Último acceso: 01 Marzo 2015].
- [5] J. Woodward, Sophomore's introduction to marine machinery, The University of Michigan College of Engineering, 1970.
- [6] «Navy Website,» [En línea]. Available: <http://www.cvn70.navy.mil/>. [Último acceso: 01 Marzo 2015].
- [7] «Laplace.us,» [En línea]. Available: http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Brayton. [Último acceso: 03 Marzo 2015].
- [8] «Cunard Cruceros,» [En línea]. Available: <http://www.cunardcruceros.com/>. [Último acceso: 25 Febrero 2015].
- [9] «Armada Española,» [En línea]. Available: http://www.armada.mde.es/ArmadaPortal/page/Portal/Armadaespannola/buques_superficie/prefLang_es/04_Fragatas-F100-F80--01_fragatas-clase-alvaro-de-baza-f-100--01_fragata-alvaro-de-bazan-f-101. [Último acceso: 25 Febrero 2015].

- [10] *Apuntes asignatura Máquinas y Motores navales 4º curso, ENM*, 2013.
- [11] «Yatching Magazine,» [En línea]. Available: <http://www.yachtingmagazine.com/going-propless-water-jet-drives>. [Último acceso: 1 Marzo 2015].
- [12] «Voith Schneider,» [En línea]. Available: <http://www.voith.com/ca-en/products-services/power-transmission/voith-schneider-propeller-10002.html>. [Último acceso: 18 Febrero 2015].
- [13] «Voith Schneider,» [En línea]. Available: <http://www.voith.com/en/products-services/power-transmission/marine-engineering-10326.html>. [Último acceso: 01 Marzo 2015].
- [14] «Buques de Guerra,» [En línea]. Available: <http://www.buquesdeguerra.com/es/buques-armada-espanola/medidas-contra-minas/cazaminas-clase-segura.html>. [Último acceso: 01 Marzo 2015].
- [15] «Azipod, un nuevo concepto,» [En línea]. Available: <https://ingenieriasmarinas.files.wordpress.com/2013/02/azipod-nuevo-concepto-en-propulsic3b3n-naval.pdf>. [Último acceso: 14 Febrero 2015].
- [16] «Ship Technology,» [En línea]. Available: <http://www.ship-technology.com/news/newsabb-to-provide-azipod-propulsion-systems-for-two-rcl-cruise-ships>. [Último acceso: 1 Marzo 2015].
- [17] R. H. Zurita, «El sistema propulsivo del buque: Las hélices marinas y el fenómeno de la cavitación,» Diplomatura en Navegación Marítima , Noviembre 2013. [En línea]. Available: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/20293/1/TFC.pdf>. [Último acceso: 11 Febrero 2015].
- [18] «Industriaspesqueras.com,» [En línea]. Available: http://www.industriaspesqueras.com/noticias/tecnologia/7673/nueva_generacion_de_propulsores_alpha_de_man_diesel__turbo.html. [Último acceso: 01 Marzo 2015].
- [19] «nauticexpo.es,» [En línea]. Available: <http://www.nauticexpo.es/prod/france-helices/toberas-helices-buques-20497-220418.html>. [Último acceso: 01 Marzo 2015].
- [20] «Volvo Penta,» [En línea]. Available: http://www.volvopenta.com/volvopenta/spain/es-es/marine_leisure_engines/drives/dph_duoprop/the_benefits_of_duoprop/Pages/the_benefits_of_duoprop.aspx. [Último acceso: 01 Marzo 2015].
- [21] ENM, Manual de las Lanchas de Instrucción.
- [22] «Desarrollo y defensa,» [En línea]. Available: <http://desarrolloydefensa.blogspot.com.es/2009/07/lancha-patrullera-clase-rodman-66.html>. [Último acceso: 01 Marzo 2015].
- [23] F. F. B. Friedrich W Pleuger, «DEVICE FOR PROPELLING A SHIP». USA Patente US2714866 A, 9 Agosto 1955.
- [24] R. Caval Álvarez, «Sistemas de propulsión podded,» [En línea]. Available: <http://www.maniobradebuques.com/pdf/tecnologias/azipod.pdf>. [Último acceso: 14 Febrero 2015].
- [25] «Catálogo de ABB,» 2012. [En línea]. Available:

- [http://www05.abb.com/global/scot/scot293.nsf/veritydisplay/3fcd7b9606275fe5c1257a3300279df1/\\$file/Azipod_C_Presentation.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot293.nsf/veritydisplay/3fcd7b9606275fe5c1257a3300279df1/$file/Azipod_C_Presentation.pdf). [Último acceso: 14 Febrero 2015].
- [26] «Catálogo Rolls Royce,» [En línea]. Available: http://www.rolls-royce.com/Images/Propulsion_2014_tcm92-8664.pdf. [Último acceso: 14 Febrero 2015].
- [27] «Royal Wagenborg Vessels,» [En línea]. Available: <http://www.wagenborg.com/uploads/bestanden/5f814e6c-5e6e-4f5f-9505-d743d4db96d5>.
- [28] «Instituto Marítimo Español,» [En línea].
- [29] «ABBarticles,» [En línea]. Available: <http://www.abb.com/cawp/seitp202/de3b546300c71b3bc1257ca60048d1d1.aspx>. [Último acceso: 23 Febrero 2015].
- [30] «bquesdeguerra.com,» [En línea]. Available: https://www.google.es/search?q=juan+carlos+I+buque&espv=2&biw=1366&bih=643&sit e=webhp&source=lnms&tbn=isch&sa=X&ei=RiT3VPf9JIGkUrLsgIgM&ved=0CAYQ_AUoAQ&dpr=1#imgdii=_&imgsrc=EBxICnKkcxtYqM%253A%3BuWA3kPrAP_9KzM%3Bhttp%253A%252F%252Fwww.bquesdeguerra.com%2. [Último acceso: 24 Febrero 2015].
- [31] J. C. Cortina, «La innovadora propulsión del buque Juan Carlos I,» 5 Diciembre 2010. [En línea]. Available: http://www.portalcultura.mde.es/Galerias/revistas/ficheros/RGM_diciembre_2010.pdf. [Último acceso: 15 Febrero 2015].
- [32] P. Diez Echave, «ESTUDIO TÉCNICO DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN AZIMUTAL,» Octubre 2014. [En línea]. Available: <http://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/5688/PABLO%20DIEZ%20EC HAVE.pdf?sequence=1>. [Último acceso: 25 Febrero 2015].
- [33] «Rotación,» [En línea]. Available: <http://www.rotacionhoy.es/es/node/1292>. [Último acceso: 18 Febrero 2015].
- [34] «Thrustmaster,» [En línea]. Available: <https://www.thrustmaster.net/azimuth-thrusters/thru-hull-l-drive-azimuth-thrusters/>. [Último acceso: 18 Febrero 2015].
- [35] «Marlinmag,» [En línea]. Available: <http://www.marlinmag.com/boats/boat-engines/pods-fad-or-future?page=0,1&image=153534>. [Último acceso: 14 Febrero 2015].
- [36] «VolvoPenta Shop,» [En línea]. Available: <http://www.volvopentashop.com/Volspec/en-GB/Details/AccessoriesCatalog/5870?path=5648%2F5870>. [Último acceso: 25 Febrero 2015].
- [37] «Volvo Penta Product Guide,» [En línea]. Available: <http://www.volvopenta.com/SiteCollectionDocuments/Penta/Marine%20Commercial%20brochures/English/Product%20Guide%20Commercial.pdf>. [Último acceso: 11 Febrero 2015].
- [38] «Zeus Pod Drive,» Julio 2010. [En línea]. Available: http://www.zf.com/media/media/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/marine_propulsion_systems_1/ZeusPodDrive_July_2010.pdf. [Último acceso: 25 Febrero 2015].

- 2015].
- [39] «Caterpillar engines,» [En línea]. Available: http://www.cat.com/es_MX/power-systems/marine-power-systems/high-performance-propulsion-engines/18400510.html. [Último acceso: 14 Febrero 2015].
 - [40] «Power and motor yachts,» [En línea]. Available: <http://www.powerandmotoryacht.com/engine/new-caterpillar-c87#.VN9rafl5MgQ>. [Último acceso: 14 Febrero 2015].
 - [41] «Siemens Schottel,» [En línea]. Available: http://www.schottel.de/fileadmin/data/images/pageimages/downloads/Clutch_Brochure.pdf. [Último acceso: 14 Febrero 2015].
 - [42] «STP Technical Data,» [En línea]. Available: <http://www.schottel.de/es/propulsion-marina/stp-helice-gemela/datos-tecnicos/>. [Último acceso: 22 Febrero 2015].
 - [43] «ZF Pod,» [En línea]. Available: http://www.zf.com/media/media/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/marine_propulsion_systems_1/ZF_POD_4000.pdf. [Último acceso: 25 Febrero 2015].
 - [44] «GUIA ÚTIL PARA UNA REMOTORIZACIÓN CON ÉXITO,» [En línea]. Available: http://www.volvopenta.com/SiteCollectionDocuments/Penta/Re-power/Spanish/Repower_Spanish.pdf. [Último acceso: 14 Febrero 2015].
 - [45] «Google Maps,» [En línea]. Available: <https://www.google.es/maps>.
 - [46] Cuadernos de bitácora del Núcleo de Lanchas, 2014.
 - [47] Z. M. P. Systems, «MarineParts,» [En línea]. Available: <https://www.marinepartsexpress.com/zfpdf/ZF550A.pdf>. [Último acceso: 2015 Enero 29].
 - [48] «Steel World,» [En línea]. Available: http://www.chandansteelworld.com/329_duplex.html. [Último acceso: 21 Febrero 2014].
 - [49] C. Zorrilla, «Estudio sobre la eficiencia de un sistema de propulsión diesel eléctrico en embarcaciones de recreo,» [En línea]. Available: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/10983/2/Mem%C3%B2ria.pdf>. [Último acceso: 28 Enero 2015].
 - [50] «Mi primer barco. La carena,» [En línea]. Available: <http://www.masmar.com/articulos/art/119,15,8.html>. [Último acceso: 21 Febrero 2015].
 - [51] LAMARENCALMA, «ARQUITECTURA NAVAL,» [En línea]. Available: http://wiki.lamarencalma.com/index.php?title=ARQUITECTURA_NAVAL#DISE.C3.91O_Y_PRIMEROS_C.C3.81LCULOS.
 - [52] «Nuevas tecnologías,» [En línea]. Available: <http://www.maniobradebuques.com/nuevasTecnologias/azipod.html>. [Último acceso: 21 Febrero 2015].
 - [53] C. D. Zorrilla, «TFG Embarcación trawler 1000 hp,» [En línea]. Available: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/10983/2/Mem%C3%B2ria.pdf>. [Último acceso: 21 Febrero 2015].

- [54] «Introduction to Azipod,» 2006. [En línea]. Available: <http://docslide.us/documents/2006-introduction-to-azipod-propulsion.html>. [Último acceso: 21 Febrero 2015].
- [55] «Caterpillar C9,» [En línea]. Available: <https://marine.cat.com/cda/files/1132473/7/Cat%20Zeus%20Pod%20Drive%20Comparison%20-%20Cummins.pdf>. [Último acceso: 22 Febrero 2015].
- [56] «Yatchs,» [En línea]. Available: <http://sea-ray-44-sundancer.yacht-spotting.com/>. [Último acceso: 01 Marzo 2015].
- [57] «Boatstest.com,» [En línea]. Available: http://www.boatstest.com/Resources/view_news.aspx?NewsID=456. [Último acceso: 22 Febrero 2015].
- [58] «Clubmarine,» [En línea]. Available: <http://www.clubmarine.com.au/internet/clubmarine.nsf/docs/MG22-4+Boatlines>. [Último acceso: 1 Marzo 2015].
- [59] «Volvo Penta Design for success,» 2014. [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/228745921/VOLVO-PENTA-MED-design-for-success-IPS-related-pdf>. [Último acceso: 11 febrero 2015].
- [60] «Volvo Penta Documents,» [En línea]. Available: <http://www.volvopenta.com/SiteCollectionDocuments/Penta/Product%20documents/Product%20bulletins%20-%20MC/IPS800.pdf>. [Último acceso: 01 Marzo 2015].
- [61] «Rugosidades absolutas,» [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/41951789/Rugosidad-absoluta>. [Último acceso: 22 Febrero 2015].
- [62] «Método de Holtrop,» [En línea]. Available: https://www.google.es/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0CCEQFjAA&url=http%3A%2F%2Fperso.mines-albi.fr%2F~jobbeduv%2Fnaval%2Fmethode%2520de%2520holtrop%2520y%2520menen_maj.xls&ei=yS_qVLPaEoGzUoFc&usg=AFQjCNEmOWnOowBvUXblmfPNy7icrZ. [Último acceso: 22 Febrero 2015].
- [63] A. C. Hidalgo, «Predimensionamiento de la cadena propulsiva y de un yate de 30 metros de eslora,» [En línea]. Available: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/11693/1/PFC.%20Antoni%20Canaves%20Hidalgo.%20Predimensionamiento%20de%20la%20caden.pdf>. [Último acceso: 2 Marzo 2015].
- [64] «Kt, Kq and efficiency curves for the Wageningen B-series Propellers,» [En línea]. Available: http://teacher.buet.ac.bd/mmkarim/diag_kt_kq_B-series.pdf/. [Último acceso: 26 Febrero 2015].
- [65] I. T. y. J. V. F.J. Del Corral, «Cálculo con CFD viscoso de un sistema de propulsión azimutal tipo POD y posterior validación con resultados experimentales,» [En línea]. Available: http://www.cehipar.es/_files/users/publicaciones/210.pdf. [Último acceso: 11 Febrero 2015].

- [66] «Caterpillar Marine,» [En línea]. Available: <https://marine.cat.com/cda/layout?m=319656&x=7&id=914324>. [Último acceso: 11 Febrero 2015].
- [67] «Caterpillar,» [En línea]. Available: www.cat.com. [Último acceso: 26 Febrero 2015].
- [68] «Volvo Penta,» [En línea]. Available: <http://senyltd.com/index.php/en/volvopenta?cat=7>. [Último acceso: 26 Febrero 2015].
- [69] J. A. Florido, «Proyectos Ingeniería técnica,» Marzo 2012. [En línea]. Available: <http://rodin.uca.es/xmlui/bitstream/handle/10498/14918/b35833890.pdf?sequence=1>. [Último acceso: 8 Febrero 2015].
- [70] «Green Port,» 2010. [En línea]. Available: <http://www.greenport.com/news101/legal-and-policy/safety/charge-nox-emissions-from-ships>. [Último acceso: 26 Febrero 2015].
- [71] «Convenio MARPOL 73/78,» [En línea]. Available: http://www.proteccioncivil.org/catalogo/carpeta02/carpeta24/vademecum12/vdm0256ar/Convenio_MARPOL_Refundido_2002.pdf. [Último acceso: 26 Febrero 2015].
- [72] [En línea]. Available: <https://marine.cat.com/cda/layout?m=368757&x=7>. [Último acceso: 26 Febrero 2015].
- [73] P. Jariego Moncunill, «Reforma del sistema propulsor de un moto velero de 38,5 metros de eslora,» [En línea]. Available: upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/Pablo_Jariego_Moncunill_PFC.pdf. [Último acceso: 11 Febrero 2015].
- [74] «Volvo Penta Propeller Guide 2012,» [En línea]. Available: <http://www.volvopenta.com/SiteCollectionDocuments/Penta/Propeller%20guide/Propeller%20Guide.pdf>. [Último acceso: 2015 Febrero 11].
- [75] «Marineparts Europe,» [En línea]. Available: <http://www.marinepartseurope.com/es/default.aspx>. [Último acceso: 20 Febrero 2015].
- [76] «Mercury Propellers,» 2012. [En línea]. Available: <http://www.mercuryparts.dk/Resources/Files/Propeller%20udfra%20propel.pdf>. [Último acceso: 22 Febrero 2015].
- [77] «Fondear,» [En línea]. Available: http://www.fondear.org/infonautic/barco/Motores_Helices/Transmisiones/Motorizacion-Transmisiones.asp. [Último acceso: 27 Febrero 2015].
- [78] «Mi primer barco. Transmisiones y túneles,» [En línea]. Available: <http://www.masmar.com/articulos/art/119,15,10.html>. [Último acceso: 21 Febrero 2015].
- [79] D. L. Blount, «DESIGN OF PROPELLER TUNNELS FOR HIGHER SPEED CRAFTS,» [En línea]. Available: [file:///C:/Users/Ra%C3%BAI/Downloads/Design%20of%20Propeller%20Tunnels%20\(1\).pdf](file:///C:/Users/Ra%C3%BAI/Downloads/Design%20of%20Propeller%20Tunnels%20(1).pdf). [Último acceso: 21 Febrero 2015].
- [80] «Boattest,» [En línea]. Available: http://www.boattest.com/Partners/Partner-Main.aspx?lp_id=337&t=ENGINE-TEST&Videoid=157&p=0. [Último acceso: 12 Febrero 2014].

- [81] «The world's first quad IPS yacht,» [En línea]. Available: https://www.google.es/search?q=volvo+penta+ips&rlz=1C1PRFA_enES405&es_sm=93&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ei=_pbcVLOgH4P1UJ6YhJAG&ved=0CAkQ_AUoAg&biw=1366&bih=600#imgdii=_&imgsrc=0TNPzHXR2EEybM%253A%3BEhodfrXOLl6V9M%3Bhttp%253A%252F%252Fwww.boatingbusiness.com. [Último acceso: 12 Febrero 2015].
- [82] «Ancanet,» [En línea]. Available: <http://www.ancanet.com/WebFiles/MediaFiles/Zeus%20PDF.pdf>. [Último acceso: 24 Febrero 2015].
- [83] «Blog Estabilidadbuque,» [En línea]. Available: <http://estabilidadbuque.blogspot.com.es/2011/07/estabilidad-inicial-transversal-v.html>. [Último acceso: 26 Febrero 2015].
- [84] R. Cochetoux, *Apuntes Construcción Naval*, Marín, 2014.
- [85] «Náutica y Gps,» [En línea]. Available: <http://www.nauticaygps.com.ar/Nautica/trimado-motor/trimado.php>. [Último acceso: 28 Febrero 2015].
- [86] «Náutica y deportes,» [En línea]. Available: <http://www.nauticaydeportes.com/noticias/por-que-volvo-ips-es-el-mejor-sistema-intraborda/>. [Último acceso: 28 Febrero 2015].
- [87] «Volvo Penta News,» [En línea]. Available: <http://news.volvogroup.com/2012/06/27/installing-a-volvo-penta-ips-system/>. [Último acceso: 26 Febrero 2015].
- [88] «BOE,» 19 Diciembre 2014. [En línea]. Available: <http://www.tributos.jcyl.es/web/jcyl/binarios/202/42/MotoresMarinos2015.pdf?blobheader=application%2Fpdf%3Bcharset%3DUTF-8&blobheadername1=Cache-Control&blobheadername2=Expires&blobheadername3=Site&blobheadervalue1=no-store%2Cno-cache%2Cmust-revalidate&bl>. [Último acceso: 24 Febrero 2015].
- [89] «Volvo Penta,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.volvopenta.com/SiteCollectionDocuments/Penta/Spain/Precios2014.pdf>. [Último acceso: 26 Febrero 2014].
- [90] «Revista Ingeniería Naval,» 2007. [En línea]. Available: <file:///C:/Users/Ra%C3%BAI/Downloads/200701.pdf>. [Último acceso: 27 Febrero 2015].
- [91] «David Topí,» [En línea]. Available: <http://davidtopi.com/el-principio-de-pareto-la-regla-del-8020/#.VOt9Dvl5MgQ>.

7 Glosario de Términos Específicos

A continuación se relacionan alfabéticamente una serie de términos que pueden no ser familiares para el lector:

- AISI/SAE: Es la clasificación de aceros y materiales no ferrosos más común en los Estados Unidos.
- ALABEO: Rotación del buque respecto del eje longitudinal o línea de crujía.
- ARBOTANTE: Toda pieza de madera, hierro o metal que sale del cuerpo principal del buque para sostener al eje de la hélice.
- ASIENTO: Diferencia entre el calado de popa y el calado de proa de un buque para una línea de flotación dada.
- ASTILLA MUERTA: Es el ángulo que forma el casco del buque con la horizontal que pasa por la quilla en el plano transversal que contiene a la cuaderna maestra.

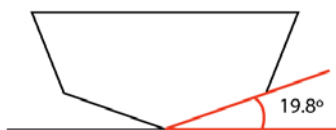


Figura 91. Astilla muerta

- CALADO: Distancia vertical desde el canto de la quilla hasta la línea de flotación. Se puede medir desde distintos puntos:
 - Calado de popa: Calado medido en la perpendicular de popa.
 - Calado de proa: Calado medido en la perpendicular de popa.
 - Calado medio: Calado medido desde el centro de flotación.
 - Calado en rosca: Es el calado medio del buque con el peso del buque completamente descargado, sin combustible, agua, aceite, carga ni dotación. Es decir, con toda la maquinaria pero sin ningún fluido.

- **CRUJÍA:** Es el plano longitudinal de simetría de un buque. Divide la cubierta en dos partes iguales y es paralela a la quilla.
- **CUADERNA MAESTRA:** Las cuadernas son piezas curvas que se afirman a la quilla y forman el esqueleto del buque y, sobre ellas se remachan o sueldan las planchas que forman el forro. La cuaderna maestra es la cuaderna principal del buque y la de mayor ancho.
- **DESPLAZAMIENTO:** Es el peso del buque, expresado en toneladas, que es igual al peso del agua desalojada por la obra viva. En este proyecto utilizaremos el llamado *desplazamiento en rosca*, que es el peso del buque completamente descargado, sin combustible, agua, aceite, carga ni dotación. Es decir, con toda la maquinaria pero sin ningún fluido.
- **ESLORA:** Es la longitud del buque. Hay distintos tipos:
 - *Eslora entre perpendiculares:* Longitud del buque medida entre las perpendiculares que pasan por la intersección de la flotación en carga normal con el perfil exterior de la roda y con el eje de la mecha del timón.
 - *Eslora máxima:* Distancia comprendida entre las perpendiculares trazadas tangencialmente al perfil exterior del buque.
 - *Flotación:* es la longitud del eje longitudinal del plano de flotación considerado.



Figura 92. Esloras

- **GUÑADA:** Rotación del buque respecto al eje vertical, a babor o estribor.
- **MAMPARO:** Plancha en posición vertical con la que se forman los compartimentos de un buque.
- **MANGA:** Es la mayor anchura del buque. En este proyecto se utilizará la *manga máxima* en flotación o distancia comprendida entre las dos tangentes a la flotación paralelas al eje de simetría de estas.
- **MILLA NAUTICA:** Extensión sobre la superficie terrestre de 1' de grado de latitud. En el sistema internacional corresponde a 1852 m.
- **NUDO:** Velocidad igual a una milla náutica por hora.

- **LÍNEA DE FLOTACION:** es la línea formada por la intersección del plano formado por la superficie del agua con el casco de un barco; separando la parte sumergida (obra viva), de la que no lo está (obra muerta).
- **OBRA MUERTA:** Superficie del casco que no está sumergida.
- **OBRA VIVA:** Superficie del casco que está sumergida.
- **PAÑOL:** Cualquiera de los compartimentos o divisiones que se hacen en un buque para resguardo de pertrechos y provisiones.
- **POTENCIA EFECTIVA:** Es la potencia entregada por el propulsor al agua teniendo en cuenta las pérdidas hidrodinámicas que se producen en las palas del propulsor. Se define como la potencia total que el buque podría utilizar para remolcar a otro buque.
- **POTENCIA NOMINAL O AL FRENO:** Es la potencia desarrollada por la máquina medida a unas determinadas condiciones de temperatura y humedad, con un combustible determinado. Para los objetivos de este trabajo la consideraremos igual a la potencia en el eje, que es la potencia medida en el punto más a popa del eje.
- **PUNTAL:** Es la altura del buque contada desde el plan hasta la cubierta principal. En este proyecto se utilizará el *puntal de construcción* que es la altura vertical medida a la mitad de la eslora desde la cara alta del bao de la cubierta superior en el costado hasta el plano horizontal que pase por encima de la quilla.
- **RENDIMIENTO PROPULSIVO:** Cociente entre la potencia efectiva y la potencia al freno o nominal.
- **TURBOMÁQUINA:** es una máquina cuyo elemento principal es un rodete (rotor giratorio) a través del cual pasa un fluido de forma continua. En este proceso se transfiere energía de la máquina al fluido (bombas), o bien del fluido a la máquina (turbinas).
- **VELOCIDAD DE CRUCERO O ECONÓMICA:** Velocidad a la que el buque tiene un menor consumo de combustible por milla navegada, empleada para la mayoría de los tránsitos.

ANEXO I: ADQUISICIÓN DE UNA LANCHAS DE INSTRUCCIÓN PARA LA ENM.

65.883/06. *Resolución del Órgano de Contratación de la Dirección de Abastecimiento y Transportes de la Armada por la que se anuncia la adjudicación del expediente 645/06.–Suministro de una lancha de instrucción para la Escuela Naval Militar.*

1. Entidad adjudicadora.
 - a) Organismo: Dirección de Abastecimiento y Transportes.
 - b) Dependencia que tramita el expediente: Unidad de Contratación de la Dirección de Abastecimiento y Transporte de la Armada (Mesa de Contratación de la Dirección de Abastecimiento y Transportes).
 - c) Número de expediente: 645/06.
2. Objeto del contrato.
 - a) Tipo de contrato: Negociado sin publicidad.
 - b) Descripción del objeto: Suministro de una lancha de instrucción para la Escuela Naval Militar.
 - c) Lote: Único.
3. Tramitación, procedimiento y forma de adjudicación.
 - a) Tramitación: Ordinaria.
 - b) Procedimiento: Negociado.
 - c) Forma: Negociado sin publicidad.
4. Presupuesto base de licitación o canon de explotación. Importe total (euros). 1.400.000,00 € (IVA exento).
5. Adjudicación.
 - a) Fecha: 13 de noviembre de 2006.
 - b) Contratista: Rodman Polyships, S.A.U.
 - c) Nacionalidad: Española.
 - d) Importe de adjudicación: 1.400.000,00 € (IVA exento).

