

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA



# REFORMA DEL BUQUE “CIUDAD DE CARTAGENA”

ARQUITECTURA NAVAL E INGENIERÍA DE  
SISTEMAS MARINOS

Autor: José Luis Cavas Olmos

Director: José Enrique Gutiérrez Romero

Codirector: Jerónimo Antonio Esteve Pérez



# ÍNDICE

<b>CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>1</b>
1.1. Historia del buque .....	2
1.2. Objetivos .....	2
1.3. Metodología .....	3
1.4. Estructura del proyecto .....	3
<b>CAPÍTULO 2. . MODELIZACIÓN DEL BUQUE</b> .....	<b>5</b>
2.1. Introducción .....	6
2.2. Procedimiento .....	6
2.2.1. Introducción de planos en Rhinoceros 6.0 y generación de curvas “3d” .....	6
2.2.2. Generación de superficies .....	9
2.2.3. Unión del casco con su mitad simétrica .....	12
2.2.4. Análisis de las superficies .....	14
2.2.5. Espesor del casco .....	15
2.2.6. Compartimentado interno .....	15
2.2.7. Modelización sobre la cubierta superior .....	16
2.2.8. Modelado semiacabado .....	17
2.2.9. Acabado final .....	18
2.3. Partes automatizadas del proceso de modelado .....	18
<b>CAPÍTULO 3. PRIMERA REFORMA: TRANSFORMACIÓN DE LA BODEGA FRIGORÍFICA EN SALA DE CONTROL DE MÁQUINAS</b> .....	<b>21</b>
3.1. Introducción .....	22
3.2. Procedimiento .....	23
3.2.1. Adaptación del ojo de buey .....	23
3.2.2. Adaptación de accesos al compartimento .....	24
3.2.3. Propuesta de iluminación del local .....	25
3.2.4. Propuesta de aislamiento acústico del local .....	29
3.2.5. Propuesta de ventilación del local.....	33
<b>CAPÍTULO 4. SEGUNDA REFORMA: TRANSFORMACIÓN DEL COMPARTIMENTO DE COMPRESORES EN SALA DE CONTROL DE EMERGENCIA</b> .....	<b>49</b>
4.1. Introducción: .....	50
4.2. Procedimiento .....	51
4.2.1. Selección del equipo generador de emergencia .....	51
4.2.2. Propuesta de iluminación del local .....	53
4.2.3. Propuesta de ventilación del local.....	55
4.2.4. Cálculo del conducto de exhaustación del motor diésel .....	59

<b>CAPÍTULO 5. TERCERA REFORMA: INSTALACIÓN DE GRÚA TELESCÓPICA SOBRE LA CUBIERTA SUPERIOR.....</b>	<b>63</b>
5.1. Introducción .....	64
5.2. Procedimiento .....	65
5.2.1. Estudio sobre la viabilidad de realizar ensayos con perfiles en base a la resistencia de éstos.....	65
5.2.2. Análisis de la resistencia estructural de la cubierta sometida al peso de la grúa .....	66
<b>CAPÍTULO 6. CUARTA REFORMA: INSTALACIÓN DE GRÚA PÓRTICO SOBRE LA CUBIERTA PRINCIPAL .....</b>	<b>77</b>
6.1. Introducción .....	78
6.2. Procedimiento .....	78
6.2.1. Selección de la grúa pórtico .....	78
6.2.2. Análisis de la resistencia estructural de la cubierta principal sometida al peso de la grúa pórtico .....	79
<b>CAPÍTULO 7. QUINTA REFORMA: CÁLCULO DEL FRANCOBORDO REGLAMENTARIO</b>	<b>83</b>
<b>CAPÍTULO 8. SEXTA REFORMA: ESTUDIO DE UNA HÉLICE ADAPTADA A LA NUEVA SITUACIÓN DEL BUQUE .....</b>	<b>87</b>
8.2.1. Cálculo de la hélice óptima .....	88
8.2.2. Representación gráfica de la hélice óptima.....	95
8.2.2.1. Dimensionamiento del propulsor .....	96
8.2.2.2. Secciones de las palas .....	96
8.2.2.2.1. Espesor de las secciones .....	98
8.2.2.3. Programación de la geometría de la hélice .....	99
<b>CONCLUSIÓN .....</b>	<b>112</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>113</b>
<b>ANEXO I: PLANO DE FORMAS DEL BUQUE TRAS LAS REFORMAS.....</b>	<b>115</b>

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Disposición de las vistas para comenzar el modelado.....	6
Figura 2. Generación de la primera curva “3d” correspondiente a la línea que delimita la cubierta superior .....	7
Figura 3. Reconstrucción de la curva con 5 puntos y grado 4 .....	8
Figura 4. Gráfico de curvatura antes y después de reconstruir la curva .....	8
Figura 5. Modelo alámbrico de la mitad del buque .....	9
Figura 6. Generación de superficies mediante el comando "Barrido2" .....	10
Figura 7. Modelado de codaste y talón .....	11
Figura 8. Modelo terminado de la mitad del casco .....	12
Figura 9. Modelado de superficies por diferentes métodos .....	12
Figura 10. Paso 1 para la creación de la superficie de transición .....	13
Figura 11. Superficie de transición generada.....	14
Figura 12. Análisis de cebra sobre el casco .....	14
Figura 13. Detalle del desfase sobre la superficie del casco .....	15
Figura 14. Modelado de cubiertas .....	16
Figura 15. Modelación de mamparos.....	16
Figura 16. Modelización de elementos sobre cubierta.....	17
Figura 17. Render del modelo semiacabado .....	17
Figura 18. Acabado final renderizado.....	18
Figura 19. Detalle de un perfil creado a partir de un "script" .....	19
Figura 20. Localización aproximada del compartimento en el buque .....	22
Figura 22. Ejemplo de vidrio contraincendios categoría A-60 (Sumar S.L. Suministros Industriales y Navales, 2009) .....	24
Figura 23. Medios de evacuación de la sala de control de máquina.....	25
Tabla 1. Dimensiones de la sala de control de máquinas.....	26
Tabla 2. Límites de iluminación para diferentes tipos de áreas a bordo (Det Norske Veritas, 2016).....	26
Figura 24. Dimensiones de un compartimento paralelepípedo .....	27
Tabla 3. Coeficientes de utilización aportados por el fabricante de las luminarias .....	28
Figura 25. Propuesta de iluminación para la sala de control de máquinas .....	29
Tabla 4. Espectro de ruido de un motor diésel marino .....	30
Tabla 5. Espectro de ruido de acero (6mm) y aislante SeaRox SL 640 (40/40 mm) (RockWool, 2020) .....	31
Figura 26. Reducción sonora de 6 mm de acero frente al material aislante SeaRox SL 640 (RockWool, 2020) .....	32
Tabla 6. Coeficientes de conductividad térmica de los materiales usados .....	34
Tabla 7. Coeficientes de intercambio de calor para los diferentes cerramientos (Otón Tortosa, s.f.).....	34
Tabla 8. Coeficientes de transmisión del calor de las divisiones.....	35
Figura 27. Zona de bienestar según la temperatura y la humedad relativa del aire del local (Otón Tortosa, s.f.) .....	36
Tabla 9. Temperatura en espacios colindantes con la cámara de control de máquinas en verano .....	36
Figura 28. Emisión de calor de las personas con relación a la temperatura del local, en distintas ocupaciones (Otón Tortosa, s.f.) .....	38
Tabla 10. Diferentes calores estimados en el interior del local en época de verano.....	39
Figura 29. Diagrama psicrométrico (American Society of Heating , Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2018).....	40

Figura 30. Variables psicrométricas correspondientes a un punto P (American Society of Heating , Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2018) .....	42
Figura 31. Representación gráfica de la pendiente térmica (R) en el interior del local .....	43
Figura 32. Esquema del proceso de tratamiento de aire en la situación de verano .....	44
Tabla 11. Temperatura en espacios colindantes con la cámara de control de máquinas en invierno .....	45
Tabla 12. Diferentes calores estimados en el interior del local en época de invierno .....	46
Figura 34. Esquema básico de la cámara de control de máquinas .....	47
Figura 35. Localización del compartimento en el buque .....	50
Figura 36. Localización de la cámara del equipo generador de emergencia .....	51
Tabla 13. Balance eléctrico de la situación de emergencia.....	52
Tabla 14. Principales datos de interés del equipo diésel-generador de emergencia (Cummins Inc, 2017).....	53
Tabla 15. Dimensiones de la cámara del motor de emergencia.....	53
Figura 37. Propuesta de luminaria para la cámara del motor de emergencia .....	54
Tabla 16. Flujo luminoso total en la cámara del motor de emergencia .....	55
Figura 38. Aire de combustión necesario para el equipo diésel generador (Cummins Inc, 2017).....	56
Figura 39. Gráfica de predicción del calor disipado a partir de la potencia de servicio de motores de 4 T (Asociación Española de Normalización y Certificación , 1999) .....	57
Figura 40. Emisión de calor de una tubería de escape a partir de su diámetro (Asociación Española de Normalización y Certificación , 1999).....	58
Tabla 17. Emisiones de calor en la cámara del generador de emergencia.....	59
Figura 41. Croquis del conducto de exhaustación del equipo de emergencia .....	60
Tabla 18. Caudal y velocidad de los gases de escape del equipo auxiliar de emergencia (Cummins Inc, 2017).....	60
Tabla 19. Pérdidas de carga en el conducto de exhaustación del equipo auxiliar de emergencia .....	61
Figura 42. Croquis final del local del equipo generador de emergencia y del conducto de exhaustación. Modelización del motor: (Grab Cad, Inc, 2009).....	62
Figura 43. Modelo “3d” de la grúa seleccionada en su posición de arranchado sobre cubierta (Heila Cranes S.p.A., 2001).....	64
Tabla 20. Características teóricas del modelo de ensayo.....	65
Figura 44. Esquema de la situación idealizada de la viga hiperestática sometida a las diferentes cargas .....	66
Figura 45. Aplicación de la teoría de la viga conjugada .....	67
Tabla 21. Resultados de los momentos y reacciones en los empotramientos.....	68
Figura 46. Diagramas de las fuerzas cortantes y los momentos flectores sobre la viga biempotrada .....	69
Tabla 22. Datos sobre la sección de los refuerzos longitudinales.....	70
Tabla 23. Resultado de las tensiones en la sección $x= 5.42$ m .....	71
Figura 47. Esquema de refuerzos de la cubierta superior. ....	71
Figura 48. Esquema de refuerzos importado en el programa Sap2000 .....	72
Figura 49. Determinación del grado de fijación de los extremos de los refuerzos .....	72
Figura 50. Determinación de la sección del perfil .....	73
Figura 51. Representación de la carga de la grúa sobre el emparrillado .....	74
Figura 52. representación gráfica de la deformación sobre el emparrillado debido al peso de la grúa.....	74
Figura 53. Diagrama de cortantes sobre los refuerzos, producidas por el peso de la grúa .....	75

Figura 54. Diagrama de momentos flectores sobre los refuerzos, producidos por el peso de la grúa.....	76
Tabla 24. Resultado de las máximas tensiones provocadas por la grúa sobre el emparrillado	76
Figura 55. Modelo “3d” de la grúa pórtico seleccionada (Saab Seaeye Limited, 2008) .....	78
Figura 56. Dimensionamiento aproximado del artefacto modelo. Modelización de José Augusto Ballesta (Grab Cad, Inc, 2009).....	79
Tabla 25. Características del ROV seleccionado (FORUM Energy Technologies, 2002).....	79
Tabla 26. Características básicas del pórtico seleccionado.....	79
Figura 57. Representación de la carga del pórtico sobre el emparrillado .....	80
Figura 58. Representación gráfica de la deformación sobre el emparrillado debido al peso del pórtico.....	81
Figura 59. Diagrama de cortantes producidas por el peso de la grúa sobre los refuerzos .....	81
Figura 60. Diagrama de momentos flectores sobre los refuerzos, producidos por el peso del pórtico.....	82
Tabla 27. Resultado de las tensiones máximas provocadas por el pórtico sobre el emparrillado .....	82
Figura 61. Esquema de la disposición de la línea de cubierta y de la marca de francobordo (Boletín Oficial del Estado, 2007).....	85
Figura 62. Francobordos asignados para embarcaciones de L mayor o igual a 12 m (Boletín Oficial del Estado, 2007) .....	86
Figura 63. Representación gráfica de las medidas de francobordo.....	86
Figura 64. Modelo importado en Maxsurf .....	89
Figura 65. Disposición de tanques .....	89
Tabla 28. Situación de carga para la que se estudia el equilibrio. ....	91
Tabla 29. Relaciones de los diferentes tanques que conforman la situación del buque en el estudio de estabilidad (Anon., s.f.) .....	92
Tabla 30. Resultados del cálculo del equilibrio .....	93
Tabla 31. Datos preliminares para el cálculo de la hélice óptima.....	94
Tabla 32. Comparación de parámetros entre hélices de 3 y 4 palas .....	95
Figura 66. Partes básicas de la sección de una pala .....	96
Tabla 33. Relación de número de palas y <i>AEA0</i> para las que se construyeron modelos (Canal de Wageningen, s.f.) .....	97
Tabla 34. Contorno de pala de los propulsores de la serie BB (Canal de Wageningen, s.f.) ..	97
Tabla 35. Máximo espesor y posición del máximo espesor (Canal de Wageningen, s.f.).....	98
Figura 67. Parte del código donde se determinan los parámetros $k(r)$ y skew .....	100
Figura 68. Cálculo de la cuerda, así como de las distancias generatriz-borde de salida y generatriz-borde de entrada .....	100
Figura 69. Búsqueda en tablas del valor del espesor máximo de la sección, así como su coordenada.....	101
Figura 70. Funciones para el cálculo de las ordenadas en los perfiles de entrada y de salida	101
Figura 71. Cálculo del valor de las ordenadas para $P>0$ sobre el borde de presión.....	102
Figura 72. Programación de la línea de skew y de la coordenada del máximo espesor .....	103
Figura 73. División de la cuerda en base al parámetro $P$ para el tramo $P>0$ .....	104
Figura 74. Generación de los puntos que delimitan el contorno de la sección en el perfil de presión del borde de entrada.....	104
Figura 75. Representación gráfica de la sección $r = 0.2$ .....	105
Figura 76. Código necesario para aplicarle el ángulo de paso a la sección .....	105
Figura 77. Modelización automática de las secciones de una pala.....	106
Figura 78. Unión de las diferentes secciones mediante líneas .....	107
Figura 79. Modelización de superficies de una pala .....	108

Figura 80. Código referente a la implementación del número de palas.....	108
Figura 81. Modelización de las palas de la hélice.....	109
Figura 82. Código referente al cálculo y representación de la geometría del núcleo de la hélice .....	110
Figura 83. Comparación de los dos modelos de hélice calculado .....	111
Tabla 36. Datos de las hélices propuestas.....	111



# ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Dimensiones de la sala de control de máquinas .....	26
Tabla 2. Límites de iluminación para diferentes tipos de áreas a bordo (Det Norske Veritas, 2016).....	26
Tabla 3. Coeficientes de utilización aportados por el fabricante de las luminarias.....	28
Tabla 4. Espectro de ruido de un motor diésel marino .....	30
Tabla 5. Espectro de ruido de acero (6mm) y aislante SeaRox SL 640 (40/40 mm) (RockWool, 2020).....	31
Tabla 6. Coeficientes de conductividad térmica de los materiales usados .....	34
Tabla 7. Coeficientes de intercambio de calor para los diferentes cerramientos (Otón Tortosa, s.f.) .....	34
Tabla 8. Coeficientes de transmisión del calor de las divisiones .....	35
Tabla 9. Temperatura en espacios colindantes con la cámara de control de máquinas en verano .....	36
Tabla 10. Diferentes calores estimados en el interior del local en época de verano .....	39
Tabla 11. Temperatura en espacios colindantes con la cámara de control de máquinas en invierno .....	45
Tabla 12. Diferentes calores estimados en el interior del local en época de invierno .....	46
Tabla 13. Balance eléctrico de la situación de emergencia .....	52
Tabla 14. Principales datos de interés del equipo diésel-generator de emergencia (Cummins Inc, 2017) .....	53
Tabla 15. Dimensiones de la cámara del motor de emergencia .....	53
Tabla 16. Flujo luminoso total en la cámara del motor de emergencia.....	55
Tabla 17. Emisiones de calor en la cámara del generador de emergencia. ....	59
Tabla 18. Caudal y velocidad de los gases de escape del equipo auxiliar de emergencia (Cummins Inc, 2017) .....	60
Tabla 19. Pérdidas de carga en el conducto de exhaustación del equipo auxiliar de emergencia .....	61
Tabla 20. Características teóricas del modelo de ensayo .....	65
Tabla 21. Resultados de los momentos y reacciones en los empotramientos .....	68
Tabla 22. Datos sobre la sección de los refuerzos longitudinales .....	70
Tabla 23. Resultado de las tensiones en la sección $x = 5.42$ m.....	71
Tabla 24. Resultado de las máximas tensiones provocadas por la grúa sobre el emparrillado .....	76
Tabla 25. Características del ROV seleccionado (FORUM Energy Technologies, 2002) .....	79
Tabla 26. Características básicas del pórtico seleccionado .....	79
Tabla 27. Resultado de las tensiones máximas provocadas por el pórtico sobre el emparrillado .....	82
Tabla 28. Situación de carga para la que se estudia el equilibrio.....	91
Tabla 29. Relaciones de los diferentes tanques que conforman la situación del buque en el estudio de estabilidad (Anon., s.f.).....	92
Tabla 30. Resultados del cálculo del equilibrio.....	93
Tabla 31. Datos preliminares para el cálculo de la hélice óptima .....	94
Tabla 32. Comparación de parámetros entre hélices de 3 y 4 palas .....	95
Tabla 33. Relación de número de palas y $AEAO$ para las que se construyeron modelos (Canal de Wageningen, s.f.).....	97
Tabla 34. Contorno de pala de los propulsores de la serie BB (Canal de Wageningen, s.f.).....	97

Tabla 35. Máximo espesor y posición del máximo espesor (Canal de Wageningen, s.f.) .....	98
Tabla 36. Datos de las hélices propuestas .....	111

# **CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN**

## 1.1. Historia del buque

El presente trabajo está orientado a la remodelación del buque “Ciudad de Cartagena” para su conversión en un buque destinado a la docencia.

Desde su construcción, en el año 1996, ha pasado por diversas funciones operativas. En un principio se construyó junto con un buque “gemelo”, el “Jesús de Nazaret”, como pesquero de arrastre, posteriormente se utilizó como nasero, participando en las campañas de pesca del camarón y también como buque para la formación práctica de alumnos de la familia Marítimo-Pesquera de FP de la Región de Murcia. A lo largo de su vida también ha participado, en ciertas ocasiones, con la Armada española en simulacros de inspección pesquera.

A partir del año 2014 se dio de baja como buque pesquero y pasó a ser propiedad del Centro Integrado de Formación Profesional (CIFP) Hespérides, el cuál colabora tanto con la Armada como con la Universidad Politécnica de Cartagena.

Debido a su vida multifacética, ha pasado por numerosas remodelaciones, ha sido víctima de numerosas averías e incluso ha sufrido un hundimiento.

Actualmente está registrado con el número IMO: 8735261 y navega bajo pabellón español.

Las características principales del buque se resumen a continuación:

- Peso en Rosca: 144 t.
- Eslora total: 24,00 m.
- Eslora entre perpendiculares: 19,50 m.
- Manga: 6,30 m.
- Puntal: 3,00 m.
- Asiento de proyecto: 1,00 m.

## 1.2. Objetivos

Tal y como se ha comentado, el buque “*Ciudad de Cartagena*”, ha pasado por diferentes etapas en su vida activa en las que ha ido desempeñando diversas funciones y para las cuales ha ido acometiendo las correspondientes modificaciones. Actualmente se encuentra, de nuevo, inmerso en otro proceso de modernización cuyo fin es servir como buque escuela para completar la formación de los alumnos de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería Naval y Oceánica de la Universidad Politécnica de Cartagena.

Con tal fin, se tiene a bien la realización de una serie de reformas que posibilitarán trasladar la docencia de las aulas al buque por medio de equipos y espacios destinados exclusivamente a tal efecto.

El objetivo primero de este trabajo es el estudio de cuatro reformas principales, así como de otras, no menos importantes, derivadas de las primeras. Estas reformas son:

- Reconversión de la bodega principal, destinada con anterioridad a la conservación del pescado, en sala de control de máquinas, para el ensayo y toma de datos de los diferentes equipos, tales como los diésel-generadores o el propio motor principal, ubicados en la sala de máquinas.
- Instalación de grúa sobre la cubierta superior para la realización de ensayos con modelos en mar abierto.

## Capítulo 1: Introducción

- Reconversión del compartimento de compresores en compartimento para el equipo diésel generador de emergencia.
- Instalación de grúa sobre la cubierta principal para operaciones con dispositivos tipo “ROV”.

En cuanto a las reformas derivadas de las anteriores, se podrían destacar:

- Remodelación de la cubierta superior a popa de las chimeneas.
- Estudio de un modelo de hélice para evitar la cavitación tras la nueva situación de calados.

Por último, debido a la falta de normativa expresa para la legislación de “*buques destinados a la docencia*”, la reforma se orienta hacia el cumplimiento de diversas normativas, aunque fundamentalmente se ampara bajo las normas destinadas a buques de pasaje.

### 1.3. Metodología

La metodología que se ha seguido se basa fundamentalmente en el modelado del buque en “3d” mediante el programa Rhinoceros 6. A partir del modelo a escala y apoyándonos en la información existente sobre el buque se han llevado a cabo todos los cálculos referentes a las reformas. Debido a la imposibilidad de visitar el buque durante la realización de este proyecto, se asume el error cometido al basar los cálculos en la modelización del buque y en los datos existentes.

Una vez realizado el modelo, se pasa al estudio de cada reforma. Este estudio se lleva a cabo ayudándose en nuevos modelos “3d” así como en las diversas normativas que aplican a las diferentes reformas o directamente en base a la teoría del elemento físico que se estudia.

Para las reformas que necesitan elementos ajenos al buque, tales como motores, luminarias, grúas, etcétera, se ha llevado a cabo un estudio previo de selección, buscando información en diferentes fabricantes para instalar los elementos más adecuados para cada ocasión. Por otro lado, en el caso de las grúas, el estudio de la resistencia de cubiertas se lleva a cabo desde diferentes puntos de vista, desde procedimientos físicos simples hasta el cálculo de los sistemas de refuerzos propios para tales artefactos, como son los sistemas de *emparrillados*.

Finalmente, se destacan los diferentes programas informáticos que han sido utilizados en todo el proceso:

- Rhinoceros 6.0
- Maxsurf
- Microsoft Excel
- Sap 2000

Resulta interesante destacar que el proyecto también engloba diferentes “scripts” de programación que automatizan algunas funciones tanto en la realización del modelo como en los propios cálculos referentes a las reformas. Estos pequeños “programas” han sido escritos en lenguaje: “Python”.

### 1.4. Estructura del proyecto

De acuerdo con la metodología seguida, en primer lugar, se expondrá, de manera independiente, el proceso de modelación del buque mediante el programa Rhinoceros 6.

## Capítulo 1: Introducción

Este proceso se presenta en primer lugar debido a que el modelo “3d” del buque, como ya se ha mencionado, es la base sobre la que se fundamentan la gran mayoría de las reformas y cálculos llevados a cabo en este proyecto, por tanto, se entiende que posee suficiente relevancia como para ser tratado de este modo.

La metodología que se sigue también divide en apartados cada una de las reformas que se llevan a cabo. Estos apartados también englobarán las sub-reformas derivadas de la reforma principal en el caso que sea necesario. Cada apartado a su vez constará de sub-apartados en los que se explicarán de manera detallada los diferentes aspectos de cada reforma y sub-reforma. Estos aspectos incluyen:

- **Justificación:** En primer lugar, se expondrá el por qué de cada transformación, así como una breve aclaración sobre lo que trata.
- **Explicación:** Acto seguido se pasará a explicar detalladamente el proceso de transformación. Este se expondrá paso a paso y acompañado de los cálculos más significativos sobre los que se fundamenta. Estas explicaciones también irán acompañadas de referencias a la normativa en las que se basan.
- **Conclusión:** Al final de cada apartado se expondrá una conclusión concisa de la reforma en cuestión. En ella se hablará sobre el alcance de la reforma y las mejoras que aporta de cara a favorecer la docencia a bordo.

# **CAPÍTULO 2. . MODELIZACIÓN DEL BUQUE**

## 2.1. Introducción

En este capítulo se tratará el proceso seguido para la modelización del buque a partir de los planos de formas (Anon., s.f.) hasta la obtención del modelo “3d” finalizado. El proceso se acompaña de documentos gráficos que ilustran cada una de las etapas que tiene lugar.

La modelización no consta únicamente del casco resistente del buque, sino que se modela también el compartimentado interno, así como los diferentes elementos relevantes de cubierta y de superestructura. Esta modelización detallada tiene sentido debido a que, como se ha expresado anteriormente, la mayoría de los cálculos están basados en el modelo “3d”.

Todo el proceso de modelado se lleva a cabo mediante el programa: Rhinoceros 6.

Para facilitar el seguimiento del proceso, este se dividirá en diferentes apartados.

## 2.2. Procedimiento

### 2.2.1. Introducción de planos en Rhinoceros 6.0 y generación de curvas “3d”

En un primer lugar se introducen las diferentes vistas del plano de formas (Anon., s.f.) y se escalan de manera coherente con las medidas del buque. En este caso, y para facilitar el modelado se trabaja en centímetros y se aplica una escala de 1:40.

Una vez introducidos, se gira cada una de las vistas de tal forma que estas se sitúen en el plano del espacio correspondiente, posteriormente se desplazan para hacer coincidir el origen de coordenadas de cada una con el origen de coordenadas del programa (Véase Figura 1).

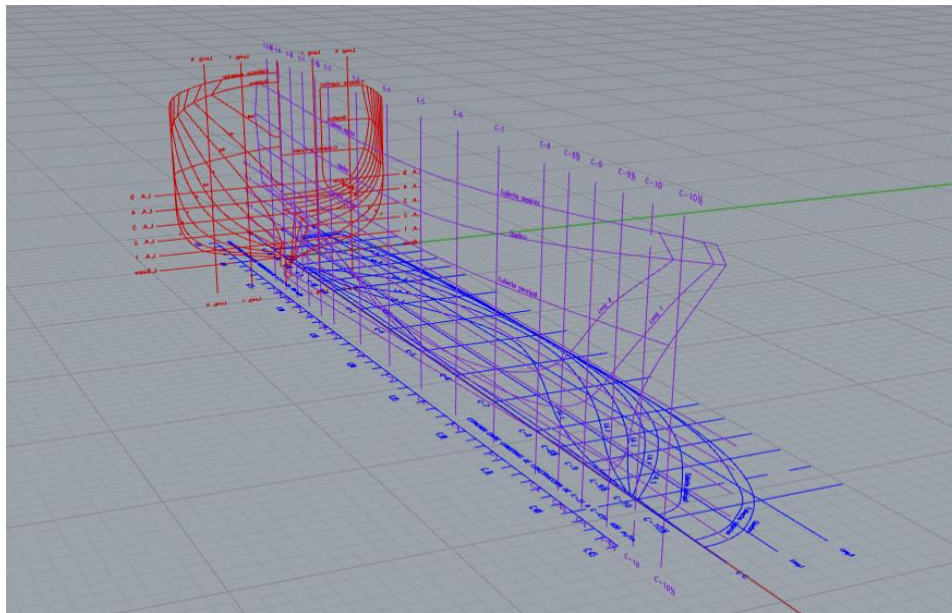


Figura 1. Disposición de las vistas para comenzar el modelado

Se establece una capa diferente para cada vista con el fin de facilitar la manipulación independiente, así como la visualización de éstas.

Una vez establecidas las vistas en el espacio se procede a generar las curvas “3d”.



## Capítulo 2: Modelización del buque

Estas curvas se usarán para crear el modelo alámbrico del casco y, posteriormente, serán de ayuda para la creación de las superficies que conformarán el forro exterior del buque.

El proceso de creación de estas curvas es sencillo si se utiliza el comando “*Crv2Vistas*”. Este comando, tal y como se intuye de su nombre, crea un objeto “3d” a partir de dos de sus vistas. De esta forma, a partir de las vistas del plano de formas, se van creando las diferentes curvas en el espacio.