Madrid, 13 de noviembre de 2006.–El Coronel de Intendencia, Jefe de la Unidad de Contratación de la DAT.

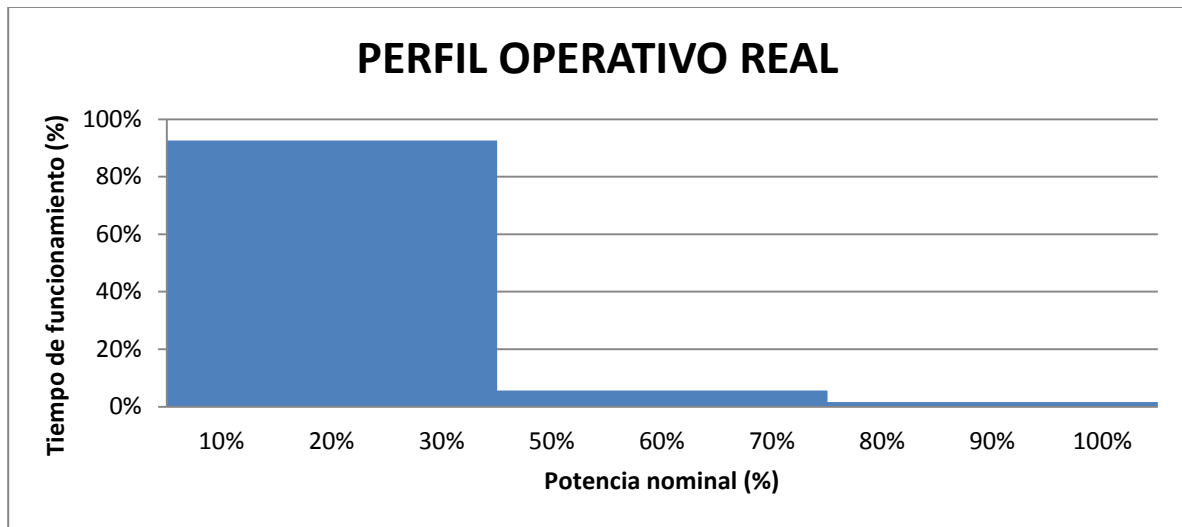
ANEXO II: CÁLCULO PERFIL OPERATIVO

DATOS OBTENIDOS DEL CUADERNO DE BITACORA				Tiempo que el buque a estado a un régimen de:		
Tiempo (min)	rpm motor	% carga	% tiempo del total	< 40 % de la carga	40-70 % de la carga	>70% de la carga
100	600	28,57%	0,62%	0,62%	0,00%	0,00%
130	800	38,10%	0,80%	0,80%	0,00%	0,00%
15	1000	47,62%	0,09%	0,00%	0,09%	0,00%
200	800	38,10%	1,24%	1,24%	0,00%	0,00%
150	600	28,57%	0,93%	0,93%	0,00%	0,00%
9	900	42,86%	0,06%	0,00%	0,06%	0,00%
200	600	28,57%	1,24%	1,24%	0,00%	0,00%
400	700	33,33%	2,47%	2,47%	0,00%	0,00%
100	600	28,57%	0,62%	0,62%	0,00%	0,00%
200	800	38,10%	1,24%	1,24%	0,00%	0,00%
350	600	28,57%	2,16%	2,16%	0,00%	0,00%
5	1200	57,14%	0,03%	0,00%	0,03%	0,00%
5	1500	71,43%	0,03%	0,00%	0,00%	0,03%
250	600	28,57%	1,54%	1,54%	0,00%	0,00%
92	600	28,57%	0,57%	0,57%	0,00%	0,00%
8	800	38,10%	0,05%	0,05%	0,00%	0,00%
2	1200	57,14%	0,01%	0,00%	0,01%	0,00%
6	1000	47,62%	0,04%	0,00%	0,04%	0,00%
26	800	38,10%	0,16%	0,16%	0,00%	0,00%
125	600	28,57%	0,77%	0,77%	0,00%	0,00%
65	600	28,57%	0,40%	0,40%	0,00%	0,00%
10	900	42,86%	0,06%	0,00%	0,06%	0,00%
5	1000	47,62%	0,03%	0,00%	0,03%	0,00%
12	1200	57,14%	0,07%	0,00%	0,07%	0,00%
45	600	28,57%	0,28%	0,28%	0,00%	0,00%
60	600	28,57%	0,37%	0,37%	0,00%	0,00%
13	1500	71,43%	0,08%	0,00%	0,00%	0,08%
32	600	28,57%	0,20%	0,20%	0,00%	0,00%
38	600	28,57%	0,23%	0,23%	0,00%	0,00%
2	1000	47,62%	0,01%	0,00%	0,01%	0,00%
5	1600	76,19%	0,03%	0,00%	0,00%	0,03%
8	1300	61,90%	0,05%	0,00%	0,05%	0,00%
8	950	45,24%	0,05%	0,00%	0,05%	0,00%
10	600	28,57%	0,06%	0,06%	0,00%	0,00%
6	850	40,48%	0,04%	0,00%	0,04%	0,00%

15	950	45,24%	0,09%	0,00%	0,09%	0,00%
165	600	28,57%	1,02%	1,02%	0,00%	0,00%
165	600	28,57%	1,02%	1,02%	0,00%	0,00%
70	850	40,48%	0,43%	0,00%	0,43%	0,00%
65	750	35,71%	0,40%	0,40%	0,00%	0,00%
20	1200	57,14%	0,12%	0,00%	0,12%	0,00%
4	1100	52,38%	0,02%	0,00%	0,02%	0,00%
60	600	28,57%	0,37%	0,37%	0,00%	0,00%
25	900	42,86%	0,15%	0,00%	0,15%	0,00%
170	600	28,57%	1,05%	1,05%	0,00%	0,00%
10	1500	71,43%	0,06%	0,00%	0,00%	0,06%
125	600	28,57%	0,77%	0,77%	0,00%	0,00%
14	1400	66,67%	0,09%	0,00%	0,09%	0,00%
5	1200	57,14%	0,03%	0,00%	0,03%	0,00%
535	600	28,57%	3,31%	3,31%	0,00%	0,00%
25	1800	85,71%	0,15%	0,00%	0,00%	0,15%
20	800	38,10%	0,12%	0,12%	0,00%	0,00%
150	600	28,57%	0,93%	0,93%	0,00%	0,00%
200	800	38,10%	1,24%	1,24%	0,00%	0,00%
5	1200	57,14%	0,03%	0,00%	0,03%	0,00%
5	1800	85,71%	0,03%	0,00%	0,00%	0,03%
120	1200	57,14%	0,74%	0,00%	0,74%	0,00%
800	600	28,57%	4,94%	4,94%	0,00%	0,00%
770	600	28,57%	4,76%	4,76%	0,00%	0,00%
95	1200	57,14%	0,59%	0,00%	0,59%	0,00%
680	600	28,57%	4,20%	4,20%	0,00%	0,00%
50	800	38,10%	0,31%	0,31%	0,00%	0,00%
125	1100	52,38%	0,77%	0,00%	0,77%	0,00%
22	1200	57,14%	0,14%	0,00%	0,14%	0,00%
34	600	28,57%	0,21%	0,21%	0,00%	0,00%
120	1600	76,19%	0,74%	0,00%	0,00%	0,74%
186	600	28,57%	1,15%	1,15%	0,00%	0,00%
175	600	28,57%	1,08%	1,08%	0,00%	0,00%
10	1600	76,19%	0,06%	0,00%	0,00%	0,06%
75	600	28,57%	0,46%	0,46%	0,00%	0,00%
20	1200	57,14%	0,12%	0,00%	0,12%	0,00%
50	800	38,10%	0,31%	0,31%	0,00%	0,00%
60	600	28,57%	0,37%	0,37%	0,00%	0,00%
125	800	38,10%	0,77%	0,77%	0,00%	0,00%
195	700	33,33%	1,20%	1,20%	0,00%	0,00%
750	600	28,57%	4,63%	4,63%	0,00%	0,00%
250	750	35,71%	1,54%	1,54%	0,00%	0,00%
15	1000	47,62%	0,09%	0,00%	0,09%	0,00%
600	600	28,57%	3,71%	3,71%	0,00%	0,00%

SELECCIÓN, DIMENSIONAMIENTO Y ESTUDIO DE ADAPTACIÓN DE
SISTEMA POD PARA LA PROPULSIÓN DE LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN

95	800	38,10%	0,59%	0,59%	0,00%	0,00%
45	950	45,24%	0,28%	0,00%	0,28%	0,00%
60	600	28,57%	0,37%	0,37%	0,00%	0,00%
270	800	38,10%	1,67%	1,67%	0,00%	0,00%
3	1600	76,19%	0,02%	0,00%	0,00%	0,02%
55	1550	73,81%	0,34%	0,00%	0,00%	0,34%
450	600	28,57%	2,78%	2,78%	0,00%	0,00%
2	2000	95,24%	0,01%	0,00%	0,00%	0,01%
25	850	40,48%	0,15%	0,00%	0,15%	0,00%
32	1000	47,62%	0,20%	0,00%	0,20%	0,00%
45	850	40,48%	0,28%	0,00%	0,28%	0,00%
410	600	28,57%	2,53%	2,53%	0,00%	0,00%
25	800	38,10%	0,15%	0,15%	0,00%	0,00%
200	600	28,57%	1,24%	1,24%	0,00%	0,00%
350	800	38,10%	2,16%	2,16%	0,00%	0,00%
52	900	42,86%	0,32%	0,00%	0,32%	0,00%
20	600	28,57%	0,12%	0,12%	0,00%	0,00%
1	2100	100,00%	0,01%	0,00%	0,00%	0,01%
600	700	33,33%	3,71%	3,71%	0,00%	0,00%
650	600	28,57%	4,02%	4,02%	0,00%	0,00%
186	600	28,57%	1,15%	1,15%	0,00%	0,00%
120	750	35,71%	0,74%	0,74%	0,00%	0,00%
7	1500	71,43%	0,04%	0,00%	0,00%	0,04%
25	1200	57,14%	0,15%	0,00%	0,15%	0,00%
500	800	38,10%	3,09%	3,09%	0,00%	0,00%
550	700	33,33%	3,40%	3,40%	0,00%	0,00%
15	1200	57,14%	0,09%	0,00%	0,09%	0,00%
10	850	40,48%	0,06%	0,00%	0,06%	0,00%
600	600	28,57%	3,71%	3,71%	0,00%	0,00%
125	750	35,71%	0,77%	0,77%	0,00%	0,00%
100	700	33,33%	0,62%	0,62%	0,00%	0,00%
1	1800	85,71%	0,01%	0,00%	0,00%	0,01%
3	1800	85,71%	0,02%	0,00%	0,00%	0,02%
650	600	28,57%	4,02%	4,02%	0,00%	0,00%
30	900	42,86%	0,19%	0,00%	0,19%	0,00%
HORAS MUESTRA		MIN MUESTRA		< 40 % de la carga	40-70 % de la carga	>70% de la carga
				92,67%	5,70%	1,64%
269,73		16184				

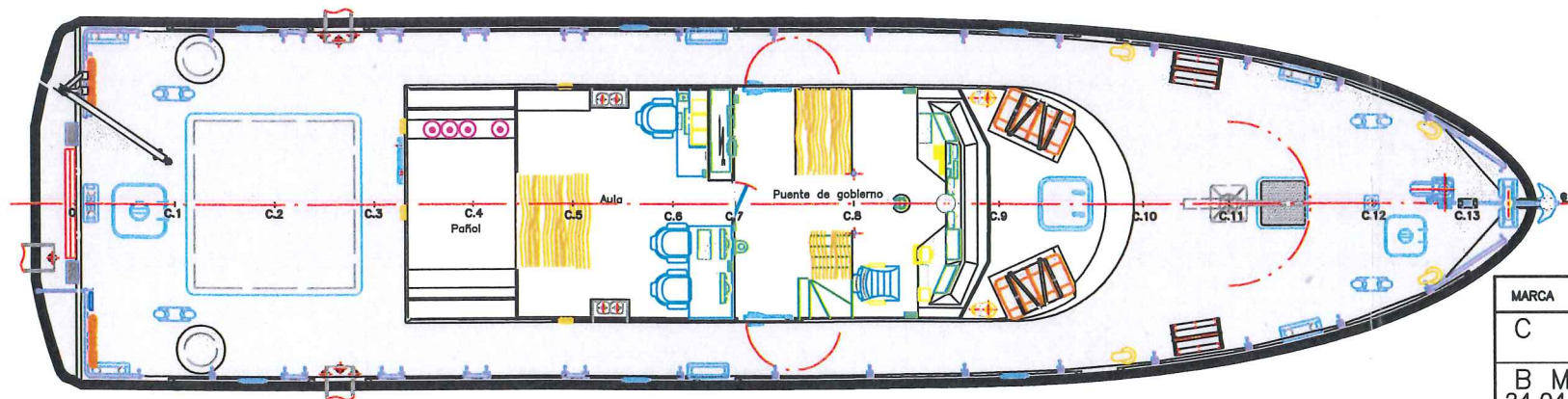
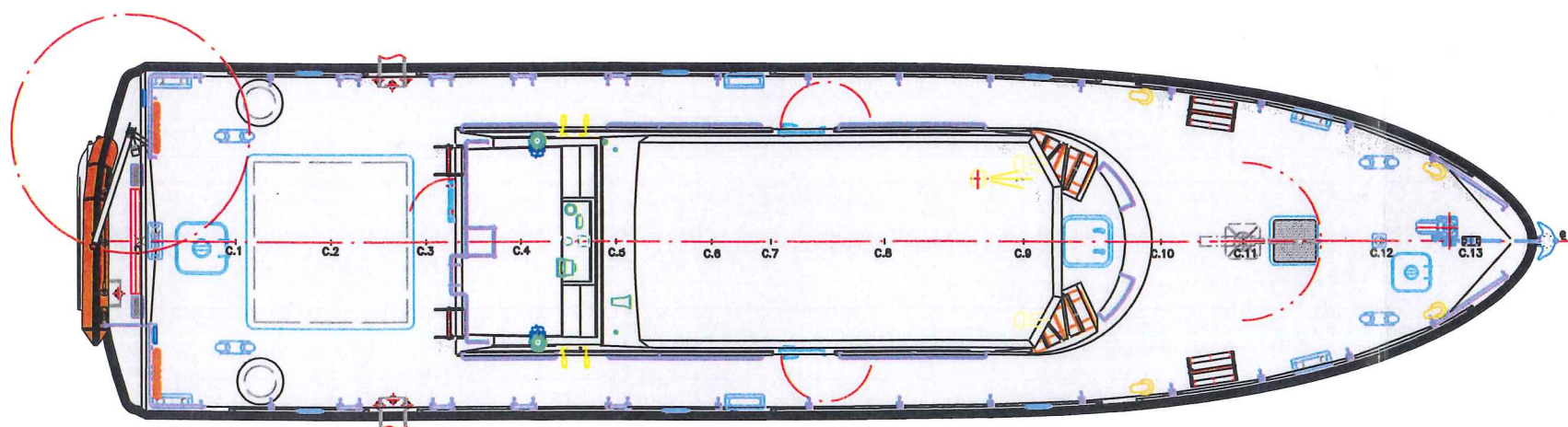
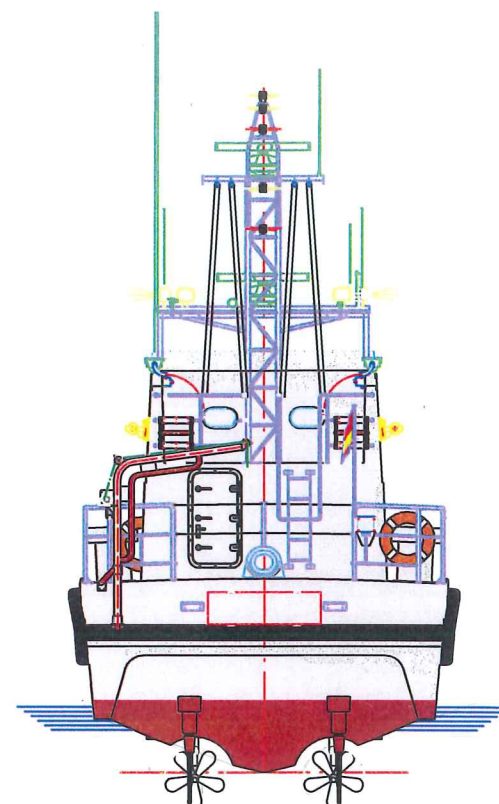
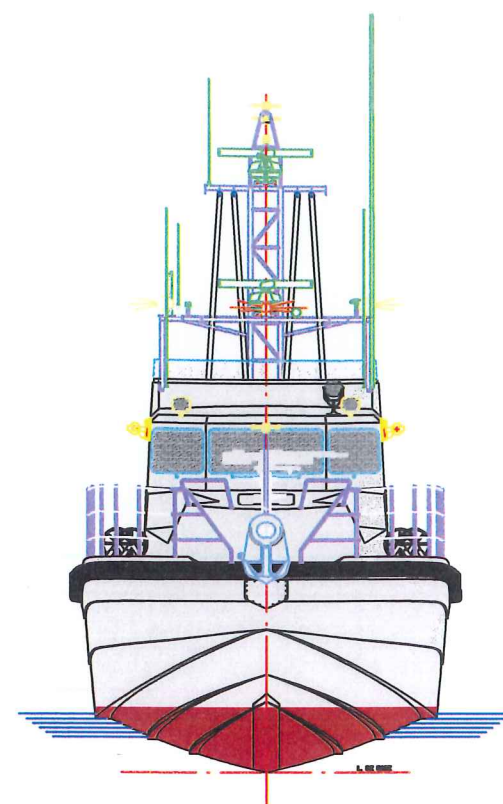
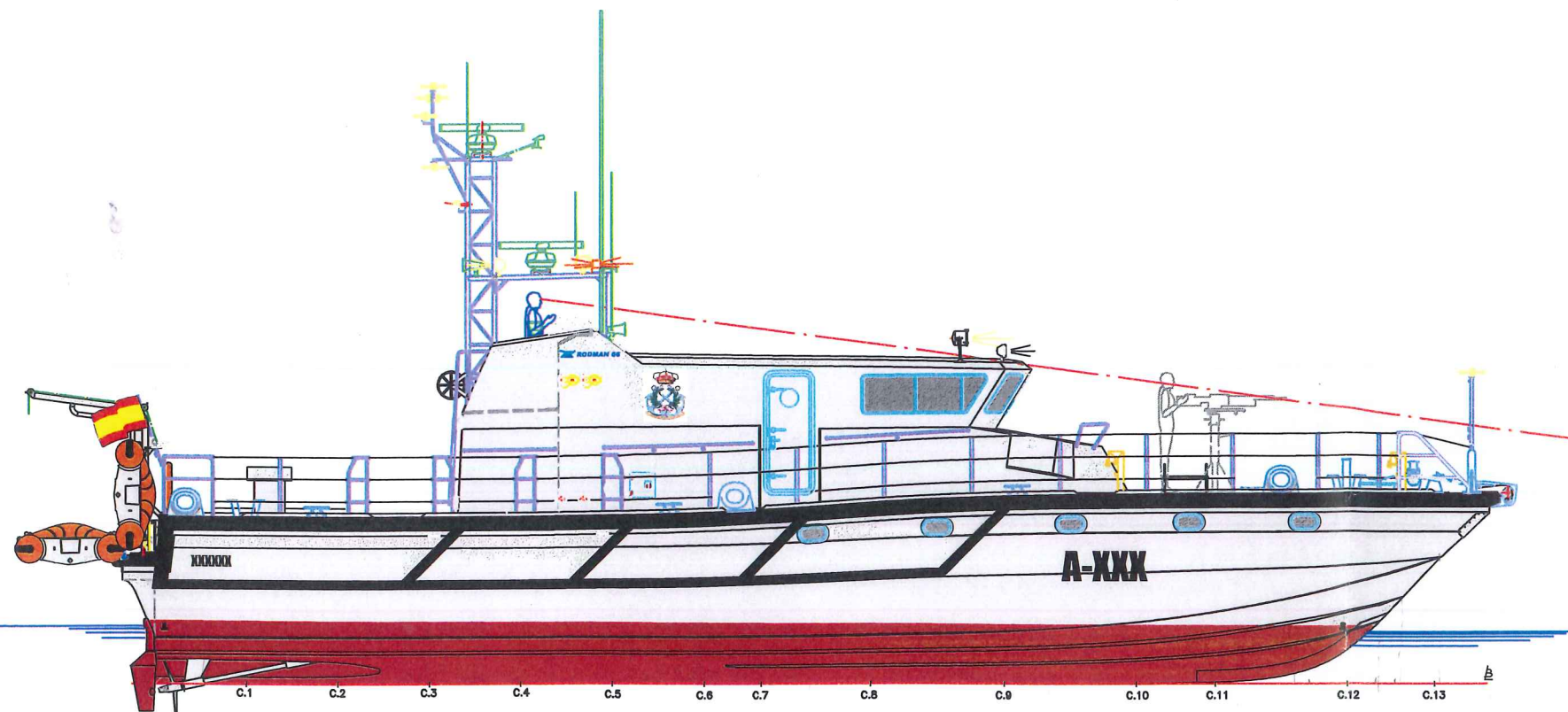


Este análisis comprende el periodo de navegación desde el 24 de marzo de 2012 hasta el 9 de diciembre de 2012. Estos datos fueron anotados por los sucesivos guardiamarinas que ejercieron como oficiales de guardia en las salidas a la mar de la lancha de instrucción “Chereguini”. Los porcentajes de carga se eligieron para asimilar los resultados a la regla del pareto [82], por comodidad en el tratamiento y comprensión de los datos.

ANEXO III: PLANOS RODMAN-66

En el presente anexo se han incluido diversos planos del buque necesarios para la realización de este proyecto. Estos documentos han sido generados por Rodman Polyships. Los planos anexados son los siguientes:

- Disposición general exteriores
- Disposición general interiores
- Disposición cámara de máquinas
- Disposición general de línea de ejes y timones



CARACTERISTICAS

ESLORA TOTAL _____ 20,50m.