En la figura 2 (Véase *Figura 2*) se ve la primera curva creada a partir del comando mencionado anteriormente, “*Crv2Vistas*”, para lo que se han usado las vistas de planta y perfil.

Estas curvas normalmente se generan con un grado de alisado bastante deficiente y esto afectará, a posteriori, a la calidad de las superficies finales. Es por esto por lo que se debe llevar a cabo un proceso de alisado para cada curva que se genere. Este proceso se puede realizar por medio del comando “*Reconstruir*”, el cual reconstruye la curva según un grado de curvatura y un número de puntos definidos previamente.

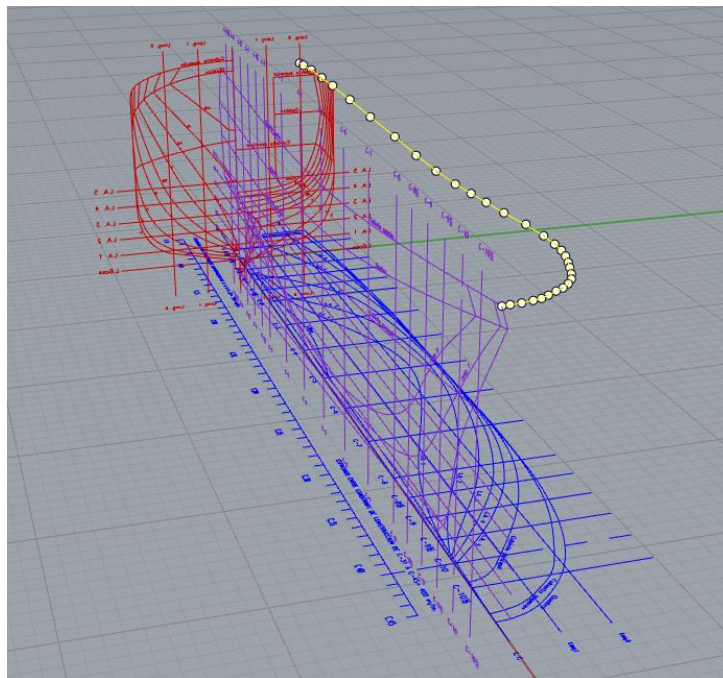


Figura 2. Generación de la primera curva “3d” correspondiente a la línea que delimita la cubierta superior

Hay que tener en cuenta que, al reconstruir la curva, esta pasa a tener otras características y por tanto cambia de aspecto, de tal forma que puede ser que la curva inicial, obtenida a partir de las vistas, y la curva reconstruida no coincidan. Es por esto que, una vez reconstruida la curva, se deben mover sus puntos de control para adaptarla a las formas de la curva inicial.

En la figura 3 (Véase *Figura 3*) se puede ver el error que se comete al reconstruir la curva. Ésta se podría adaptar mucho mejor a la inicial (representada en color rojo) siempre y cuando aumentáramos el número de puntos de control en la reconstrucción, aunque esto iría en detrimento del alisado. Como muchas veces pasa en la ingeniería naval, hace falta llegar a una solución de compromiso.

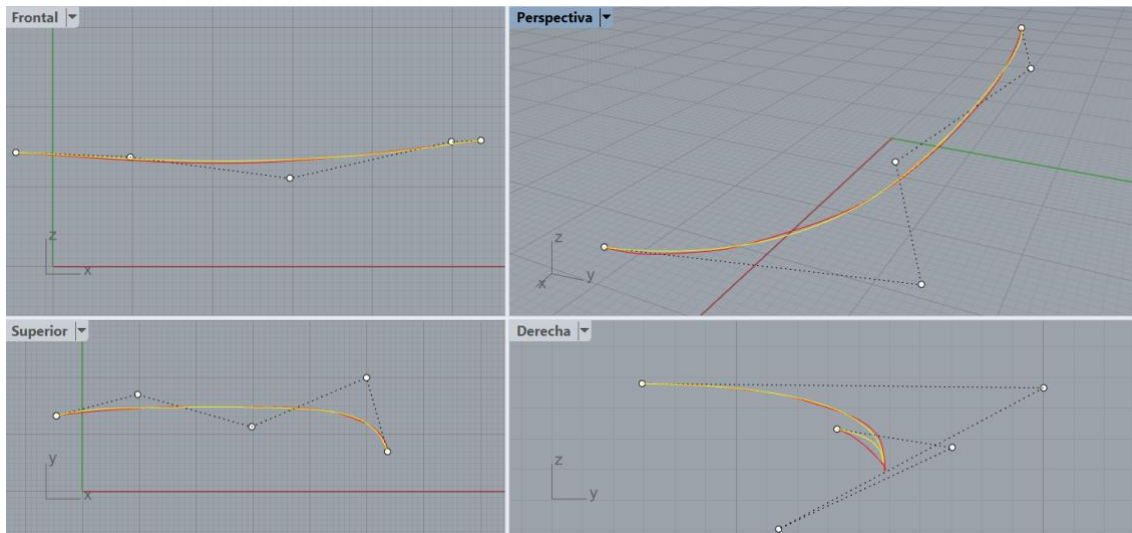


Figura 3. Reconstrucción de la curva con 5 puntos y grado 4

Por último, es recomendable realizar un estudio de curvatura, el cual se lleva a cabo mediante el comando “*Gráfico de curvatura*”. Si bien es cierto que simplemente con reconstruir la línea, ésta mejora su curvatura, es interesante volver a manipular los puntos de control con objeto de mejorar aún más el aspecto del gráfico (Véase *Figura 4*).



Figura 4. Gráfico de curvatura antes y después de reconstruir la curva

Este proceso de generación de curvas en el espacio y alisado de las mismas se repite con todas las líneas que constituyen el plano de formas. El resultado final es el modelo alámbrico de las formas del forro externo, el cual, por simplicidad, se realiza únicamente para la mitad del casco (Véase *Figura 5*).

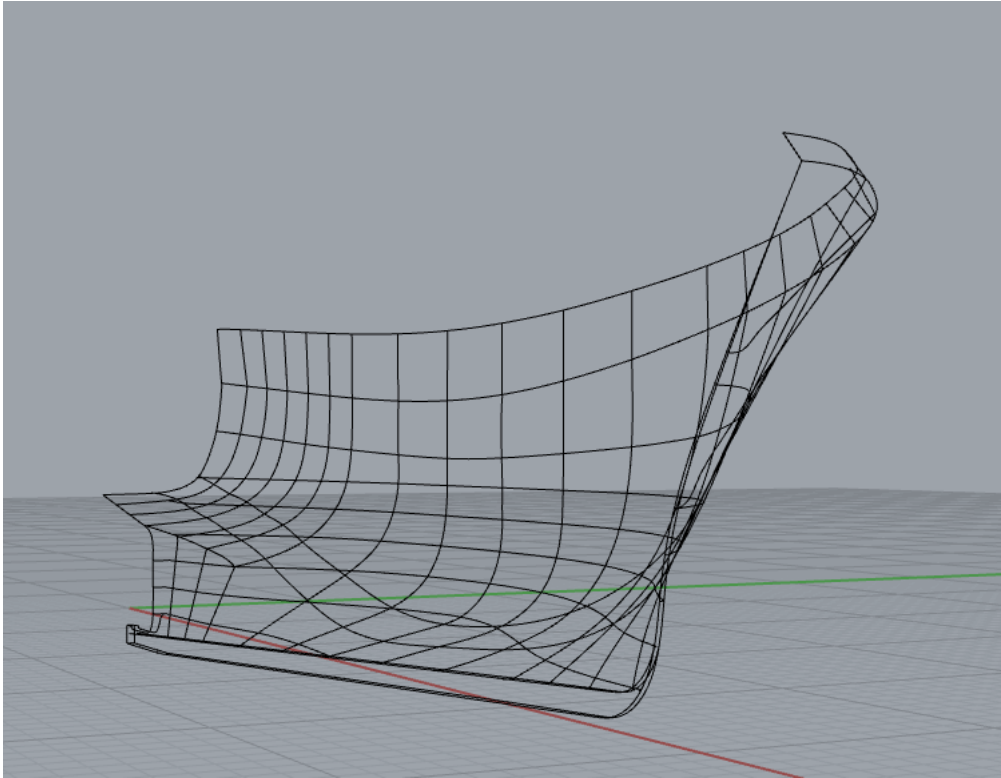


Figura 5. Modelo alámbrico de la mitad del buque

### 2.2.2. *Generación de superficies*

El proceso de generación de superficies se puede hacer de diversas formas gracias al abanico de comandos dedicados a tal fin que facilita Rhinoceros 6. El problema está en utilizar el comando adecuado para cada zona, teniendo en cuenta las diferentes formas y curvaturas que presenta el casco.

También se entiende que la solución final será de compromiso entre la coincidencia de las formas a las formas reflejadas en los planos y la calidad y alisado de las superficies. Por tanto, en numerosos casos, será conveniente hacer modificaciones sobre el modelo alámbrico que irán desde modificar mediante los puntos de control la forma de una curva hasta eliminarla o incluso generar curvas nuevas a pesar de que éstas no existan en el plano de formas.

Lo ideal sería generar el casco a partir de una sola superficie que se fuera adaptando a las diferentes formas, evitando así modificaciones del modelo alámbrico y discontinuidades entre superficies. El problema está en que las formas del buque son extremadamente variopintas a lo largo de toda la eslora, y es por eso por lo que resulta inviable este proceso. En consecuencia, se irán generando diferentes superficies según las zonas, pero siempre con el objetivo de minimizar el número y complejidad de éstas.

El comando que se ha usado para la generación de la mayor parte de las superficies es: “*Barrido 2*”, este comando genera una superficie a lo largo de dos curvas basándose en dos líneas transversales que determinan la forma de la superficie entre las dos primeras líneas-carril (Véase Figura 6).

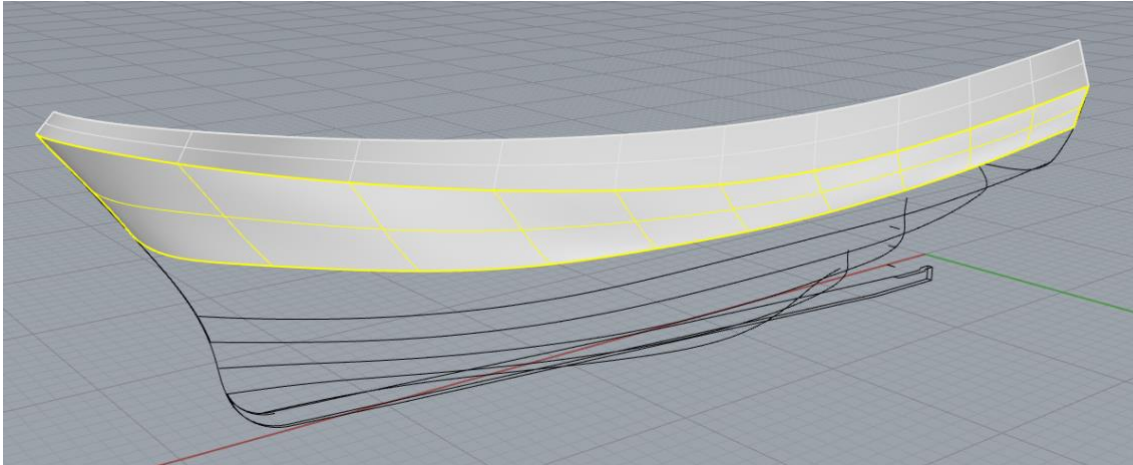


Figura 6. Generación de superficies mediante el comando "Barrido2"

El alisado previo de las curvas proporciona un alisado de las superficies adecuado. A pesar de ello, habrá que hacer modificaciones sobre las superficies para conseguir una continuidad entre ellas aceptable. Esto se realiza con el comando: *"IgualarSup"*, el cual permite establecer el grado de continuidad que se desee desde simplemente continuidad de posición, hasta continuidad de curvatura. El cambio de continuidad de superficies provoca la modificación de la superficie que se está igualando, tanto más cuanto mayor sea el grado de continuidad, esto significa que no siempre será sencillo obtener las superficies que se buscan con la continuidad requerida en cada caso. En la figura 6 (Véase Figura 6), se diferencia la continuidad que poseen las dos superficies que se representan y que corresponde a una continuidad de posición. En este caso se ha establecido esta continuidad debido a que así se reflejan las formas en los planos, pero habrá ocasiones en que se tenga que recurrir a continuidades inferiores a las deseables debido, una vez más, a la dificultad de adaptar las formas.

La parte del codaste y el talón del codaste son las que presentan mayores dificultades a la hora de crear las superficies debido a las diferencias y discontinuidades de la propia curvatura del casco, por lo que es esta zona la que más ha sufrido cambios del modelo alámbrico y donde se ha tenido que hacer uso de continuidades entre superficies no tan fieles a los planos como las demás (Véase Figura 7). Por tanto, es aquí donde más error se comete con respecto a las formas reales del buque.

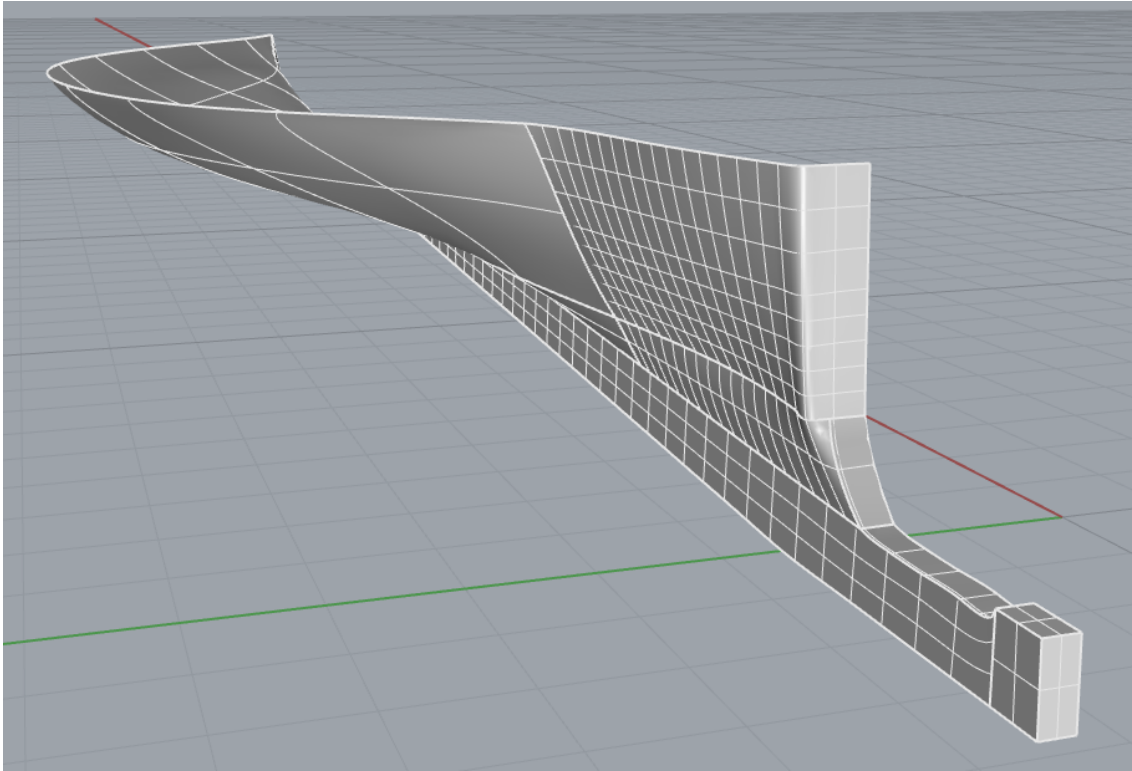


Figura 7. Modelado de codaste y talón

Tal y como se aprecia en la imagen las superficies que conforman esta parte son más complejas y presentan menor grado de alisado que el resto de las superficies. Tampoco se alcanza un grado exacto de continuidad entre las juntas de dichas superficies.

El proceso se continúa hasta crear todas las superficies que conforman la mitad simétrica del casco.

Este proceso de generación de superficies no es trivial, pues requiere de diferentes pruebas con diferentes comandos de generación de superficies para decidir qué superficie se adapta mejor a cada una de las partes del buque. A continuación, se presenta la solución final tras haber realizado diversas pruebas con diferentes comandos (Véase Figura 8).

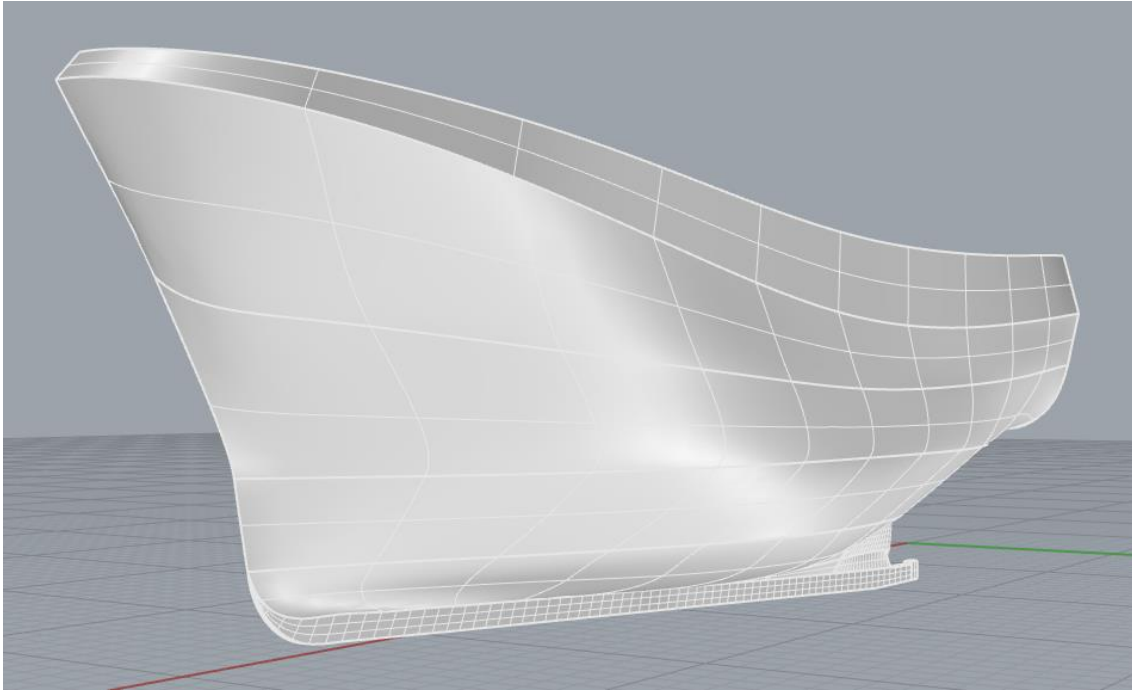


Figura 8. Modelo terminado de la mitad del casco

En la Figura 9 (Véase Figura 9) también se puede apreciar el cambio que se produce en el alisado de las superficies si las curvas se alisan previamente. En la Figura, las tres primeras imágenes corresponden a superficies creadas sin alisado previo de curvas.

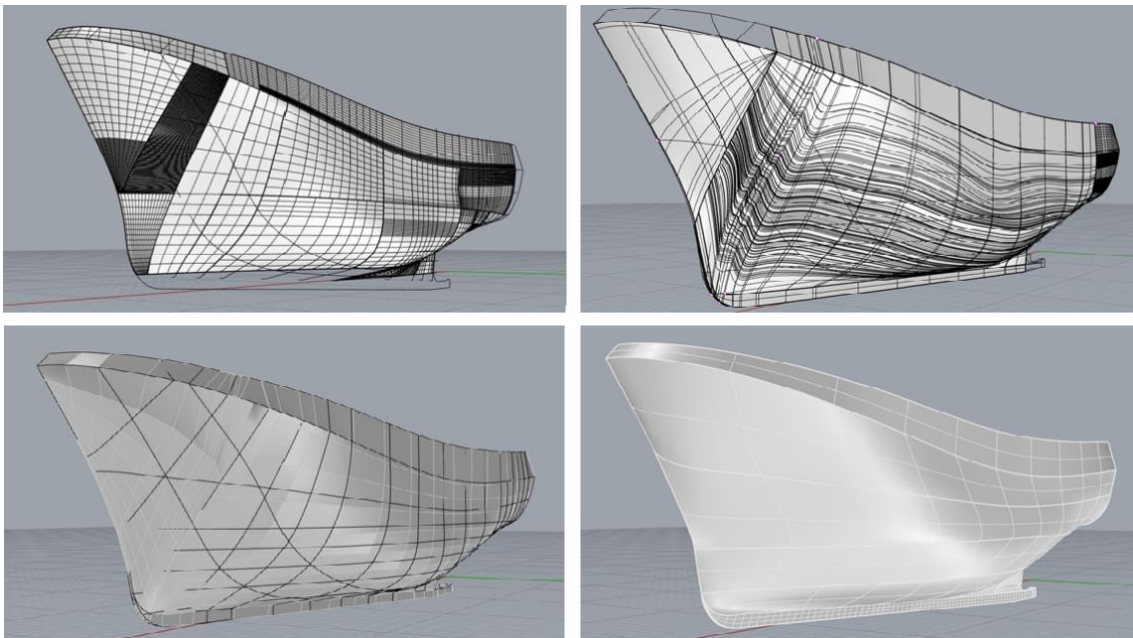


Figura 9. Modelado de superficies por diferentes métodos

### 2.2.3. Unión del casco con su mitad simétrica

La creación de la mitad simétrica del casco se lleva a cabo por medio del comando “Reflejar”. Puede ser que, a la hora de unir las superficies de las dos mitades, éstas lo hagan mediante una transición abrupta, lejos de la realidad. Para favorecer la generación

## Capítulo 2: Modelización del buque

de una transición suave, sobre todo por la parte de la roda, se lleva a cabo el siguiente procedimiento:

- En primer lugar, se recorta la superficie inicial (referente a la parte de babor del casco) de tal forma que, al reflejarla con respecto a la crujía, se deje un espacio entre las dos superficies (Véase *Figura 10*):

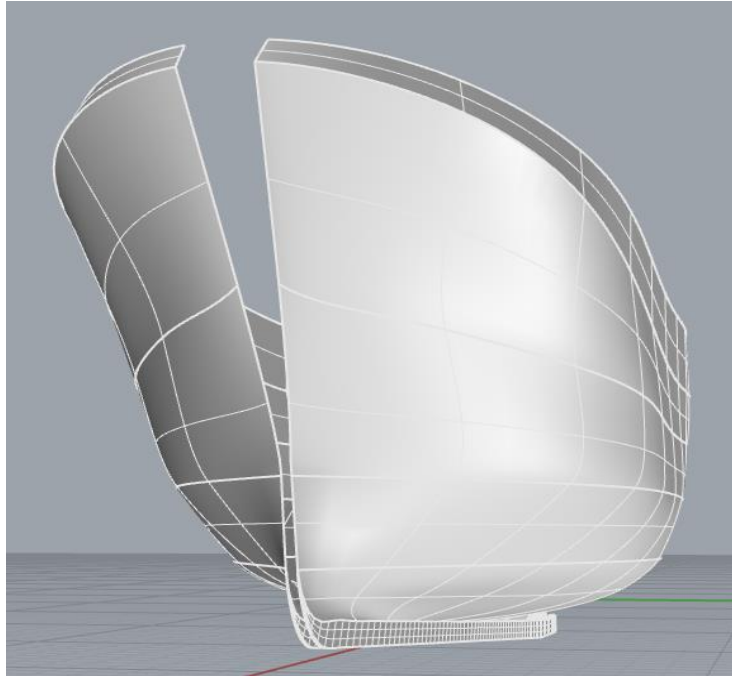


Figura 10. Paso 1 para la creación de la superficie de transición

- En segundo lugar, se hace uso del comando “*MezclarSup*” que permite crear una superficie de transición entre las dos anteriores. Esta superficie de transición deberá de ajustarse para adoptar un grado de modelado adecuado (Véase *Figura 11*).

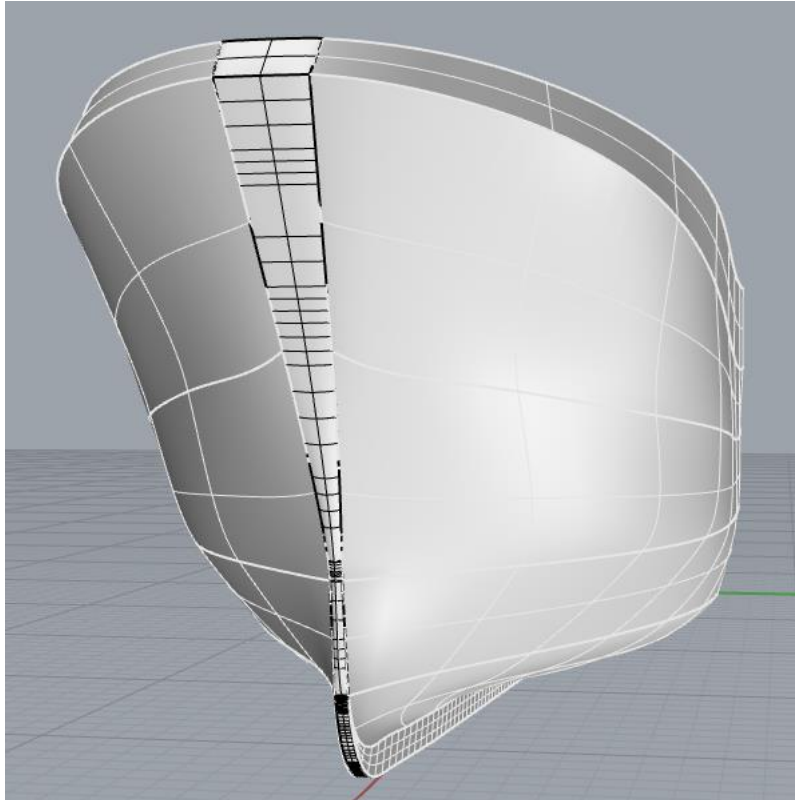


Figura 11. Superficie de transición generada

#### 2.2.4. Análisis de las superficies

Una vez que se han creado todas las superficies, es interesante someterlas a un análisis de continuidad para analizar visualmente su validez. Para ello, se utiliza el comando “*Cebra*”. Este, mediante una serie de bandas negras representadas sobre las superficies, indica la continuidad entre las superficies según el grado de coincidencia entre las diferentes bandas, de tal forma que, si las bandas entre dos superficies adyacentes no coinciden, la continuidad es de posición, si éstas coinciden, pero no lo hacen en su totalidad, las superficies presentan continuidad de tangencia y finalmente la coincidencia plena de las bandas refleja una continuidad de curvatura (Véase Figura 12).

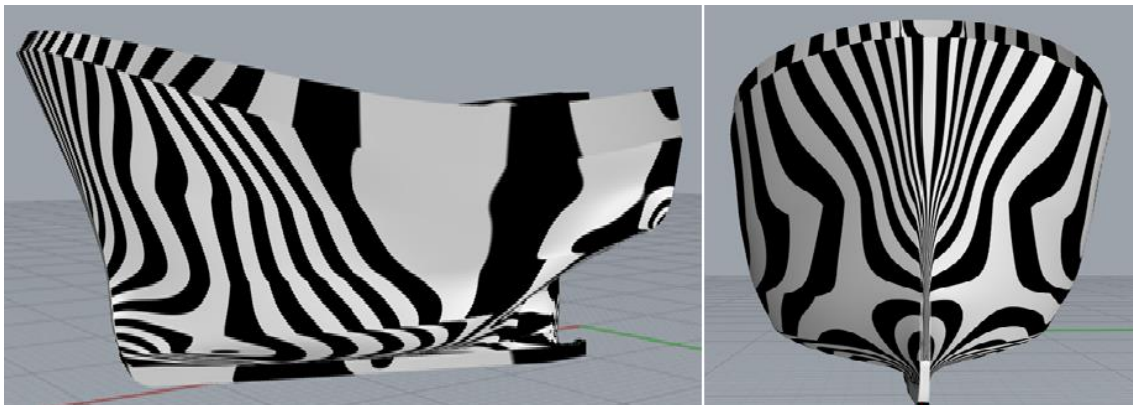


Figura 12. Análisis de cebra sobre el casco



## Capítulo 2: Modelización del buque

Tras analizar la imagen se pone de manifiesto la importancia de una correcta unión entre superficies adyacentes, pues si se obvia este paso, creando superficies directamente, sin trabajar la unión entre éstas, se llegará a resultados que no reflejarán las formas reales del buque. Esto es difícil de apreciar a simple vista, pero, tan pronto como se usa “*Cebra*”, se pueden visualizar los diferentes tipos de uniones de manera clara.

Cabe destacar que, una unión no es necesariamente incorrecta por el hecho de que las bandas de cebra no coincidan, esto simplemente indica el tipo de unión, y ciertas partes del modelado requerirán uniones de diferentes grados.

### 2.2.5. *Espesor del casco*

Tras conseguir un grado de modelado adecuado, se procede a la creación del espesor.

Hay que tener en cuenta que el espesor del acero a lo largo del casco es variable, más aún si se tiene en consideración que el “Ciudad de Cartagena” ha pasado por numerosas reparaciones y remodelaciones a lo largo de su vida. Por tanto, debido a que la modelación del espesor variable es compleja, se tiene a bien generar un espesor constante de acero y asumir el error cometido.

El procedimiento es sencillo si se hace uso del comando “DesfasarSup”, con el que se crea el desfase de toda la superficie del casco la distancia del espesor del acero considerado (Véase *Figura 13*).

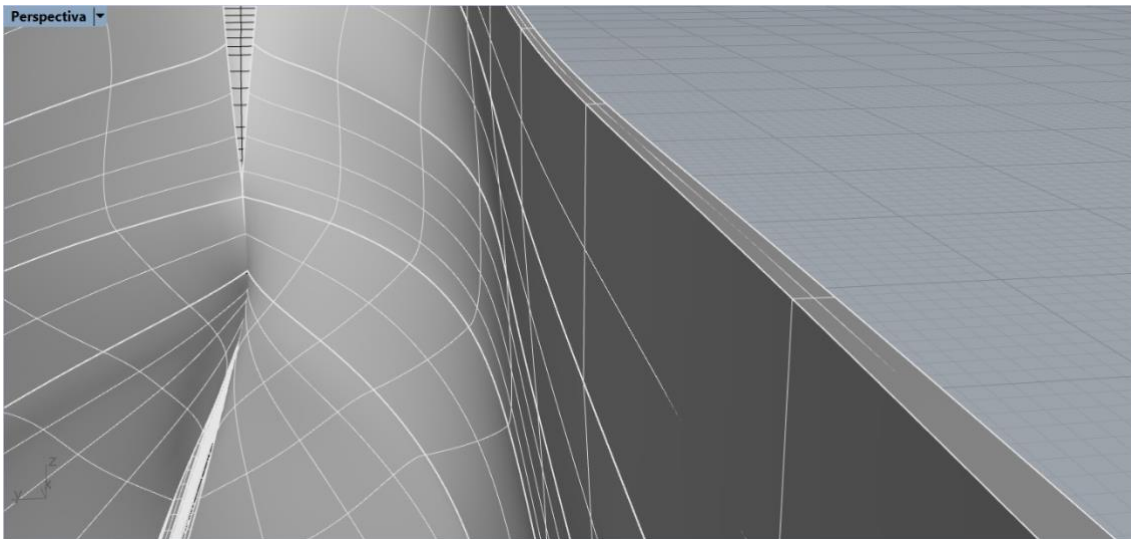


Figura 13. Detalle del desfase sobre la superficie del casco

El propio comando del desfase da la opción de generar un sólido, por tanto, sin más que aplicar el comando se dispondrá del casco con espesor.

### 2.2.6. *Compartimentado interno*

El siguiente paso es el compartimentado interno del buque. Este proceso se lleva a cabo a partir de los planos de disposición general (Anon., s.f.). El compartimentado se podría dividir en dos subapartados:

- Modelización de cubiertas (Véase *Figura 14*).

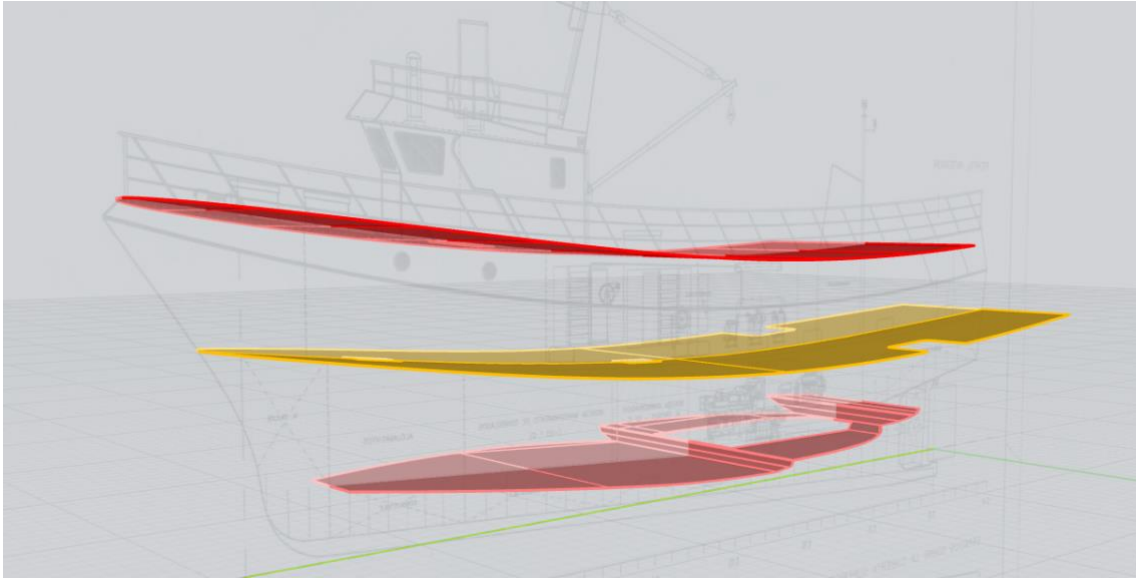


Figura 14. Modelado de cubiertas

- Modelización de mamparos (Véase Figura 15).

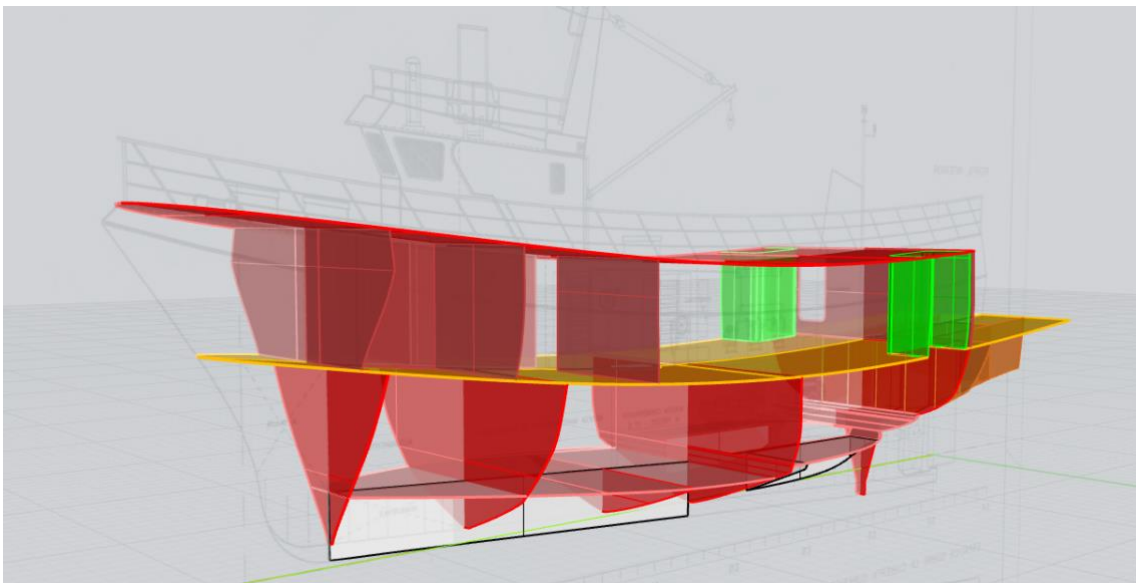


Figura 15. Modelación de mamparos

Ambos procesos tienen en cuenta el espesor de los elementos según las especificaciones disponibles.

#### 2.2.7. Modelización sobre la cubierta superior

La modelización más relevante que se lleva a cabo sobre la cubierta principal es la correspondiente al puente de mando, aunque también se incluye la modelación de elementos propios de la reforma del buque tales como las grúas (Véase Figura 16).



Figura 16. Modelización de elementos sobre cubierta

### 2.2.8. *Modelado semiacabado*

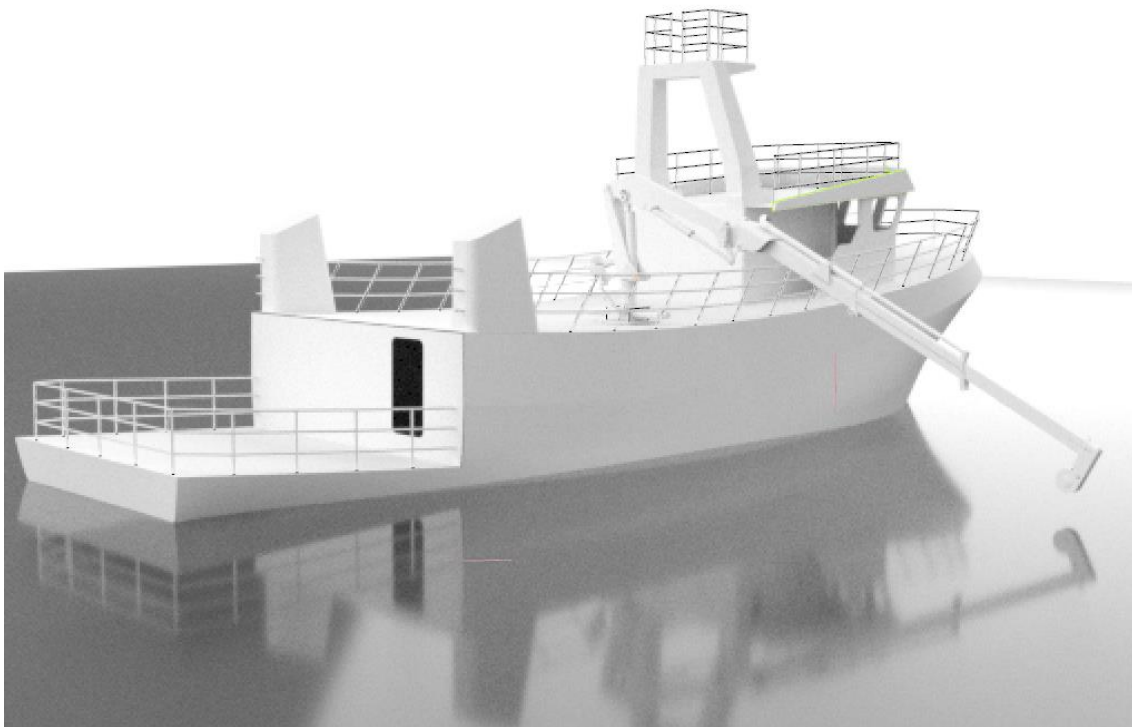


Figura 17. Render del modelo semiacabado

2.2.9. Acabado final



Figura 18. Acabado final renderizado

### 2.3. Partes automatizadas del proceso de modelado

A lo largo del proceso de creación del modelo hay diferentes elementos que deben modelarse de manera repetitiva. Para afrontar estos trabajos repetitivos, se tiene a bien la implementación de pequeños programas de código que automatizan las tareas de modelado, haciendo más sencillo y rápido el proceso. Estos códigos, son desarrollados desde el propio programa Rhinoceros 6. La forma de acceder al entorno de programación es a través del comando: “*EditPythonScript*”.

Algunos ejemplos de estos programas son:

- Modelado de todos los pasamanos candeleros y guardamancebos: El “*script*” desarrollado le pide al usuario que establezca, en el modelo, todos los puntos sobre cubierta donde irán apoyados los candeleros, una vez se han establecido estos puntos, se pulsa “*intro*” y el programa genera tanto los candeleros como los pasamanos y guardamancebos, completando así la baranda a partir de puntos sobre la cubierta en unos pocos segundos.
- Modelado de los refuerzos de cubierta: En este caso, el “*script*” le pide al usuario que indique el número de curvas sobre las que se generarán los refuerzos, acto seguido el programa los genera. Este programa realiza los

refuerzos en base a un escantillonado y a unas dimensiones previamente insertadas dentro del propio código.

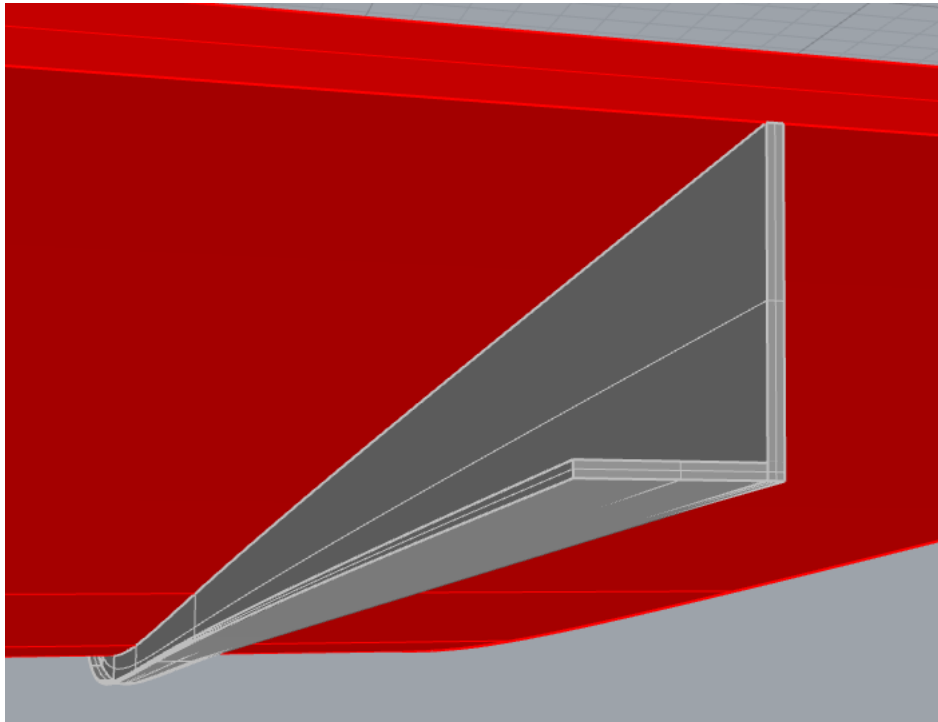


Figura 19. Detalle de un perfil creado a partir de un "script"



# **CAPÍTULO 3. PRIMERA REFORMA: TRANSFORMACIÓN DE LA BODEGA FRIGORÍFICA EN SALA DE CONTROL DE MÁQUINAS**

### 3.1. Introducción

El propósito de esta reforma es transformar la bodega principal del buque, antiguamente destinada a la conserva de las capturas durante la navegación, en una sala de control de máquinas. El fin último de esta reforma es dotar al buque de un espacio en el que poder estudiar el funcionamiento de elementos de la sala de máquinas, tales como el motor principal o los motores auxiliares mientras éstos trabajan en una situación real (Véase Figura 20). Para ello la remodelación se centra en hacer el espacio “habitabile” para poder albergar a un número determinado de personas.

Las reformas estructurales que se llevan a cabo son:

- Adaptación de un ojo de buey en el mamparo de popa de la sala de control de máquinas para poder tener contacto visual con lo que se está analizando, es decir, los motores de la sala de máquinas.
- Adaptación de accesos al compartimento: Se establecen dos accesos, uno por la parte superior, desde la cubierta principal, coincidente con el acceso que poseía el compartimento cuando hacía las veces de bodega y otro en el mamparo de proa.

Las demás reformas no modifican la estructura previa del buque, éstas son:

- Propuesta de iluminación del local en base a las necesidades del personal que trabaje en él.
- Propuesta de aislamiento sonoro, para atenuar así los niveles del ruido generado en la cámara de máquinas.
- Propuesta de aislamiento térmico. Sustituyendo el aislamiento previo por uno adecuado a las necesidades del local.
- Estudio de la ventilación necesaria para un máximo de 7 personas trabajando en el interior del local.

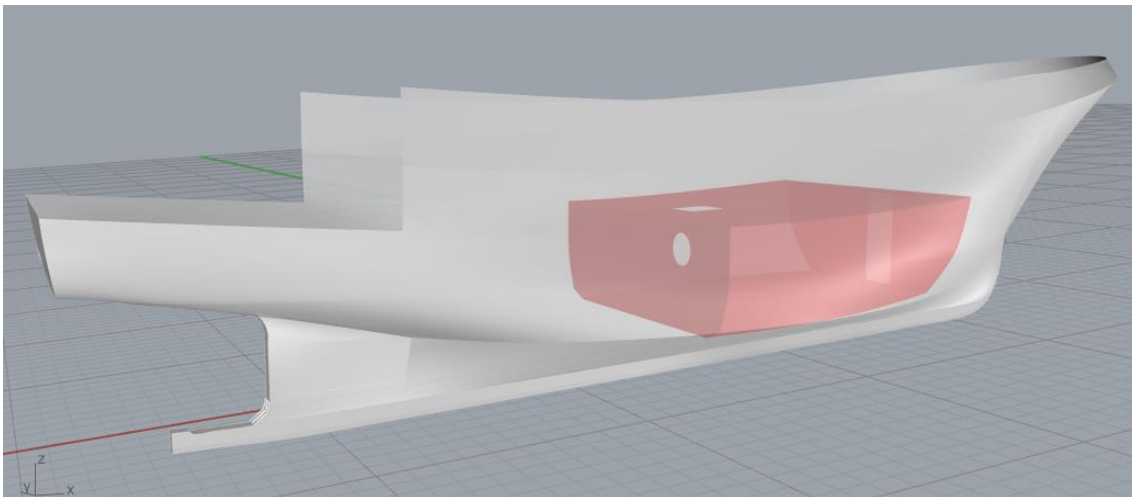


Figura 20. Localización aproximada del compartimento en el buque

A continuación, se detalla la localización exacta por medio del plano de disposición general (Ver Figura 21).



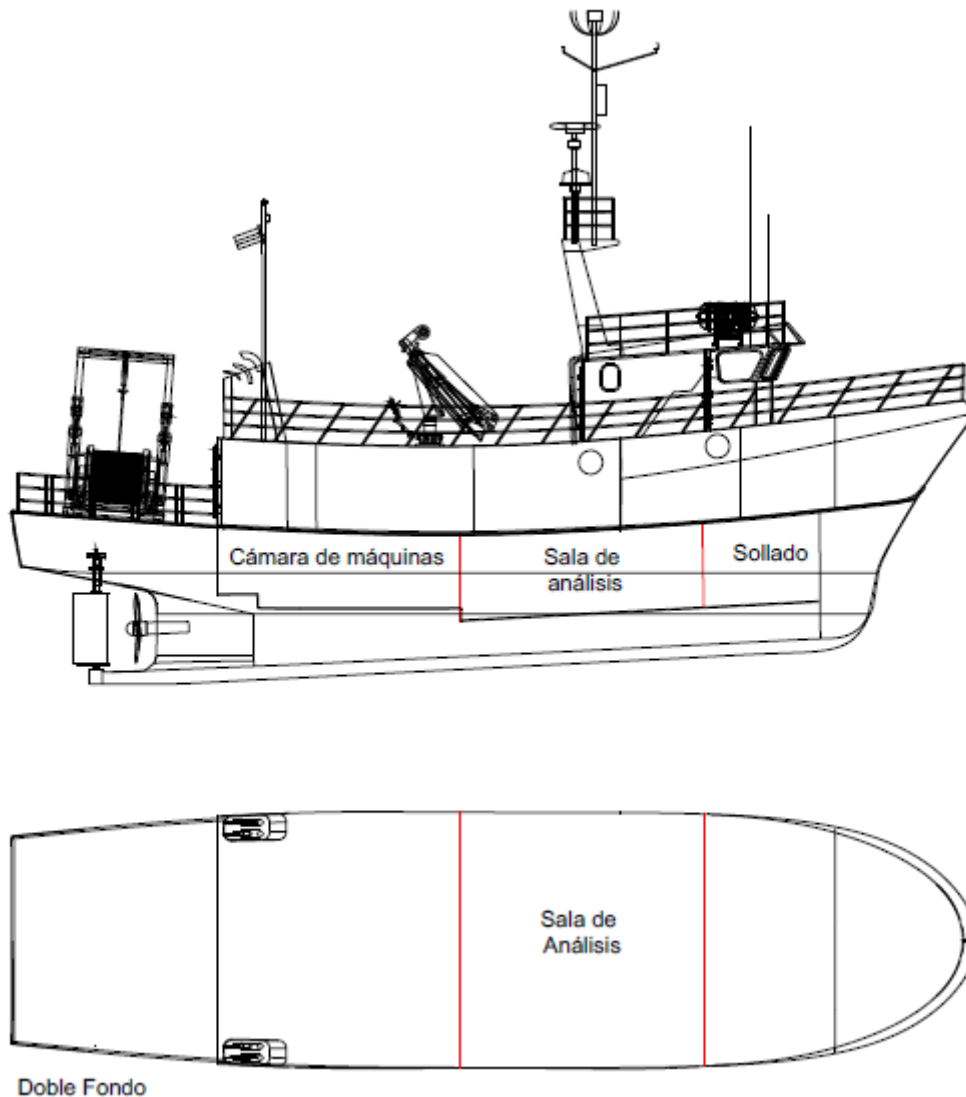


Figura 21. Localización de la sala de análisis en el buque

## 3.2. Procedimiento

### 3.2.1. *Adaptación del ojo de buey*

Para favorecer el entendimiento de la máquina que se está analizando, así como para tener un contacto visual de la cámara de máquinas desde la sala de control se tiene a bien instalar una abertura en el mamparo de popa de la cámara de máquinas. Ésta abertura debe instalarse de tal forma que perturbe lo menos posible la configuración del mamparo, es decir, deberá tener unas características que aseguren la continuidad estructural del mamparo, así como el grado de estanqueidad de este.

Las características fundamentales que, de acuerdo con el Real Decreto 457/2011 para buques de pasaje (Boletín Oficial del Estado, 2011), posee el mamparo y que por ende ha de poseer la abertura son:

- Estanqueidad
- Integridad al fuego de tipo A-60

### Capítulo 3: Primera reforma

La razón principal por la que se usa un ojo de buey (abertura circular) es debido a que este mamparo, por ser de clase A-60, debe ser de acero o un material equivalente, por tanto, sería susceptible de sufrir fracturas debidas a fatiga si la abertura tuviera esquinas.

La norma insta a realizar el menor número posible de aberturas en este tipo de mamparos, por tanto, se establece una pequeña abertura de 0.3 m de radio, provocando una mínima alteración estructural, pero sin perder la funcionalidad. Esta abertura, a su vez se sitúa en una localización lo más ergonómica posible teniendo en cuenta la altura del mamparo y algunos elementos que se instalarán con posterioridad y que pudieran reducir esa altura.

Una vez se han establecido las dimensiones óptimas, así como su disposición en el mamparo, se debe analizar qué material es el más adecuado para cumplir con los requisitos de estanqueidad y resistencia al fuego.

El material seleccionado finalmente es un vidrio marino de 55 mm de espesor de protección contra incendios A-60 distribuido por diferentes casas comerciales.

Un ejemplo de ventana con estas características es el siguiente (*Véase Figura 22*):

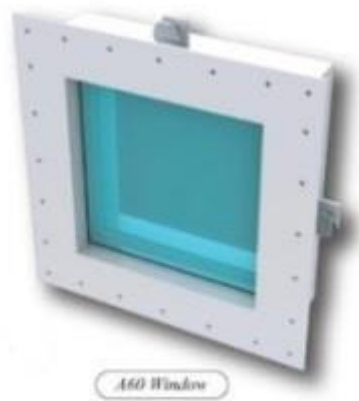


Figura 22. Ejemplo de vidrio contraincendios categoría A-60 (Sumar S.L. Suministros Industriales y Navales, 2009)

#### 3.2.2. Adaptación de accesos al compartimento

La situación de estos accesos también se estudia según la normativa de los buques de pasaje RD 457/2011, la cual, a su vez, se ampara en el convenio internacional para la seguridad de la vida humana en la mar (Internacional, Organización Marítima, 2002).

De esta forma, debido a que el compartimento en estudio se encuentra por debajo de la cubierta de cierre y que se diseña para albergar a un número significativo de tripulantes, éste debe poseer dos medios de evacuación. Estos medios se disponen, tal y como establece la norma, lo más separados posible.

La disposición de los medios de evacuación es como sigue: el primero de ellos desde la cubierta principal, por medio de una abertura en dicha cubierta que ya estaba establecida previamente, el segundo acceso tiene lugar a través de una porta de aluminio en el mamparo de proa del compartimento, dando acceso al sollado, que dispone de otra escala hasta la cubierta superior.

El acceso desde popa se realiza por medio de una escala cuyas dimensiones deben estar establecidas por la norma. Esta abertura dispondrá de medios de cierre estancos. La abertura en proa tiene lugar por medio de una porta, también con medios de cierre estancos y con unas características contraincendios iguales a las del mamparo en el que se integra. Las dimensiones de la escala, así como de las dos aberturas son tales que satisfacen las especificaciones de la norma.

Un esquema orientativo de la disposición de medios de evacuación sería el siguiente (Véase Figura 23):

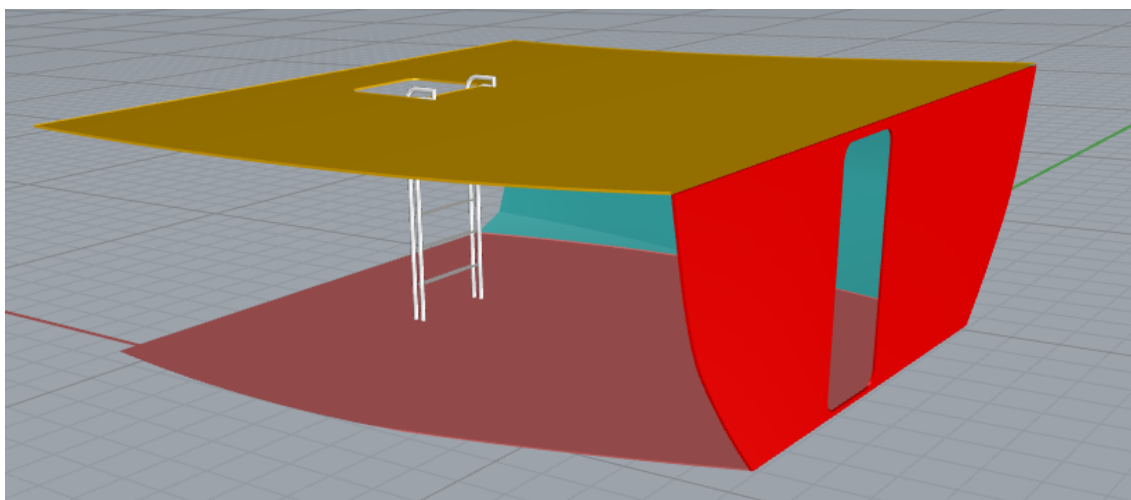


Figura 23. Medios de evacuación de la sala de control de máquina

### 3.2.3. Propuesta de iluminación del local

Con anterioridad a la reforma, el local ya se encontraba iluminado de acuerdo con las necesidades requeridas en ese momento, es decir necesidades de luz para efectuar labores de carga y descarga o limpieza de la bodega. Debido a la diferencia con respecto a los oficios que se pretenden realizar en el compartimento tras la reforma, no es adecuado mantenerlo iluminado mediante las luminarias antiguas. Con el objetivo de adecuar la iluminación a las nuevas necesidades se lleva cabo un estudio en el que se determina una nueva opción.

Para comenzar el estudio de iluminación se obtienen las medidas aproximadas del compartimento a partir del modelo realizado (Véase Tabla 1).