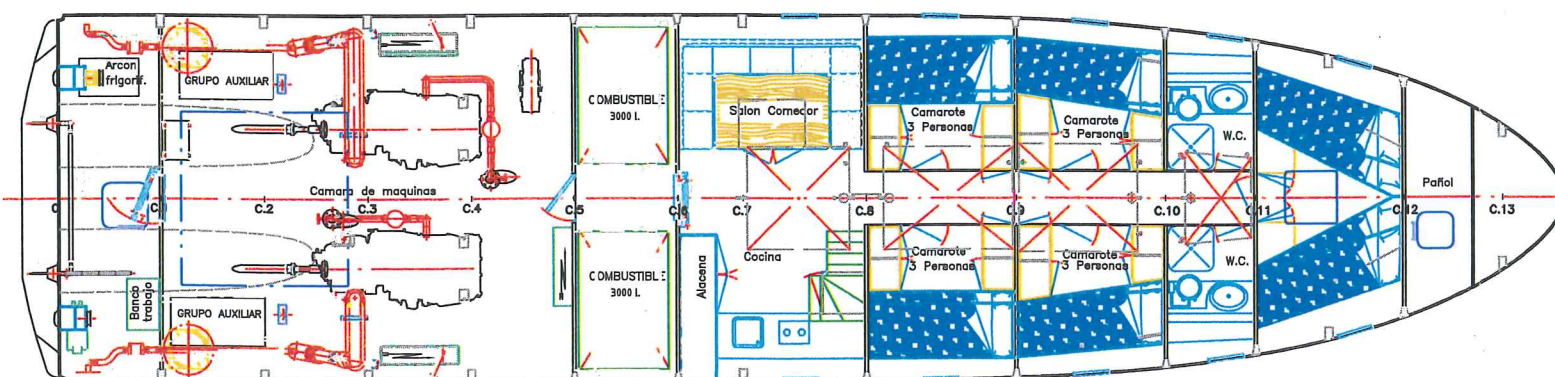
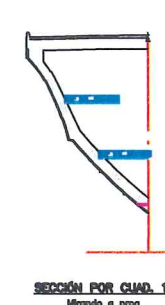
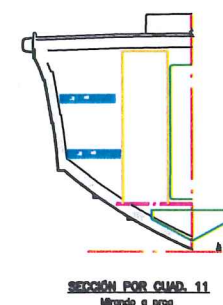
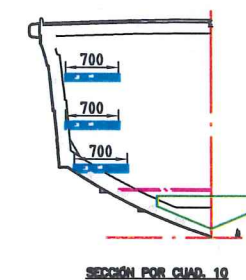
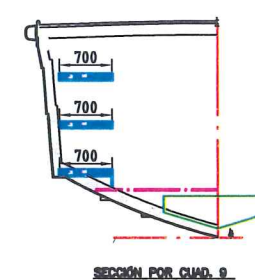
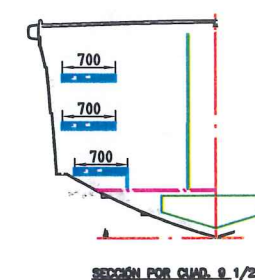
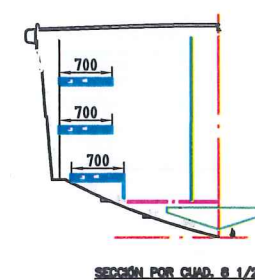
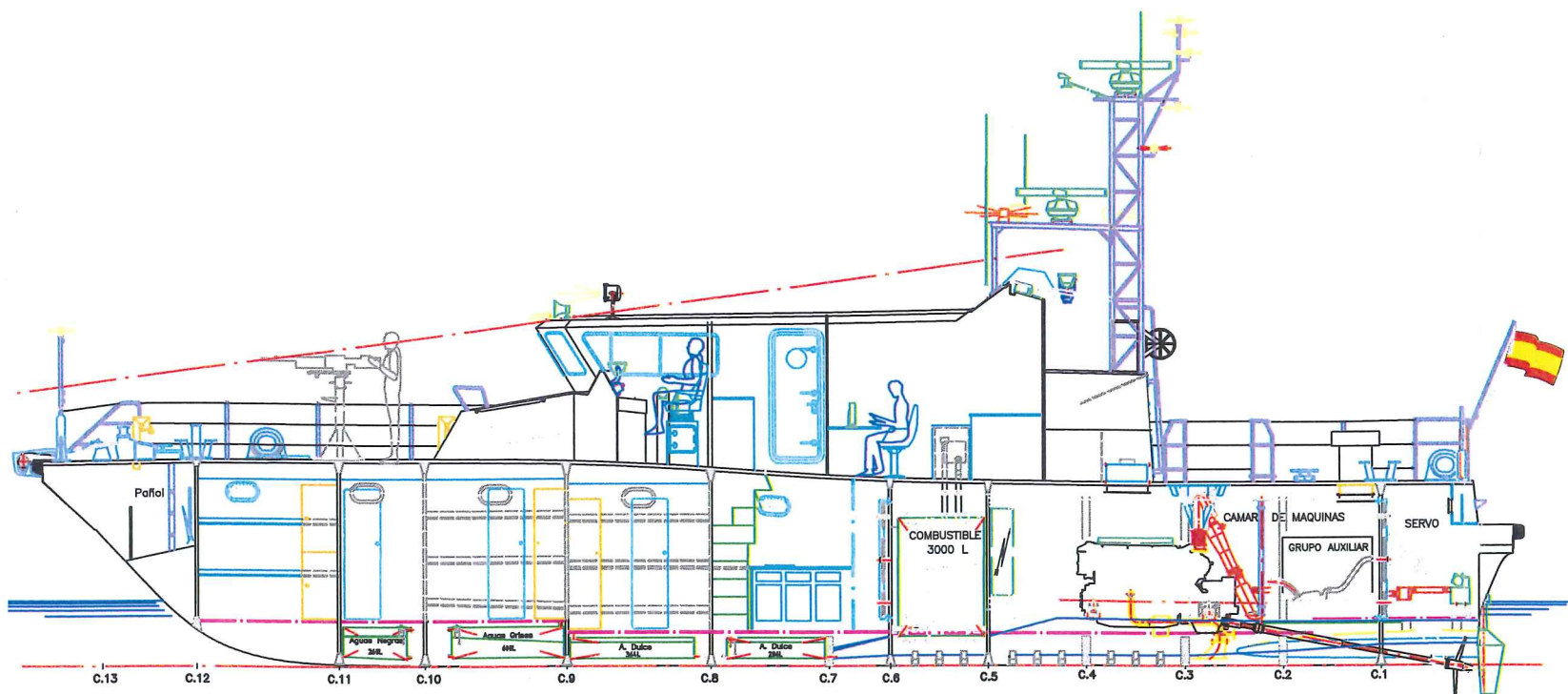
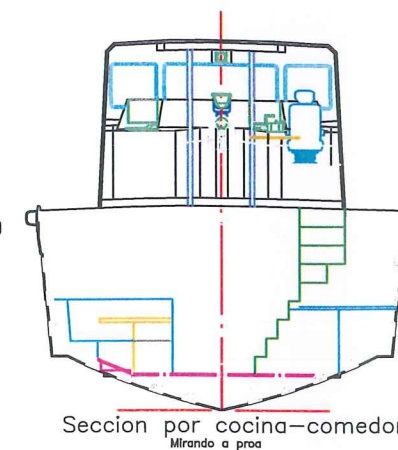
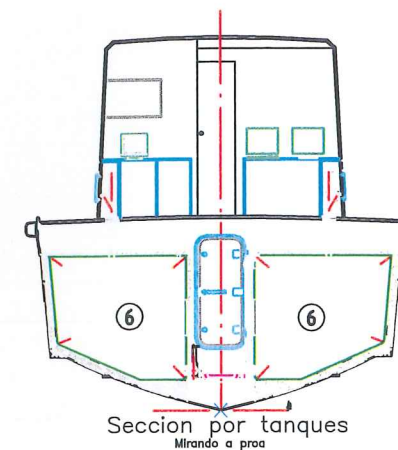
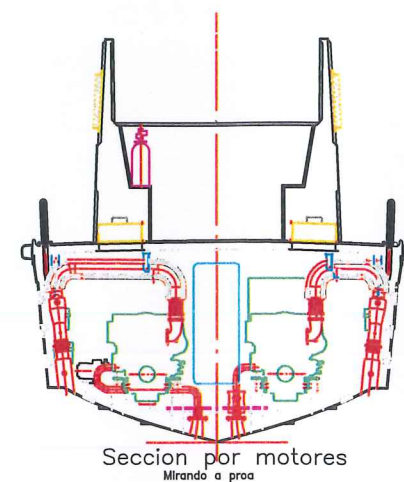
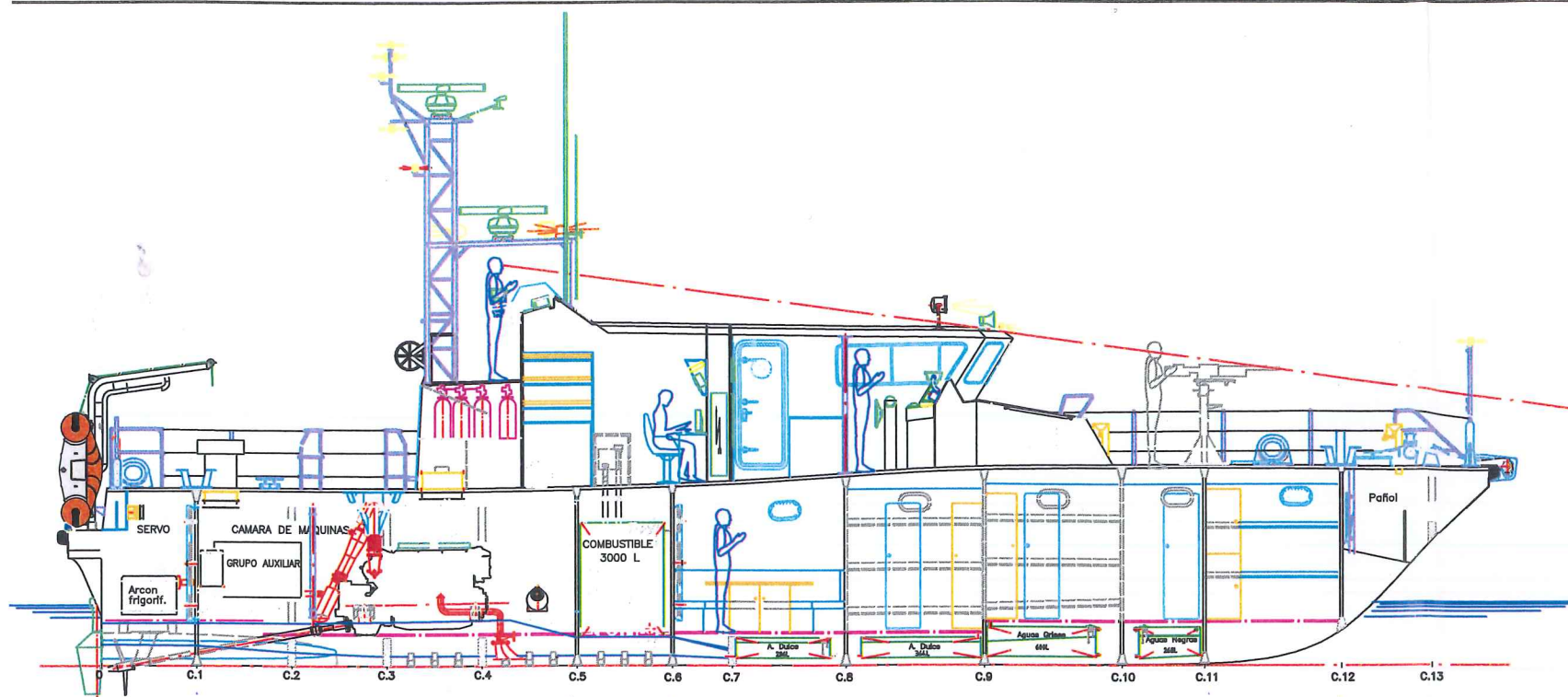
ESLORA CASCO _____ 20,00m.

MANGA _____ 4,90m.

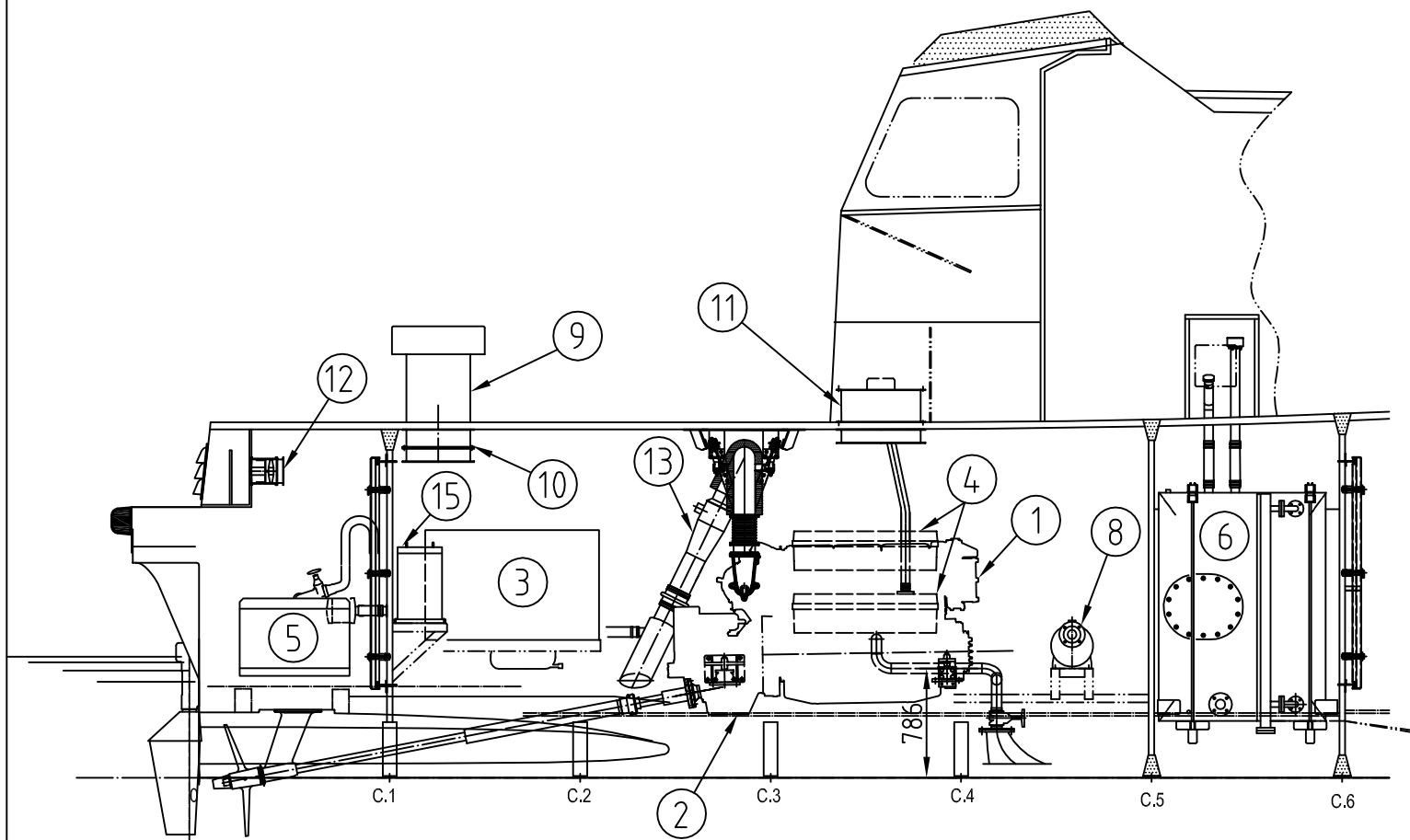
PUNTAL _____ 2,56m.

CALADO _____ 0,90m.

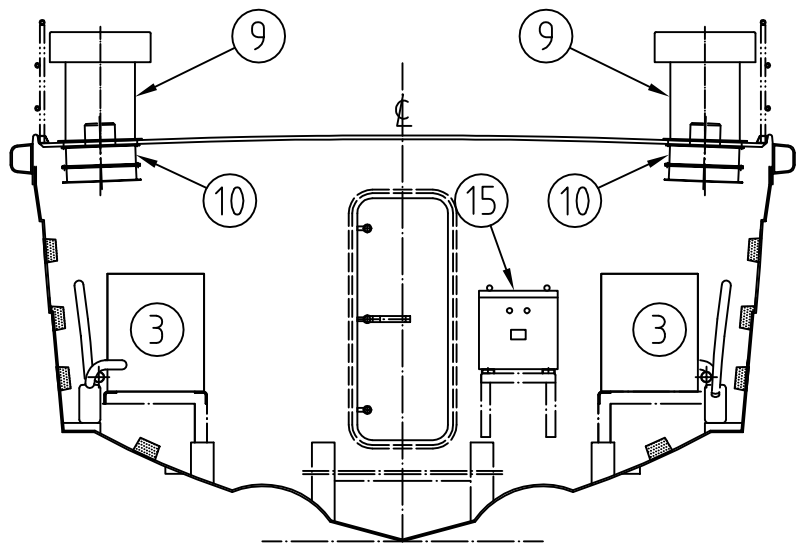
MARCA	DENOMINACION	CANTIDAD	MATERIAL	D.N.	REF. ALMACEN	OBSERVACIONES
C						
B MC 24.04.07	Inclusión construcción 66023, PLANO IGUAL AL ANTERIOR					
A lb 19.12.06	Actualizar					D. Soto 21.12.06
LETRA	MODIFICACIONES					CAUSA
	NOMBRE	FECHA	Tel: (986) 81 18 00 - Fax: (986) 81 18 09 - Tx: 83667 RIOS - TEIS, s/n - APARTADO POSTAL 501 - 36200 VIGO - SPAIN			
DIBUJADO	Marcos	10-11-06	DISPOSICION GENERAL EXTERIORES			
COMPROBADO	María M.	10-11-06				
V * B *	CASTILLA	10-11-06				
ESCALAS	COPIA N °		MODELO R-66			
1:100	DESTINO					
	FECHA					
			 Construcción y reparación naval			
			CONSTRUCCIONES 66007 y 66023			
			PLANO N ° 66Ym.A6.00B			



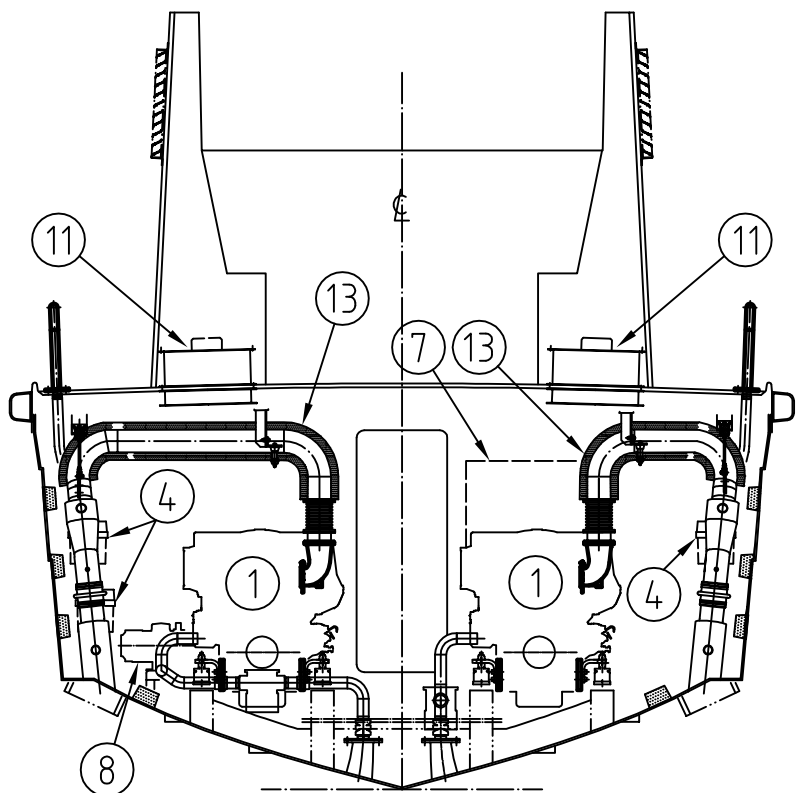
MARCA	DENOMINACION	CANTIDAD	MATERIAL	D.N.	REF. ALMACEN	OBSERVACIONES
C						
B MC 24.04.07	Inclusión construcción 66023, PLANO IGUAL AL ANTERIOR					
A Ib 19.12.06	Actualizar					D. Soto 21.12.06
LETRA	MODIFICACIONES					CAUSA
DIBUJADO	NOMBRE	FECHA	Tel: (986) 81 18 00 - Fax: (986) 81 18 09 - Tlx: 83667 RIOS - TEIS, s/n - APARTADO POSTAL 501 - 36200 VIGO - SPAIN DISPOSICION GENERAL INTERIORES			
COMPROBADO	María M	10-11-06				
V * B *	CASTILLA	10-11-06				
ESCALAS	COPIA N °		MODELO		 Construcción y reparación naval	
1:100	DESTINO					
	FECHA					
			R-66		CONSTRUCCIONES 66007 y 66023	PLANO N ° 66Ym.A6.01B



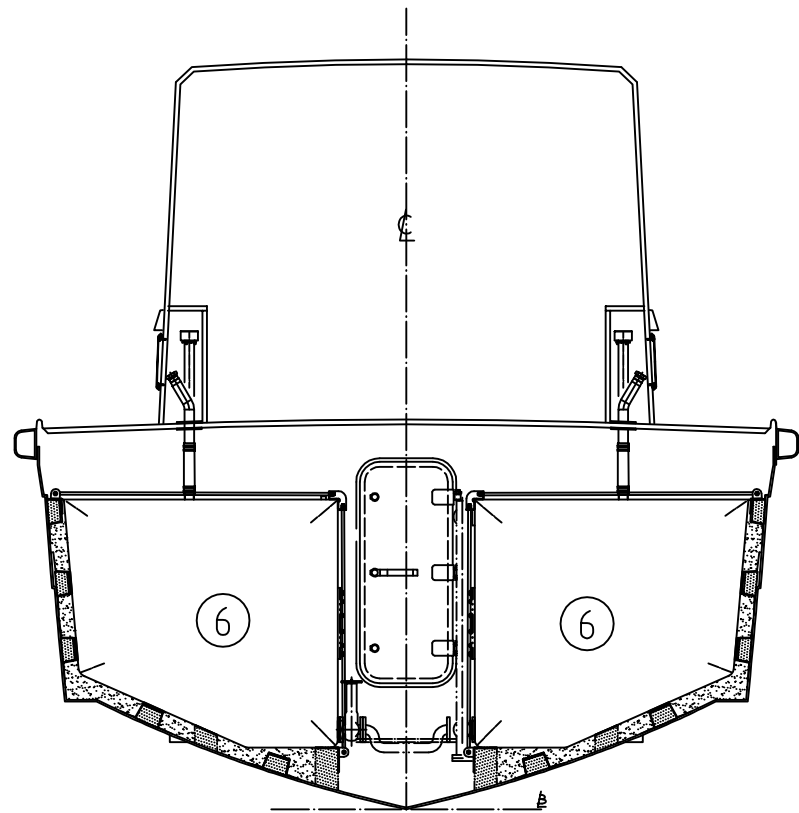
ALZADO MIRANDO A BABOR



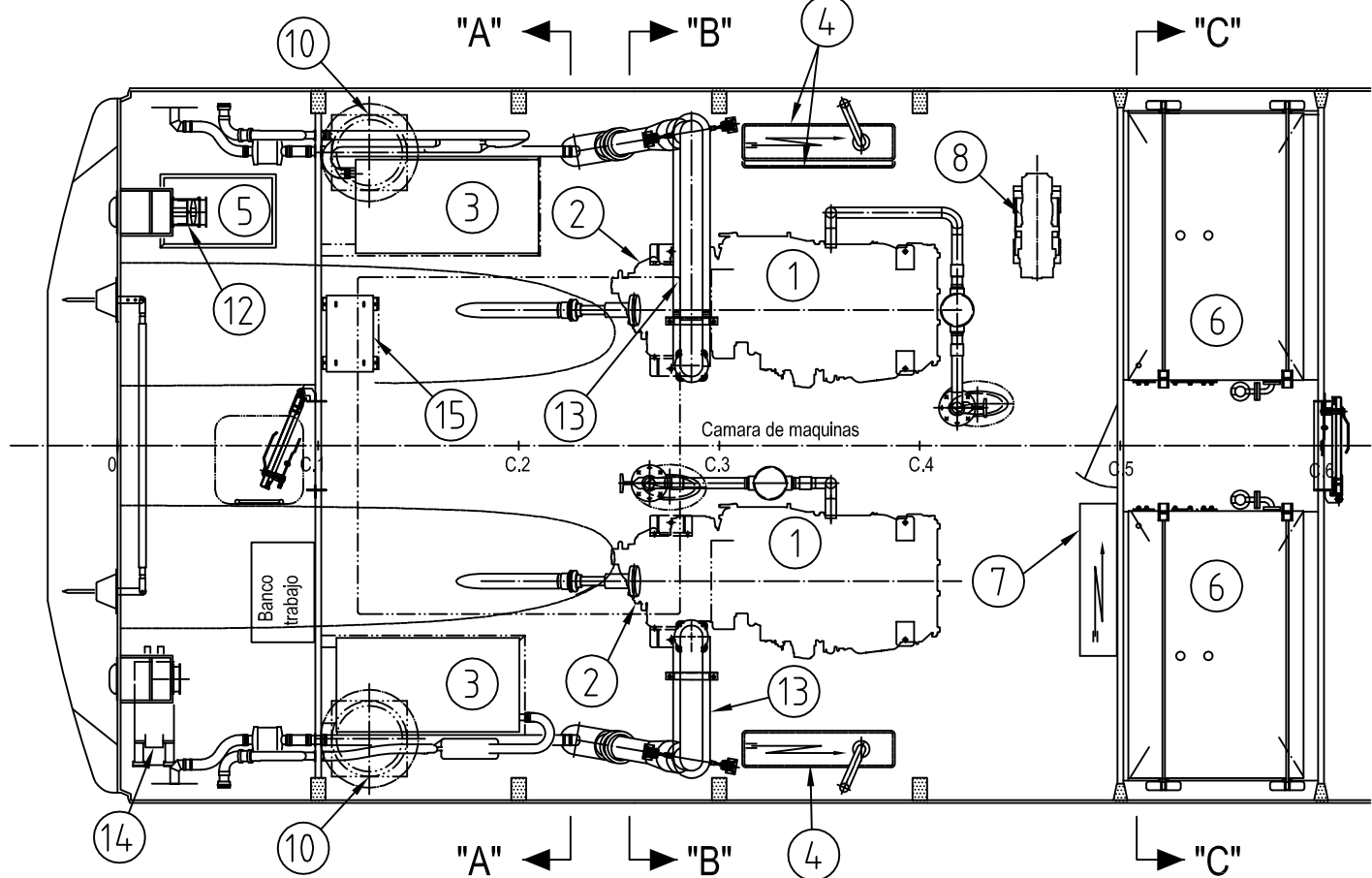
SECCION POR "A-A"



SECCION POR "B-B"



SECCION POR "C-C"

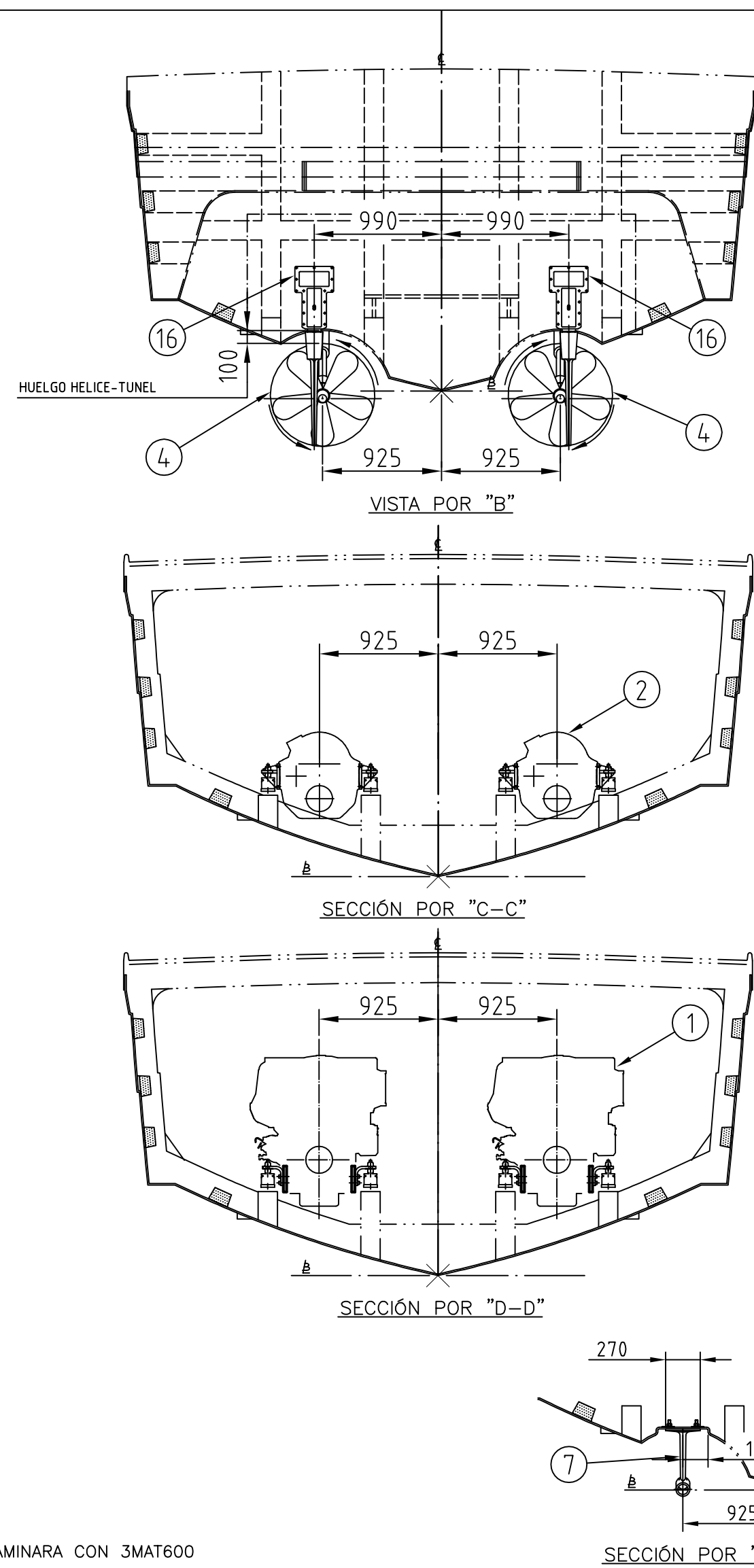


PLANTA BAJO CUBIERTA

15	TRANSFORMADOR TRIFASICO	1	---	---	---	CARACA NAVAL 400/2302 15KVA
14	CENTRAL HIDRAULICA (24V.)	1	---	---	1431007903	LECOMBLE&SCHMITT HF1-8-24V FT PILOTE
13	ESCAPES	2	ALSI-316	---	---	S / P L . 66Ym . J1 . 00
12	EXTRACTOR (500M /H. A 10 M.M C/A-24v.)	1	-	---	---	"GIANNESCHI & RAMACCIOTTI" MINITUBE 160
11	VENTILADOR (11.400M /H. A 76 M.M C/A-24v.)	2	-	---	---	"GIANNESCHI & RAMACCIOTTI" ELL 560 FLUJO E
10	EXTRACTOR (6.600M /H. A 26 M.M C/A-24v.)	2	-	---	---	"GIANNESCHI & RAMACCIOTTI" ELL/R 450/2 FLUJO V
9	MANGUEROTE	2	ALUMINIO	---	---	S / P L . 66Ym . J0 . 01
8	BOMBA DE C.I.	1	---	---	---	"AZCUE" CA 50/7 220V 30m3/h 30 m.c.a
7	CUADRO ELECTRICO	1	---	---	---	---
6	TANQUE DE COMBUSTIBLE	2	ALUMINIO	---	---	3000 LITROS C/UNO
5	ARCON FRIGORIFICO	1	-	---	---	"WAECO" CF-110 (24V.)
4	CAJA DE BATERIAS	3	PRFV	---	---	---
3	GRUPO ELECTROGENO	2	---	---	---	"STAMEGNA" TIPO : SM-220 18 Kw 50 Hz
2	REDUCTOR	2	---	---	---	"ZF" TIPO: 550 A REDUCCION 1.971:1
1	MOTOR PRINCIPAL	2	---	---	---	"CATERPILAR" TIPO : C-18 C 725 CV. - 2.100 RPM.