<b>Datos preliminares</b>	
Área cubierta ( $m^2$ )	29,72
Altura mínima ( $m$ )	2,10
Altura máxima ( $m$ )	2,10
Eslora ( $m$ )	5,82
Manga media ( $m$ )	5,34
Área lateral (casco) ( $m^2$ )	13,37
Área mamparo de popa ( $m^2$ )	11,00

Área mamparo de proa ( $m^2$ )	12,92
--------------------------------	-------

Tabla 1. Dimensiones de la sala de control de máquinas

Hay que tener en cuenta que el área del costado del casco, así como las áreas de los mamparos de proa y popa serán algo menores debido a que esas medidas están tomadas considerando que el puntal va desde el plan hasta la cubierta principal, sin tener en cuenta el aislamiento y el espacio necesario para la colocación de las luminarias.

Una vez se conocen las medidas del local se continúa con el cálculo del flujo luminoso necesario. Lo primero que se debe establecer es la altura de lo que se conoce como plano de trabajo, que como su propio nombre indica es el plano en el cual se realizan las tareas, es decir, en este caso la altura aproximada del plano de trabajo sería la altura de las mesas de ordenadores, la cual se estima en 0,75 m desde el plan del compartimento.

Otro dato no menos importante es la distancia plano de trabajo-luminaria ( $g$ ) estimada en 1,25 m teniendo en cuenta que las lámparas no irán pegadas a la cubierta principal si no unos 10 cm por debajo de esta.

Para poder efectuar el cálculo se debe conocer también el nivel de luminancia media ( $E_m$ ), para ello el estudio se basa en las recomendaciones del DNV-GL relativas al confort humano (Véase Tabla 2):

Ubicación	Iluminación mantenida sobre las áreas ( $E_m/Lux$ )
Procesos y módulos de utilidad:	
Alumbrado general y cámara de máquinas	200
Áreas de acopio y concentración	200
Pasos externos y vías de acceso	100
Escaleras internas, elevadores y pasos confinados	150
Equipos locales y salas de instrumentación	400
Talleres, laboratorios y oficinas	500
Áreas de ocio	150
Cabinas de grúas	400 ajustable
Salas de control de máquinas	500
Salas de control central	500 ajustable

Tabla 2. Límites de iluminación para diferentes tipos de áreas a bordo (Det Norske Veritas, 2016).

Tal y como muestra la Tabla 2 (Véase Tabla 2), para una zona de control de máquinas es necesario una iluminación de 500 Lux.

### Capítulo 3: Primera reforma

Una vez se dispone de todos los datos necesarios se pasa a realizar los cálculos que finalmente determinarán las luminarias a instalar:

En primer lugar, se calcula el índice del local ( $k$ ), que representa la forma del local:

$$k = \frac{a * b}{h * (a + b)}. \quad (1)$$

Esta fórmula es de aplicación sobre compartimentos paralelepípedos, en los que las dimensiones son de la siguiente forma:

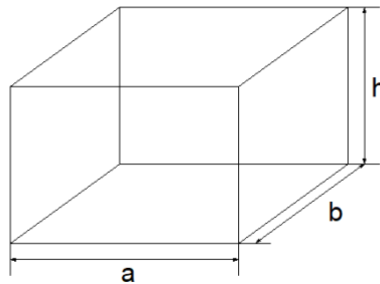


Figura 24. Dimensiones de un compartimento paralelepípedo

Debido a que el compartimento de la sala de control no es paralelepípedo se debe realizar una adaptación a la fórmula anterior, la cual consiste en obtener el área media entre las áreas del mamparo de popa y el área del mamparo de proa. De este modo, el índice del local se calculará a partir de tres áreas: el área media entre mamparos de proa y popa, el área lateral del compartimento y el área del plan.

Tras la modificación, la fórmula toma la siguiente forma:

$$k = \frac{\text{Área}_{\text{plan}}}{\text{Área}_{\text{Costado}} + \text{Área}_{\text{MediaMamparos}}}. \quad (2)$$

El índice del local finalmente resulta: 1,32.

En segundo lugar, se debe determinar el tipo de luminaria que se desea instalar a bordo. Con tal fin se determina el tipo de luminaria teniendo en cuenta las condiciones de humedad, consumo, peligrosidad, resistencia al agua, y en general basándose en las características específicas que requiere una luminaria para las condiciones de estudio. Finalmente se opta por la empresa *Binding Union*, la cual oferta luminarias específicamente diseñadas para este tipo de locales.

Las luces seleccionadas poseen 4000 lúmenes cada una, lo que se traduce en unos 16 W por luz.

Seguidamente es necesario establecer los coeficientes de reflexión de las diferentes superficies internas del local. Estos coeficientes se basan en la cantidad de luz que dichas superficies absorben o reflejan dependiendo de su color. Superficies con

colores más claros tienden a reflejar mucha más luz que aquellas cuyos colores son oscuros. En este sentido y basándose en la norma UNE EN ISO- 12464-1 (Asociación Española de Normalización y Certificación , 2012), teniéndose en cuenta que esta norma no es específica de buques, si no para lugares de trabajo interiores en general, se determina que los factores de reflexión para el local son los siguientes:

- Superficie de la cubierta principal (techo del local) → 0,4
- Superficie del casco (costados del local) → 0,5
- Superficie del plan de local → 0,1

A partir del índice del local y los coeficientes de reflexión se calcula el valor del coeficiente de utilización (Cu), el cual debe aportar el fabricante, normalmente de forma tabular. (Véase Tabla 3).

Techo	0,7	0,7	0,7	0,5	0	
Pared	0,7	0,5	0,2	0,2	0	
Suelo	0,5	0,2	0,2	0,1	0	
k	0,6	77	58	49	48	45
k	1	100	77	69	67	63
k	1.5	116	91	84	80	77
k	2,5	129	100	95	90	86
k	3	133	103	99	93	89

Tabla 3. Coeficientes de utilización aportados por el fabricante de las luminarias

Tomando la Tabla anterior de manera orientativa se determina un coeficiente de utilización de 0,9.

Lo siguiente que se debe estudiar es un parámetro que se conoce como coeficiente de mantenimiento (Cm), este coeficiente se establece en base a la suciedad que pueda acumular el local, por tanto, dado que la sala de control de máquinas se entiende que es un local limpio dentro del buque, se establecerá un Cm cercano a 1. Un valor típico para locales limpios es 0,8.

A partir de los coeficientes calculados anteriormente se puede pasar a determinar el flujo luminoso total (Lm), el cual se obtiene a partir de la siguiente fórmula:

$$Lm = \frac{\text{Área}_{\text{cubierta}} * Em}{C_u * C_m} \quad (3)$$

Por tanto, el flujo luminoso total necesario para alumbrar la sala de control de máquinas es de 20638,54 lúmenes. El total de luminarias necesarias para alumbrar el local sería de 5,16, que finalmente se traduce en un total de 5 luminarias, asumiendo así el error de que se está aportando algo menos de la luminosidad recomendada.

Finalmente es importante distribuirlas de manera homogénea por todo el techo del compartimento, evitando así que se queden zonas de iluminación inadecuada. En ese sentido, se propone la siguiente configuración (Véase Figura 25):

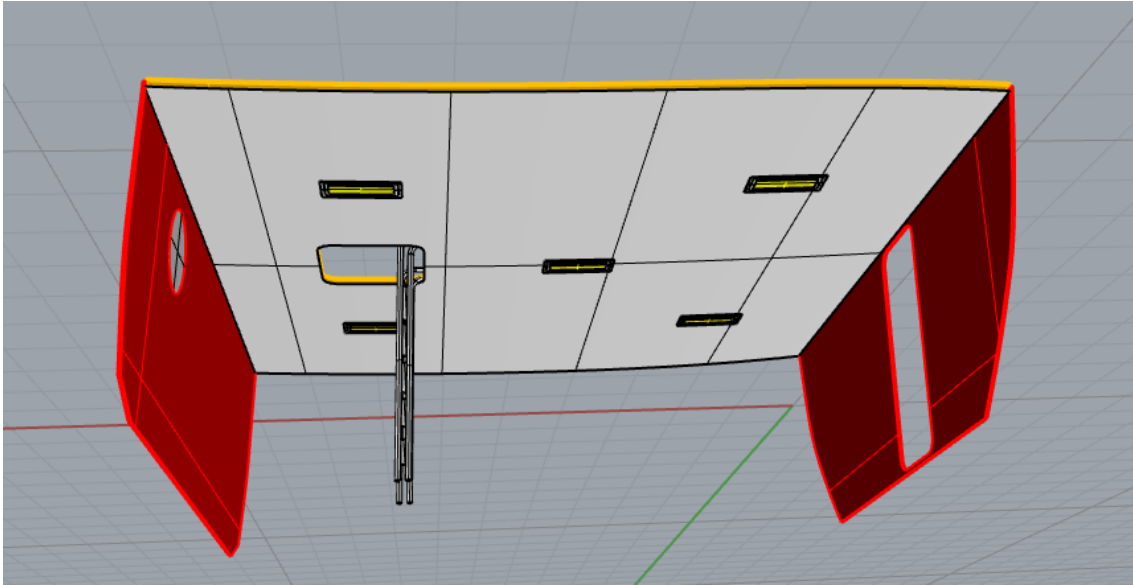


Figura 25. Propuesta de iluminación para la sala de control de máquinas

#### 3.2.4. *Propuesta de aislamiento acústico del local*

Dado que la sala de control se considera una sala dedicada a albergar personal para labores de estudio de sistemas y equipos durante periodos de tiempo prolongados, los niveles de ruido en el local han de ser lo suficientemente bajos para no perjudicar la salud de los tripulantes. En ese sentido, se establece un nivel de ruido máximo permitido basado en el Código sobre niveles de ruido a bordo de los buques. Resolución MSC.337 (91) (Boletín Oficial del Estado, 2012) de 75dB(A) como el nivel de ruido máximo permitido en las cámaras de mando de máquinas.

Por otro lado, el nivel de ruido que se necesita mitigar proviene en su mayoría de la cámara de máquinas, colindante con el local por su popa. En este compartimento se encuentran las fuentes de ruido más importantes del buque, tales como el motor principal o los equipos diésel-generadores, por eso, es importante centrar el estudio en el espectro de ruido de este local. Debido a la imposibilidad de tomar medidas a bordo, el estudio se basa en un espectro de ruido de una cámara de máquinas similar, de tal forma que se asume el error cometido. Dicho espectro de ruido se presenta a continuación (Véase Tabla 4):

Frecuencia (Hz)	dB
16	93
20	95
25	92
31,5	93
40	94
50	95
63	96

80	99
100	101
125	102
160	100
200	99
250	100
315	99
400	99
500	98
630	97
800	96
1000	96
1250	95
1600	94
2000	94
2500	92
3150	93
4000	91
5000	89
6300	86
8000	84

Tabla 4. Espectro de ruido de un motor diésel marino

Cabe destacar que el espectro de la cámara de máquinas y el espectro del motor principal se han considerado el mismo debido a la suma logarítmica de decibelios, a partir de la cual se puede centrar el cálculo en el nivel de ruido aportado por la fuente principal de ruido, despreciando las demás.

Es interesante resaltar que en el mismo código del que se obtienen los niveles de ruido máximos permitidos en una cámara de control de máquinas, también se puede extraer el nivel de ruido máximo permitido en una cámara de máquinas (110dB(A)). Si se realiza la suma logarítmica de los decibelios para las distintas frecuencias se comprueba que el valor es bastante próximo a ese máximo (111,22 dB).

Una vez que se tiene determinado el nivel de ruido deseable en el local, así como el nivel de ruido en la sala colindante se busca una solución aislante capaz de atenuar el nivel de ruido de la cámara de máquinas hasta conseguir un valor por debajo del máximo establecido para el local (75 dB(A)).



### Capítulo 3: Primera reforma

Tras una ardua búsqueda, finalmente se decide instalar el aislante de la casa SeaRox, SeaRox SL 640 (RockWool, 2020), cuyo espectro de ruido es el siguiente (Véase Tabla 5):

<b>Frecuencia (Hz)</b>	<b>dB</b>
100	31
125	40,6
160	41,1
200	45,4
250	50,2
315	51
400	53,8
500	56,9
630	61,1
800	63,5
1000	64,8
1250	65,4
1600	66,6
2000	66,8
2500	69,5
3150	71,4

Tabla 5. Espectro de ruido de acero (6mm) y aislante SeaRox SL 640 (40/40 mm) (RockWool, 2020)

En la siguiente Figura 26 (Ver Figura 26) se puede apreciar la diferencia entre el aislamiento acústico que se consigue con el mamparo de acero de 6 mm y con la combinación de este junto con el aislamiento SeaRox:

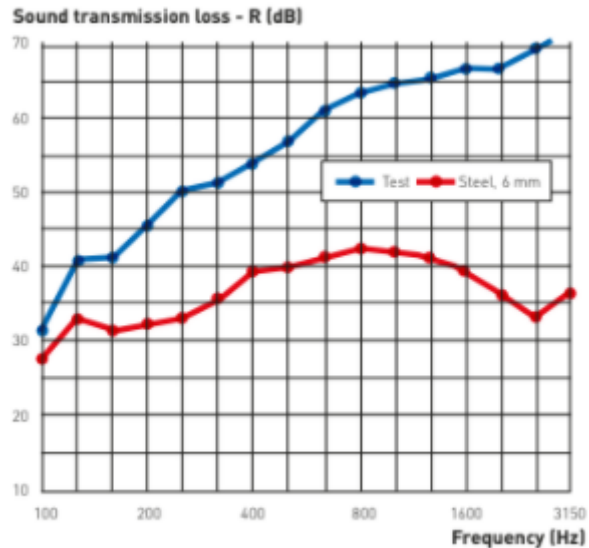


Figura 26. Reducción sonora de 6 mm de acero frente al material aislante SeaRox SL 640 (RockWool, 2020)

Una vez seleccionado el material se realiza el cálculo para comprobar que éste atenúa el ruido de manera efectiva. Para ello se estudia el rango de frecuencias desde los 100 Hz hasta los 3150 Hz ya que esta es la banda de frecuencia en la que se estudian los materiales aislantes normalmente, evitándose así las perturbaciones que se introducen por los valores inexactos de las bajas frecuencias. Por otro lado, las altas frecuencias, por encima de los 3150 Hz, no son objeto de estudio, pues como se aprecia en el espectro, el nivel de atenuación del aislante aumenta al aumentar la frecuencia.

Finalmente, el nivel de ruido en la cámara de control de máquinas tras instalar el aislante es de 71 dB, por debajo del nivel máximo permitido.

Es interesante destacar que el aislamiento más efectivo del local consistiría en crear una cámara aislada en el interior de éste. Esto es, instalando aislante en todos los cerramientos del local. Para ello, se podrían estudiar soluciones de suelo flotante para el plan, así como materiales aislantes similares al del mamparo de popa para los costados. El mamparo de proa podría mantenerse sin aislar debido a que colinda con un sollado, donde no se prevé que existan niveles de ruido notables ya que se entiende que el ruido transmitido desde la cámara de máquinas se atenúa lo suficiente al llegar al mamparo de proa.

En el caso de la sala de control, la solución que se ha dado ha sido la de aislar el mamparo de popa como se ha explicado y los mamparos laterales con Panel Marina (Otón Tortosa, s.f.), que es un material que se usa fundamentalmente para aislamiento térmico, pero que también posee buenas propiedades de aislamiento acústico. La razón por la que se ha usado este material para los costados del local es fundamentalmente la de aislarlo de las bajas temperaturas que puede alcanzar el mar en el invierno (recuérdese que el local se encuentra, en condiciones normales, sumergido más del 80% de su volumen).

### 3.2.5. Propuesta de ventilación del local

La ventilación de espacios confinados en el interior de cualquier buque es imprescindible, cuanto más si esos espacios están destinados a albergar tripulantes durante largos períodos de tiempo. En ese sentido, la ventilación de la sala de control de máquinas se centra en satisfacer las necesidades de confort requeridas para que trabaje en ella un número determinado de personas.

La ventilación, debe de estar adaptada a las condiciones climáticas, teniendo unas características diferentes en verano y en invierno. Debido a la posición geográfica en la que navegará el buque, Mediterráneo Suroeste, las condiciones de ventilación más severas serán necesarias durante los meses de verano, cuando, debido a las altas temperaturas externas, así como a las pérdidas térmicas de equipos y personas confinadas en el local, las condiciones de humedad y temperatura serían intolerables para las personas e incluso para algunos equipos.

Las condiciones de ventilación para el invierno también han de ser tenidas en consideración a pesar de no ser tan severas como las de verano. En este caso, el factor ambiental más desfavorable a tener en cuenta sería la humedad, la cual hay que tener controlada, no solo para satisfacer los niveles de confort establecidos, sino para evitar condensaciones inoportunas sobre equipos y sistemas.

Para saber cuál es la situación inicial en el interior del local, es decir la cantidad de calor sensible y latente que existe en un principio, es necesario estudiar: el calor de transmisión a través de los diferentes materiales que componen los límites del habitáculo, el calor desprendido por los equipos y luces y el calor aportado por las personas. Cabe destacar que, en este caso, el calor latente aportado proviene exclusivamente de las personas que se encuentren en el local.

Una vez conocida la situación interna, se estudia el procedimiento para pasar de las condiciones iniciales a las condiciones deseables de humedad y temperatura.

En primer lugar, se lleva a cabo el cálculo de la resistencia térmica ( $R$ ) de los mamparos, plan, costados y cubierta principal, con el objetivo de calcular posteriormente el calor de transmisión. La resistencia térmica no es más que la oposición de un material al flujo de temperatura, es decir, mide el grado de aislamiento térmico que proporciona dicho material.

En este caso, los límites del local no están constituidos únicamente por un material homogéneo, sino que éstos se componen de materiales diversos, de tal forma que el estudio de la resistencia térmica global será el sumatorio de las resistencias de los diferentes materiales.

De forma analítica,  $R$  global se define según la siguiente fórmula (Otón Tortosa, s.f.):

$$R_{Global} = \frac{1}{h_e} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{e_n}{\lambda_n} + \frac{1}{h_i}. \quad (4)$$

Donde  $e$  es el espesor de cada material,  $\lambda$  hace referencia al coeficiente de conductividad térmica, que se define como la capacidad de un material para conducir el calor y  $h$  es el coeficiente de intercambio de calor entre una superficie y el aire. En este caso  $h_e$  se refiere al intercambio de calor entre el ambiente exterior y la superficie en contacto con dicho ambiente y  $h_i$  al intercambio entre el ambiente del interior del local y la superficie en contacto con él.

### Capítulo 3: Primera reforma

Los diferentes materiales que componen los límites con sus respectivos coeficientes de conductividad térmica ( $\lambda$ ) se recogen en la siguiente Tabla (Véase Tabla 6):

Material	$\lambda$ (kcal/hm <sup>2</sup> °C)
Aluminio	180
Polyester	0,0516
Vidrio	1,15
Acero	50
Panel Marina	0,03
Aire	0,021

Tabla 6. Coeficientes de conductividad térmica de los materiales usados

Nótese que en la Tabla anterior se ha incluido el aire como material que forma parte del cerramiento, esto es así debido a que en el techo del local se encuentra una cámara de aire que separa la cubierta principal del falso techo, donde se acoplan las luminarias. El aire, también posee conductividad térmica, aunque, tal y como se aprecia en la Tabla, esta es bastante baja, lo que le confiere gran poder aislante.

Por otro lado, los coeficientes de intercambio de calor entre aire y superficie ( $h$ ) se recogen en la siguiente Tabla (Véase Tabla 7):

Tipo de superficie en contacto con aire	$h$ (kcal/hm <sup>2</sup> °C)
Superficie interior vertical	4
Superficie interior horizontal (flujo hacia arriba)	7
Superficie interior horizontal (flujo hacia abajo)	5
Superficie exterior con viento suave	20
Superficie exterior con viento fuerte	25

Tabla 7. Coeficientes de intercambio de calor para los diferentes cerramientos (Otón Tortosa, s.f.).

A partir de los datos anteriores se realizan los cálculos de las resistencias térmicas ( $R$ ). Debido a que en cada cerramiento existen materiales heterogéneos, se obtendrán diferentes resistencias térmicas en cada uno de los 6 cerramientos. Es decir, en el caso del mamparo de popa existen dos vías diferentes de transmisión del calor, a través de los materiales que conforman el mamparo, y a través del vidrio del ojo de buey. Por tanto, simplemente para ese mamparo se obtendrán dos resistencias térmicas distintas. En el mamparo de proa existe la misma problemática al disponer éste de una porta de acceso, en este caso, la porta se considera de aluminio, por tanto, las vías de transmisión de calor a través de este mamparo serán: a través de los materiales que conforman el mamparo en sí y a través de la porta. Lo mismo sucede con el techo, en cambio, el resto de los cerramientos, es decir, costados y plan, se consideran construidos con materiales homogéneos, de tal forma que el calor solo posee un medio de transmisión en cada uno de ellos.

### Capítulo 3: Primera reforma

El cálculo del calor total de transmisión a través de los límites del compartimento se realiza a partir del coeficiente de transmisión del calor ( $K$ ), que no es más que la inversa de la resistencia térmica (Otón Tortosa, s.f.):

$$K = \frac{1}{R}. \quad (5)$$

Los diferentes valores de  $K$  obtenidos para cada cerramiento se recogen en la siguiente Tabla (Véase Tabla 8):

<b>División</b>	<b>K</b>	<b>kcal/hm<sup>2</sup>°C</b>
Mamparo de popa	$K_{11}$ (Mamparo clase A)	0,784
	$K_{12}$ (Ojo de Buey)	1,825
Mamparo de proa	$K_{21}$ (Mamparo clase B)	2,000
	$K_{22}$ (Porta)	2,000
Techo	$K_{31}$ (Mamparo)	0,456
	$K_{32}$ (Escotilla)	3,497
Plan	$K_{41}$	3,998
Costados	$K_{51}$	0,882

Tabla 8. Coeficientes de transmisión del calor de las divisiones

Como ya se ha mencionado, hay dos situaciones que son objeto de estudio, la provocada por las condiciones de ventilación en verano, que son las más severas, y la provocada por las condiciones de ventilación en época de invierno.

El estudio, en rasgos generales, se basa en analizar las condiciones de humedad y temperatura en el ambiente, establecer cuáles serían las condiciones óptimas en el interior de la cámara y determinar los mecanismos necesarios para pasar de la condición ambiental a la requerida en el interior.

En primer lugar, el estudio se centra en la ventilación para la época estival. En esta época y según la situación geográfica en la que el buque navegará, las condiciones medias ambientales se consideran: 35°C y 70% Hr.

Para establecer cuáles serían las condiciones de confort adecuadas en el interior del local, el estudio se basa en el siguiente diagrama:

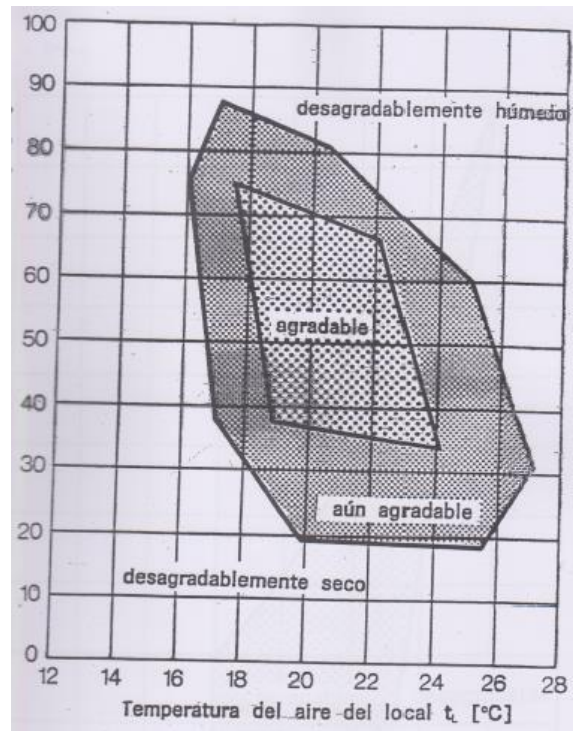


Figura 27. Zona de bienestar según la temperatura y la humedad relativa del aire del local (Otón Tortosa, s.f.)

Este diagrama establece la zona de bienestar para las personas en función de la humedad relativa y la temperatura en un lugar cerrado.

En este caso se ha decidido establecer unas condiciones para el interior del local basadas en las recomendaciones que aporta “*DNV-GL Human Comfort*” (Det Norske Veritas, 2016) de 22°C y 50% Hr que efectivamente entran dentro de la zona de confort de la gráfica anterior.

La siguiente Tabla recoge las temperaturas que se han considerado para los espacios colindantes con la sala de control de máquinas en la época de verano (Véase Tabla 9):

Ambiente	T (°C)
Cámara de máquinas	45
Sollado	22
Tanques de combustible	22
Cubierta principal	30
Costados	20

Tabla 9. Temperatura en espacios colindantes con la cámara de control de máquinas en verano

Debido a la imposibilidad de tomar mediciones de temperatura sobre el buque, las temperaturas aportadas por la Tabla 9 se han basado en una serie de criterios que se detallan a continuación:

### Capítulo 3: Primera reforma

- Temperatura de la cámara de máquinas: 45°C. Temperatura característica para este tipo de locales.
- Temperatura de los sollados: 22°C. Se entiende que los sollados son locales en los que la habilitación ha de pasar cierto tiempo, por tanto, estos deben estar acondicionados para cumplir con el confort humano, el cual se encuentra en torno a esta temperatura.
- Temperatura de la cubierta principal: 30°C. Teniendo en cuenta que la temperatura exterior se establece en 35°C, y que la parte de cubierta situada sobre la mayor parte del local no es parte de habilitación, aparte de ser diáfana y con aberturas al exterior, se establece un ligero descenso de la temperatura con respecto a la exterior.
- Temperatura del plan 22°C. Los tanques de combustible que hay bajo el plan, no están calefactados, a parte, estos están influenciados por las temperaturas de sus locales colindantes, principalmente el mar y la cámara de máquinas. Teniendo en cuenta que la temperatura del Mar Mediterráneo en los meses de verano es de unos 23°C, que la temperatura de la sala de máquinas es de 45°C y suponiendo que la transmisión de calor desde la cámara de máquinas es bastante pobre, se establece una temperatura orientativa de 22°C para los tanques de combustible bajo el plan de la sala de control de máquinas.
- Temperatura de los costados: 20°C, debido a que la mayoría del puntal de la sala está bajo la línea de flotación, esto es, en contacto directo con el mar, el cual se encuentra a 23°C.

Una vez se tienen establecidas las condiciones de temperatura y humedad relativa se calculan los diferentes calores que afectan a la ventilación. Estos calores son:

- Calores de transmisión a través de los diferentes cerramientos ( $Q_T$ )
- Calor desprendido por las luminarias ( $Q_L$ )
- Calores desprendidos por las personas ( $Q_H$ )

Es interesante destacar que el calor, como ya se mencionó, se divide en dos tipos, calor sensible, que es el que aporta un cambio de temperatura y el calor latente que provoca un cambio de estado sin variar la temperatura. Estos tipos de calores deben ser tenidos en cuenta, ya que su tratamiento no será el mismo en el proceso. En este caso, dentro del compartimento solamente las personas aportan calor latente, el resto de los elementos aportan calor sensible. Por otro lado, también cabe destacar que en este estudio se han despreciado los calores aportados por equipos tales como ordenadores o equipos de análisis electrónicos por considerar despreciable dicho aporte energético.

El cálculo de los calores de transmisión sigue la siguiente formulación (Otón Tortosa, s.f.):

$$Q_{Ti} = K_i \cdot A_i \cdot (T_1 - T_2) . \quad (6)$$

Donde  $A_i$  hace referencia al área de intercambio y  $T_1 - T_2$  establece la diferencia de temperaturas entre la cara caliente y la cara fría.

El calor aportado por las luminarias ( $Q_L$ ), se obtiene a partir del estudio de iluminación expuesto previamente según el cual se instalan 5 luminarias con una potencia de 16 W cada una y con un rendimiento del 0,9%.

### Capítulo 3: Primera reforma

Finalmente, el calor desprendido por las personas ( $Q_H$ ) se establece a partir del siguiente diagrama, en el cual se representa el calor de emisión de las personas en función del esfuerzo que éstas estén realizando y de la temperatura del local.

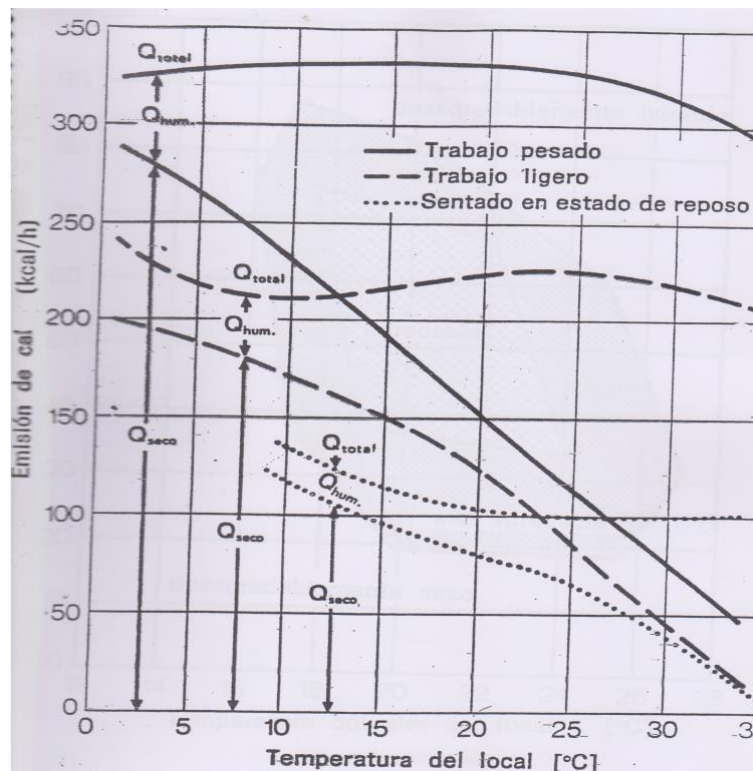


Figura 28. Emisión de calor de las personas con relación a la temperatura del local, en distintas ocupaciones (Otón Tortosa, s.f.)

Para obtener  $Q_H$ , es imprescindible conocer el número de personas que se sitúan en el interior. Para determinar el número de personas se realiza una estimación basada en el Real Decreto 486/1997 (Boletín Oficial del Estado, 1997) por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo. Esta norma establece en su *Anexo I: Condiciones de seguridad en los lugares de trabajo*, un espacio de  $2\text{ m}^2$  de superficie libre por trabajador. Si el piso del local se estima, a partir del modelo de Rinoceros 6, que posee  $29\text{ m}^2$  de superficie, podrían trabajar dentro alrededor de unas 14 personas. Sin embargo, tantas personas trabajando en un lugar relativamente pequeño y confinado no sería operativo, por lo tanto, a efectos prácticos y en vistas al carácter docente que se prevé que posea el local, se considera que éste estará frecuentado por un docente acompañado de un grupo pequeño de estudiantes compuesto por no más de 3 o 4 individuos. De esta forma, a efectos de cálculo, se supondrá que en el local se encuentra un máximo de 7 personas en estado de reposo.

Las diferentes componentes del calor junto con el calor total que se estima que haya en el interior del local durante la época estival se exponen en la siguiente Tabla (Véase Tabla 10):



Calores en el interior de la sala de control de máquinas		Kcal/hora
$Q_T$	$Q_T$ a través del mamparo de popa. Sensible	240,56
	$Q_T$ a través del mamparo de proa. Sensible	0.00
	$Q_T$ a través de la cubierta principal. Sensible	3022,01
	$Q_T$ a través del plan. Sensible	0,00
	$Q_T$ a través de los costados. Sensible	-47,17
$Q_L$	Sensible	123,82
$Q_H$	Sensible	525,00
	Latente	175,00
$Q_{Total}$	Sensible	1097,52
	Latente	175,00

Tabla 10. Diferentes calores estimados en el interior del local en época de verano

De los resultados expuestos en la Tabla 10 se deben aclarar los siguientes conceptos:

- El calor de transmisión a través de los costados es negativo debido a que las condiciones de temperatura consideradas para la parte exterior de los costados son más frías que las del interior del local, de esta forma, el flujo de calor se produce de dentro hacia fuera de éste, produciéndose así una pérdida de energía calorífica en el interior.
- Los flujos de calor a través del plan y a través del mamparo de proa son 0 debido a que se han considerado condiciones de temperatura similares en los compartimentos colindantes con estas superficies.
- Como ya se ha expuesto en este capítulo, el calor desprendido por los equipos de control de máquinas se considera despreciable.
- El calor latente debido a la variación del vapor de agua que hay dentro del local es generado en su totalidad por las personas que se encuentran en el interior.

Una vez que se conocen los calores en el interior del local se pasa al cálculo de las capacidades frigoríficas y de secado necesarias para obtener el punto deseado de temperatura y humedad. Este cálculo se apoya fundamentalmente en el diagrama psicrométrico, el cual, se presenta a continuación (*Véase Figura 29*):

### Capítulo 3: Primera reforma

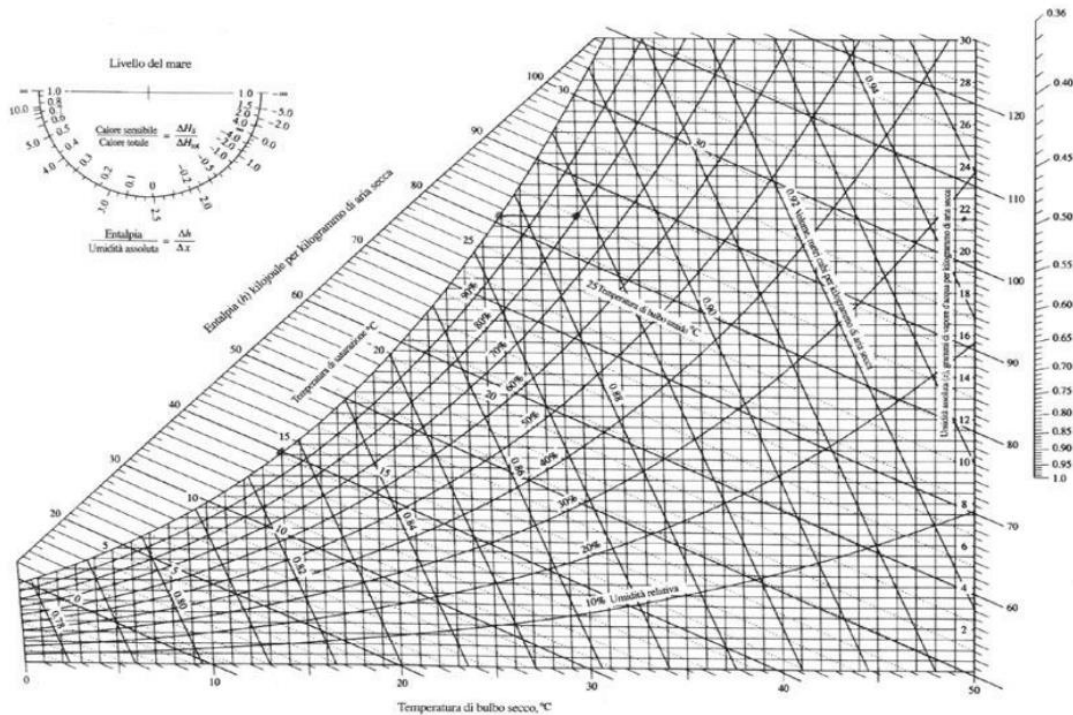


Figura 29. Diagrama psicrométrico (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2018)

Este diagrama se usa para determinar las condiciones atmosféricas, particularmente en lo que se refiere a la humedad del aire, a partir de las propiedades de éste.

Los parámetros que definen las propiedades psicrométricas del aire son:

- Gramos de agua
- Calor específico
- Temperatura de bulbo húmedo
- Temperatura de bulbo seco
- Tensión de vapor
- Humedad absoluta
- Humedad relativa
- Humedad específica
- % de humedad
- Calor latente
- Volumen específico
- Temperatura de punto de rocío
- Calor sensible
- Entalpía

Para comprender la interrelación de las variables psicrométricas y su representación en el diagrama hay que tener en cuenta que el aire, conocido como aire húmedo, es una composición de aire seco y de vapor de agua. El aire seco, a su vez, está constituido por varios gases, siendo su composición aproximada: 77% nitrógeno, 22%

### Capítulo 3: Primera reforma

oxígeno, 1% otros gases entre los que destaca el anhídrido carbónico. También cabe destacar que la capacidad del aire de retener vapor de agua aumenta con la temperatura.

Mediante el diagrama se controlan las propiedades higrométricas del aire húmedo, así como también se analizan las variables que intervienen en los cambios térmicos que se producen en ciertas situaciones ambientales.

El diagrama se delimita por 3 curvas:

- Curva correspondiente a la temperatura de bulbo seco en °C, coincidente con el eje de abscisas.
- Curva de humedades específicas en gr/kg, coincidente con el eje de ordenadas.
- Curva de saturación o curva de rocío, la cual establece el 100% de humedad relativa.

Por otro lado, las propiedades del aire más relevantes para comprender el diagrama se detallan a continuación:

- Temperatura de bulbo seco: Temperatura del aire leída en un termómetro común. Esta se mide en el eje horizontal de las abscisas, en grados centígrados.
- Temperatura de bulbo húmedo: Temperatura que se lee en un termómetro cuyo bulbo este cubierto por una mecha empapada de agua y que se revolea en el aire. Esta se representa por rectas que se originan en la línea de saturación cayendo hacia abajo y a la derecha. Esta temperatura es algo menor que la de bulbo seco.
- Temperatura de punto de rocío: Temperatura a la que el aire debe ser enfriado para que se produzca la condensación. En el punto de rocío o de saturación coinciden las temperaturas de bulbo húmedo y de bulbo seco.
- Humedad específica: Contenido real de agua en la atmósfera, se mide en el eje vertical de ordenadas.
- Humedad relativa: Relación de la presión de vapor de agua contenido en el aire con respecto a la presión del vapor saturado que podría contener a la misma temperatura. Estas son curvas crecientes de izquierda a derecha limitando al máximo con la curva de rocío.
- Volumen específico: Líneas que se originan en las temperaturas de bulbo seco y suben con ligera inclinación hacia la izquierda. El volumen específico es la inversa del peso específico.
- Entalpía: Contenido total de energía, es decir, indicia la cantidad de esa energía que hay en la mezcla de vapor de agua y aire por encima de 0°C.
- Calor específico del aire: Cantidad de energía que necesita la unidad de masa de aire para aumentar un grado su temperatura, también se conoce como calor sensible.
- Calor de vaporización: Cantidad de energía necesaria para evaporar una cantidad específica de vapor de agua en el aire.

Todas estas variables se pueden obtener de cualquier punto que se establezca en el diagrama psicrométrico. (Véase Figura 30):

### Capítulo 3: Primera reforma

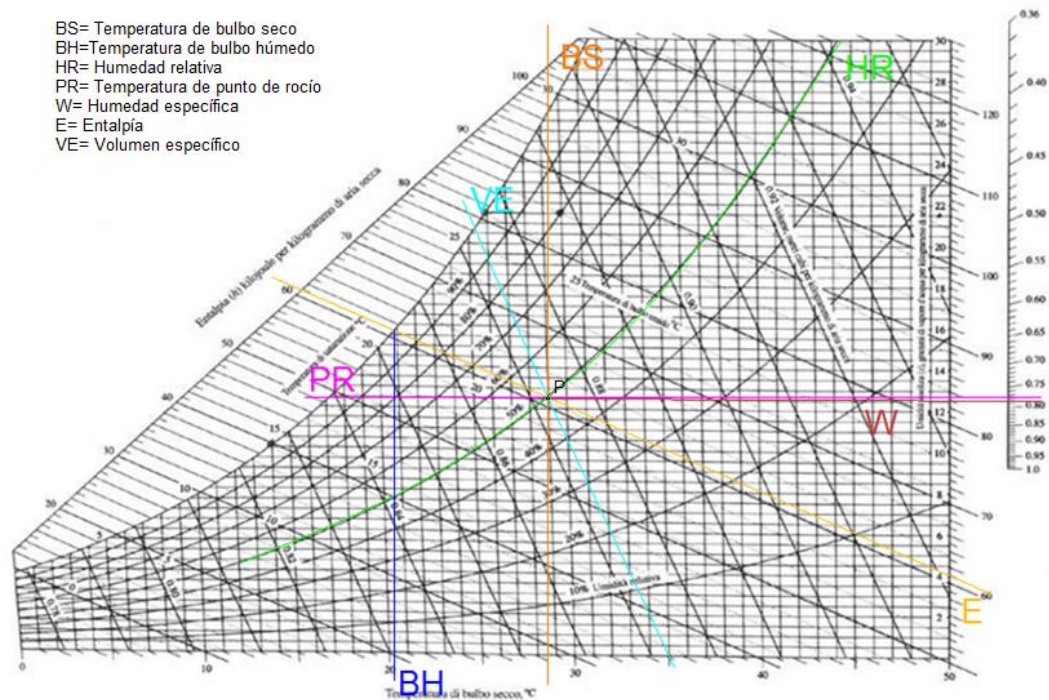


Figura 30. Variables psicrométricas correspondientes a un punto P (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2018)

Una vez analizado el diagrama psicrométrico de forma teórica se pasa a realizar los cálculos pertinentes de ventilación. Para ello lo primero que se necesita conocer es la pendiente térmica ( $R$ ) en el interior del local. La pendiente térmica, de manera conceptual, da una idea de cómo evolucionan las características psicrométricas del aire desde que deja de ser tratado hasta que éste alcanza las características ideales de manera autónoma en el interior del lugar. Es decir, el aire se debe tratar con el fin de que éste adquiera unas características diferentes a las ideales de tal manera que, en base a la pendiente térmica, consiga alcanzar las propiedades óptimas en el lugar deseado. De manera analítica, ésta pendiente térmica no es más que el cociente entre el calor sensible total y el sumatorio del calor sensible y el calor latente total (Otón Tortosa, s.f.):

$$R = \frac{Q_{T.Sensible}}{Q_{T.Sensible} + Q_{T.Latente}} \tag{7}$$

El valor de  $R$  es de 0,85. Un valor bastante próximo a la unidad, es decir presenta muy poca pendiente térmica debido a la escasez de calor latente, que, como ya se ha comentado, es producida únicamente por las personas que se hallan en el local, las cuáles, además, se supone que están en situación de reposo, por lo tanto, el calor latente se reduce aún más.

La pendiente térmica en el diagrama psicrométrico se establece a partir del punto de 20°C y 50 % de humedad relativa.

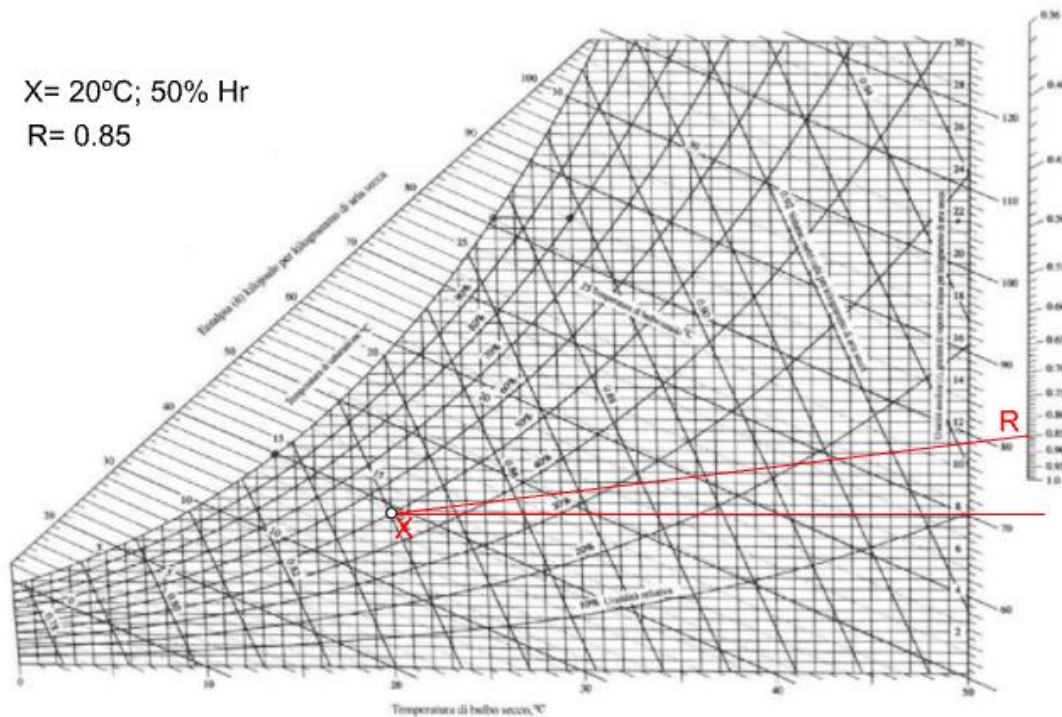


Figura 31. Representación gráfica de la pendiente térmica ( $R$ ) en el interior del local

Debe saberse que el dispositivo que realiza el tratamiento del aire se encuentra fuera del propio local, por tanto, el aire es transportado, en este caso por un conducto simple, desde el aparato al local y viceversa. Este hecho condiciona la temperatura del aire debido a los calores colindantes con los conductos. En el caso de estudio se ha supuesto una ganancia de temperatura de un grado ( $1^{\circ}\text{C}$ ) en cada conducto.

El siguiente paso importante en la determinación del aparato de tratamiento de aire es conocer el punto de mezcla ( $M$ ). Este punto de mezcla hace referencia al punto del aparato de tratamiento en el cual se produce la mezcla de aire limpio, procedente del exterior con el aire que retorna del local. Se entiende que la situación ideal sería que se introdujera aire totalmente renovado continuamente, el problema es que esto es poco eficiente, de tal manera que la solución óptima es generar una mezcla de aire entre el exterior y el aire reutilizado del interior del local, que es el proceso más habitual. Las proporciones de aire que se han tomado han sido las proporciones que se suelen dar en la industria para este tipo de aparatos:  $1/3$  de aire exterior,  $2/3$  de aire reutilizado.

Para conocer el punto de mezcla en el diagrama se sabe que este estará en la recta que une el punto que representa el aire exterior ( $E$ ) y el punto que representa el aire en la situación deseada en el interior del local más el incremento de temperatura aportado por el conducto de retorno del aire desde el local al aparato ( $I$ ), que como ya se ha comentado se toma en  $1^{\circ}\text{C}$ . De tal forma que, para conocer el punto exacto se debe de calcular cualquier otra variable que determine el punto exacto. En este caso se ha optado por calcular la temperatura de mezcla ( $T_m$ ) según la fórmula (Otón Tortosa, s.f.):

$$T_m = \frac{1}{3} T_{\text{Exterior}} + \frac{2}{3} T_{\text{Interior}} \quad (8)$$

Establecida la temperatura exterior en  $35^{\circ}\text{C}$  y  $70\%$  Hr y la temperatura óptima en  $22^{\circ}\text{C}$  y  $50\%$  Hr, la temperatura de mezcla es de  $27^{\circ}\text{C}$ .

### Capítulo 3: Primera reforma

Una vez conocido el punto de mezcla, el proceso para pasar del punto  $M$  al punto en el que se dejará de tratar el aire para que este, de manera autónoma, llegue a las condiciones óptimas ( $S'$ ) se puede llevar a cabo de dos formas diferentes, las cuales ya han sido mencionadas:

- Mediante unidad de secado y enfriamiento posterior del aire;

De esta forma el aparato contará con una unidad de secado química (bandejas de gel de sílice o carbón activado) donde únicamente variará la cantidad de agua en el aire, en este caso se reducirá. Posteriormente, el aire “seco” pasará a una unidad de enfriamiento en la cual éste bajará la temperatura hasta la temperatura del punto  $S'$ . Siguiendo este procedimiento, la unidad de secado deberá absorber 2075,73 gr/h y la capacidad frigorífica deberá ser de 1,574 kW/h. Cabe destacar que ese enfriamiento siempre tendrá lugar siguiendo una línea horizontal en el diagrama siempre y cuando el aire no alcance una situación de condensación. Es decir, variará su temperatura sin variar la humedad.

- Mediante potencia frigorífica:

La otra opción viable sería la de prescindir de la unidad de secado a costa de aumentar la potencia frigorífica. Este caso consiste en enfriar el aire hasta que éste alcanza la curva del 100% de Hr, punto en el que este se empieza a condensar. En este momento se sigue aportando potencia frigorífica consiguiendo que se produzca un enfriamiento del aire junto con un secado de éste por condensación del vapor de agua hasta que se alcanza el punto  $S'$ . En este caso la potencia frigorífica necesaria sería de 3,08 kW/h.

En la Figura 32 (Véase Figura 32), se representa un esquema aclaratorio del proceso:

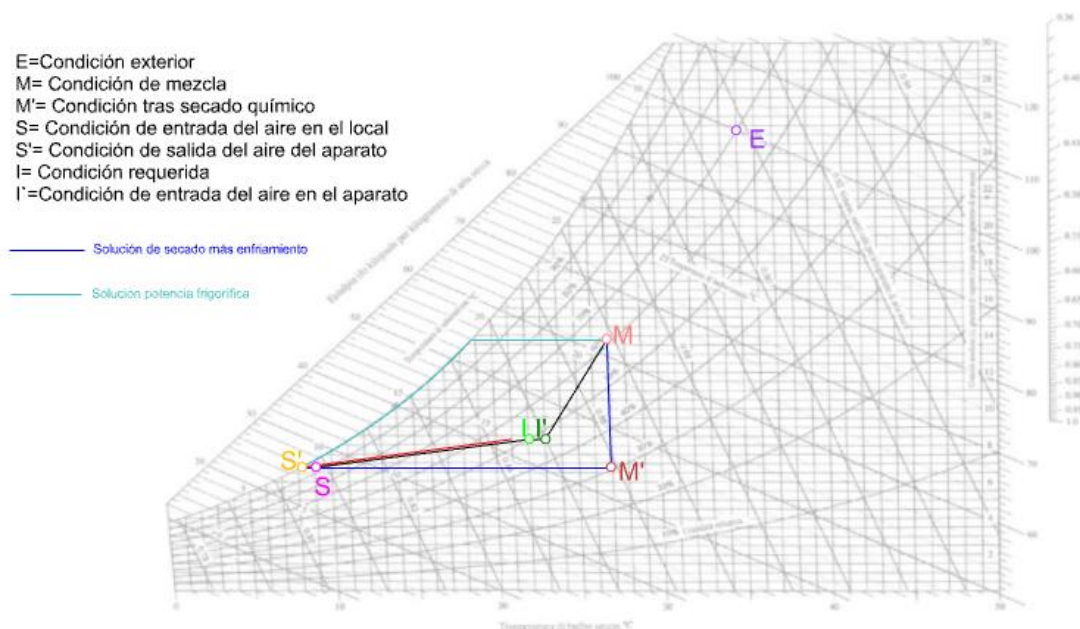


Figura 32. Esquema del proceso de tratamiento de aire en la situación de verano

El cálculo de ventilación para época invernal sigue el mismo proceso de cálculo que para la época estival, teniéndose en cuenta que en este caso no supone un

### Capítulo 3: Primera reforma

inconveniente el desalojo de los calores internos del local, que dado el caso podrían compensar las pérdidas de calor a través de los límites del compartimento por situarse los lugares colindantes a temperaturas inferiores, contribuyendo así a mantener la temperatura deseada en el interior. Por el contrario, sí seguirá siendo importante el control de la humedad, la cual podría generar condensaciones perjudiciales para el confort humano, así como para equipos y sistemas electrónicos. En resumen, como ya se comentó anteriormente, en época de invierno y dadas las temperaturas en la zona de navegación del buque, no excesivamente bajas, lo más importante sería controlar la humedad.

Para esta situación, las condiciones ambientales se han supuesto de 2°C y 70% Hr.

Al igual que en la época de verano, en invierno también se pretende conseguir las mismas condiciones de humedad y temperatura en el interior del local: 22°C y 50% Hr.

En este caso, y como es lógico, los locales colindantes no se encontrarán a la misma temperatura que en verano, por tanto, las nuevas condiciones de temperatura establecidas para los locales colindantes son (*Véase Tabla 11*):

Ambiente	T (°C)
Cámara de máquinas	45
Sollado	22
Tanques de combustible	18
Cubierta principal	15
Costados	14

Tabla 11. Temperatura en espacios colindantes con la cámara de control de máquinas en invierno

Las temperaturas expresadas en la Tabla 11 merecen las siguientes aclaraciones:

- En primer lugar, la temperatura media de la cámara de máquinas se supone la misma en ambas situaciones (verano e invierno) entendiéndose que la temperatura en este local depende fundamentalmente de los calores que en él se generan, ya sea de fuentes tales como motores, equipos generadores, luminarias, etcétera, suponiendo así las pérdidas de calor por transmisión a través de las paredes despreciables.
- La temperatura de los costados se basa en la temperatura media del Mar Mediterráneo en el mes de enero del año 2020, 14°C aproximadamente.

Seguidamente el cálculo de los calores generados en el local, así como los de transmisión se recogen en la siguiente Tabla (*Véase Tabla 12*):

Calores en el interior de la sala de control de máquinas		Kcal/hora
$Q_T$	$Q_T$ a través del mamparo de popa. Sensible	240,56
	$Q_T$ a través del mamparo de proa. Sensible	0,000
	$Q_T$ a través de la cubierta principal. Sensible	-116,70
	$Q_T$ a través del plan. Sensible	-473,21
	$Q_T$ a través de los costados. Sensible	-188,67
$Q_L$	Sensible	123,82
$Q_H$	Sensible	525,00
	Latente	175,00
$Q_{Total}$	<b>Sensible</b>	<b>110,80</b>
	<b>Latente</b>	<b>175,00</b>

Tabla 12. Diferentes calores estimados en el interior del local en época de invierno

Nótese que en este caso el flujo de calor de transmisión es generalmente de dentro hacia fuera del local, exceptuando el flujo a través del mamparo de popa y del de proa. También cabe destacar que la cantidad de calor sensible en el local, tal y como se preveía, es bastante reducida, mientras que el calor latente sigue siendo el mismo que en la condición de verano.

En el croquis del proceso de la Figura 33 (Véase Figura 33) se aprecia el proceso de tratamiento del aire que se ha seguido, así como los diferentes puntos característicos:

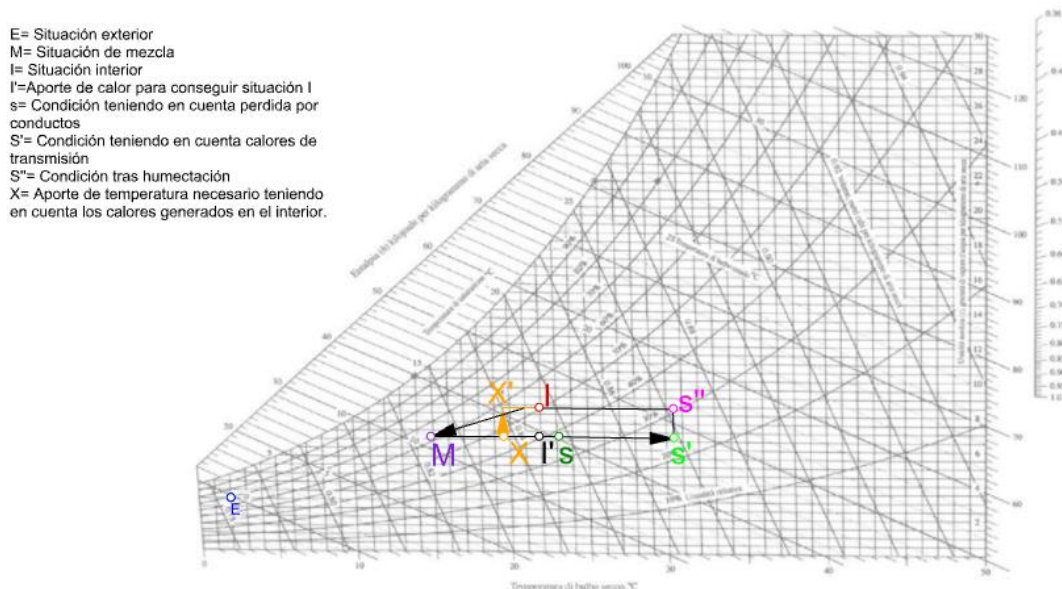


Figura 33. Esquema del proceso de tratamiento de aire en la situación de invierno

Como se aprecia en la Figura 33, se pueden seguir dos caminos diferentes, esto dependerá de si se tienen en cuenta los calores que se generan en el interior o no. En el caso de que se tengan en cuenta, por considerarse estos relevantes, el aire a la



### Capítulo 3: Primera reforma

temperatura de mezcla en el punto  $M$  deberá de ser calentado hasta alcanzar la temperatura del punto  $X$ . Una vez calentado el aire hasta esa temperatura, este pasará por la unidad de humectación, donde se aumentará el contenido de vapor de agua hasta 8,2 gr de agua por cada kg de aire seco. De esta manera el aporte de calor necesario será de 345,94 (kcal/h) mientras que el aporte del humectador será de 481,33 (g/h).