MARCA	DENOMINACION	CANTIDAD	MATERIAL	D.N.	REF. ALMACEN	OBSERVACIONES
C						
B						
A MC 14.05.07	Inclusión construcción 66023, PLANO IGUAL AL ANTERIOR					
LETRA	MODIFICACIONES					CAUSA
DIBUJADO	NOMBRE L. Bastero	FECHA 15.12.06	DESIGNACION Tel (986) 81 10 00 - Fax (986) 81 10 00 - Tx 63807 RD55 - 7035, 504 - APARTADO POSTAL 501 - 36200 VIGO - SPAIN			
COMPROBADO	D. Soto	20.12.06	DISPOSICION CAMARA DE MAQUINAS			
Vº Bº	Mº Martín	20.12.06				
ESCALAS	COPIA N°		MODELO R-66			
1:50	DESTINO					
	FECHA					
			CONSTRUCCIONES 66007 y 66023		PLANO N° 66Ym.R1.00A	





MOTORES	Marca _____	CATERPILLAR	REDUCTOR	Marca _____	ZF
	Tipo _____	C-18C		Tipo _____	550 A
	Potencia _____	715 BHP		Reduccion _____	1.971 : 1
	R.P.M. _____	2100		R.P.M. entrada _____	2100
				R.P.M. salida _____	1065

HELICES	Marca _____	AQUAFOIL
	Diametro _____	813 mm
	Paso _____	838 mm
	N° de palas _____	5
	Relacion Area/Disco _____	1.05
	R.P.M. _____	1065
	Rotacion _____	DERECHAS la de ER. (Visto desde popa) IZQUIERDAS la de Br. (Visto desde popa)

LAS REFERENCIAS SON "TEIGNBRIDGE" O SIMILARES

21	SOPORTE CILINDRO HIDRAULICO	1	—	—	—	TABLERO FENOLICO 25 mm
20	BARRA PARA MANIOBRA DE EMERGENCIA	1	AISI 316	—	—	S/PLANO 66Ym. K2.10
19	CORTACABOS PARA EJE Ø60	2	AISI 316	—	—	PLASTIMO, REF. 24724
18	BARRA DE UNION	1	AISI 304—316	—	—	S/ Plano 66Ym.R0.01
17	CILINDRO HIDRAULICO	1	—	—	—	s/Plano 66Ym.k2.00
16	TIMON (0,258 M.)	2	—	—	—	TEIGNBRIDGE ASR3189
15	ARANDELA DE SEGURIDAD TUERCA HELICE	2	AISI 316	—	—	SUMINISTRO "TEIGNBRIDGE"
14	PRISIONERO CASQUILLO BOCA	4	AISI 316	—	—	MONTADO EN LA BOCA
13	TUERCA HELICE 1 ROSCA "DERECHA" 1 ROSCA "IZQUIERDA"	1+1	BIMETALICA	—	—	SUMINISTRO "TEIGNBRIDGE"
12	CHAVETA MANGON	2	AISI 329	—	—	SUMINISTRO "TEIGNBRIDGE"
11	CHAVETA HELICE	2	AISI 329	—	—	SUMINISTRO "TEIGNBRIDGE"
10	CASQUILLO BOCA (60ø EJE x 240 LONG.)	2	BR. Y GOMA	—	—	SUMINISTRO "TEIGNBRIDGE"
9	MANGON EJE DE COLA	2	—	—	—	SUMINISTRO "TEIGNBRIDGE"
8	CIERRE DE BOCA CIERRE DE BOCA (RESPEO)	2 2	—	60	—	"TIDES MARINE" SURESEAL
7	ARBOTANTE	2	BRONCE	60	—	SUMINISTRO "TEIGNBRIDGE"
6	EJE DE COLA (VER NOTA)	1+1	AISI 329	60	—	SUMINISTRO "TEIGNBRIDGE"
5	BOCA	2	PRFV	—	—	SUMINISTRO "TEIGNBRIDGE"
4	HELICE ø=32" Paso=33" N° de palas=5	1+1	BRONCE MIGUEL ALMERO	—	—	Helice 32" 5 DAR 105 Helice 32" 5 DAR 105
3	ACOPLAMIENTO ELASTICO	2	—	—	—	SUMINISTRO REDUCTOR
2	REDUCTOR	2	—	—	—	"ZF" TIPO: 550 A REDUCCION 1.971 : 1
1	MOTOR PRINCIPAL	2	—	—	—	"CATERPIRLAR" TIPO : C-18 C 715 CV. - 2.100 RPM.
MARCA	DENOMINACION	CANTIDAD	MATERIAL	D.N.	REF. ALMACEN	OBSERVACIONES
C						
B						
A MC 14.05.07	Inclusión construcción 66023, PLANO IGUAL AL ANTERIOR					
LETRA						CAUSA
DESEBUJADO	NOMBRE L. Bastero	FECHA 23.11.06	DESIGNACION			
COMPROBADO	NOMBRE D. Soto	FECHA 24.11.06				
V' V' B' *						
ESCALAS	COPIA N°					
1:40	DESTINO					
1:10	FECHA					
			R-66			
					CONSTRUCCIONES 66007 y 66023	
					PLANO N° 66Ym.R0.00A	

ANEXO IV: CURVAS HIDROSTÁTICAS ORIGINALES Y EXPERIENCIA DE ESTABILIDAD

En el presente anexo se recogen las curvas hidrostáticas o curvas de carenas rectas, calculadas mediante programas informáticos por Rodman Polyships, que reflejan el comportamiento de la carena del buque en función de los diferentes calados. Son parámetros calculados para cuando el buque está en posición de adrizamiento (sin escora).

Estas curvas dan información acerca de gran cantidad de parámetros del buque como son: posición del centro de carena sobre la línea de crujía, desplazamiento del buque, toneladas por centímetro de inmersión, momento para cambiar el asiento un centímetro, área sumergida de la sección maestra,... así como otros coeficientes.

También se incluye la experiencia de estabilidad de la cual se ha extraído información acerca de calados, eslora entre perpendiculares y eslora entre marcas de calado.

 OFICINA TÉCNICA	MODELO: RODMAN-66	CUADERNO DE ESTABILIDAD
	LANCHA PARA LA ESCUELA NAVAL DE MARÍN.	Date: OCTUBRE 2007
		Page:2 of 37

1. CARACTERÍSTICAS GENERALES

Modelo: Rodman 66
 Número de construcción: 66023
 Armador:..... Armada Española.
 Constructor: RODMAN POLYSHIPS, S.A.U.
 Eslora total (Loa): 20,50 m.
 Eslora del casco (L_H): 20,00 m.
 Eslora entre perpendiculares (Lpp):..... 18,50 m.
 Manga del casco (B_H): 4,878 m.
 Puntal de trazado: 2,563 m.
 Calado de trazado: 0,747 m.
 Capacidad de combustible 6000 l.
 Capacidad de agua dulce 650 l.
 Velocidad máx.:..... 24 nudos
 Potencia 2 x 715 CV a 2100 rpms
 Motores..... 2 x Caterpillar C-18 rating “C”

4. CURVAS HIDROSTÁTICAS

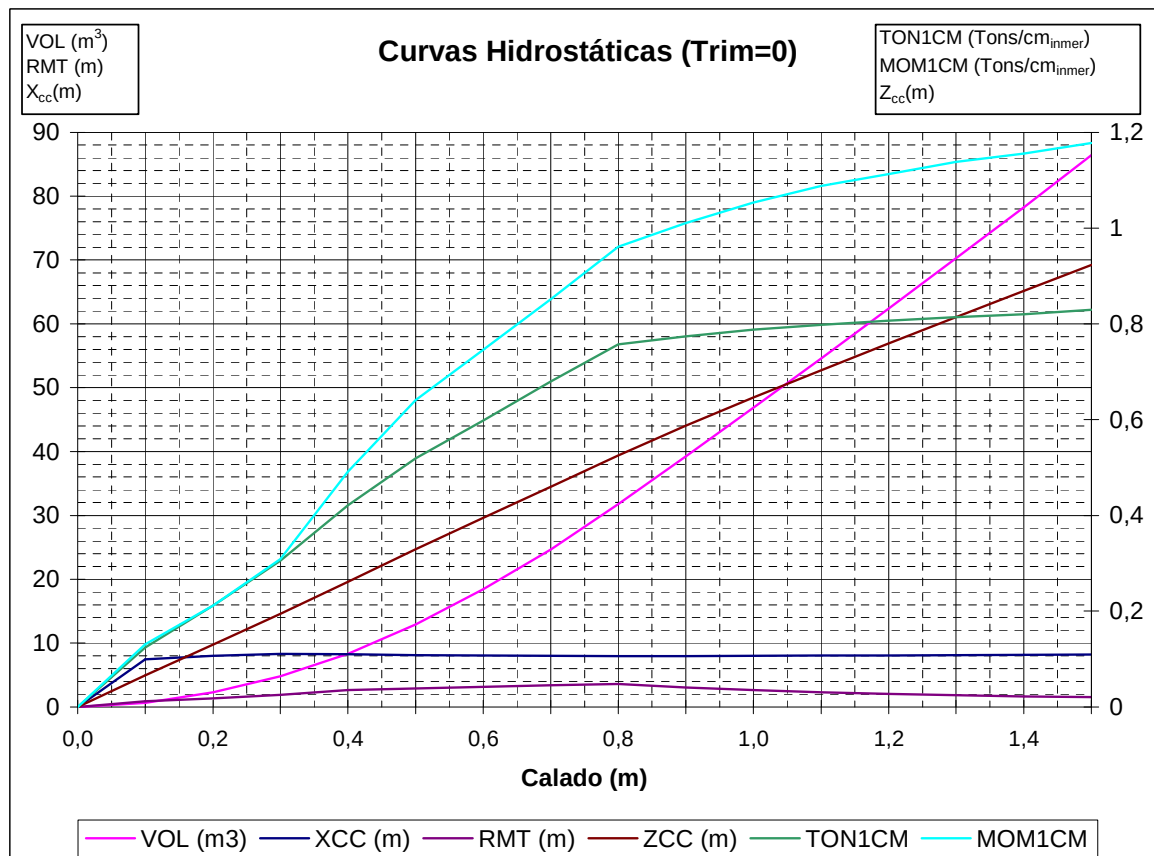
Las curvas hidroestáticas se determinarán a través de programas informáticos.

I.S.I. PROGRAMAS DE ARQUITECTURA NAVAL
PROYECTO 66YM

CARENAS RECTAS 66023

DIFERENCIA DE CALADOS 0.000 m. sobre base

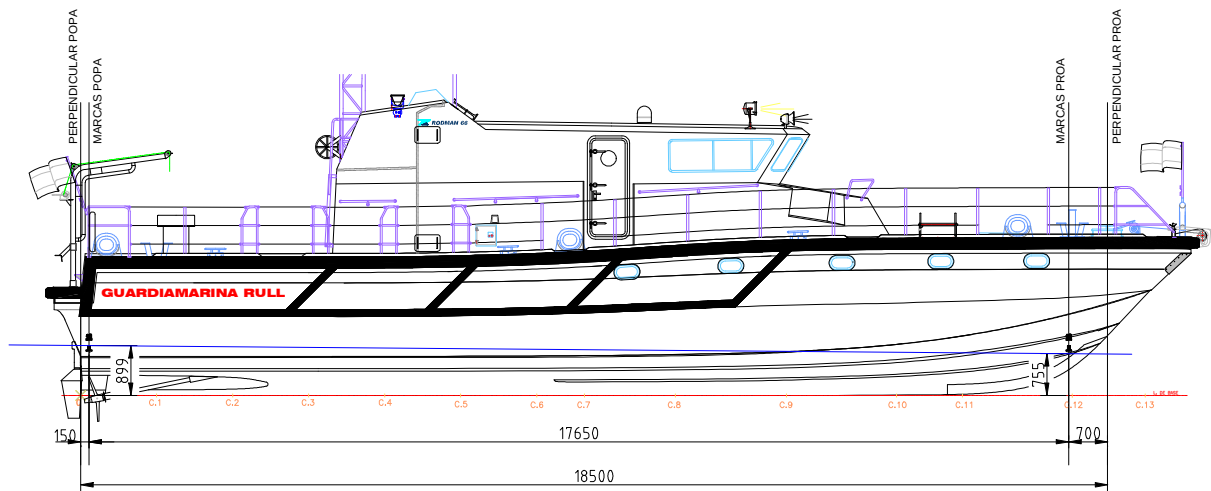
LA	TCM	VOL(M3)	DES(TM)	XC(M)	ZC(M)	FLT(M2)	XLA(M)	TON1CM	MOM1CM	RMT(M)	RML(M)	DELTA	BETA	ALFA	FI
1	.000	.000	0.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000
2	.050	.166	0.170	7.288	.033	6.552	7.368	.067	.072	.569	787.575	.037	.043	.073	.850
3	.100	.639	0.656	7.476	.066	12.054	7.812	.124	.131	.893	370.760	.071	.084	.134	.840
4	.150	1.352	1.387	7.765	.098	16.444	8.227	.169	.171	1.117	227.967	.100	.124	.182	.808
5	.200	2.282	2.341	8.011	.130	20.673	8.461	.212	.212	1.347	167.614	.126	.161	.229	.784
6	.250	3.419	3.508	8.185	.162	24.872	8.577	.255	.255	1.565	134.352	.152	.198	.276	.767
7	.300	4.787	4.911	8.281	.194	29.739	8.508	.305	.309	1.876	116.399	.177	.233	.330	.760
8	.350	6.404	6.571	8.308	.227	35.592	8.220	.365	.399	2.310	112.348	.203	.266	.394	.763
9	.400	8.310	8.526	8.264	.261	41.071	8.022	.421	.491	2.609	106.545	.230	.297	.455	.774
10	.450	10.516	10.789	8.176	.296	46.621	7.816	.478	.587	2.828	100.590	.259	.328	.517	.790
11	.500	12.945	13.282	8.109	.329	50.569	7.848	.519	.641	2.924	89.260	.287	.357	.560	.804
12	.550	15.591	15.996	8.074	.363	54.573	7.853	.560	.695	3.029	80.322	.314	.385	.605	.815
13	.600	18.416	18.895	8.043	.395	58.322	7.887	.598	.746	3.118	73.016	.340	.413	.646	.824
14	.650	21.428	21.985	8.022	.428	62.000	7.912	.636	.797	3.201	67.086	.365	.439	.687	.831
15	.700	24.619	25.259	8.007	.460	66.278	7.896	.680	.852	3.408	62.397	.390	.465	.734	.838
16	.750	28.147	28.879	7.982	.493	72.128	7.860	.740	.927	3.857	59.376	.416	.494	.799	.843
17	.800	31.795	32.622	7.973	.525	73.762	7.980	.757	.961	3.590	54.500	.440	.521	.817	.846
18	.850	35.504	36.427	7.975	.557	74.539	8.045	.765	.984	3.272	49.999	.463	.545	.826	.849
19	.900	39.264	40.285	7.985	.587	75.435	8.118	.774	1.011	3.025	46.441	.483	.566	.836	.853
20	.950	43.053	44.172	7.997	.617	76.146	8.177	.781	1.032	2.803	43.238	.502	.586	.844	.857
21	1.000	46.879	48.098	8.012	.646	76.771	8.229	.788	1.053	2.607	40.514	.519	.603	.851	.861
22	1.050	50.728	52.047	8.028	.675	77.282	8.270	.793	1.070	2.432	38.050	.535	.619	.856	.864
23	1.100	54.600	56.020	8.044	.703	77.786	8.310	.798	1.088	2.282	35.919	.550	.634	.862	.867
24	1.150	58.493	60.014	8.060	.731	78.267	8.346	.803	1.104	2.156	34.017	.564	.648	.867	.870
25	1.200	62.413	64.036	8.077	.759	78.612	8.369	.807	1.113	2.035	32.165	.576	.660	.871	.873
26	1.250	66.348	68.073	8.093	.787	78.949	8.390	.810	1.123	1.928	30.519	.588	.671	.875	.876
27	1.300	70.303	72.131	8.109	.814	79.350	8.419	.814	1.138	1.835	29.192	.599	.682	.879	.879
28	1.350	74.277	76.208	8.124	.842	79.612	8.432	.817	1.145	1.748	27.789	.610	.692	.882	.881
29	1.400	78.263	80.298	8.139	.869	79.873	8.446	.820	1.156	1.669	26.644	.619	.701	.885	.883
30	1.450	82.386	84.528	8.168	.896	80.288	8.450	.824	1.161	1.600	25.410	.630	.710	.890	.887
31	1.500	86.411	88.658	8.182	.923	80.759	8.477	.829	1.178	1.540	24.580	.638	.718	.895	.889



 OFICINA TÉCNICA	MODELO: RODMAN-66	CUADERNO DE ESTABILIDAD
	LANCHA PARA LA ESCUELA NAVAL DE MARÍN.	Date: OCTUBRE 2007
		Page:9 of 37

6. EXPERIENCIA DE ESTABILIDAD

Calados en Marcas durante la experiencia de estabilidad, realizada para el buque gemelo 66005 “Guardiamarina Barrutia”.



I.S.I. PROGRAMAS DE ARQUITECTURA NAVAL

EXPERIENCIA DE ESTABILIDAD

=====

PROYECTO: 66005

NOMBRE DEL BUQUE: GUARDIAMARINA BARRUTIA
FECHA DE LA EXPERIENCIA: 19-07-06
LUGAR DE LA EXPERIENCIA: Metalships & Docks

DATOS DE LA EXPERIENCIA

CALADO EN LAS MARCAS DE POPA AL CANTO BAJO DE LA QUILLA:	0.899 (m)
CALADO EN LAS MARCAS DE PROA AL CANTO BAJO DE LA QUILLA:	0.756 (m)
PESO UTILIZADO EN LA PRUEBA:	1.616 (T)
DISTANCIA DE TRASLADO DE LOS PESOS:	4.200 (m)
LONGITUD DEL PENDULO:	2.960 (m)
DESVIACION DEL PENDULO A Er.:	.128 (m)
DESVIACION DEL PENDULO A Br.:	.116 (m)

PESOS A AÑADIR

COMENTARIO	PESO	ZG	MOM. Z	XG	MOM. X	YG	MOM. Y
EQUIPOS AULA	.150	3.285	.5	8.215	1.2	.000	.0
	.150	3.285	.5	8.215	1.2	.000	0

ANEXO V: CATÁLOGOS C18, C9 y D11.

En el presente anexo figuran los catálogos de los motores C18, C9 y D11. Se ha anexoado también un documento sobre información técnica específica del funcionamiento del D11 como parte del sistema IPS650.

En estos documentos se incluye información sobre especificaciones del motor como: cilindrada, nivel de emisiones, velocidad de giro máxima, potencia, características de los pistones, aspiración, tipo de aceite necesario, sentido de giro, ... así como otros datos de interés.

Tambien se incluyen gráficas en donde se muestran las características de potencia, par y consumo para cada velocidad de giro del motor. Las gráficas suelen mostrar dos curvas: la primera es la máxima potencia entregada por el motor y la segunda es la potencia entregada para una hélice cuya curva de demanda de potencia es de la forma:

$$Carga\ de\ la\ hélice = K \times RPM^Y$$

- En donde Y es un número determinado por el tipo de embarcación que oscila entre 2,2 para embarcaciones para embarcaciones rápidas y 3 para embarcaciones comerciales pesadas y lentas. Para embarcaciones de velocidad media, se suele coger un valor de 2,7.
- La K, por otra parte, se elige deliberadamente para que la curva pase por el punto donde la curva de potencia del motor alcanza el máximo de revoluciones de potencia.

Como se puede apreciar en las gráficas los valores de la Y para las distintas cargas teóricas de la hélice es distinta en el motor Volvo Penta por lo que se ha utilizado las curvas de máxima potencia entregada al motor para las comparativas del proyecto.

Por último, también se incluyen datos de dimensiones del motor, así como un pequeño esquema no válido para instalación.



Image may not reflect
actual engine

SPECIFICATIONS

I-6, 4-Stroke-Cycle-Diesel

Displacement.....	18.1 L (1106 in ³)
Rated Engine Speed	2100
Bore.....	145 mm (5.7 in.)
Stroke	183 mm (7.2 in.)
Aspiration	Turbocharged-Aftercooled
Governor	Electronic
Cooling System.....	Keel-Cooled/ Heat-Exchanger Cooled
Weight, Net Dry (approx.)	
Keel-Cooled.....	1539 kg (3394 lb)
Heat Exchanger-Cooled	1673 kg (3688 lb)
Refill Capacity	
Cooling System	45.8 L (12.1 gal)
Lube Oil System	64 L (16.9 gal)
Oil Change Interval	500 hours
Caterpillar Diesel Engine Oil 10W30 or 15W40	
Rotation (from flywheel end).....	Counterclockwise
Flywheel and flywheel	
housing.....	SAE No. 1 and SAE No. 0
Flywheel Teeth	
SAE No. 1.....	113
SAE No. 0.....	136
Maximum Exhaust	
Backpressure	6.7 kPa (26.9 in. water)

STANDARD EQUIPMENT

Air Inlet System

Corrosion-resistant sea water aftercooler, air cleaner/fumes disposal (closed system), jacket water cooled turbocharger, turbocharger inlet OD straight connection

Control System

Electronic governing (A4), programmable low idle, electronic diagnostics and fault logging, fuel/air ratio control, electronic throttle position sensor

Cooling System

Thermostat and housing, block heater (1500W, 120V AC current), gear-driven jacket water pump, self priming, gear-driven sea water pump with bronze impeller, titanium plate type heat exchanger or separate circuit keel cooling

Exhaust System

Watercooled exhaust manifold and turbocharger, round-flanged outlet

Flywheel and Flywheel Housings

Standard SAE No. 1 flywheel and flywheel housing, 113 teeth, SAE standard rotation; optional SAE No. 0 flywheel and flywheel housing, 136 teeth, SAE standard rotation

Fuel System

Fuel filter, RH service on port, LH service on starboard; fuel transfer pump; fuel priming pump; flexible fuel lines

Instrumentation

Electric service meter, instrument panel (24V), start/stop switch, emergency stop button, maintenance due light, diagnostic light, warning light, maintenance clear switch, start motor magnetic switch, 15 and 3A breakers

Lube System

Crankcase breather; oil cooler; spin-on oil filter, RH service on port, LH service on starboard; center sump deep oil pan; oil filler; dipstick, RH service on port, LH service on starboard; gear-driven oil pump

Mounting System

Adjustable front support

Power Take-Offs

Hydraulic pump drive, SAE A, 11 tooth spline, 46 ft-lbs max torque, counterclockwise as viewed from front of the engine looking into the drive and turns 1.41 x engine speed, 292 mm crankshaft pulley, 15.88 mm width

General

Vibration damper; lifting eyes, RH or LH service options; literature; variable engine wiring; upper rear-facing customer wiring connector and service tool connections

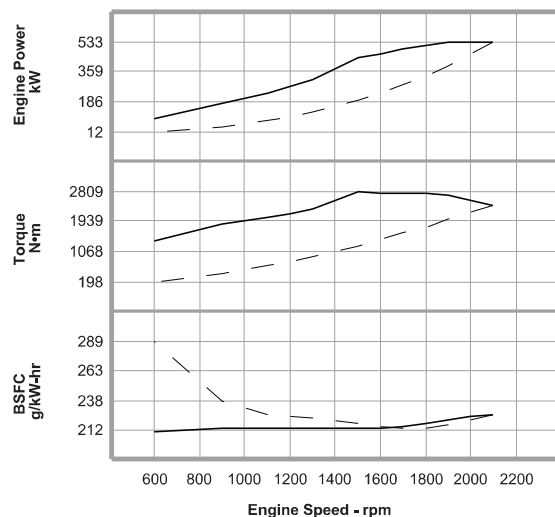
ISO Certification

Factory-designed systems built at Caterpillar ISO 9001:2000 certified facilities.