Si por el contrario se suponen los calores generados en el local poco relevantes, de manera que se toman como margen de seguridad, la temperatura que habrá que aportar al aire será la correspondiente a las pérdidas por transmisión en el interior del local más la temperatura perdida por transmisión en los conductos y más la temperatura necesaria para alcanzar la temperatura interior a partir de la de mezcla. En este sentido, la capacidad de calor que ha de dar el calentador será bastante mayor que la anterior 1169,76 (kcal/h), por su parte la del humectador seguirá siendo la misma 481,33 (g/h).

Tras el estudio se concluye que el mayor problema que se advertía en esta condición invernal, es decir, la condensación del vapor de agua sobre material sensible no supone riesgo alguno, de hecho, para alcanzar las condiciones deseadas el aire necesita ser hidratado.

De esta manera se concluye la remodelación de la bodega en sala de control de máquinas adaptada a la presencia de tripulación durante jornadas laborales. Cabe destacar que dentro de dicho local podrán ser instalados los equipos de control de máquinas necesarias, así como pupitres para la práctica docente. Un esquema básico de la disposición del local podría ser el que se expone en la Figura siguiente (*Véase Figura 34*):

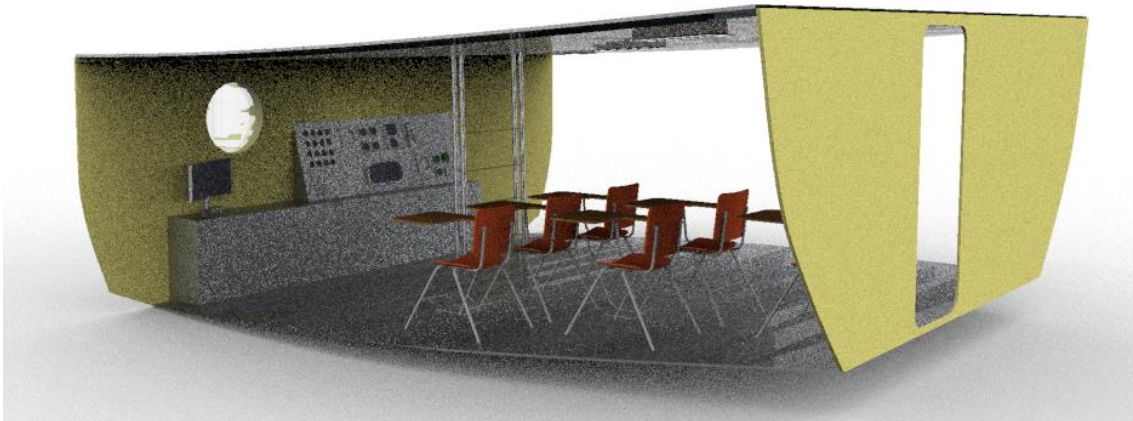


Figura 34. Esquema básico de la cámara de control de máquinas



**CAPÍTULO 4. SEGUNDA REFORMA:  
TRANSFORMACIÓN DEL  
COMPARTIMENTO DE  
COMPRESORES EN SALA DE  
CONTROL DE EMERGENCIA**

#### 4.1. Introducción:

Esta reforma consiste en la remodelación del compartimento destinado a albergar los compresores, situado sobre la cubierta principal. Este local en la actualidad alberga la instalación de compresores necesaria para mantener congeladas las capturas en las cámaras de frío. Siguiendo en la línea de remodelación del buque, estos compresores no son de utilidad a bordo, de hecho, suponen un lastre adicional, así como la inhabilitación de un espacio aprovechable. Por tanto, se tiene a bien extraer dichos equipos aprovechando así el espacio para incorporar el sistema diésel-generador de emergencia que, de acuerdo con el convenio SOLAS, y más concretamente con el Real Decreto 457/2011 para buques de pasaje es necesario incorporar. Esta fuente de energía de emergencia se ha seleccionado de un catálogo cumpliendo con la normativa básica aplicable extraída del reglamento especificado anteriormente. Algunas de las premisas que se han tenido en cuenta han sido:

- Motor de emergencia con refrigeración directa por aire
- Cuadro de control incorporado en el propio equipo
- Local situado sobre la cubierta principal
- Fácil acceso al equipo

Es necesario resaltar que los puntos destacados anteriormente no son todos los que satisface la fuente de energía de emergencia, sino solo los que se han estimado más relevantes.

La reforma consiste exactamente en la selección e instalación del sistema diésel generador, así como el acondicionamiento del local, concretamente enfocándose en el estudio de la ventilación, así como la selección del alumbrado.

La ubicación aproximada del compartimento en el interior del buque sería sobre la cubierta principal hacia la popa de la sección media del buque y en la banda de babor (*Véase Figura 35*):

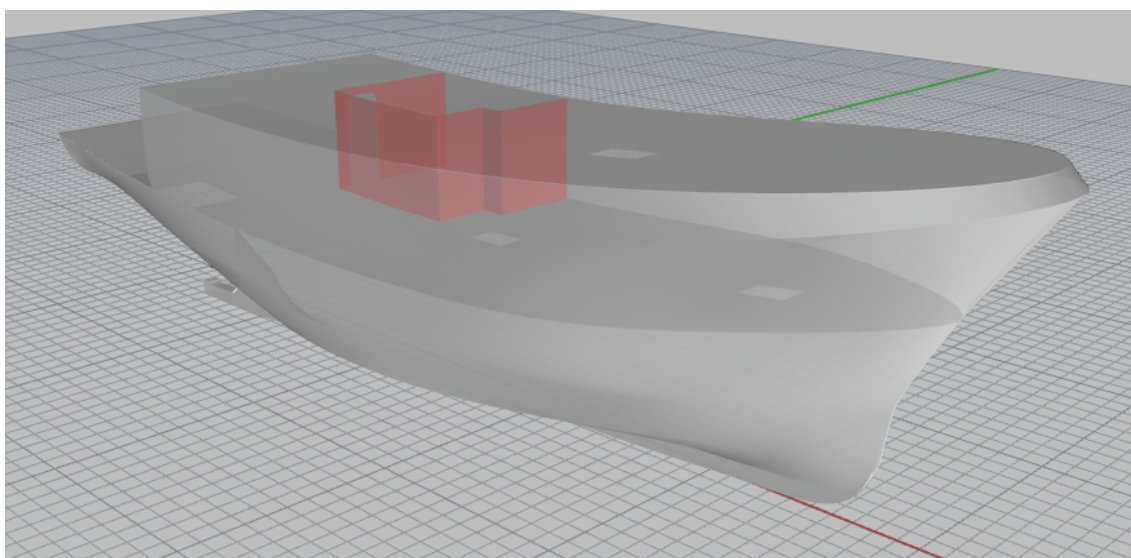


Figura 35. Localización del compartimento en el buque

A continuación, se detalla la localización exacta del local por medio del plano de disposición general (*Ver Figura 36*)

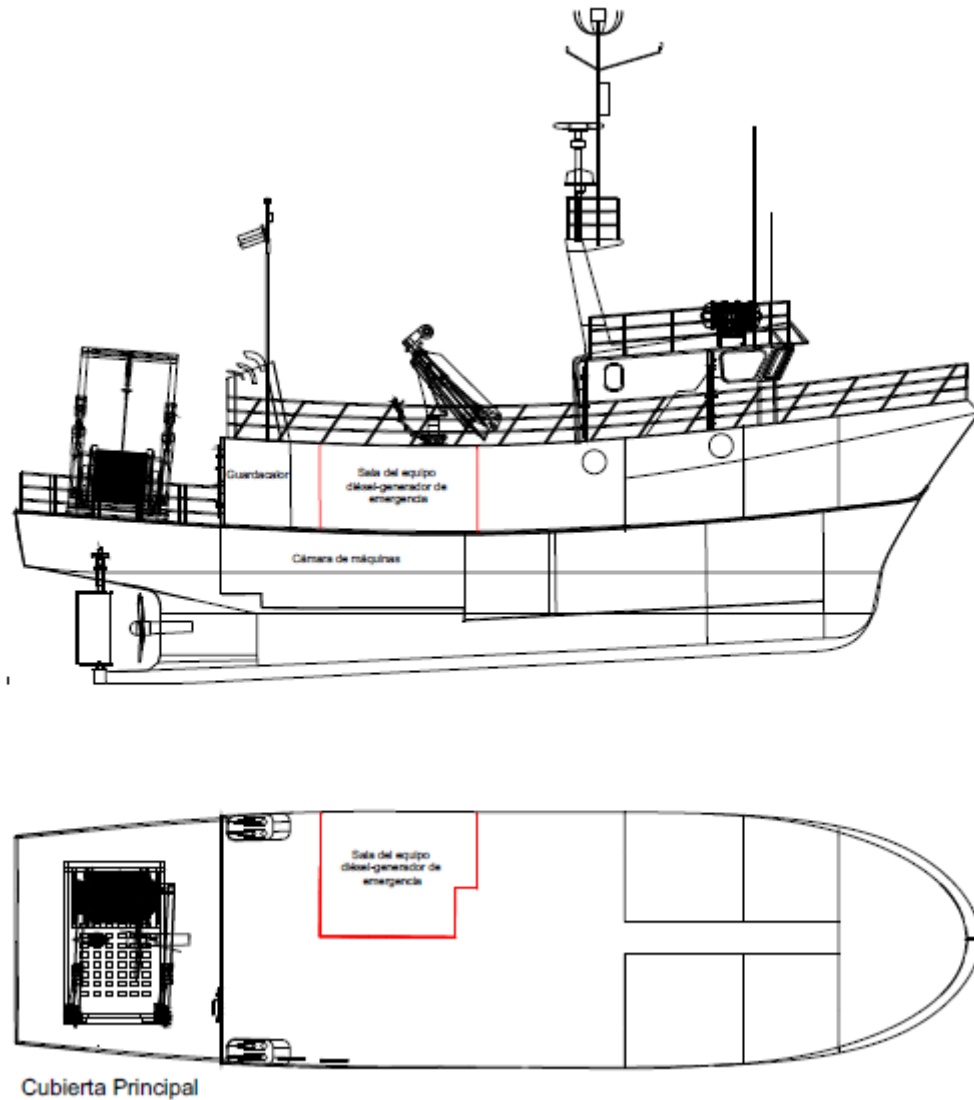


Figura 36. Localización de la cámara del equipo generador de emergencia

## 4.2. Procedimiento

### 4.2.1. Selección del equipo generador de emergencia

La selección del equipo generador es el primer paso a tener en cuenta, dado que todo lo concerniente al local donde éste se halla gira en torno a la potencia necesaria.

La potencia necesaria para la fuente de energía de emergencia determinará el empacho generado por el equipo generador, y en base a eso se estudiará el volumen requerido del compartimento. Esto hace que, dado el caso, el compartimento del que se parte, dedicado a los compresores, tenga que ver modificado su volumen por medio del desplazamiento del mamparo de proa principalmente.

Para el análisis del equipo generador necesario se realiza un balance eléctrico en el cual se estudian las cargas del buque necesarias para una situación de emergencia. De esta manera se puede estimar qué potencia deberá de aportar el equipo.

## Capítulo 5: Tercera reforma

Para que el balance se ajuste más a una situación real se establecen unos factores de utilización que permiten considerar cada carga desde el punto de vista del servicio que desarrolle en la planta eléctrica durante la situación de emergencia.

Estos factores de utilización se han tomado en base a los factores de utilización típicos de funcionamiento para buques de superficie.

<b>Balance eléctrico en situación de emergencia</b>			
Elemento	Carga (kW)	Factor de utilización	Consumo (kW)
Alumbrado de emergencia	0,1	0,8	0,08
Luces de navegación	5,4	0,9	4,86
Equipos de navegación	1	0,8	0,80
Comunicaciones	1	0,8	0,80
Bomba contra incendios	2,2	0,5	1,10
Bomba de achique	1,1	0,5	0,55
			8,19
Margen de detalle (8%)			8,85
Margen de sobrecarga (10%)			9,83

Tabla 13. Balance eléctrico de la situación de emergencia

Es importante matizar que los valores de las cargas se han tomado en base al estudio realizado por el alumno Víctor Campuzano en su trabajo final de grado (Paco, 2017). Por otro lado, analizando la Tabla del balance (*Véase Tabla 13*) se pueden destacar los siguientes puntos:

- Se establece un margen de detalle del 8% de la carga debido a la imposibilidad de acudir al buque a estudiar cuáles son las cargas exactas de cada equipo. Por tanto, dada la importancia de esta fuente de energía se establece un coeficiente de seguridad basado en dicho porcentaje de carga.
- Se establece un margen de sobrecarga también sobre el margen anterior, de tal forma que, de instalar un equipo con la potencia exclusivamente necesaria para la situación de emergencia, éste no trabaje al 100% de la carga, si no al 90%. Evitando así sobrecargas.

Finalmente se determina que la potencia requerida para la seguridad del buque durante una situación de emergencia, es decir, la potencia necesaria que ha de suministrar la fuente de energía de emergencia es de 9,83 kW, o lo que es lo mismo, teniendo en cuenta el triángulo de velocidades para un coseno de  $\Phi$  de 0,8, 12,29 kVA.

Visto que la carga necesaria es bastante pequeña, se podría sustituir el grupo diésel-generator por una batería de acumuladores, aunque, como solución final se propone la instalación de un equipo diésel-generator de mayor potencia para poder suministrar energía a equipos y servicios adicionales de acuerdo con la regla 42 de la norma SOLAS para la fuente de energía eléctrica de emergencia para buques de pasaje. En este sentido se elige el siguiente equipo diésel generator (*Véase Tabla 14*):

<b>Características del equipo diésel-generador de emergencia</b>	
Fabricante	<i>Cummins</i>
Modelo de alternador	UCI274C
Configuración del motor	En línea, 6 cilindros
Flujo de combustible ( <i>l/h</i> )	45
Potencia del alternador (kW)	80
Potencia mecánica (kWm)	93
Revoluciones por minuto (rpm)	1500
Aire de combustión ( $m^3/min$ )	120
Flujo de aire de refrigeración ( $m^3/s$ )	8419
Peso seco (kg)	1573

Tabla 14. Principales datos de interés del equipo diésel-generador de emergencia (Cummins Inc, 2017)

#### 4.2.2. Propuesta de iluminación del local

El estudio de iluminación de este compartimento es similar al que se llevó a cabo en la sala de control de máquinas. Hay que tener en cuenta que, al tratarse de un compartimento bastante similar en su operatividad a una sala de máquinas, la iluminación ha de enfocarse como si lo fuese, que dista mucho de la iluminación óptima para la sala de control de máquinas.

En primer lugar, se calculan las medidas necesarias del local, tal y como se hizo con la sala de control de máquinas:

<b>Datos preliminares</b>	
Área cubierta ( $m^2$ )	11,35
Altura ( <i>m</i> )	2,14
Eslora ( <i>m</i> )	3,85
Manga media ( <i>m</i> )	3,10
Área lateral (casco) ( $m^2$ )	8,37
Área lateral (interna) ( $m^2$ )	8,41
Área mamparo de popa ( $m^2$ )	5,01
Área mamparo de proa ( $m^2$ )	6,70

Tabla 15. Dimensiones de la cámara del motor de emergencia

En este caso la distancia al plano de trabajo no es un dato tan importante como lo es en la sala de control de máquinas, pues, en este caso, no habrá operarios trabajando regularmente dentro del local, y de hacerlo, estos no trabajarán sobre un plano concreto.

## Capítulo 5: Tercera reforma

De la misma manera, el cálculo de la distancia  $q$  (distancia plano de trabajo-luminaria) tampoco tiene sentido.

Por otro lado, el nivel de luminancia media ( $E_m$ ) se toma en base a los valores expuestos en la Tabla 2 (Véase Tabla 2). Así, el  $E_m$  establecido por el DNV-GL para una sala de máquinas será de 200 lux. Contando con los datos anteriores se estima el índice del local ( $k$ ) en 0,75.

Por otro lado, las luminarias propuestas en este caso son de la casa Daeyang Electric (Daeyang, 2018). Las cuales son luces LED anti-exposición con cristal resistente a impactos y al fuego (Véase Figura 37). En general presentan un grado de protección IP67, el cual establece un grado 6 de protección contra el polvo y lo que es más importante, un grado 7 frente a líquidos, lo cual significa que resisten durante 30 minutos una inmersión a 1 m de profundidad.



Figura 37. Propuesta de luminaria para la cámara del motor de emergencia

Por su parte los factores de reflexión para las paredes internas del local se han considerado los siguientes:

- Superficie de la cubierta principal (techo del local)  $\rightarrow$  0,55
- Superficie del casco (costados del local)  $\rightarrow$  0,5
- Superficie del plan de local  $\rightarrow$  0,55



El resto de los parámetros calculados se resume en la siguiente Tabla (Véase Tabla 16):

<b>Cálculo del flujo luminoso total (Lm)</b>	
Coeficiente de utilización	0,9
Coeficiente de mantenimiento	0,8
Flujo luminoso total (Lm)	3152

Tabla 16. Flujo luminoso total en la cámara del motor de emergencia

Si la luminaria escogida aporta 13 W de potencia, que se traduce en un flujo luminoso de 1250 Lm, harán falta 3 luminarias para conseguir la iluminación requerida.

De la misma manera que en la sala de control de máquinas, estas luminarias han de colocarse con una distribución tal que permita una luz homogénea por todo el compartimento, evitando, en la medida de lo posible, zonas de luminosidad deficiente.

#### 4.2.3. Propuesta de ventilación del local

Debido a la clase de local que se trata en esta sección, la ventilación se estudia desde un punto de vista diferente a la estudiada para la sala de control de máquinas. En este caso no es el confort humano lo que prima, pues no se trata este de un local destinado a albergar tripulación de manera usual. Por el contrario, se enfoca la ventilación en las máquinas, satisfaciendo las necesidades de aire de admisión, así como la evacuación de los calores necesarios para el correcto funcionamiento de aquellas. En éste sentido, el estudio se lleva a cabo según la norma UNE-EN ISO 8861:1999 (Asociación Española de Normalización y Certificación, 1999).

Esta norma presenta como condiciones de diseño una temperatura exterior de 35°C y establece la capacidad de la planta de ventilación tal que proporcione unas condiciones de trabajo confortables en el local, que evite sobrecalentamientos sobre equipos sensibles al calor y que suministre el aire necesario para la combustión de las máquinas que lo requieran. También expone que para cumplir con los requisitos anteriores el aire debería llegar a todos los rincones del local, evitando así bolsas de aire caliente estancado.

En el apartado 5.2 de la norma se explican los cálculos necesarios para estimar la cantidad de aire adecuada para la combustión. Para ello se realiza el sumatorio de los flujos de tres equipos diferentes, que son: el flujo necesario para la combustión en el motor principal diésel, el flujo necesario para los equipos diésel generadores y el flujo necesario para la combustión en las calderas y calentadores de fluido térmico. Debido a las características peculiares del local que se está estudiando, en el cual simplemente hay un equipo diésel generador, el flujo de aire de combustión ( $q_{dg}$ ) se reduciría al flujo requerido por dicho equipo, el cual se calcularía en base a la fórmula que proporciona la norma:

$$q_{dg} = \frac{P_{dg} * m_{ad}}{\rho} \quad (9)$$

Esta fórmula no es más que una estimación del flujo necesario a partir de la potencia normalizada de servicio del motor diésel a la máxima potencia de salida ( $P_{dg}$ ), el aire requerido para la combustión del motor diésel ( $m_{ad}$ ) y la densidad del aire ( $\rho$ ).

## Capítulo 5: Tercera reforma

En este caso, el motor seleccionado proporciona, en la hoja de especificaciones, las necesidades de aire para la combustión, por tanto, se tomarán los datos aportados por el fabricante antes que los calculados por una fórmula genérica.

Por tanto, el flujo de combustión requerido para el equipo diésel generador de emergencia, en base a la hoja de especificaciones del fabricante, es de 2 ( $m^3/s$ ).

Aire	Standby Rating	Prime Rating
Aire de combustión, $m^3/min$	131.00	120.00
Restricción máxima del filtro de aire, kPa	6	

Figura 38. Aire de combustión necesario para el equipo diésel generador (Cummins Inc, 2017)

En el apartado 5.3 de la norma se estudia el flujo de aire para la evacuación de la emisión de calor. En este caso, las fuentes de calor que se tienen en cuenta son las siguientes:

- Emisión de calor del motor diésel del equipo generador, ( $\Phi_{dg}$ )
- Emisión de calor del generador, ( $\Phi_g$ )
- Emisión de calor de las luminarias, ( $\Phi_{el}$ )
- Emisión del calor del conducto de exhaustación, ( $\Phi_{ep}$ )

El cálculo de estos calores por medio de la norma es el siguiente:

- Emisión de calor del motor diésel del equipo generador ( $\Phi_{dg}$ ):

En el apartado 6.2 de la norma el cálculo de este calor sigue la siguiente fórmula:

$$\Phi_{dg} = P_{dp} * \frac{\Delta h_d}{100}. \quad (10)$$

Donde:

$P_{dp}$  es la potencia normalizada de servicio del motor diésel del equipo generador al máximo régimen continuo, en kW.

$\Delta h_d$  es la pérdida de calor del motor diésel, en porcentaje.

Debido a que no existen datos concisos que nos permitan calcular  $\Delta h_d$ , la norma ofrece otra posibilidad de cálculo a partir de la potencia normalizada de servicio del motor, para ello se hace uso de la siguiente gráfica, (Véase Figura 39):

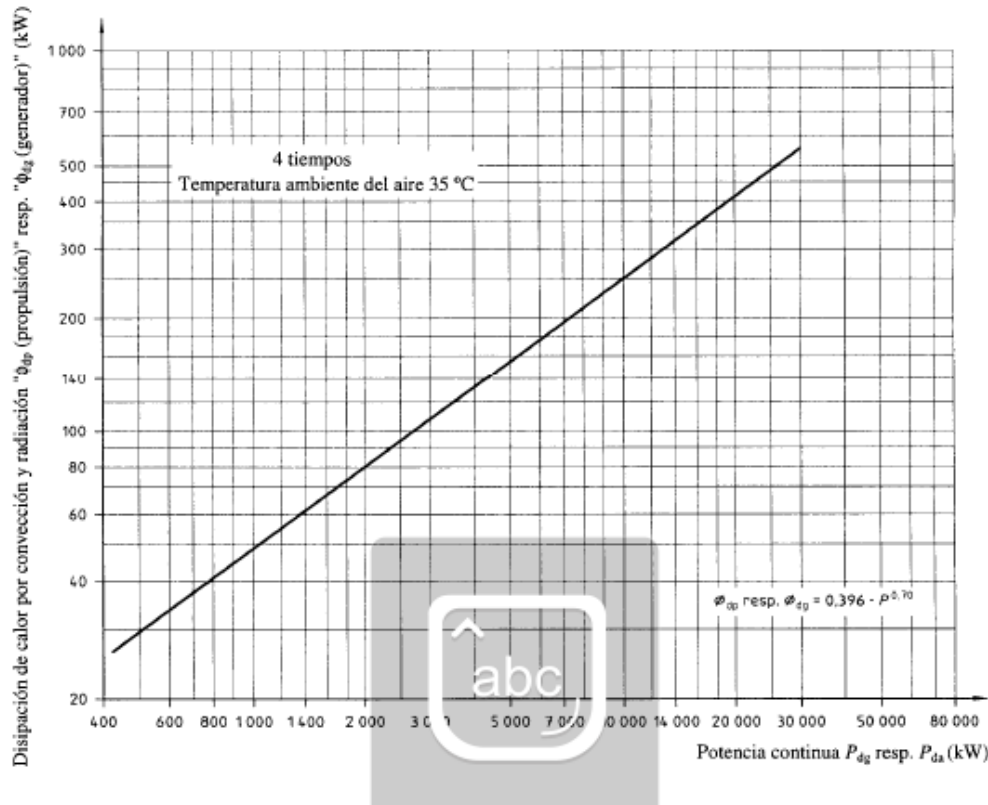


Figura 39. Gráfica de predicción del calor disipado a partir de la potencia de servicio de motores de 4 T (Asociación Española de Normalización y Certificación , 1999)

Como se observa, la gráfica está diseñada para motores de 4 T de potencia superior al diésel del que se ocupa el estudio. Por tanto, asumiendo el error cometido y suponiendo que los pares de valores Potencia continua-Disipación de calor siguen un modelo lineal en todo momento, se tiene a bien obtener  $\Phi_{dg}$  a partir de una regresión lineal.

- Emisión de calor del generador, ( $\Phi_g$ ):

La emisión de calor del generador por su parte sigue la siguiente fórmula:

$$\Phi_g = P_g \left(1 - \frac{\eta}{100}\right). \quad (11)$$

Donde:

$P_g$  es la potencia del generador instalado refrigerado por aire, en kW, en este caso 80 kW.

$\eta$  es el rendimiento del generador, en porcentaje, en este caso, al carecer de dicho valor, se toma 0.94 como cifra orientativa.

- Emisión de calor de las luminarias, ( $\Phi_{el}$ ):

Este calor es el que se conoce en la norma como “emisión de calor de las instalaciones eléctricas”. En este caso, al considerar únicamente las luminarias como elementos eléctricos disipadores de calor, se toma como la emisión de calor de dichas luminarias en kW, que a su vez se calcula como el 20% de la potencia de éstas.

- Emisión del calor del conducto de exhaustación, ( $\Phi_{ep}$ ):

Este calor procede del conducto de exhaustación que recorre parte del local hasta salir de éste por el mamparo de popa. Para estimar el calor disipado en este recorrido se hace uso de la Tabla 7.3 de la norma, (Véase Figura 49):

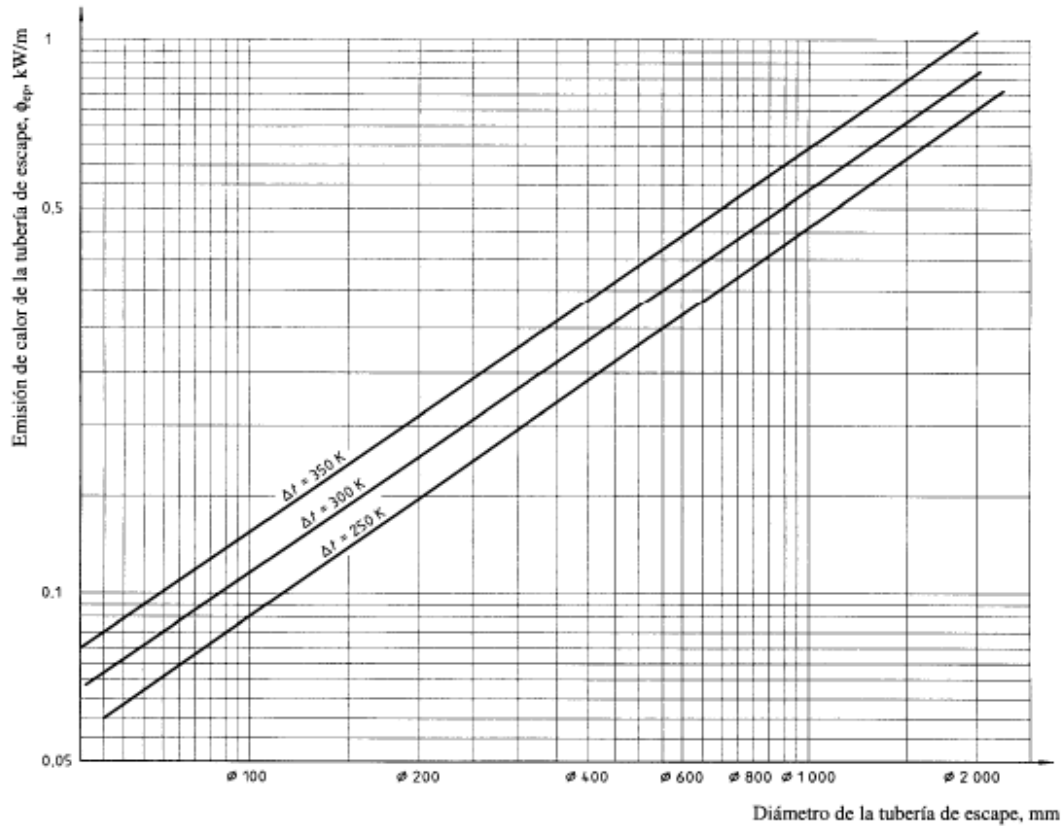


Figura 40. Emisión de calor de una tubería de escape a partir de su diámetro (Asociación Española de Normalización y Certificación , 1999)

Esta gráfica permite el cálculo de la emisión de calor suponiendo que la tubería presenta un aislamiento de 70 mm. Además, es necesario establecer el  $\Delta t$ , el cual se toma, en base a la recomendación de la norma, en 320 K. El cálculo del diámetro del conducto de la tubería se realiza en el siguiente subapartado.