PERFORMANCE CURVES

Turbocharged-Aftercooled

C Rating — 533 bkW (715 bhp) @ 2100 rpm
DM9568-00



Metric

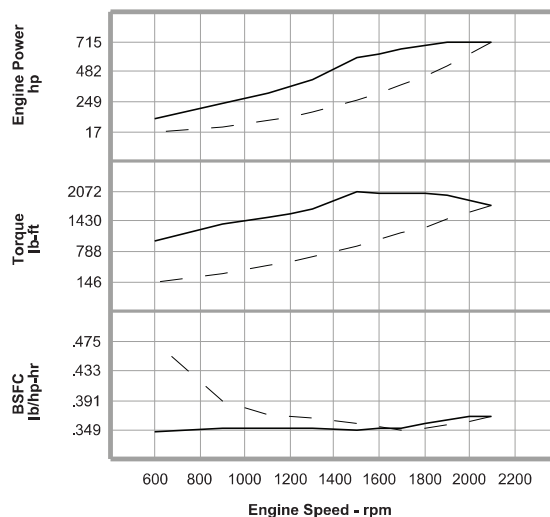
Maximum Power
Prop Demand

533 kW

Performance Data

	Engine Speed rpm	Engine Power kW	Engine Torque N·m	BSFC g/kW-hr	Fuel Rate L/hr
Maximum Power Data	2100	533.0	2424	223.9	142.3
	2000	533.0	2545	222.7	141.5
	1900	533.0	2679	220.1	139.8
	1800	515.1	2733	216.9	133.2
	1700	488.9	2746	213.8	124.6
	1600	462.2	2759	212.4	117.0
	1500	441.3	2809	212.1	111.6
	1300	316.5	2325	212.4	80.1
	1200	273.5	2176	212.8	69.4
	900	173.4	1840	212.7	44.0
	600	84.4	1343	210.3	21.2
Prop Demand Data	2100	533.0	2424	223.9	142.3
	2000	460.4	2198	219.4	120.4
	1900	394.8	1984	215.4	101.4
	1800	335.7	1781	212.5	85.0
	1700	282.8	1588	212.0	71.5
	1600	235.7	1407	214.5	60.3
	1500	194.2	1237	217.2	50.3
	1300	126.4	929	221.5	33.4
	1200	99.5	791	223.1	26.4
	900	42.0	445	237.5	11.9
	600	12.4	198	288.9	4.3

Cubic prop demand curve with 3.0 exponent for displacement hulls only.



English

Maximum Power
Prop Demand

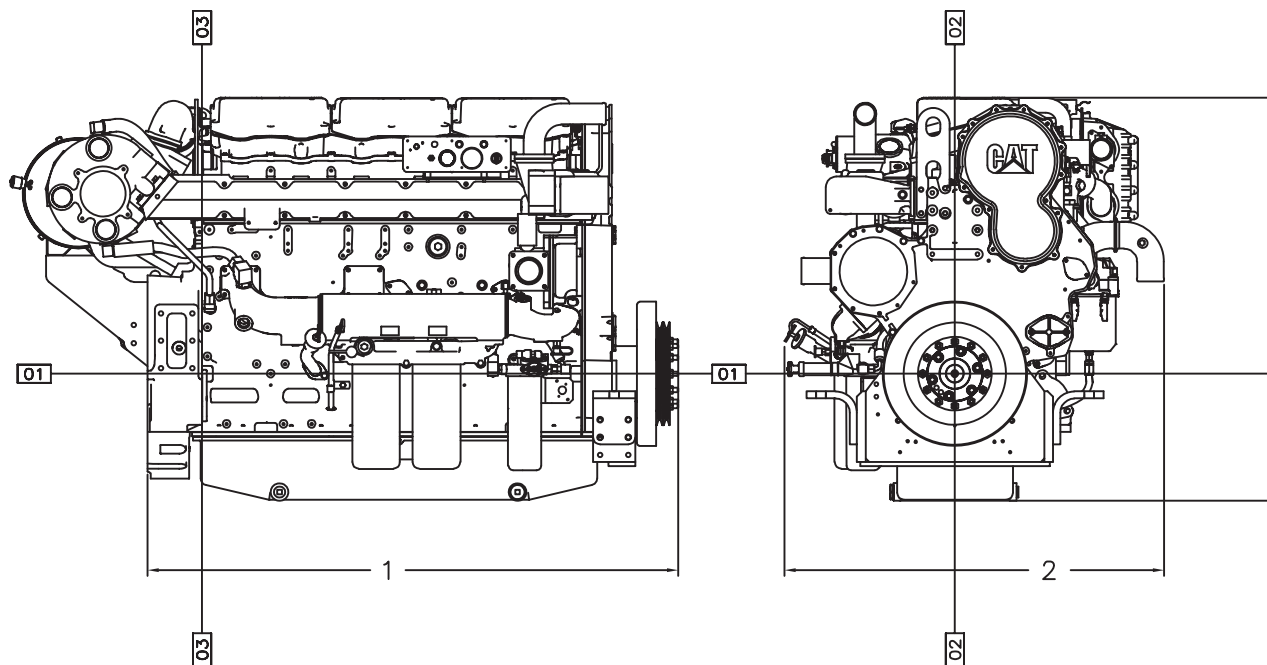
715 hp

Performance Data

	Engine Speed rpm	Engine Power hp	Engine Torque lb-ft	BSFC lb/hp-hr	Fuel Rate gph
Maximum Power Data	2100	714.8	1788	.368	37.6
	2000	714.8	1877	.366	37.4
	1900	714.8	1976	.362	36.9
	1800	690.8	2016	.357	35.2
	1700	655.6	2025	.351	32.9
	1600	619.8	2035	.349	30.9
	1500	591.8	2072	.349	29.5
	1300	424.4	1715	.349	21.2
	1200	366.8	1605	.350	18.3
	900	232.5	1357	.350	11.6
	600	113.2	990	.346	5.6
Prop Demand Data	2100	714.8	1788	.368	37.6
	2000	617.4	1621	.361	31.8
	1900	529.4	1463	.354	26.8
	1800	450.2	1314	.349	22.5
	1700	379.2	1171	.349	18.9
	1600	316.1	1038	.353	15.9
	1500	260.4	912	.357	13.3
	1300	169.5	685	.364	8.8
	1200	133.4	583	.367	7.0
	900	56.3	328	.390	3.1
	600	16.6	146	.475	1.1

Power produced at the flywheel will be within standard tolerances up to 50°C (122°F) combustion air temperature measured at the air cleaner inlet, and fuel temperature up to 52°C (125°F) measured at the fuel filter base. Power rated in accordance with NMMA procedure as crankshaft power. Reduce crankshaft power by 3% for propeller shaft power.

ENGINE DIMENSIONS



C18 ACERT Engine Dimensions (approx.)		
Length to Flywheel Housing		
Heat-Exchanger Cooled	1504.8 mm	59.24 in.
Keel-Cooled	1504.8 mm	59.24 in.
Width		
Heat-Exchanger Cooled	1077.2 mm	42.41 in.
Keel-Cooled	1077.2 mm	42.41 in.
Height		
Heat-Exchanger Cooled	1143.9 mm	45.04 in.
Keel-Cooled	1143.9 mm	45.04 in.
Weight (dry)		
Heat-Exchanger Cooled	1673 kg	3688 lb
Keel-Cooled	1539 kg	3394 lb

Note: Do not use for installation design. See general dimension drawings for detail (Drawing #315-3171).

C9 ACERT®

MARINE PROPULSION ENGINE

575 mhp

(567 bhp)

423 bkW

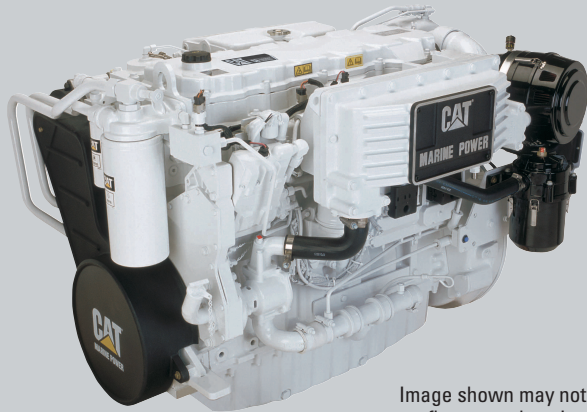


Image shown may not reflect actual engine

CATERPILLAR®

STANDARD ENGINE EQUIPMENT

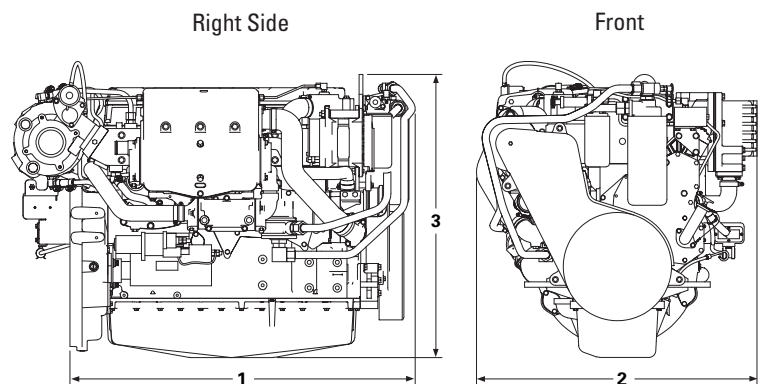
- Corrosion resistant sea water aftercooler core
- HEUI fuel system
- A4 electronic control module
- SAE J1939 data link
- Belt-driven centrifugal jacket water pump
- Expansion tank
- Auxiliary sea water lines
- Engine oil and transmission oil cooler
- Watercooled exhaust manifold
- Fuel priming pump
- Fuel transfer pump
- Crankcase breather
- Oil filler, oil level gauge, and oil pan drain (RH or LH service)
- Front support mounting system
- Electronic overspeed shutoff
- Torsional vibration damper and guard
- Variable engine wiring

SPECIFICATIONS

I-6, 4-Stroke-Cycle-Diesel

- EPA Tier 2 Recreational & IMO compliant
- 8.82 L (538.23 cu. in.) displacement
- 2500 rpm rated engine speed
- 112.0 mm (4.41 in) bore x 149.0 mm (5.87 in) stroke
- Turbocharged-aftercooled aspiration
- Electronically governed
- Heat exchanger cooled
- Refill capacity
 - Cooling system: 47.0 L (12.4 gal)
 - Lube Oil system: 32.0 L (8.5 gal)
- SAE NO. 1 flywheel and flywheel housing
- 113 flywheel teeth
- Counterclockwise rotation from flywheel end
- 250-hour oil change interval
- Caterpillar Diesel Engine Oil 10W30 or 15W40

DIMENSIONS



ENGINE DIMENSIONS & WEIGHT

(1) Length to Flywheel Housing	1198.7 mm	47.19 in.
(2) Width	960.7 mm	37.82 in.
(3) Height	982.8 mm	38.69 in.
Weight, Net Dry (approx)	947 kg	2,088 lb

Note: Do not use these dimensions for installation design. See general dimension drawings for detail (Drawing #2736022). For complete information, please refer to Spec Sheet Wizard.

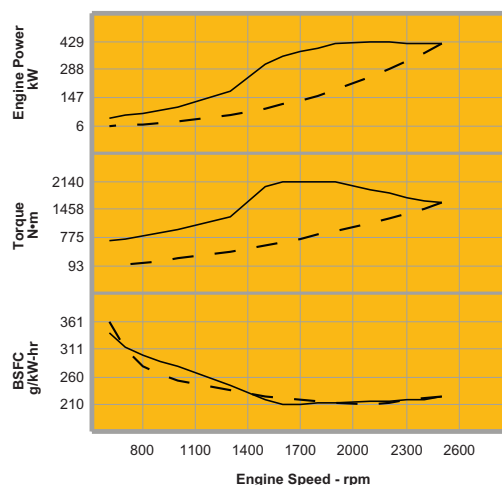
MARINE ENGINE PERFORMANCE

C9 TA ACERT

423 kW (567 bhp) @ 2500 rpm

E Rating (High Performance) — DM7798-01

EPA T2R/EU RCD



Metric

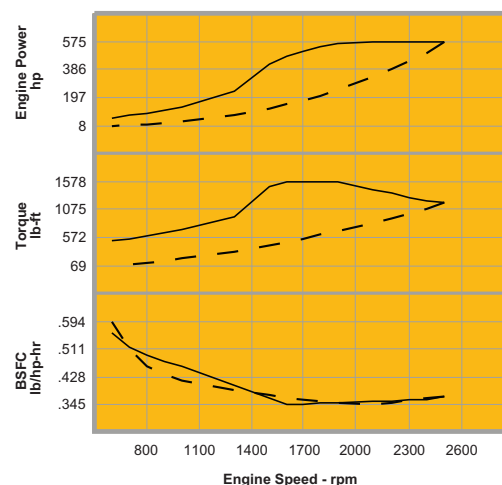
Maximum Power
Prop Demand

423 kW

Performance Data

	Engine Speed rpm	Engine Power kW	Engine Torque N·m	BSFC g/kW-hr	Fuel Rate L/hr
Maximum Power Data	2500	423.0	1616	221.9	111.9
	2400	423.0	1683	218.6	110.2
	2300	423.0	1756	216.1	108.9
	2100	428.9	1950	213.9	109.3
	1900	420.9	2115	212.2	106.5
	1700	380.9	2140	209.1	94.9
	1600	357.9	2136	209.2	89.2
	1300	175.9	1292	244.5	51.3
	900	83.0	880	290.0	28.7
	700	55.0	750	314.5	20.6
	600	43.0	684	339.2	17.4
Prop Demand Data	2500	423.0	1616	221.9	111.9
	2400	374.2	1489	219.8	98.1
	2300	329.4	1368	216.5	85.0
	2100	250.7	1140	209.9	62.7
	1900	185.7	933	211.2	46.7
	1700	133.0	747	217.6	34.5
	1600	110.9	662	221.0	29.2
	1300	59.5	437	233.4	16.6
	900	19.7	209	266.3	6.3
	700	9.3	127	310.5	3.4
	600	5.8	93	361.3	2.5

Cubic prop demand curve with 3.0 exponent for displacement hulls only.



English

Maximum Power
Prop Demand

567 hp

Performance Data

	Engine Speed rpm	Engine Power hp	Engine Torque lb-ft	BSFC lb/hp-hr	Fuel Rate gph
Maximum Power Data	2500	567.3	1192	.365	29.6
	2400	567.3	1241	.359	29.1
	2300	567.3	1295	.355	28.8
	2100	575.2	1438	.352	28.9
	1900	564.4	1560	.349	28.1
	1700	510.8	1578	.344	25.1
	1600	480.0	1575	.344	23.6
	1300	235.9	953	.402	13.6
	900	111.3	649	.477	7.6
	700	73.8	553	.517	5.4
	600	57.7	504	.558	4.6
Prop Demand Data	2500	567.3	1192	.365	29.6
	2400	501.8	1098	.361	25.9
	2300	441.7	1009	.356	22.5
	2100	336.2	841	.345	16.6
	1900	249.0	688	.347	12.3
	1700	178.4	551	.358	9.1
	1600	148.7	488	.363	7.7
	1300	79.8	322	.384	4.4
	900	26.4	154	.438	1.7
	700	12.5	94	.510	.9
	600	7.8	69	.594	.7

Power produced at the flywheel will be within standard tolerances up to 50°C (122°F) combustion air temperature measured at the air cleaner inlet, and fuel temperature up to 52°C (125°F) measured at the fuel filter base. Power rated in accordance with NMMA procedure as crankshaft power. Reduce crankshaft power by 3% for propeller shaft power.

D11-510

NEW!

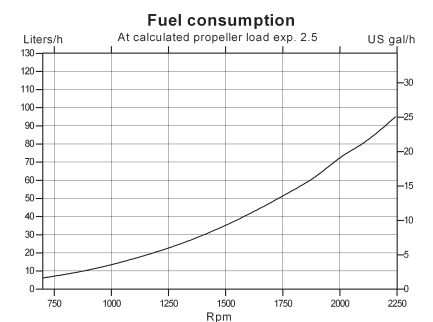
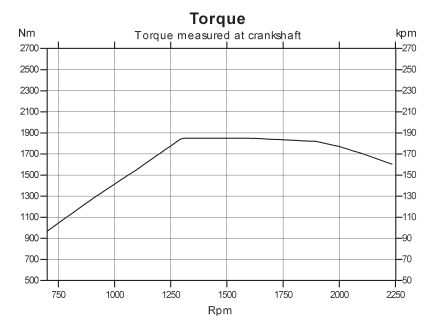
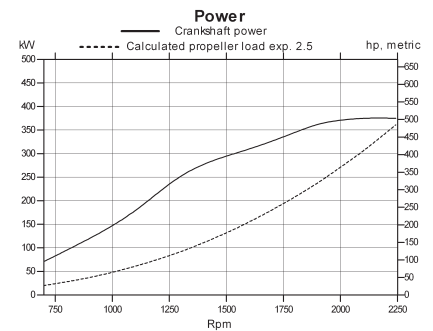
Technical Data

Engine designation	D11-510
No. of cylinders and configuration	in-line 6
Method of operation	4-stroke, direct-injected, turbocharged diesel engine with aftercooler
Bore/stroke, mm (in.)	123/152 (4.84/5.98)
Displacement, l (in ³)	10.84 (661.3)
Compression ratio	16.5:1
Dry weight bobtail, kg (lb)	1145 (2524)
Crankshaft power, kW (hp) @ 2250 rpm	375 (510)
Max. torque, Nm (lbf.ft) @ 1300 rpm	1851 (1365)
Emission compliance	IMO NOx, EU RCD, US EPA Tier 3
Rating	3*
Recommended fuel to conform to	ASTM-D975 1-D & 2-D, EN 590 or JIS KK 2204
Specific fuel consumption, g/kWh (lb/hph) @ 2250rpm	213 (0.345)
Flywheel housing/SAE size	11.5"/SAE 2

Technical data according to ISO 8665. With fuel having an LHV of 42700 kJ/kg and density of 840 g/liter at 15 °C (60 °F).

Merchant fuel may differ from this specification which will influence engine power output and fuel consumption.

***RATING 3.** For commercial vessels or craft with high demands on speed and acceleration, planing or semi-planing hulls in cyclical operation.

**VOLVO
PENTA**

D11-510

Technical description:

Engine and block

- Cylinder block made of cast iron
- One-piece cast-iron cylinder head
- Ladder frame fitted to engine block
- Replaceable wet cylinder liners and valve seats/guides
- Drop forged crankshaft with induction hardened bearing surfaces and fillets with seven main bearings
- Four-valve-per-cylinder layout with overhead camshaft and center position of unit injectors
- Each cylinder features cross-flow inlet and exhaust ducts
- Gallery oil-cooled cast aluminum alloy pistons with three piston rings
- Rear-end transmission

Engine mounting

- Flexible engine mounting (option)

Lubrication system

- Integrated oil cooler in cylinder block
- Symmetrically positioned twin full flow oil filter of spin-on type and by-pass filter

Fuel system

- Electronic high pressure unit injectors
- Gear-driven fuel pump and injection timing
- Electronically controlled central processing system (EMS – Engine Management System)
- Single fine fuel filter of spin-on type, with water separator and water alarm

Air inlet and exhaust system

- Mid-positioned twin entry turbocharger with aftercooler
- Air filter with replaceable inserts
- Wet exhaust elbow (option)
- Loss of sea water alarm

Cooling system

- Seawater-cooled tubular heat exchanger
- Coolant system prepared for hot water outlet
- Easily accessible seawater impeller pump in rear end

Electrical system

- 24V with extra 12V/115A or 24V/80A alternator

Instruments/controls

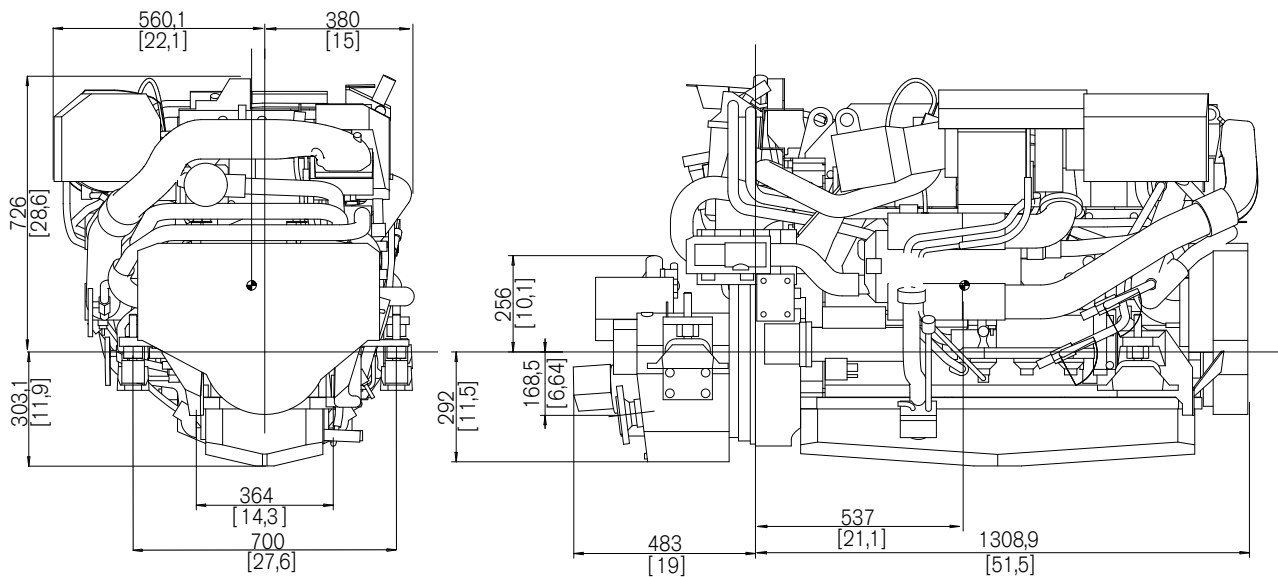
- Complete instrumentation including key switch
- EVC monitoring panels for single or twin installations
- Electronic shift and throttle
- Plug-in connectors
- EVC system color display (option)

Reverse gear

- ZF305-2A-E, ZF325IV-E, electronically shifted
- Low speed available as option

Dimensions D11-510 with ZF305-3A-E

Not for installation



More information

Contact your nearest Volvo Penta dealer for more information about Volvo Penta engines and optional equipment/accessories or go to www.volvopenta.com



Download the Volvo Penta dealer locator App for your iPhone or Android

VOLVO PENTA

AB Volvo Penta

SE-405 08 Göteborg, Sweden
www.volvopenta.com

Not all models, standard equipment and accessories are available in all countries. All specifications are subject to change without notice. The engine illustrated may not be entirely identical to production standard engines.