Los resultados de los calores que se acaban de comentar se agrupan en la siguiente Tabla (Véase Tabla 17):

Emisiones de calor	
$\Phi_i$	kW
$\Phi_{dg}$	15,73
$\Phi_g$	79,25
$\Phi_{el}$	7,8
$\Phi_{ep}$	0,261

Tabla 17. Emisiones de calor en la cámara del generador de emergencia.

Una vez conocidos los diferentes calores disipados en el interior del local por los diferentes equipos y sistemas se pasa al cálculo directo del flujo de aire necesario para la evacuación de dichos calores ( $q_h$ ), el cual se realiza por medio de la siguiente fórmula:

$$q_h = \frac{\Phi_{dg} + \Phi_g + \Phi_{el} + \Phi_{ep}}{\rho * c * \Delta T} - 0,4 * q_{dg} . \quad (12)$$

Donde:

$\rho$  es la densidad del aire, a 35°C, 70 HR y 101,3kPa. (1,13 kg/m<sup>3</sup>)

$c$  es la capacidad de calor específico del aire (1,01 kJ/(kg\*K))

El factor 0,4 depende de las formas del local. En este caso, considerando que el local es excepcionalmente pequeño, se toma un factor menor, de 0,2 con el fin de evitar una concentración de calor peligrosa en el interior del local.

Finalmente se determina que la cantidad de flujo de aire necesaria para la evacuación del calor, ( $q_h$ ), es de: 6,82 m<sup>3</sup>/s

#### 4.2.4. Cálculo del conducto de exhaustación del motor diésel

El motor diésel del equipo generador deberá de expulsar los gases de escape provenientes de la combustión por medio de un conducto que los direcciona hacia el exterior del buque. Para ello se debe de implementar el conducto lo más eficiente posible para favorecer la salida de dichos gases. En este caso, la propuesta de conducto de exhaustación que se lleva a cabo sería como la que se muestra en la figura (*Véase Figura 41*):

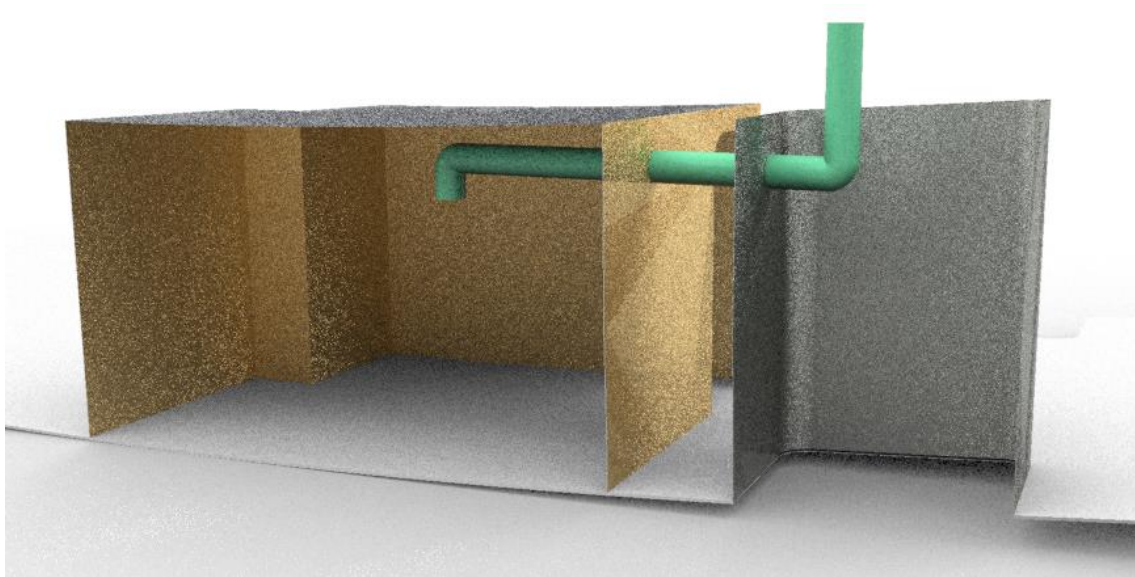


Figura 41. Croquis del conducto de exhaustación del equipo de emergencia

Como se aprecia en la Figura 41, el tramo de tubería se ha configurado minimizando las pérdidas de carga mediante la utilización de la mayor cantidad de tramos rectos, reduciendo a dos los codos de 90 grados, por tanto, eliminando también curvas agudas y evitando los cambios bruscos de formas y tamaños en el conducto.

Por otro lado, también es importante proteger la salida de la entrada de agua para evitar entradas de agua al motor. En el caso de ser necesario, el conducto irá provisto de purgas para eliminar los condensados.

Finalmente es necesario aislar térmicamente el conducto para evitar aportar excesivo calor de transmisión al local del equipo y como medida de seguridad para las personas. En este sentido la temperatura del conducto con el aislamiento no deberá exceder de unos 60°C (Otón Tortosa, s.f.).

El siguiente paso en la elección del conducto de exhaustación es determinar su diámetro óptimo ( $\emptyset$ ), para lo que se dispone de los datos del caudal de gases y la velocidad de éstos (Véase Tabla 18):

<b>Caudal y velocidad de los gases de escape del equipo auxiliar de emergencia</b>	
Caudal (Q) expresado en $m^3/h$	1170
Velocidad (V) expresada en $m/s$	40

Tabla 18. Caudal y velocidad de los gases de escape del equipo auxiliar de emergencia (Cummins Inc, 2017)

Cabe destacar que el dato del caudal es aportado por el fabricante mientras que la velocidad se ha tomado en base a los valores normales para gases de escape (Entre 35 y 45 m/s).

De esta forma, si se realiza el cociente  $Q/V$  trabajando en unidades del Sistema Internacional, se obtendrá la sección necesaria:  $0,008 m^2$ , la cual presenta un diámetro de 0,1 m.

## Capítulo 5: Tercera reforma

El siguiente paso es estudiar las pérdidas de carga que presenta el conducto y comprobar que éstas no generan una presión superior a la presión que aportan los gases de escape en su salida. Si la presión que el gas tuviera que vencer fuera superior a la presión con la que sale el gas, en el peor de los casos éste ni siquiera saldría por el conducto, produciendo consecuencias desastrosas para el equipo generador, y más concretamente para el motor diésel.

Las pérdidas de carga, es decir, la pérdida de presión, provocada por el rozamiento, que sufren los gases en su salida por el conducto de exhaustación son diferentes dependiendo del tramo de conducto que sea, de esta forma para el conducto propuesto se deberán de estudiar dos pérdidas de carga diferentes, una asociada a los tramos rectos y otra asociada a los codos de 90°. Por otro lado, también es necesario tener en cuenta otra pérdida de carga no menos importante y que es debida a la velocidad que presenta el fluido, esta es, la pérdida de carga dinámica. Esta pérdida dinámica requiere para poder ser calculada el valor del peso específico de los gases de escape  $\gamma_{G.Esc}$ , el cual se calculará de forma aproximada en base a la siguiente fórmula:

$$\gamma_{G.Esc} = \frac{352,7 \cdot P}{T} \quad (13)$$

$$\gamma_{G.Esc} = 0,482 \text{ kg/m}^3. \quad (14)$$

Donde:

$P$  corresponde a la presión a la que se encuentra el gas de exhaustación, según la presión atmosférica y la sobrepresión a la que se encuentra, en este caso: 1,104 atm.

$T$  corresponde a la temperatura de los gases de escape expresada en grados Kelvin, en este caso, el fabricante aporta el dato: 806 °K.

Por tanto, el valor del peso específico de los gases de exhaustación es:

$$\gamma_{G.Esc} = 0.482 \text{ kg/m}^3.$$

Los resultados de las diferentes pérdidas de carga, incluida la dinámica a partir del peso específico de los gases, se recoge en la siguiente Tabla (Véase Tabla 19):

<b>Pérdidas de carga en los conductos (<math>\Delta p</math>)</b>	
$\Delta p_i$	(mmca)
$\Delta p$ en tramos rectos	49,89
$\Delta p$ en codos de 90°	38
$\Delta p$ dinámica	39,31

Tabla 19. Pérdidas de carga en el conducto de exhaustación del equipo auxiliar de emergencia

Hay que tener en cuenta que la pérdida de carga global se ve reducida por el llamado *efecto chimenea*, que no es más que la generación de una presión en sentido ascendente producida por la diferencia de densidad entre la atmósfera y los gases de escape debido esto a la diferencia de temperaturas principalmente, aunque también influye la altura del conducto.

## Capítulo 5: Tercera reforma

Para calcular este efecto se establece el peso del aire atmosférico en  $1,21 \text{ kg/m}^3$  suponiendo unas condiciones de  $22^\circ\text{C}$  y  $1 \text{ atm}$ .

Por tanto, el efecto chimenea, que es proporcional a la diferencia de densidad de los fluidos y a la altura del conducto como ya se ha visto, provoca una presión favorable a la evacuación de los gases de  $2,14 \text{ mmca}$ . Lo que supone una pérdida de carga global en el conducto de  $125,05 \text{ mmca}$ , mucho menor que la contrapresión permitida por el fabricante ( $1071,43 \text{ mmca}$ ).

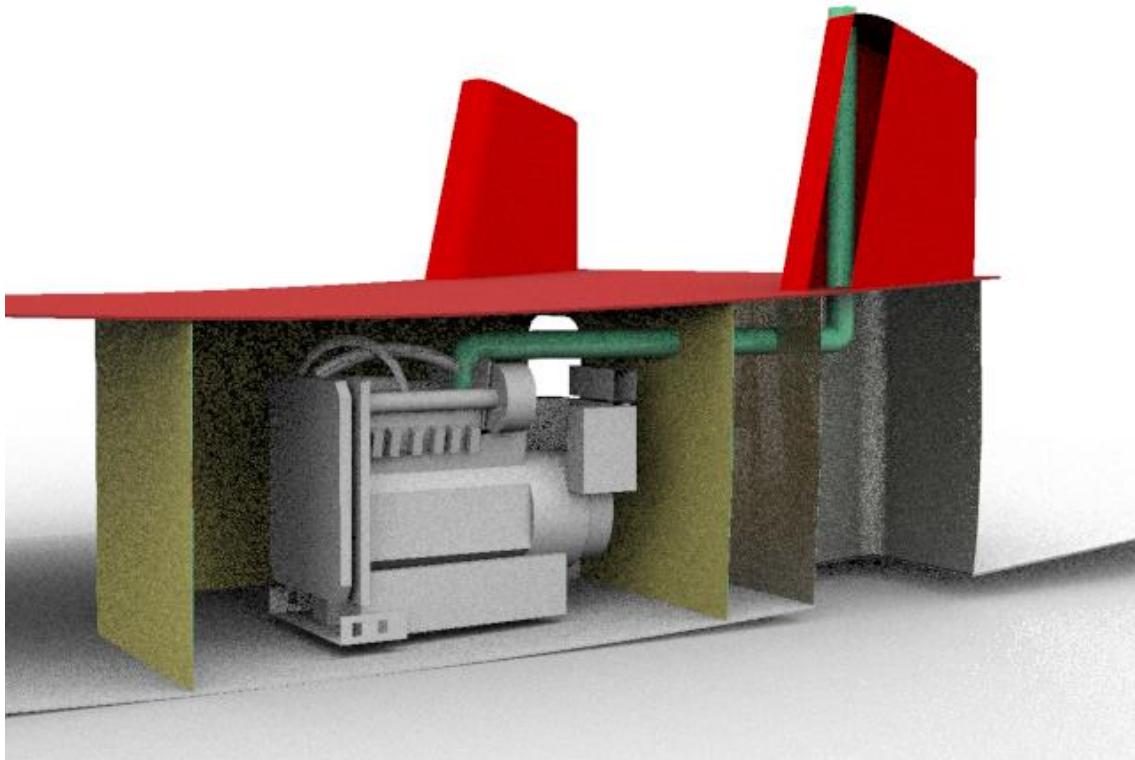


Figura 42. Croquis final del local del equipo generador de emergencia y del conducto de exhaustación.

Modelización del motor: (Grab Cad, Inc, 2009)



**CAPÍTULO 5. TERCERA REFORMA:  
INSTALACIÓN DE GRÚA  
TELESCÓPICA SOBRE LA  
CUBIERTA SUPERIOR**

## 5.1. Introducción

Otra de las reformas que se llevan a cabo con el fin de aproximar un poco más las posibilidades de operar del buque a las apropiadas para un buque de apoyo a la docencia es la instalación de una grúa de brazo telescópico sobre la cubierta superior del buque. El propósito de la grúa es altamente variado, desde levantamiento y desplazamiento de cargas pesadas hasta ensayos con modelos en navegación.

Para su elección se lleva a cabo un proceso de búsqueda en diferentes empresas, seleccionando finalmente la grúa óptima según su empacho a bordo, así como su peso muerto. De tal forma, el modelo seleccionado corresponde con una grúa de brazo telescópico de 1900 kg de peso, la cual provoca un empacho bastante reducido en su posición de arranchado, facilitando así otras labores sobre cubierta cuando no se requiera de su uso.

Esta grúa se instala sobre la cubierta superior y bastante próxima a la sección maestra sobre la banda de estribor.



Figura 43. Modelo “3d” de la grúa seleccionada en su posición de arranchado sobre cubierta (Heila Cranes S.p.A., 2001)

El estudio que se lleva a cabo para considerar la viabilidad de su instalación sobre cubierta se basa principalmente en la siguiente premisa:

Debido a la facilidad que otorga la grúa para ser operada en navegación, se desarrolla un estudio para analizar la posibilidad de realizar ensayos hidrodinámicos con modelos. Para ello se examina principalmente la resistencia provocada por dichos modelos.

Por otro lado, se estudia la resistencia estructural de la propia cubierta para soportar los esfuerzos provocados por el peso de la grúa.

## 5.2. Procedimiento

### 5.2.1. Estudio sobre la viabilidad de realizar ensayos con perfiles en base a la resistencia de éstos

El cálculo se centra en confeccionar una base de datos lo suficientemente precisa como para obtener unos valores fiables de peso promedio del modelo, así como de velocidad media de ensayo y finalmente de resistencia de avance del perfil.

Así, se cuenta con una base de datos constituida por 9 elementos obtenidos a partir de información sobre ensayos en canales. Cabe destacar, que no se encuentra toda la información de todos los modelos, de tal forma que la base de datos se completa mediante el cálculo con regresiones de ciertos datos relevantes.

Para la obtención del peso del modelo se analizan las densidades de los materiales más comunes en la fabricación de estos artefactos: parafina, madera y poliéster, calculando finalmente dicho peso según el material más denso, el poliéster, con el fin de realizar así un análisis en la situación más desfavorable.

Por tanto, el peso promedio obtenido para un modelo de buque para ensayos hidrodinámicos construido en poliéster de eslora media 5.5 m se determina en 2,02 tn.

De la misma forma, según la base de datos, fundamentada en los ensayos realizados en los canales de experiencia, la velocidad promedio de ensayo de estos modelos es de 2.57 nudos.

Finalmente, se puede prever que el valor de la resistencia al avance de los modelos ensayados, que son los modelos susceptibles de ser estudiados a bordo, en base a los valores del peso, así como de la velocidad media de ensayo, será sumamente reducido. Por tanto, se asume que dichos modelos no provocan perturbación alguna ni sobre la grúa ni sobre la resistencia de avance del propio buque.

<b>Características del modelo</b>	
Peso promedio del modelo (tn)	2,02
Velocidad promedio de ensayo (nudos)	2,57
Resistencia promedio (kg)	5,87

Tabla 20. Características teóricas del modelo de ensayo

Llegados a este punto, es interesante destacar que el peso máximo a levantar por la grúa en la condición más desfavorable, así como los valores de ángulo de escora límites vienen expresados en la hoja de especificaciones aportadas por el propio fabricante de la grúa.

5.2.2. Análisis de la resistencia estructural de la cubierta sometida al peso de la grúa

El peso de la grúa sobre la cubierta superior recae principalmente sobre los refuerzos de las planchas de la cubierta. Para estudiar la magnitud de los esfuerzos provocados por el peso de la grúa sobre dichos refuerzos se aborda el cálculo desde diferentes puntos de vista.

Como primera aproximación, se realiza un cálculo en el que se idealiza la situación de forma que la grúa queda soportada únicamente por refuerzos longitudinales entre los que se distribuye la carga de manera homogénea. De esta forma se puede apreciar la magnitud de esfuerzo que genera la grúa a partir de un cálculo sencillo por medio de extrapolar el problema a un caso de viga ideal hiperestática sometida a diferentes cargas.

Los cálculos que se llevan a cabo para esta primera aproximación se basan en los apuntes de elasticidad y resistencia de materiales (Sánchez Ricart, s.f.).

En primer lugar, se considera que la grúa se soporta por los dos longitudinales situados en la banda de estribor de la cubierta. Por tanto, el cálculo se centra en estudiar el esfuerzo al que estos longitudinales estarían sometidos debido a las solicitaciones provocadas por el peso de las cargas que soportan, siendo estas cargas: la parte proporcional de cubierta, el guardacalor y la propia grúa objeto de estudio.

La situación ideal que se estudia es, por tanto, la de una viga doblemente empotrada y sometida a las cargas anteriormente comentadas.

Por otro lado, se asume también la hipótesis de que los longitudinales no descansan sobre apoyos intermedios.

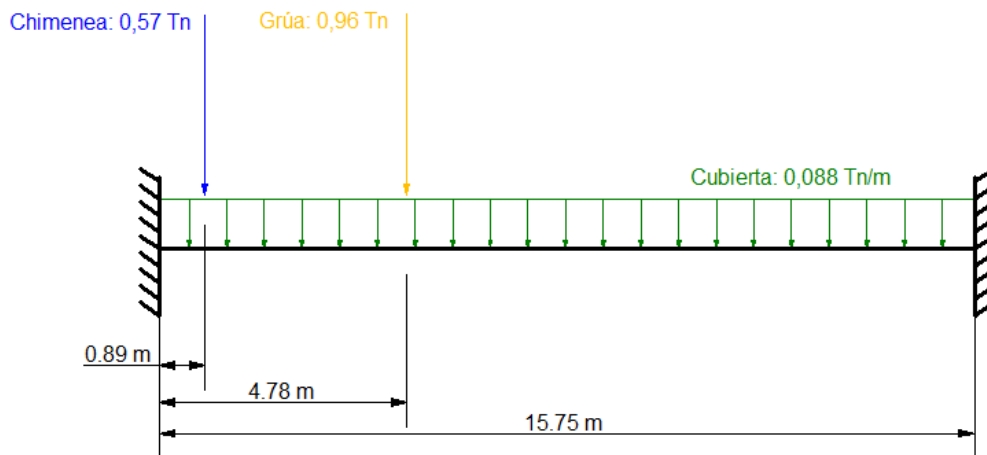


Figura 44. Esquema de la situación idealizada de la viga hiperestática sometida a las diferentes cargas

El estudio consiste en obtener el momento máximo al que está sometida la viga debido a las cargas que soporta. Una vez se conozca este momento, resultará trivial conocer el esfuerzo máximo al que está sometida la viga en dicha región sin más que calcular la inercia de su sección. Finalmente, la forma de estimar el alcance del esfuerzo

máximo sobre la integridad de la viga será mediante la comparación de dicho esfuerzo con el límite de fluencia del acero, establecido en 235 MPa.

La determinación del momento flector máximo se lleva a cabo mediante el procedimiento de la viga conjugada, es decir, asumida la teoría de la superposición de efectos, se estudia la viga en dos situaciones diferentes en las que las reacciones en los apoyos se sustituyen por fuerzas virtuales que equilibran la viga en ambos estados. De esta manera se pueden obtener las reacciones en los empotramientos por separado, simplificando así los cálculos.

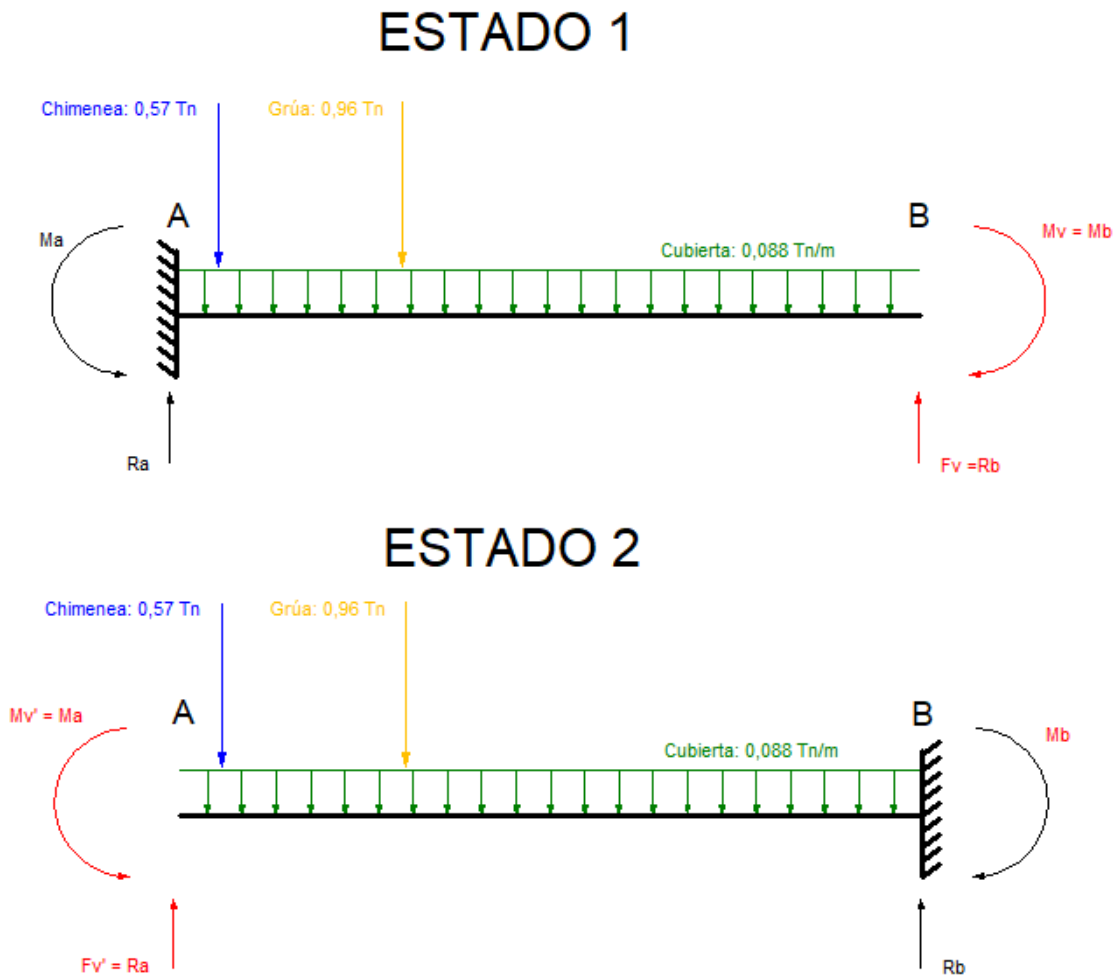


Figura 45. Aplicación de la teoría de la viga conjugada

Tal y como se aprecia en la Figura 45 (Véase Figura 45), las fuerzas y momentos en color rojo representan las fuerzas y momentos virtuales aplicados en cada caso, que coinciden con las respectivas solicitaciones en los apoyos en la viga real.

Debido a la analogía del procedimiento en ambos estados, se detallará, a continuación, únicamente el cálculo llevado a cabo en el estado 1, donde la viga se idealiza empotrada en el extremo A:

En primer lugar, estudiando las condiciones de contorno para vigas biempotradas, se llega a la conclusión de que:

$$\theta_0 = 0 . \tag{15}$$

Capítulo 5: Tercera reforma

$$y_0 = 0. \quad (16)$$

$$\theta_f = 0. \quad (17)$$

$$y_f = 0. \quad (18)$$

Donde:

- $\theta_0$  representa la pendiente de la viga en el extremo A.
- $y_0$  representa la flecha de la viga en el extremo A.
- $\theta_f$  representa la pendiente de la viga en el extremo B.
- $y_f$  representa la flecha de la viga en el extremo B.

De tal forma que, estudiando los momentos de primer orden provocados por las solicitaciones en el estado 1 y, posteriormente, aplicando el sistema de ecuaciones correspondiente con dicho estado (véase ecuaciones 15 y 16), se obtienen los valores de las incógnitas: momento virtual aplicado sobre el extremo B y fuerza virtual aplicada sobre el extremo B.

De manera análoga, estudiando el estado 2, se pueden obtener las solicitaciones virtuales sobre el extremo A.

$M_{VritualA} = M_A$	4,499 Tn· m
$R_{VritualA} = R_A$	2,006 Tn
$M_{VritualB} = M_B$	2,816 Tn· m
$R_{VritualB} = R_B$	0,910 Tn

Tabla 21. Resultados de los momentos y reacciones en los empotramientos

Finalmente, teniendo en cuenta que las solicitaciones virtuales coinciden con las fuerzas y momentos aplicados sobre la viga real debido a ambos empotramientos, queda determinado el sistema, pudiendo así pasar a establecer el diagrama de momentos global que permitirá conocer el valor del momento máximo.

A continuación, se ilustran: el diagrama de fuerzas cortantes y el diagrama de momentos flectores, obtenidos mediante el cálculo (Véase Figura 46):

Diagrama de fuerzas cortantes

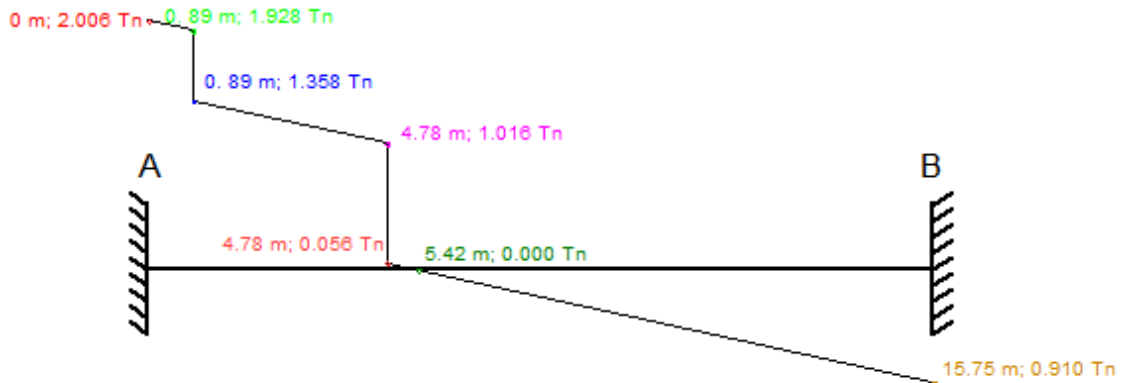


Diagrama de momentos flectores

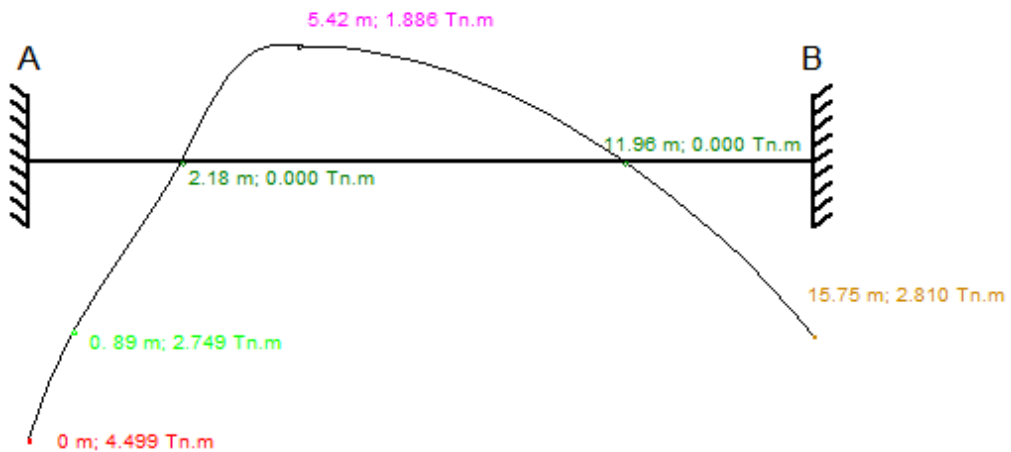


Figura 46. Diagramas de las fuerzas cortantes y los momentos flectores sobre la viga bienpotrada

Del diagrama de momentos se concluye que los momentos máximos se encuentran en los empotramientos, siendo el máximo, como cabía intuir en un principio dada la distribución de las cargas puntuales, en el extremo A. Por otro lado, también destaca el momento máximo en el vano de la viga (máximo de la curva de momentos), correspondiente a la zona cercana a donde se sitúa la grúa.