VOLVO PENTA	Document No	Issue Index
IPS650	22192993	1

General

4-stroke direct injected, turbocharged and aftercooled diesel engine

Number of cylinders		6
No of valves		24
Displacement, total	litres in ³	10,84 661,3
Firing order		1-5-3-6-2-4
Rotational direction, viewed from the front		Clockwise
Bore	mm in	123 4,84
Stroke	mm in	152 5,98
Compression ratio		16,5:1
Max. static forward inclination:	°	0
Max. static backward inclination:	°	7
Max. intermittent forward inclination while running:	°	10
Max. intermittent backward inclination while running:	°	17
Max. intermittent side inclination while running:	°	30
Idling speed	rpm	600 (+50)
Rated speed Crankshaft power 1), 5) R3	rpm	2250
Propeller selection range Crankshaft power 1), 5)	rpm	2250-2300
Dry weight engine BT	kg lb	1195 2635

Performance	Rating	rpm	700	900	1100	1300	1600	1800	1900	2000	2100	2250
Crankshaft power 1), 5)	3	kW hp	83 113	154 209	210 286	251 341	314 427	347 472	365 496	375 510	375 510	375 510
Propeller shaft power 1) (At full load)	3	kW hp	78 107	146 198	198 270	237 323	297 404	328 446	345 469	354 482	354 482	354 482
With drive IPS												
Propellershaft power at prop. load $x^{2,5}$	3	kW hp	19 26	36 49	59 81	90 122	151 206	203 276	232 316	264 359	298 406	354 482
With drive IPS												
Propellershaft power at prop. load x^3	3	kW hp	11 15	23 31	41 56	68 93	127 173	181 247	213 290	249 338	288 392	354 482
With drive IPS												
Torque at crankshaft 2)	3	Nm lbf ft	1132 835	1634 1205	1823 1345	1844 1360	1874 1382	1841 1358	1834 1353	1790 1321	1705 1258	1592 1174
Mean piston speed		m/s ft/s	3,5 11,6	4,6 15,0	5,6 18,3	6,6 21,6	8,1 26,6	9,1 29,9	9,6 31,6	10,1 33,2	10,6 34,9	11,4 37,4
Effective mean pressure 2)	3	MPa psi	1,31 190,4	1,89 274,8	2,11 306,6	2,14 310,1	2,17 315,2	2,13 309,6	2,13 308,5	2,08 301,1	1,98 286,8	1,85 267,7
Max combustion pressure 2)	3	MPa psi	17,2 2495	18,5 2683	18,3 2654	16,3 2364	16,4 2379	16,5 2393	16,8 2437	16,7 2422	16,9 2451	16,8 2437

Lubricating system

Specific lubricating oil consumption.	g/kWh	0,1
Max. oil volume including filters for all allowed installation inclinations:	litres US gal	30 7,93
Max. oil volume excluding filters for all allowed installation inclinations:	litres US gal	25 6,60
Min. oil volume excluding filters for all allowed installation inclinations:	litres US gal	21 5,55

VOLVO PENTA	Document No	Issue Index
IPS650	22192993	1

Fuel system	Rating	rpm	700	900	1100	1300	1600	1800	1900	2000	2100	2250
Specific fuel consumption 2)	3	g/kWh lb/hph	220 0,356	209 0,339	208 0,337	214 0,347	200 0,324	200 0,324	202 0,327	206 0,334	207 0,335	212 0,343
Fuel consumption, Test cycle E3	3	g/kWh lb/hph	219,1 0,35									
Fuel consumption at prop. load x ^{2.5}	3	l/h US gal/h	5,3 1,4	9,5 2,5	15,6 4,1	24,3 6,4	38,2 10,1	51,4 13,6	59,5 15,7	69,0 18,2	78,1 20,6	95,3 25,2
Fuel consumption at full load	3	l/h US gal/h	21,8 5,8	38,5 10,2	52,3 13,8	64,3 17,0	75,1 19,9	83,0 21,9	88,2 23,3	92,4 24,4	92,9 24,5	95,1 25,1

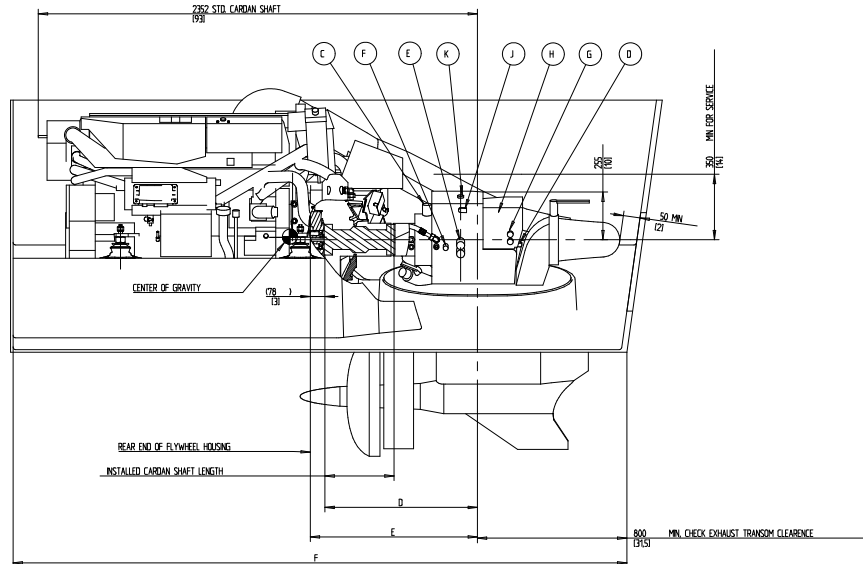
Intake and exhaust system	Rating	rpm	700	900	1100	1300	1600	1800	1900	2000	2100	2250
Specific exhaust heating effect in percent of crankshaft power	3	%	80	71	70	75	59	56	56	57	58	60
Exhaust temperature at the exhaust pipe connecting flange after the turbo charger.	3	°C °F	340 644	435 815	490 914	610 1130	495 923	445 833	435 815	425 797	410 770	400 752
Permitted back pressure in the exhaust line at rated speed. (Installed back pressure)		kPa psi							Max	15		
		kPa psi							Min	2,2		
Engine air consumption at 25°C / 77°F atmospheric pressure 100kPA and relative humidity 30%.	3	m³/min cu.ft./min	7,5 264,9	10,12 357,3	12,6 445	13,1 462,6	19 671	23,6 833,4	26,3 928,8	28,7 1014	29,7 1049	32 1130
Charge air pressure Inlet manifold	3	kPa psi	117 17,0	133 19,3	137 19,9	110 16,0	149 21,6	175 25,4	191 27,7	203 29,4	201 29,2	205 29,7
Exhaust gas flow	3	m³/min cu.ft./min	16,2 572,1	25,6 904,1	34,5 1218	41,9 1480	50,3 1776	56,8 2006	60,8 2147	64 2260	64,5 2278	67,1 2370

Cooling system	Rating	rpm	700	900	1100	1300	1600	1800	1900	2000	2100	2250
Radiated heat in percent of crankshaft power.	3	%	2,4	1,9	1,9	2,5	1,4	1,2	1,1	1,1	1	1
Heat rejection to charge air cooler in percent of crankshaft power.	3	%	21	17	16	15	16	19	21	23	24	26
Coolant heat rejection to HE, incl. engine oil cooler and excl. charge air cooler, in percent of crankshaft power.	3	%	24	45	56	73	47	36	32	31	28	28
Coolant flow with fully open thermostat and std cooling system		l/min cu.ft./min	249 8,8	342 12,1	400 14,1	477 16,8	591 20,9	660 23,3	693 24,5	717 25,3	743 26,2	750 26,5
Max. permissible temperature on coolant in engine outlet		°C °F	98 208									
Coolant volume engine, including heat exchanger and charge air cooler		litres US gal.	46 12,15									
Max. additional coolant for cabin heater etc. with std. Expansion tank		litres US gal.	40 10,57									
Maximum coolant flow to cabin heater etc.		l/min cu.ft./min	76 2,68									
Thermostat, start open at		°C °F	76 169									
Thermostat, fully open at		°C °F	86 187									

ANEXO VI: PLANOS VOLVO PENTA

En el presente anexo se incluyen los siguientes documentos:

- Planos de dimensiones de IPS2 con D11.
- Planos de instalación y requerimientos de cascos de aluminio para IPS-2. Ya que no se ha podido obtener el correspondiente para fibra, se utilizarán las dimensiones especificadas en este documento, si bien los requerimientos del casco serían distintos.
- Información sobre instalación: Inserto en el casco y posicionamiento drive.
- Información sobre instalación: Unidad de propulsión y motor.



A*	B	C
5	739	674
6	747	659
7	756	644
8	765	628
9	774	611
10	784	594
11	794	577
12	804	559
13	814	540
14	825	521
15	836	501
16	847	481
17	859	459
18	871	436
19	883	415
20	896	392
21	909	369
22	923	344
23	937	319
24	951	293



- (K) OIL DRAIN (2d)
- (J) CONNECTION RPM SENDER
- (H) CONNECTION ELECTRICAL CONTROL
- (G) CONNECTION BATTERY POS. AND NEG.
- (F) CONNECTION OIL TEMP/PRESSURE
- (E) CONNECTION, SHIFT SOLENOIDS
- (D) OIL DIPSTICK GEAR BOX
- (C) OIL FILLER GEAR BOX

FOR EASY INSTALLATION, USE ENGINE/IPS BED INSTALLATION TOOL

ENGINE

SEE DIMENSION DRAWING FOR ENGINE

SCALE 110

Installation Reference Volvo Penta IPS2: Hull Insert and Engine Foundation



NOTE! Read the *Installation Manual Volvo Penta IPS* before the installation work of hull insert, engine foundation, IPS propulsion unit and engine is started.



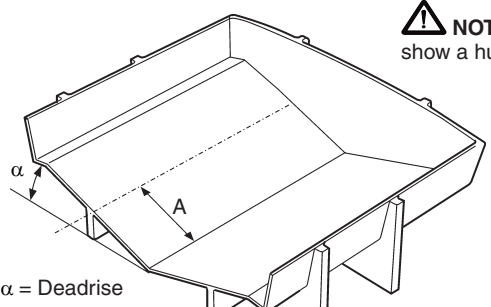
WARNING! Make sure all safety precautions are made prior to working procedures, to avoid personal injuries and damage on equipment.

1a. Positioning and fitting of hull mold plug

Twin

1 Marking of plug center line measured from keel line

Mark a straight line parallel to the keel line at distance A depending on the deadrise α of the hull.

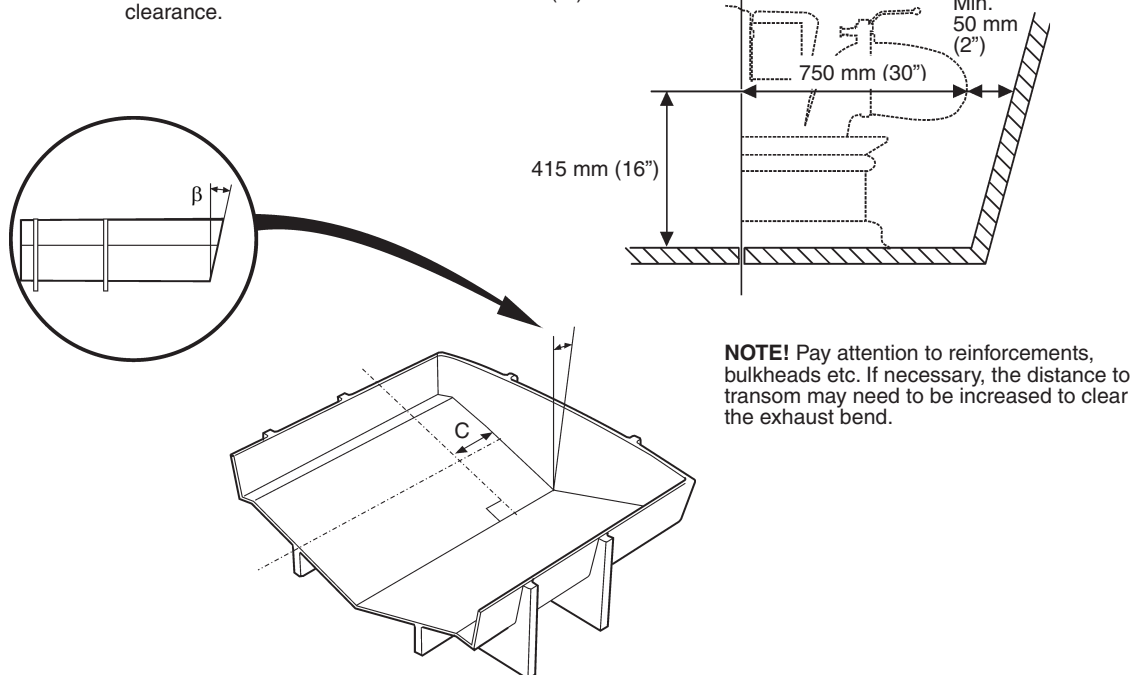


α	A	α	A
5°	739 mm (29.1")	15°	836 mm (32.9")
6°	747 mm (29.4")	16°	847 mm (33.4")
7°	756 mm (29.8")	17°	859 mm (33.8")
8°	765 mm (30.1")	18°	871 mm (34.3")
9°	774 mm (30.5")	19°	883 mm (34.8")
10°	784 mm (30.9")	20°	896 mm (35.3")
11°	794 mm (31.3")	21°	909 mm (35.8")
12°	804 mm (31.6")	22°	923 mm (36.3")
13°	814 mm (32.1")	23°	937 mm (36.9")
14°	825 mm (32.5")	24°	951 mm (37.4")

NOTE! Table applies to the recommended propulsion unit distance **1400 mm (55.1")** (c-c). Min. distance: 1200 mm (47.2").

2 Marking of plug center line measured from transom

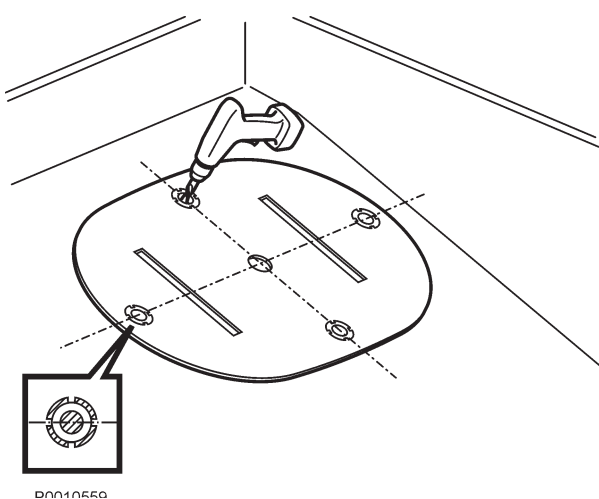
Mark a straight line parallel to the transom at distance C depending on the transom angle β . The exhaust bend must have at least 50 mm (2") clearance.



NOTE! Pay attention to reinforcements, bulkheads etc. If necessary, the distance C may need to be increased to clear the exhaust bend.

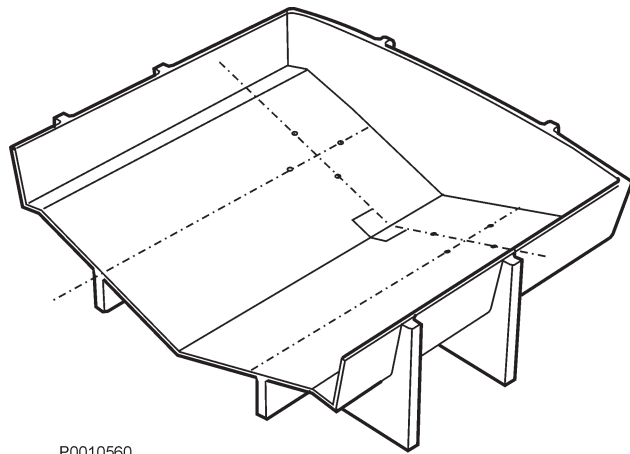
3 Drill holes using template

Drill four bolt holes on lines using template from alignment tool 3594503. Drill through template holes without removing the inner plastic part.



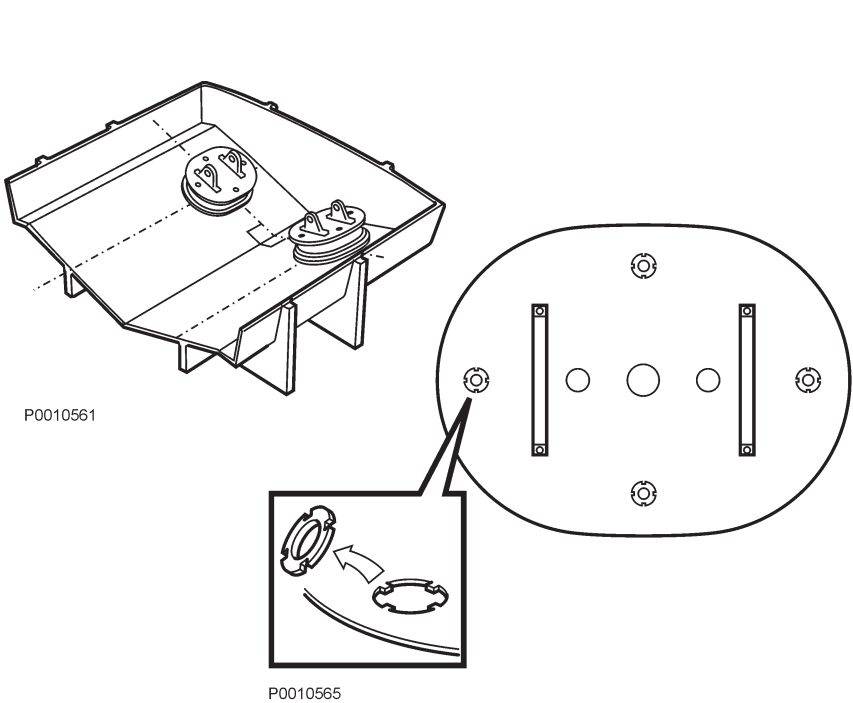
4 Mirror procedure

Mirror the procedure for the port side of the hull mold.

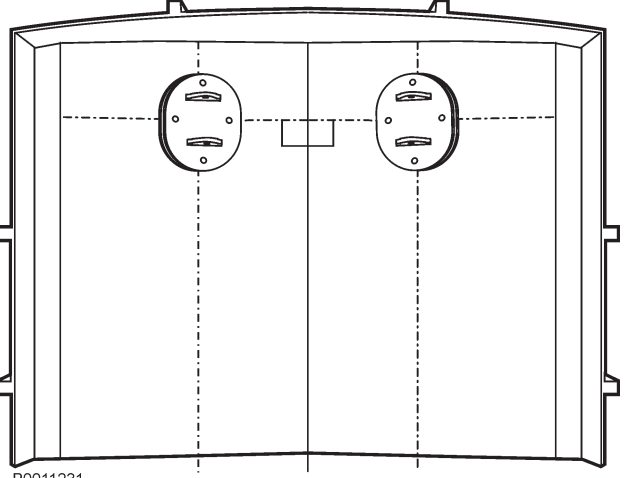


5 Mount IPS plugs

Place the IPS plugs according to the drilled holes. Make template holes bigger by removing the plastic parts, and then attach template to plug. Drill 20 mm (0.79") holes and bolt plugs to the hull mold.



6 Final result, hull mold

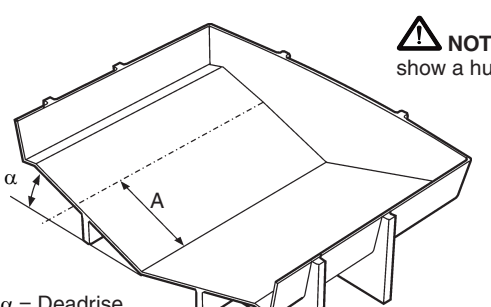


IMPORTANT! The IPS units must be placed transversally in line for calibration method to work.

Triple

1 Marking of plug center line measured from keel line

Mark a straight line parallel to the keel line at distance A depending on the deadrise α of the hull.

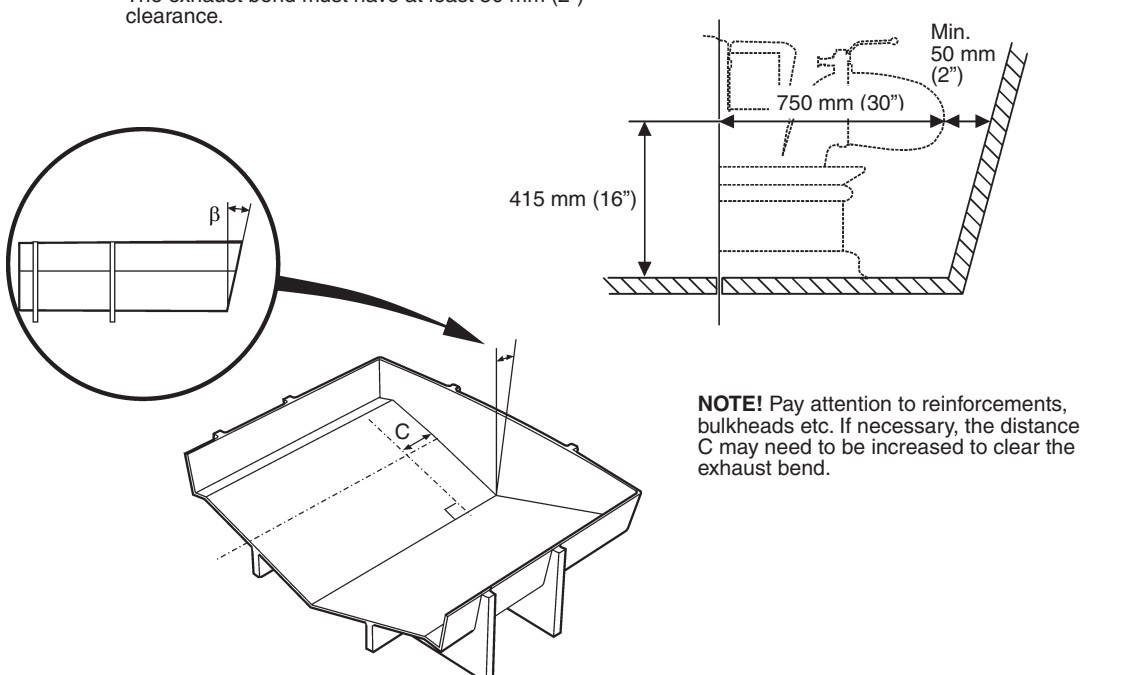


α	A	α	A
5°	1442 mm (56.8")	15°	1561 mm (61.4")
6°	1451 mm (57.1")	16°	1575 mm (62.0")
7°	1461 mm (57.5")	17°	1591 mm (62.6")
8°	1472 mm (58.0")	18°	1607 mm (63.3")
9°	1483 mm (58.4")	19°	1624 mm (63.9")
10°	1495 mm (58.8")	20°	1641 mm (64.6")
11°	1507 mm (59.3")	21°	1659 mm (65.3")
12°	1519 mm (59.8")	22°	1678 mm (66.0")
13°	1533 mm (60.3")	23°	1697 mm (66.8")
14°	1546 mm (60.9")	24°	1717 mm (67.6")

NOTE! Table applies to the recommended propulsion unit distance **1400 mm (55.1")** (c-c). Min. distance: 1200 mm (47.2").

2 Marking of plug center line measured from transom

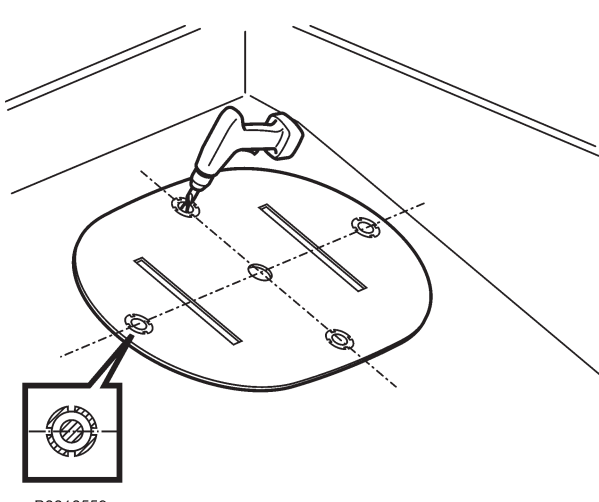
Mark a straight line parallel to the transom at distance C depending on the transom angle β . The exhaust bend must have at least 50 mm (2") clearance.



NOTE! Pay attention to reinforcements, bulkheads etc. If necessary, the distance C may need to be increased to clear the exhaust bend.

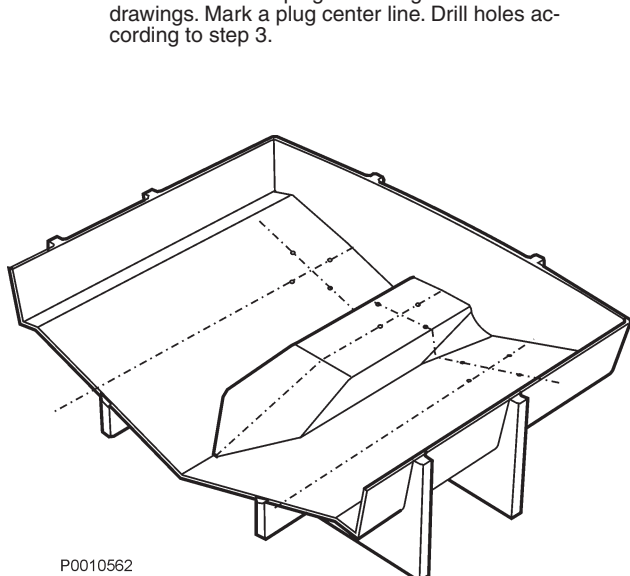
3 Drill holes using template

Drill four bolt holes on lines using template from alignment tool 3594503. Drill through template holes without removing the inner plastic part.



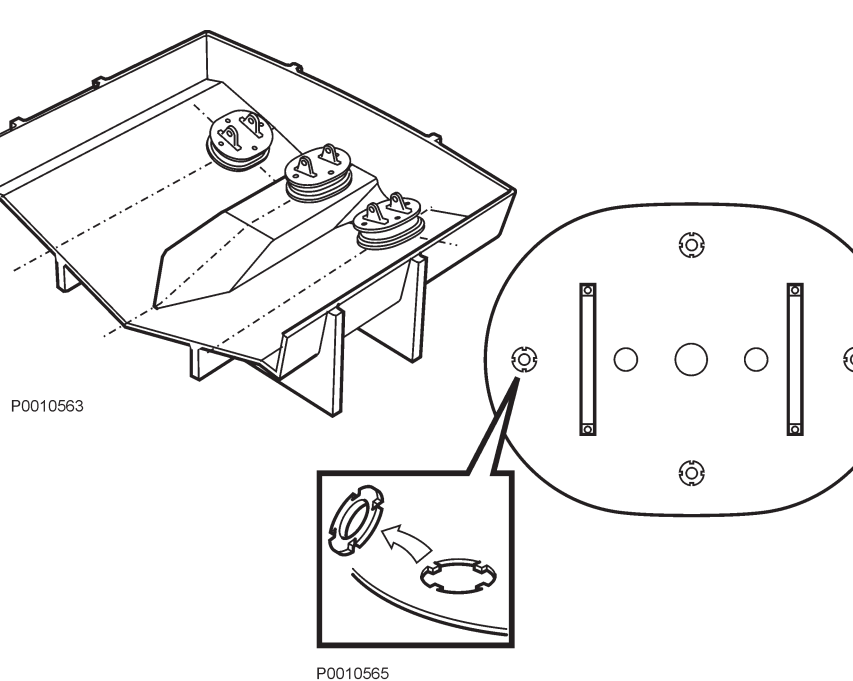
4 Build and place a hull tunnel plug

Build a hull tunnel plug according to installation drawings. Mark a plug center line and drill holes according to step 3.

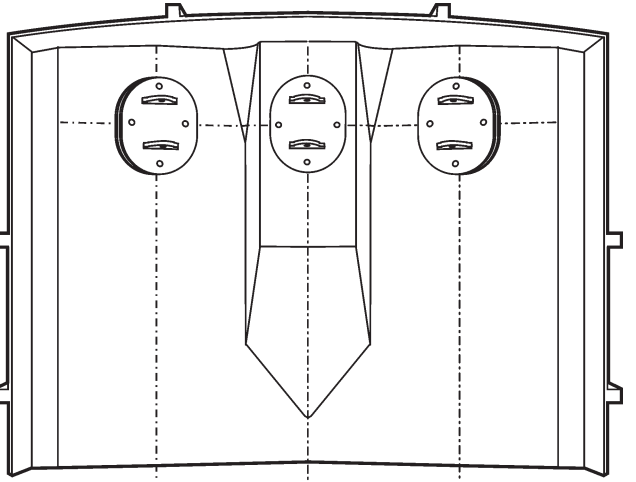


5 Mount IPS plugs

Place the IPS plugs according to the drilled holes. Make template holes bigger by removing the plastic parts, and then attach template to plug. Drill 20 mm (0.79") holes and bolt plugs to the hull mold.



6 Final result, hull mold

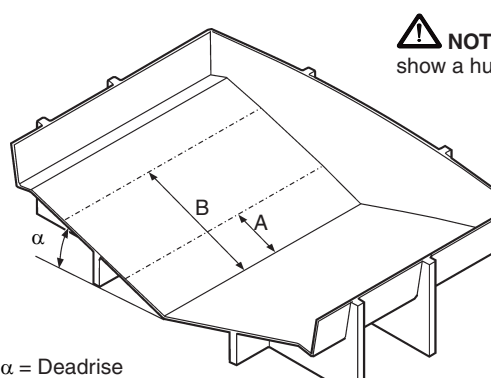


IMPORTANT! The IPS units must be placed transversally in line for calibration method to work.

Quadruple

1 Marking of plug center lines measured from keel line

Mark two straight lines parallel to the keel line at distance A and B depending on the deadrise α of the hull.

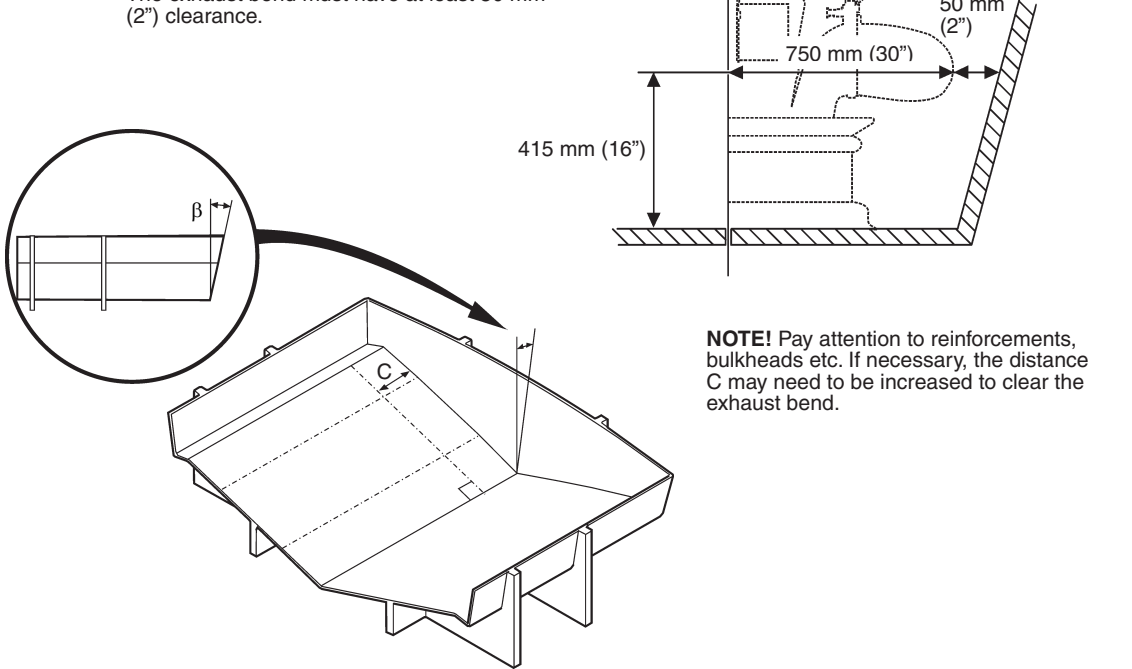


α	A	B
5°	739 mm (29.1")	2144 mm (84.4")
6°	747 mm (29.4")	2155 mm (84.8")
7°	756 mm (29.8")	2167 mm (85.3")
8°	765 mm (30.1")	2179 mm (85.8")
9°	774 mm (30.5")	2192 mm (86.3")
10°	784 mm (30.9")	2206 mm (86.8")
11°	794 mm (31.3")	2220 mm (87.4")
12°	804 mm (31.6")	2235 mm (88.0")
13°	814 mm (32.1")	2251 mm (88.6")
14°	825 mm (32.5")	2268 mm (89.3")
15°	836 mm (32.9")	2285 mm (90.0")
16°	847 mm (33.4")	2304 mm (90.7")
17°	859 mm (33.8")	2323 mm (91.5")
18°	871 mm (34.3")	2343 mm (92.2")
19°	883 mm (34.8")	2364 mm (93.1")
20°	896 mm (35.3")	2386 mm (93.9")
21°	909 mm (35.8")	2409 mm (94.8")
22°	923 mm (36.3")	2433 mm (95.8")
23°	937 mm (36.9")	2458 mm (96.8")
24°	951 mm (37.4")	2484 mm (97.8")

NOTE! Table applies to the recommended propulsion unit distance **1400 mm (55.1")** (c-c). Min. distance: 1200 mm (47.2").

2 Marking of plug center lines measured from transom

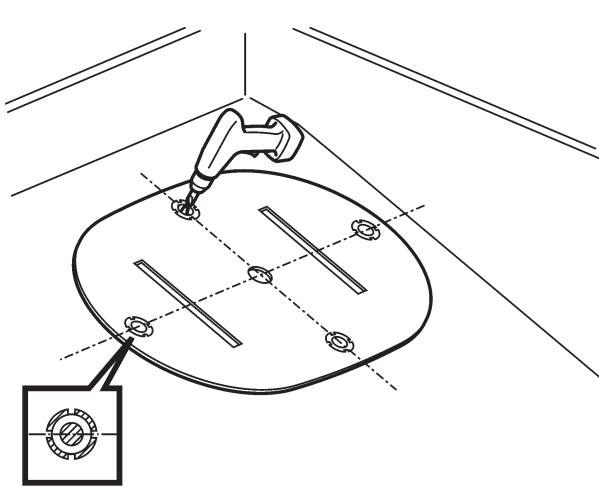
Mark a straight line parallel to the transom at distance C depending on the transom angle β . The exhaust bend must have at least 50 mm (2") clearance.



NOTE! Pay attention to reinforcements, bulkheads etc. If necessary, the distance C may need to be increased to clear the exhaust bend.

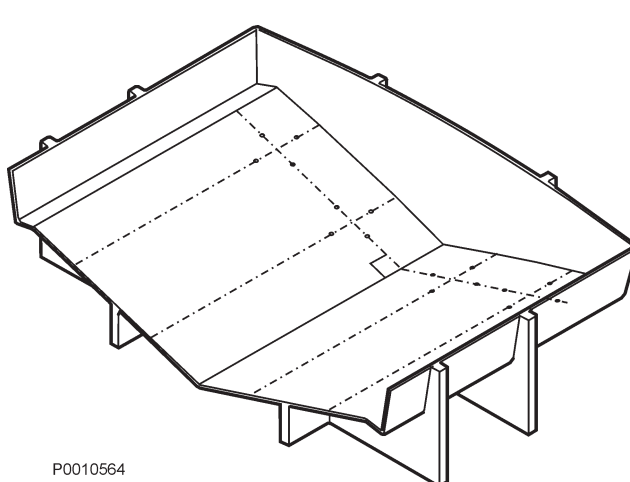
3 Drill holes using template

Drill four bolt holes on lines using template from alignment tool 3594503. Drill through template holes without removing the inner plastic part.



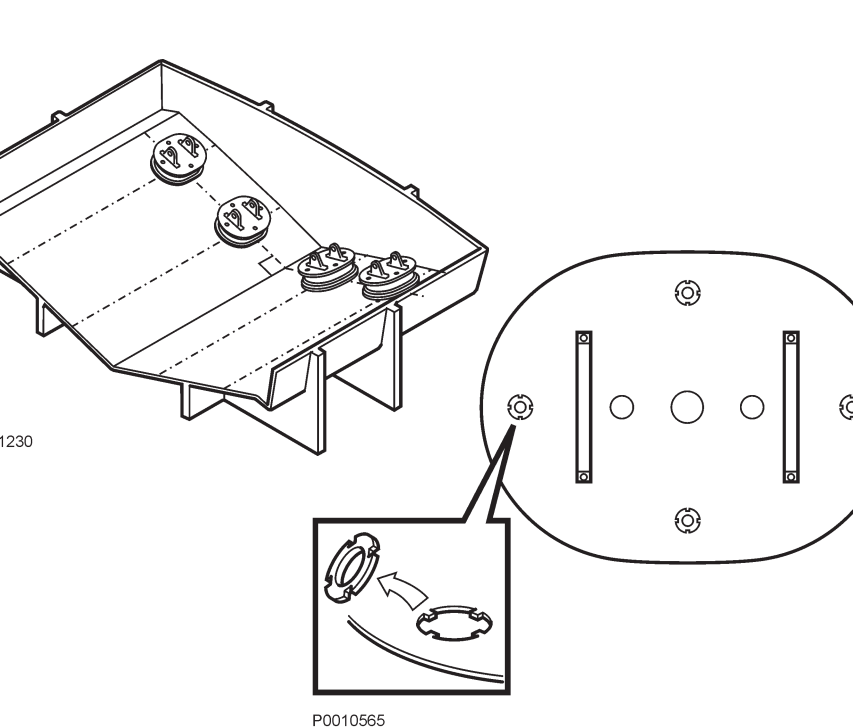
4 Mirror procedure

Mirror the procedure for the port side of the hull mold.

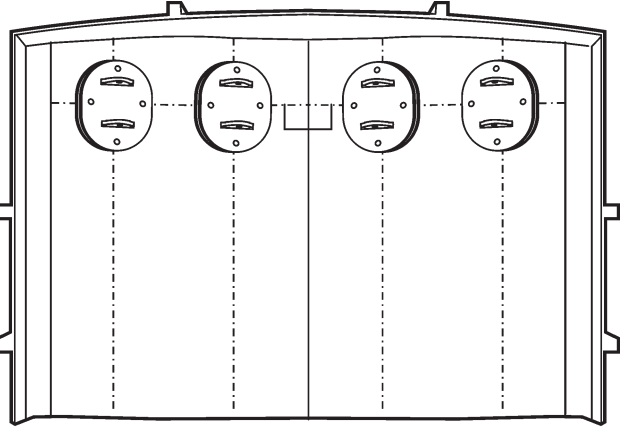


5 Mount IPS plugs

Place the IPS plugs according to the drilled holes. Make template holes bigger by removing the plastic parts, and then attach template to plug. Drill 20 mm (0.79") holes and bolt plugs to the hull mold.



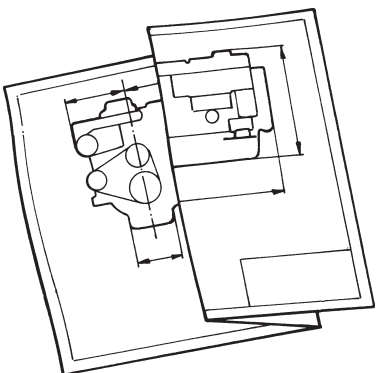
6 Final result, hull mold



IMPORTANT! The IPS units must be placed transversally in line for calibration method to work.

Fiberglass and layer specifications

Please refer to the latest version of installation drawings regarding hull requirements for Volvo Penta IPS.





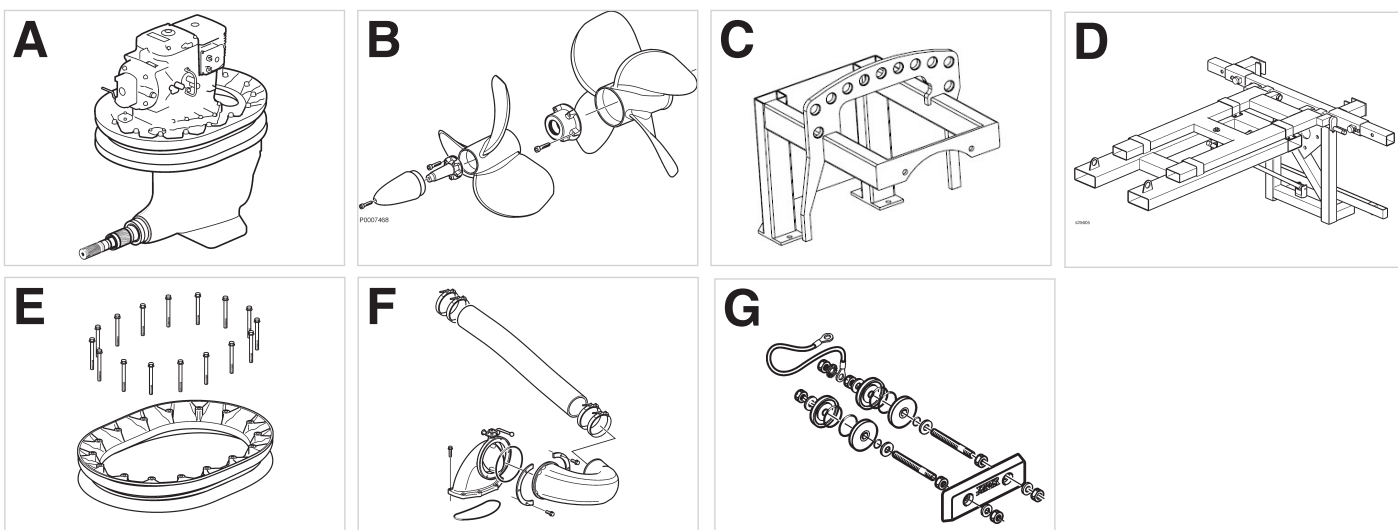
NOTE! Read the *Installation Manual Volvo Penta IPS* before the installation work of IPS propulsion unit and engine is started.
Other electrical installations, please refer to actual *Installation Manual EVC, Volvo Penta IPS*.

Installation Reference, Volvo Penta IPS 2 Propulsion Unit and Engine - Using Lifting Hood or Fork lift special tool



WARNING! Make sure all safety precautions are made prior to lifting to avoid personal injuries and damage on equipment.
NOTE! Before installing propulsion unit and engine, make sure that the rest of the installation work in the engine compartment has been completed. In addition, all cables and hoses must be correctly located and clamped.

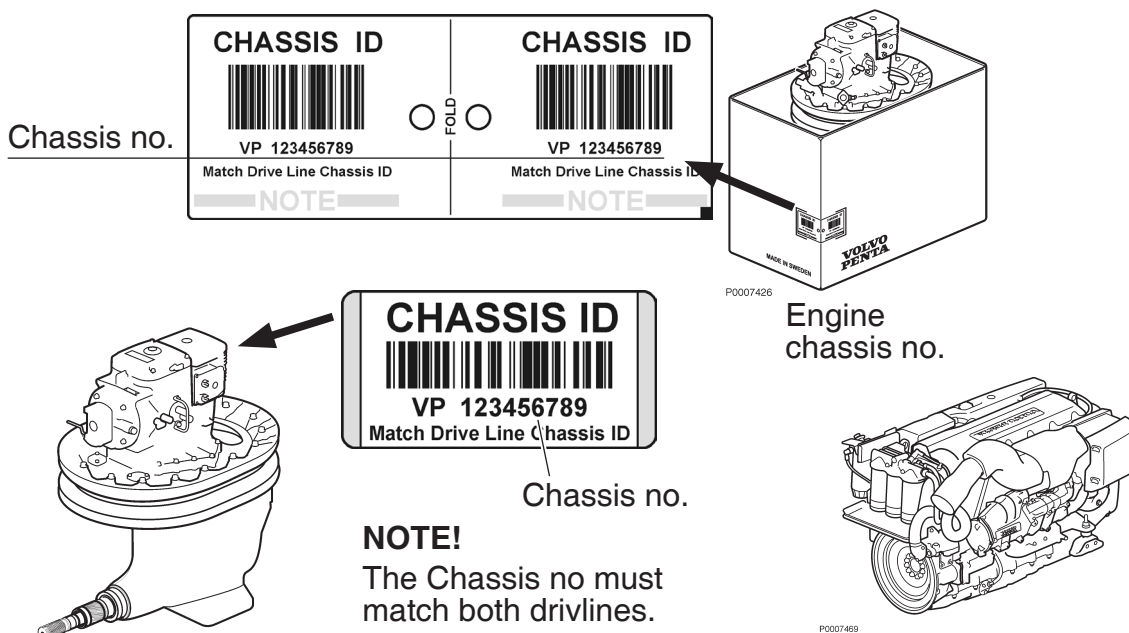
1 Installation kit



2 Chassis no. identification

IMPORTANT!

Check that engine chassis no. and propulsion unit chassis no. are identical.



3 Put the clamp ring in place

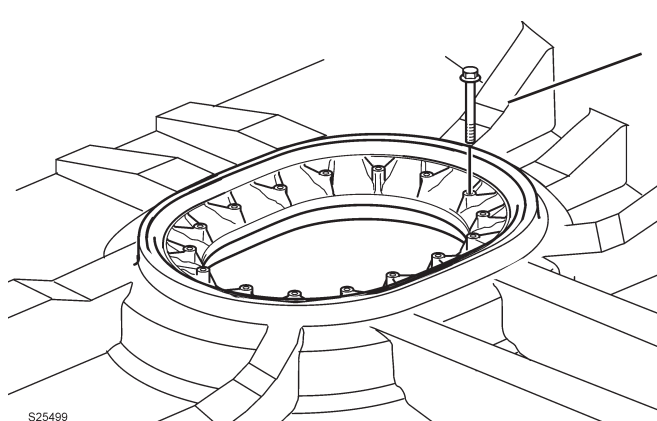
Wipe rubber sealing ring and apply rubber lubricant, Volvo Penta part no. 3817243. Do this as late as possible before mounting the propulsion unit. Put the clamp ring in place in the hull.

IMPORTANT!

Do not use vaseline or grease.

IMPORTANT!

Grease the bolts before attaching.

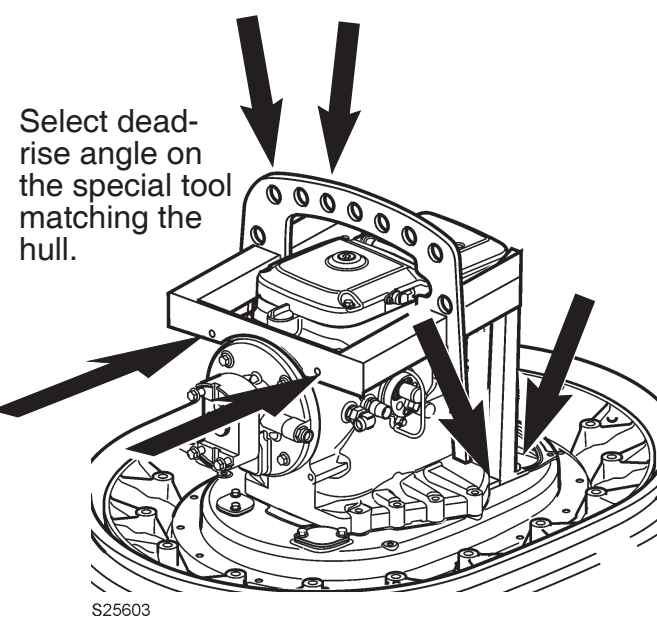


4a Mount the lifting hood on the IPS unit

Wipe rubber sealing ring and apply rubber lubricant, Volvo Penta part no. 3817243. Do this as late as possible before mounting the propulsion unit. Put the clamp ring in place in the hull.

IMPORTANT!

Do not use vaseline or grease.



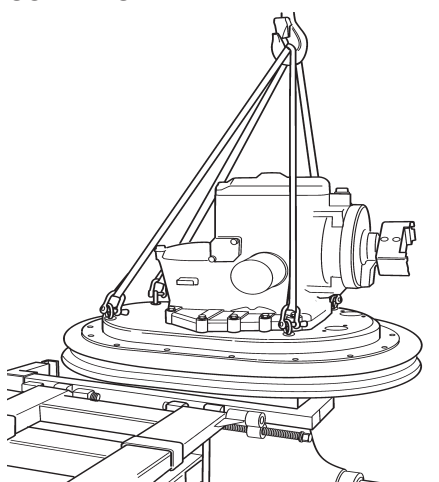
Attach the lifting hood using six bolts, tightening using hand power.

4b Using the Fork lift special tool

Put the propulsion unit on the special tool

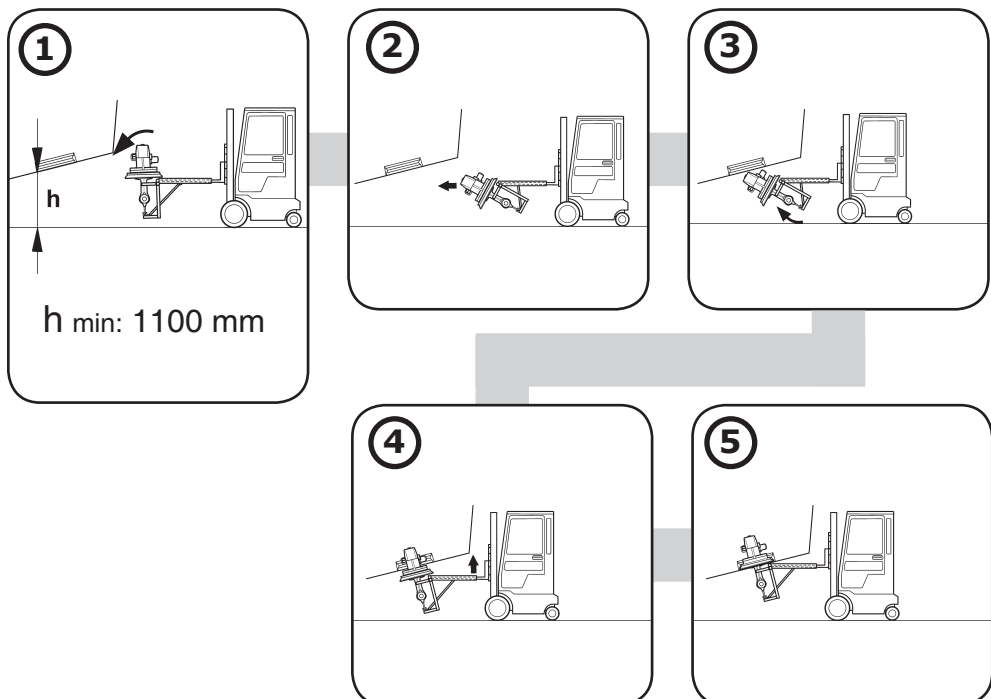
Remove the Clamp ring and rubber sealing ring from the propulsion unit.

Apply rubber lubricant on sealing ring, Volvo Penta part no. 3817243.



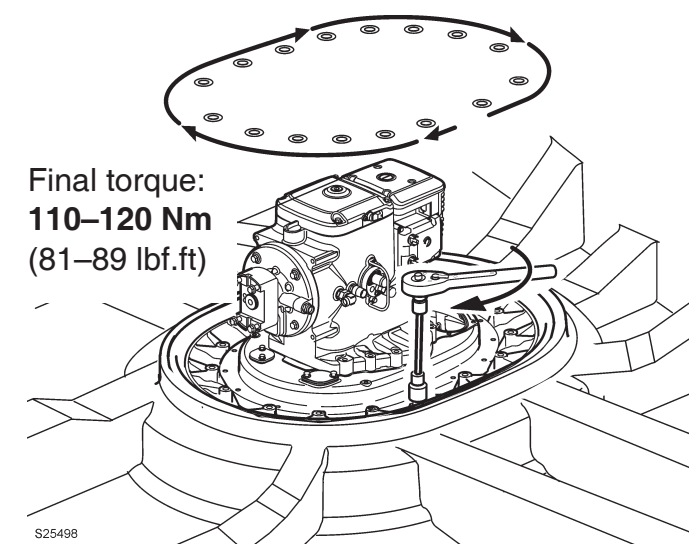
Tilt and mount the propulsion unit

Tilt and locate the propulsion unit under the hull



5 Raise the propulsion unit and attach the bolts

Lifting force: **Max. 20000 N (4400 lbf)**
16 x M14 bolts, placed as in figure.
Tighten all bolts, 3 turns.



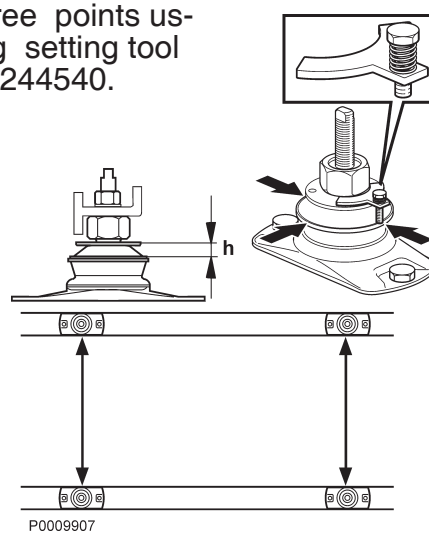
Final torque:
110–120 Nm
(81–89 lbf.ft)

6 Installing the engine

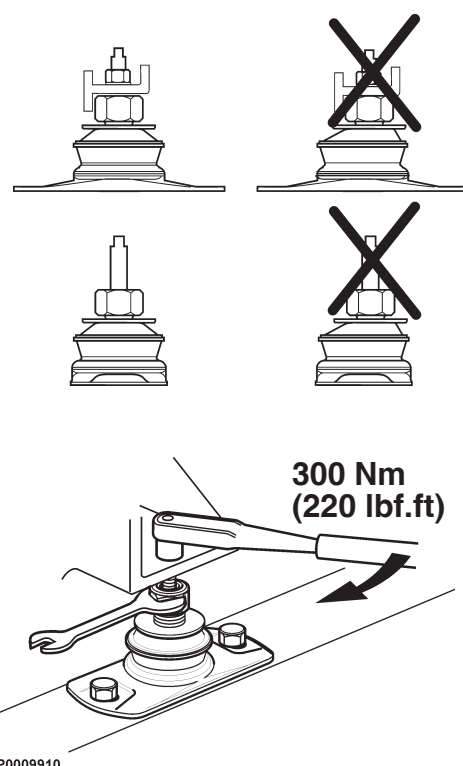
WARNING! Always use three lifting eyes when lifting the engine.

Check:

Equal loading on mounts. Check on three points using setting tool 21244540.

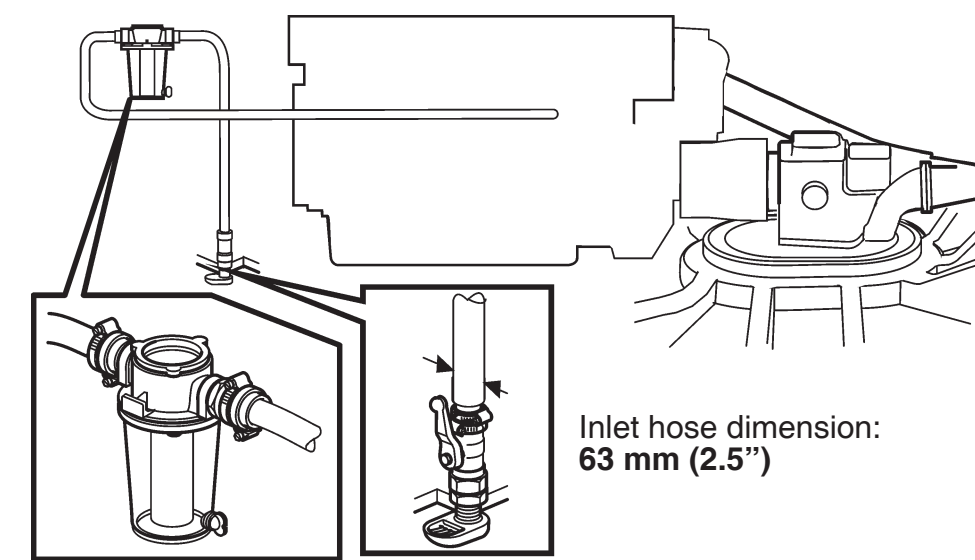


NOTE! Unequal loading can cause engine vibrations.



300 Nm
(220 lbf.ft)

7 Installing the sea water inlet



Seawater filter
Necessary clearance above filter (for disassembly): **120 mm (5")**

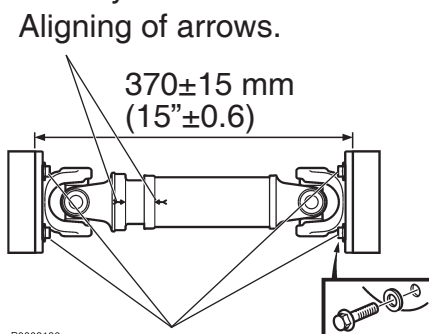
Seawater intake
Install intake in front of engine, close to keel line.

Inlet hose dimension:
63 mm (2.5")

8 Connecting the drive shaft

A Check:

Drive shaft flange-to-flange distance. Adjust engine if needed. If drive shaft have been disassembled us marking for proper assembly.

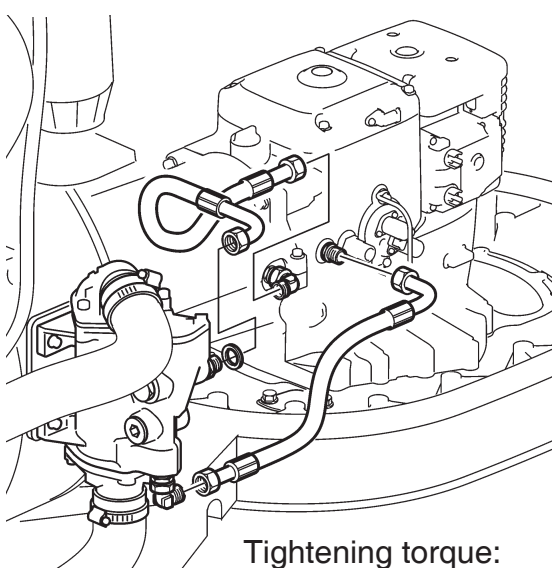


370±15 mm
(15"±0.6)

Tightening torque:
70–80 Nm (52–60 lbf.ft)

Jackshaft length
Linstall
700–800 mm
1100–1200 mm
1500–1600 mm
1900–2000 mm
2400–2500 mm

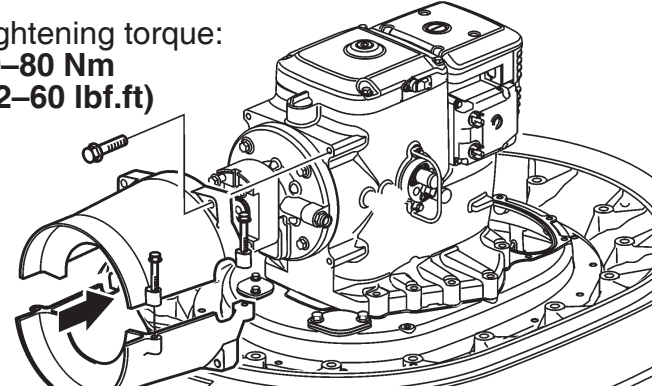
9 Connecting the oil cooler



Tightening torque:
80 Nm (37 lbf.ft)

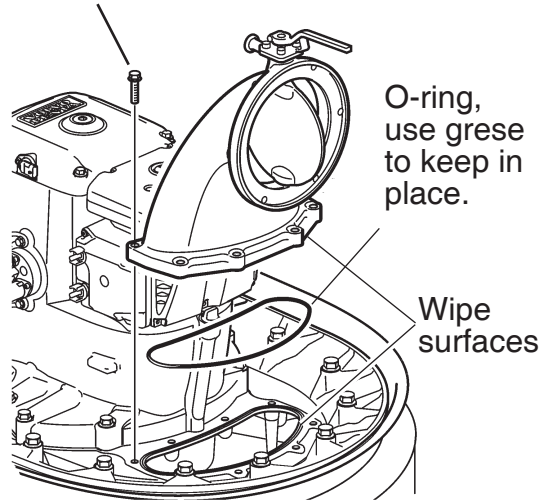
B

Tightening torque:
70–80 Nm
(52–60 lbf.ft)



10 Installing the exhaust line

A Tightening torque:
70–80 Nm (52–60 lbf.ft)

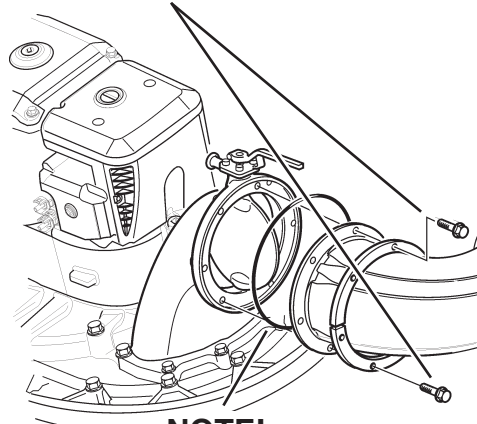


O-ring, use grease to keep in place.

Wipe surfaces

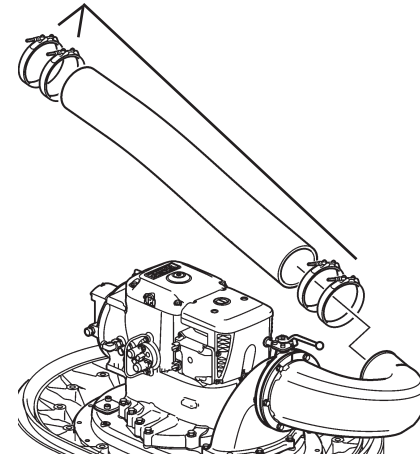
P0007473

B Tightening torque:
48–52 Nm (35–38 lbf.ft)



NOTE!
Place O-ring in exhaust bend

C Tightening torque:
15–20 Nm (11–15 lbf.ft)

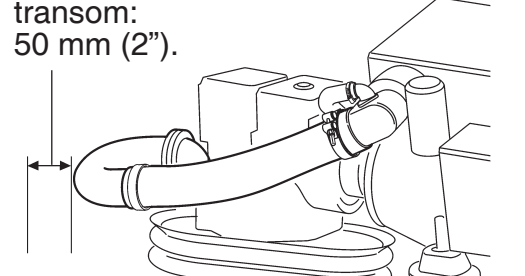
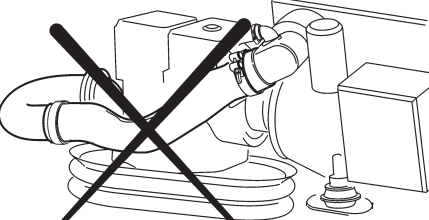
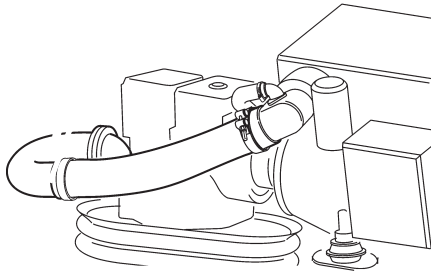


IMPORTANT!

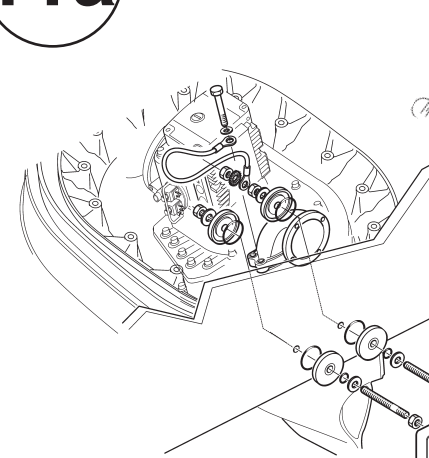
Make sure the exhaust hose has no bends. Refer to figure. If exhaust riser is used, the exhaust hose needs to be shortened.

NOTE! When using jack shaft the exhaust hose might need support not to bend.

NOTE! Min. distance between exhaust bend and transom:
50 mm (2").



11a Mount the protective anode



IMPORTANT!

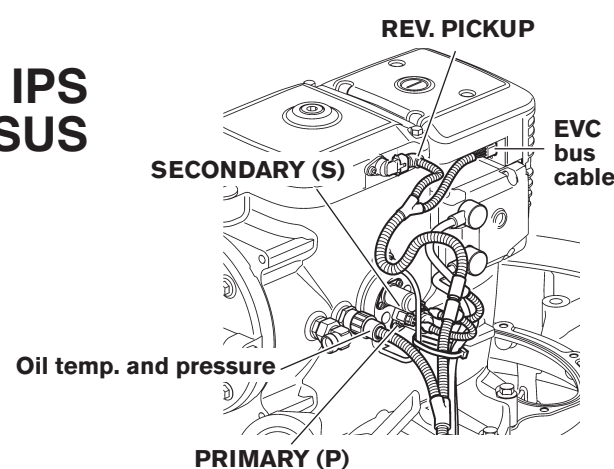
Apply corrosion protection, part no. 9510227, on bonding connections. Use marine sealant on the through hull fittings.

Protective anode

IMPORTANT!

- Do not bond the IPS units together.
- Do not bond the IPS to the engine or any other component on board the boat.
- Do not bond any other equipment to the IPS external anode.
- Anode must be isolated from conducting hull material.

11b Connect cables to IPS unit and SUS



REV. PICKUP

SECONDARY (S)

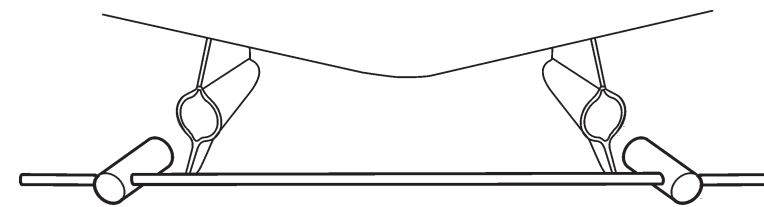
EVC bus cable

Oil temp. and pressure

PRIMARY (P)

12 Calibration

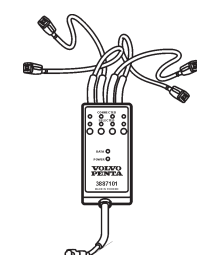
Calibrate the propulsion unit positions by using the parallel alignment tool, special tool and the VODIA tool in combination with the switch box. Please refer to *Installation Manual Volvo Penta IPS* and *VODIA User's Guide*.



P0007470



p0006256

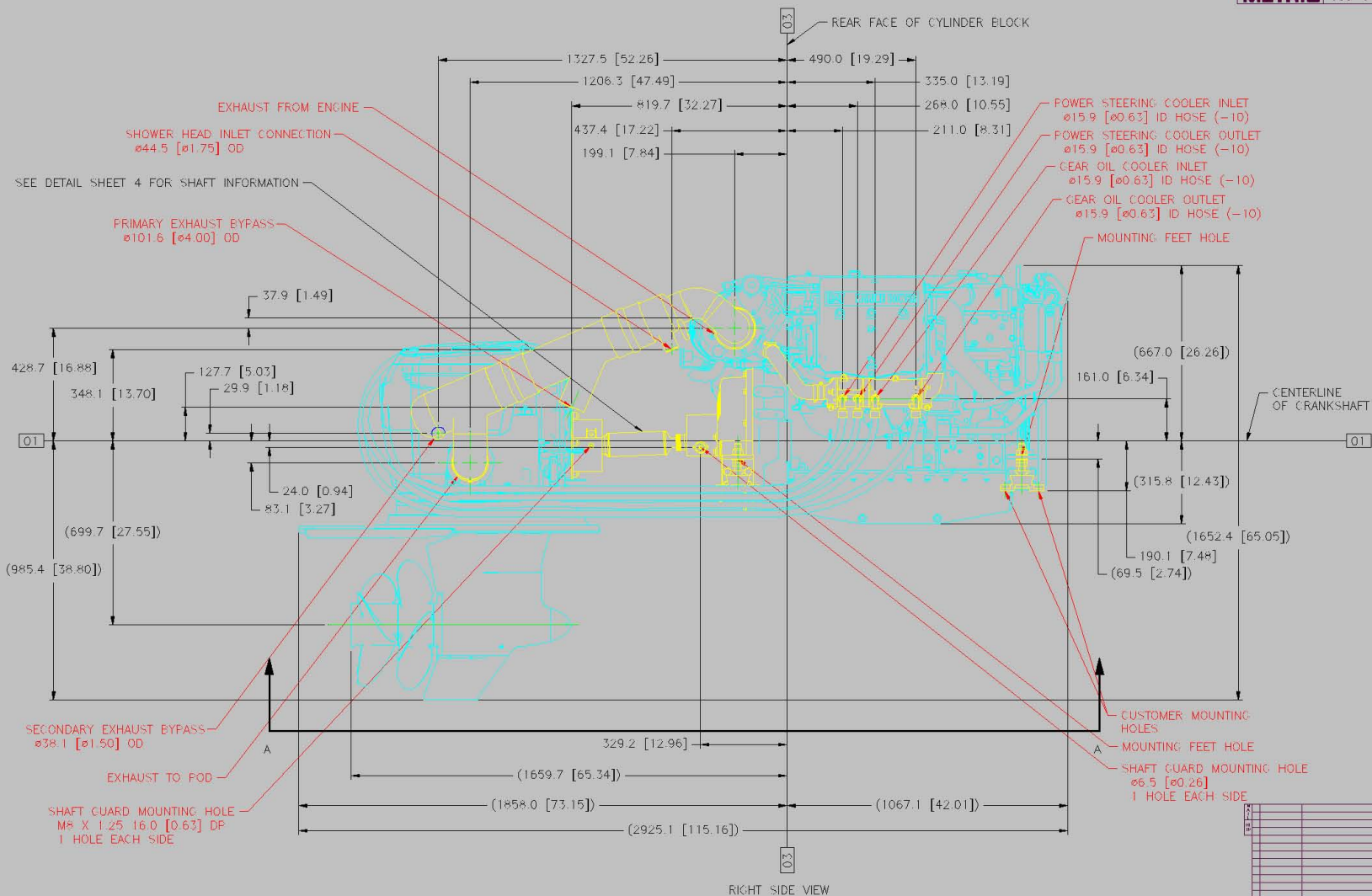


VOLVO PENTA

ANEXO VI: PLANOS ZEUS POD DRIVE

En el presente anexo se incluyen los siguientes documentos:

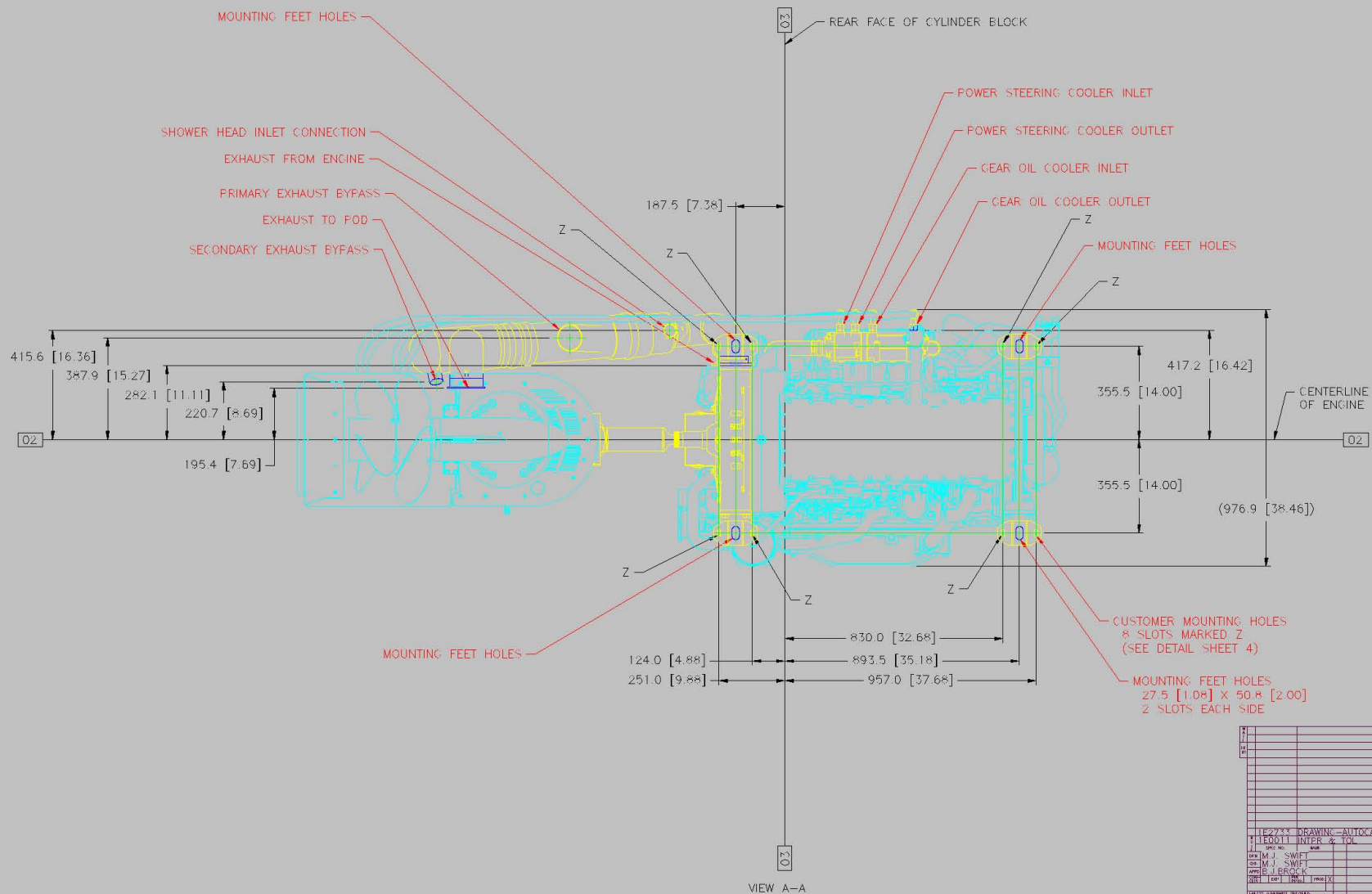
- Planos instalación Zeus Pod Drive con motor C9
- Detalles inserto en el casco
- Detalles eje C9

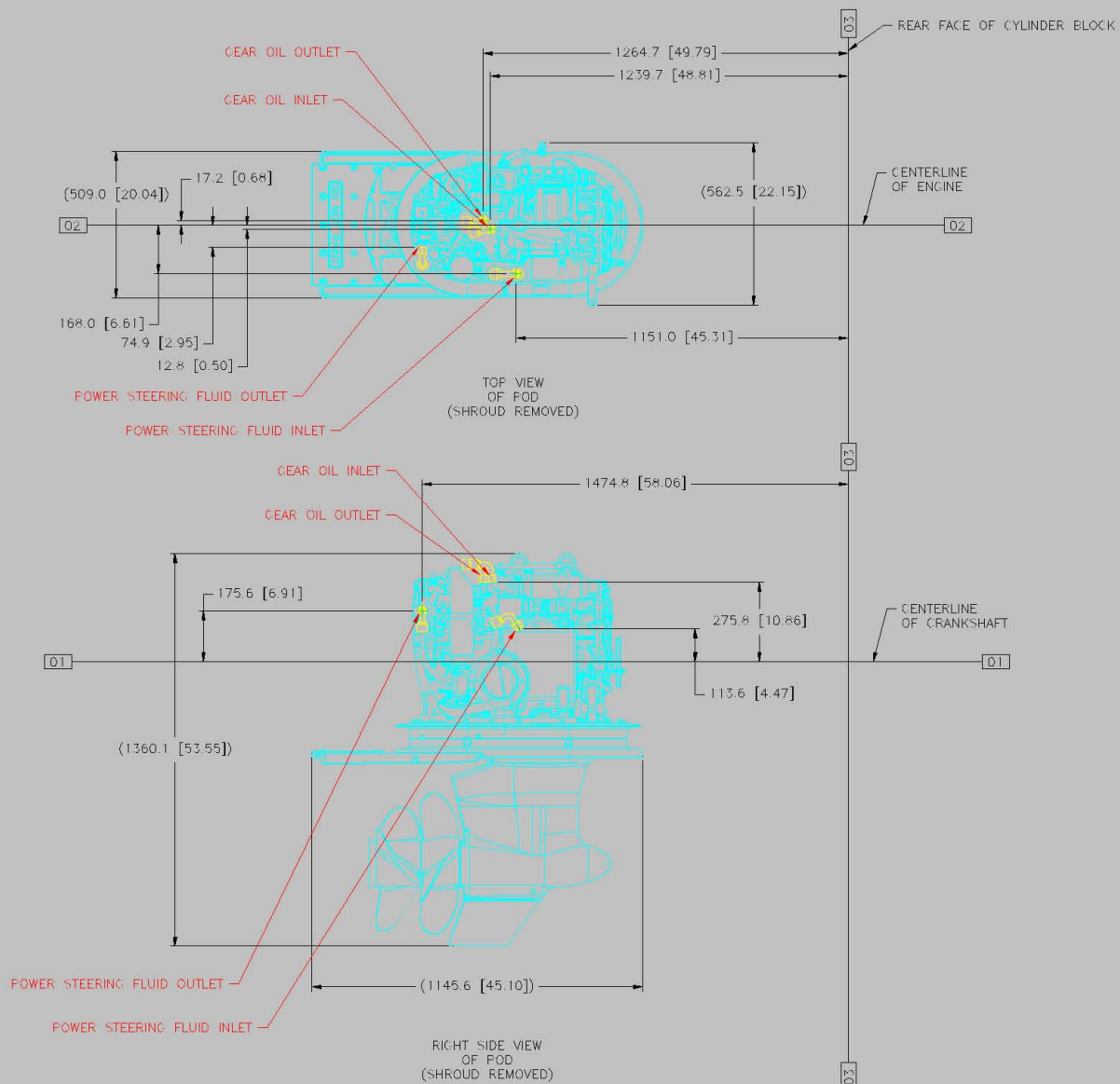


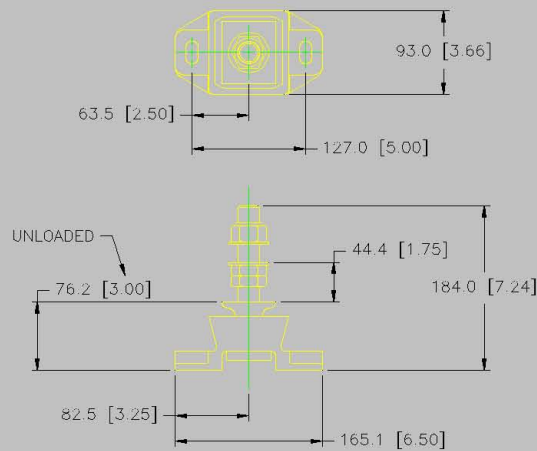
RIGHT SIDE VIEW

MODEL	PRICING AR
C9	MC-0580 CHG 00

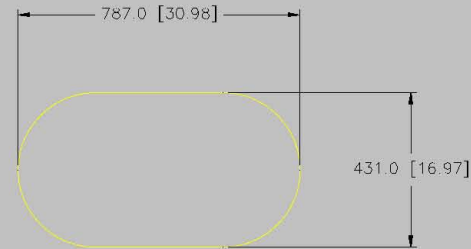
[illegible]



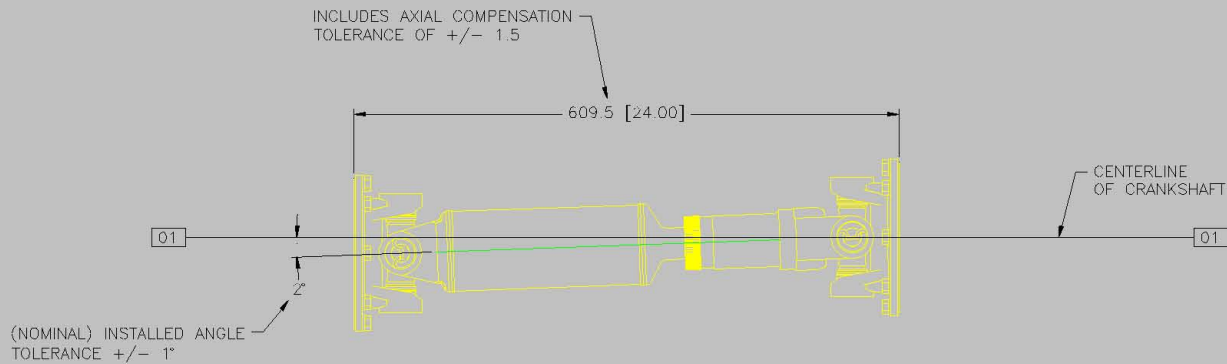




DETAIL OF MOUNTING FEET
SCALE 1=2



HULL CUTOUT DIMENSIONS



DETAIL OF SHAFT
SCALE 1=2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
1E27133 DRAWING-AUTOCAD										1E0011 INTER & TOL																																																																																									
DATE: 11-11-11										DRAWN BY: M.J. SWIFT										CHECKED BY: E. BROCK																																																																															
APP: 1										EXP: 1										MATERIAL: X																																																																															
UNIT: 1										SCALE: 1:1										SHEET: 1 OF 1																																																																															
CATERPILLAR INC.										CATERPILLAR INC.										CATERPILLAR INC.																																																																															
339-9479										339-9479										339-9479																																																																															