Cabe destacar que el momento en los extremos pudiera estar desvirtuado con respecto al momento en los extremos en el longitudinal real debido a que no se conoce el grado de fijación concreto con respecto a la estructura del buque.

El siguiente paso para poder conocer la magnitud aproximada de los esfuerzos generados sobre el longitudinal es la determinación de la inercia total de su sección por cálculo directo. Para ello, los datos de las dimensiones del perfil necesarios para el cálculo de dicha inercia se recogen en la siguiente Tabla (*Véase Tabla 22*):

<b>Datos sobre la sección del perfil longitudinal</b>	
Tipo	Perfil tipo “L”
Longitud de ala (m)	0,080
$Y_g$ de ala (m)	0,106
Longitud de alma (m)	0,100
$Y_g$ de alma (m)	0,056
Longitud de plancha asociada (m)	0,560
$Y_g$ de plancha asociada (m)	0,003
Espesor de perfil (m)	0,005
Espesor de plancha asociada (m)	0,006

Tabla 22. Datos sobre la sección de los refuerzos longitudinales

Cabe destacar que la longitud de la plancha asociada se toma como el espaciado entre refuerzos debido a que es éste lo suficientemente reducido para efectuar el cálculo sin incurrir en grandes errores.

Una vez se cuenta con los datos de la sección y sin más que aplicar momentos se obtienen las inercias de cada una de las partes de la sección que, sumadas a las inercias propias de dichas partes, constituyen la inercia total del perfil con respecto a la línea base (Entendiéndose “línea base” como la parte extrema del espesor de la plancha asociada).

Aplicando el conocido teorema de *Steiner*, se consigue obtener la inercia total de la sección con respecto al eje paralelo a la línea base, donde se encuentra el centro de gravedad, también conocido como eje neutro.

A partir de los resultados obtenidos de momentos y de inercia total, se pueden obtener los valores de las tensiones provocadas en un punto concreto del longitudinal según la teoría de la viga simple de Bernouilli, sin más que aplicar la siguiente ecuación (Martínez García, 2018):

$$\sigma_x = \frac{M_z \cdot y}{I} \quad (19)$$

Donde:

$\sigma_x$  representa la tensión de flexión en una sección  $x$  a lo largo de la viga y a una distancia  $y$  del eje neutro de dicha sección.

$M_z$  representa el momento flector en una sección  $x$  a lo largo de la viga, entendiéndose como eje  $z$  el eje perpendicular a la dirección de la eslora de la viga.

$y$  representa la distancia vertical al eje neutro del punto donde se calcula la tensión  $\sigma_x$ , en la sección  $x$ .

$I$  representa la inercia total de la sección  $x$ .

Aplicando esta fórmula en algún punto representativo a lo largo de la viga, por ejemplo, en la sección donde la curva de momentos flectores alcanza el máximo  $y$ ,



dentro de esa sección, en los puntos más alejados del eje neutro, que es donde se alcanzan las tensiones máximas, se llega a los siguientes resultados:

$\sigma_{Fluencia}$	235 MPa
$\sigma_{Máx}$ fibra superior de la sección	344 MPa
$\sigma_{Máx}$ fibra inferior de la sección	81 MPa

Tabla 23. Resultado de las tensiones en la sección  $x= 5.42$  m

De donde se deduce que la magnitud aproximada de las tensiones que soporta el longitudinal es coincidente con la magnitud de la tensión última de fluencia del material con el que se construye la viga. Se puede concluir, por tanto, que se requerirá de un sistema de refuerzos mucho más robusto para la sustentación de cargas como la grúa.

Este cálculo preliminar nos da una primera aproximación de la magnitud de esfuerzos que provocan ciertas cargas puntuales. Sin embargo, este tipo de cargas no se sustentan simplemente por uno o dos refuerzos, sino que es mediante el entramado de baos y longitudinales que soportan la cubierta donde se apoyan realmente.

Este entramado de refuerzos, perpendiculares entre sí, es conocido como emparrillado y actualmente es el tipo de estructura más usado en cubiertas y doubles fondos de los buques.

Esta teoría asume ciertas hipótesis tales como que los extremos de los refuerzos que configuran el emparrillado se suponen empotrados debido a la fijación de dichos refuerzos a los costados del buque, o que los refuerzos primarios, al ser más resistentes soportan las cargas de los refuerzos secundarios, despreciando también la deformación en los apoyos de los elementos primarios.

A continuación, se expone el estudio de las sollicitaciones provocadas por la grúa en base a la teoría de los emparrillados mediante el programa Sap2000:

El primer paso consiste en determinar la “malla” de refuerzos de la cubierta donde se prevé instalar la grúa, en este caso la cubierta superior del buque. Para ello se lleva a cabo el esquema de refuerzos en Rhinoceros 6 (Véase Figura 47).

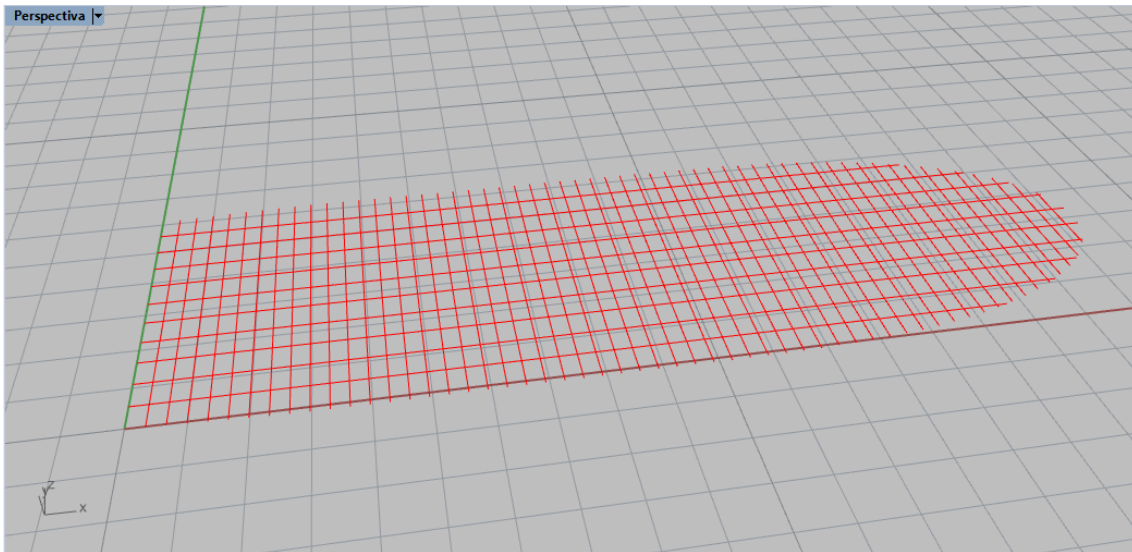


Figura 47. Esquema de refuerzos de la cubierta superior.

## Capítulo 5: Tercera reforma

Una vez confeccionada la estructura de refuerzos se importa en el programa Sap 2000 (Véase Figura 48):

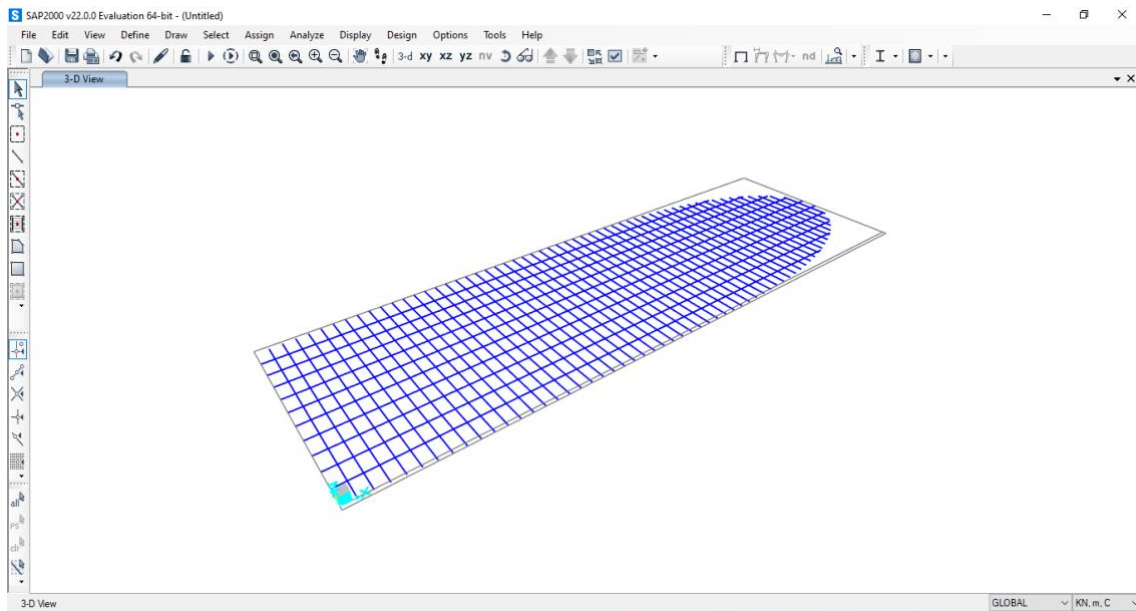


Figura 48. Esquema de refuerzos importado en el programa Sap2000

Dentro del programa se establece el origen de coordenadas donde interese y posteriormente se determina la fijación de los extremos de los refuerzos. En este caso, según una de las hipótesis asumidas en la teoría de emparrillados, se toman los extremos fijos a la estructura del buque, aunque no hay que olvidar que dicha hipótesis guarda un cierto error debido a que la fijación de los extremos es realmente incierta y variable en función del refuerzo (Véase Figura 49).

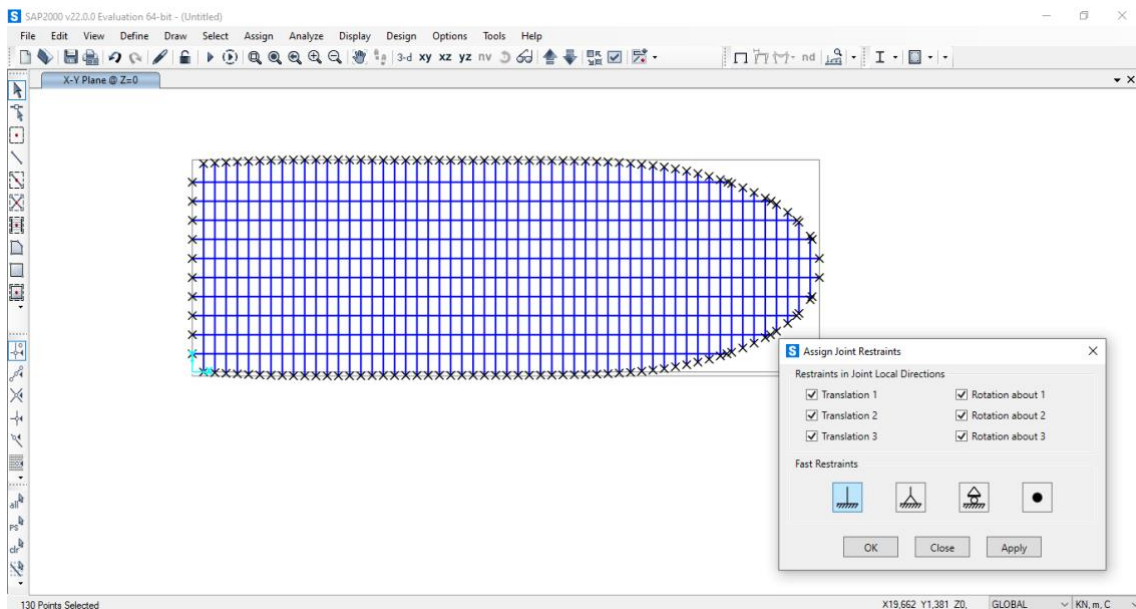


Figura 49. Determinación del grado de fijación de los extremos de los refuerzos

## Capítulo 5: Tercera reforma

El siguiente paso consiste en determinar el tipo de material con el que se construyen los refuerzos. Debido a la falta de información con respecto al acero concreto de estos refuerzos, se tomará el acero de calidad naval con límite elástico 235 MPa que ya se usó en el cálculo de la viga hiperestática.

El proceso continúa con la determinación de la sección del refuerzo (Véase Figura 50):

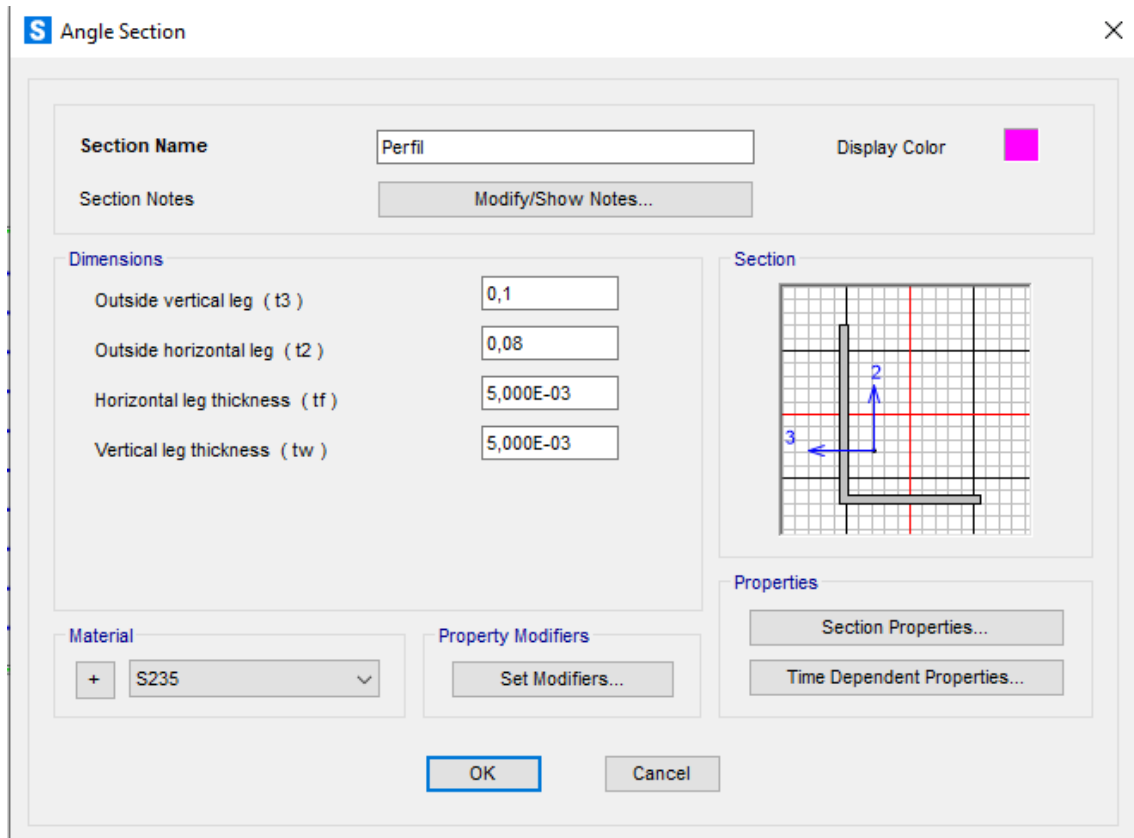


Figura 50. Determinación de la sección del perfil

Seguidamente se establecen las cargas que se desean calcular; en este caso se establece simplemente la carga de la grúa, para observar el efecto que esta carga tiene sobre los refuerzos. Cabe destacar que el esfuerzo total al que quedaría sometido el emparrillado en la zona de la grúa no es debido únicamente al peso de la grúa, sino que éste dependería de diversos factores tales como la influencia de las diversas cargas que soporta el emparrillado en toda su extensión, el grado de fijación de los extremos de los refuerzos, o incluso el peso de los propios refuerzos.

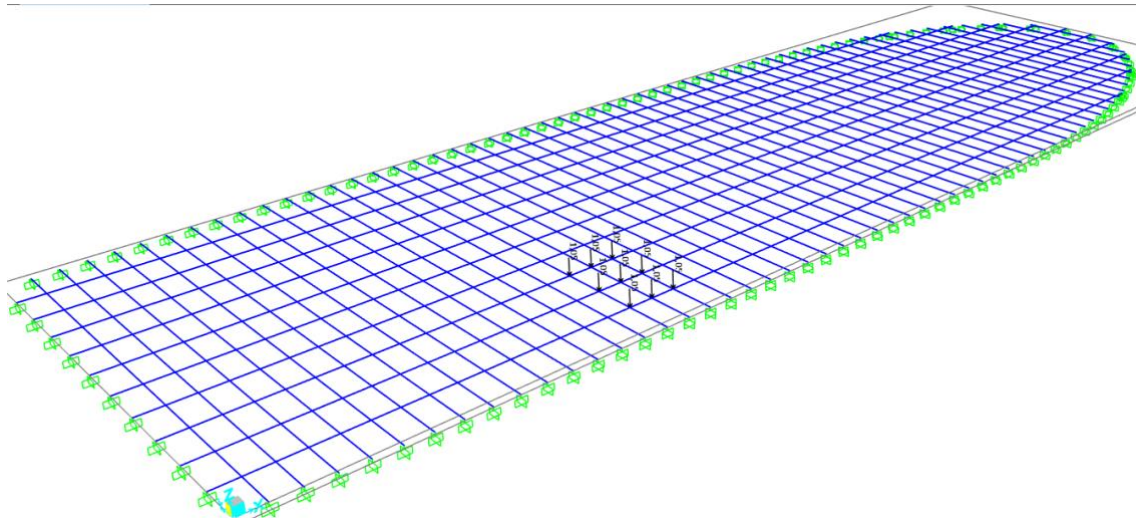


Figura 51. Representación de la carga de la grúa sobre el emparrillado

Como se aprecia en la Figura 51 (Véase Figura 51), se asume la hipótesis de que el peso de la grúa se distribuye de manera homogénea sobre toda la superficie de unión a la cubierta.

Finalmente se analizan los resultados obtenidos una vez ejecutado el análisis:

En primer lugar, se analizan las deformaciones a las que se someterían los refuerzos por el efecto de la grúa. (Véase Figura 52):

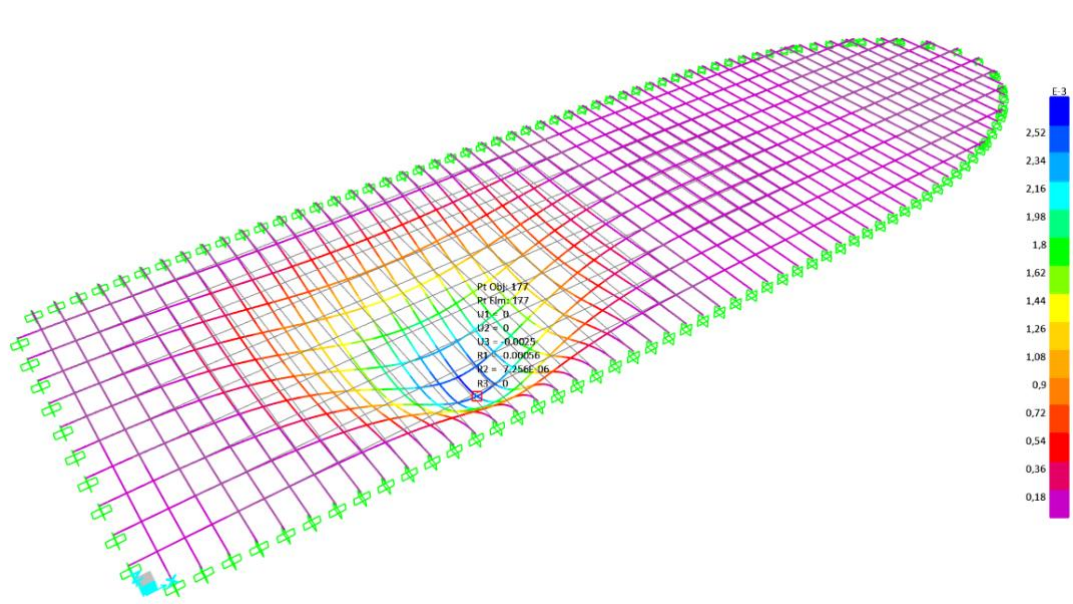


Figura 52. representación gráfica de la deformación sobre el emparrillado debido al peso de la grúa

Según el cálculo efectuado, las mayores deformaciones que se producen son de 0,25 cm en el eje Z, correspondientes a unas tensiones longitudinales en el eje neutro de las secciones de aproximadamente 0,5 MPa, considerando el módulo de Young como  $2,1 \cdot 10^8$  Pa. De estos resultados se puede intuir, por las formas de la sección y atendiendo a las distancias de las fibras más alejadas con respecto al eje neutro en dicha

sección, que las máximas tensiones provocadas por los momentos estarán bastante por debajo de la tensión de fluencia del material.

También resulta de interés analizar el diagrama de cortantes en la dirección z (Véase Figura 53):

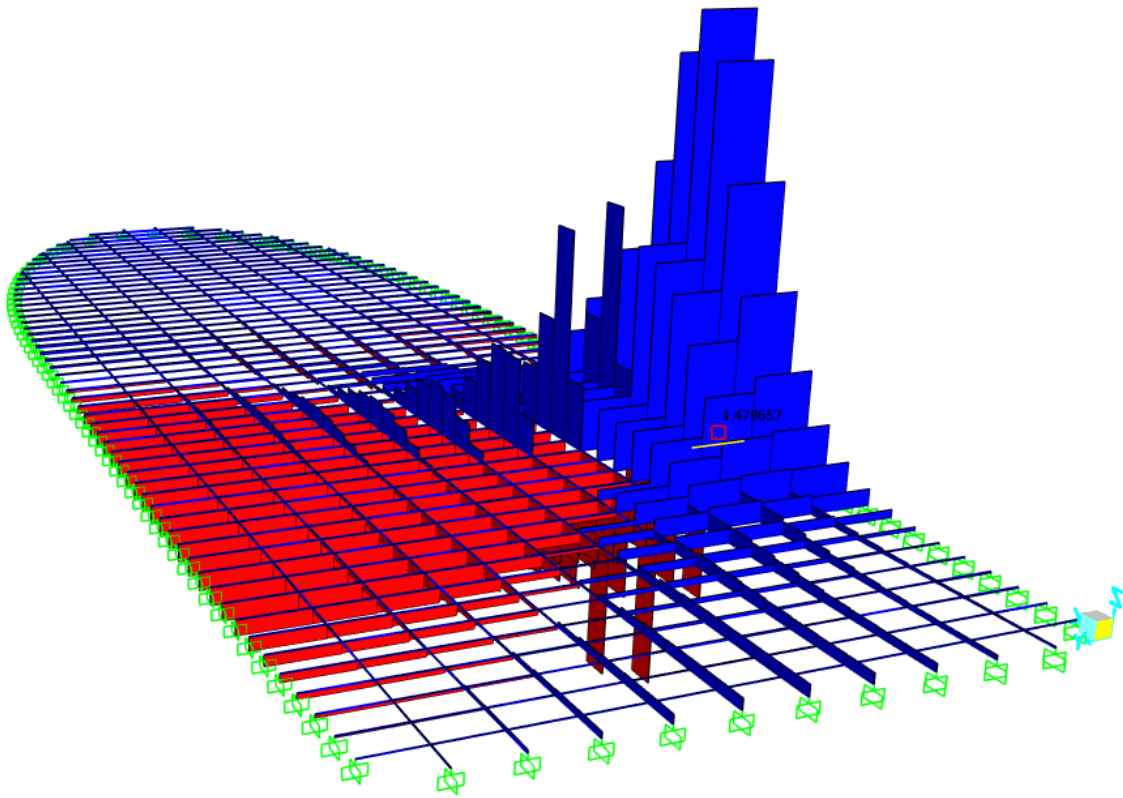


Figura 53. Diagrama de cortantes sobre los refuerzos, producidas por el peso de la grúa

Las fuerzas cortantes máximas se hallan en los segmentos de refuerzo correspondiente a los baos en la zona de la grúa, y son de 1,47 kN.

Por último, se estudia el diagrama de los momentos flectores asociados a las fuerzas cortantes anteriores (Véase Figura 54):

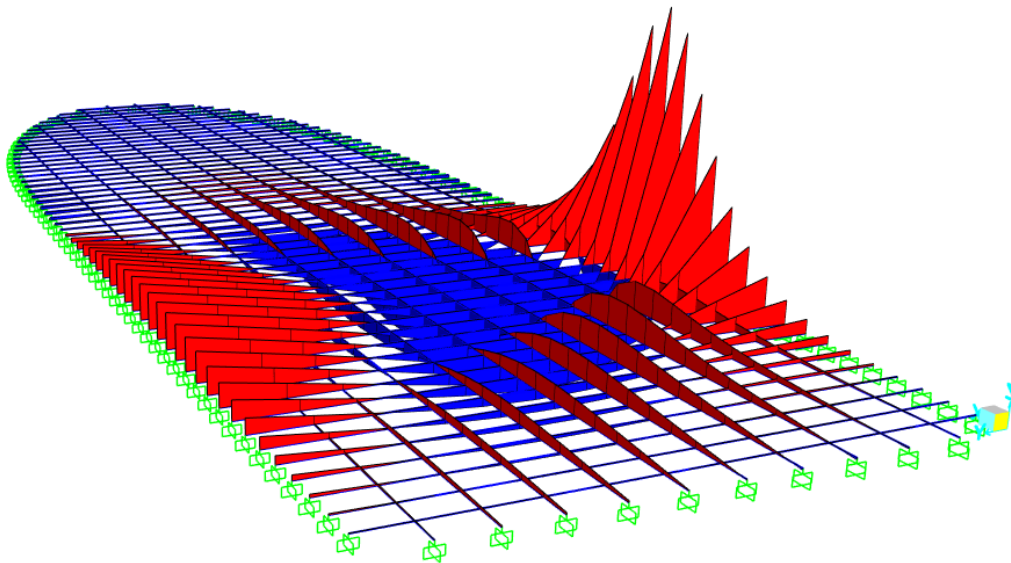


Figura 54. Diagrama de momentos flectores sobre los refuerzos, producido por el peso de la grúa

Como cabía esperar, se obtienen los máximos momentos flectores sobre los extremos empotrados de los baos más cercanos a la carga, concretamente de sentido negativo y de 1,04 kNm. Por otro lado, los momentos flectores máximos en las inmediaciones de la localización de la grúa son de sentido positivo y de 0,43 kNm.

Comparando, a partir del valor máximo del momento de 0,43 kNm, las tensiones provocadas sobre los refuerzos con la tensión última de fluencia del acero establecido:

$\sigma_{Fluencia}$	235 MPa
$\sigma_{M\acute{a}x}$ fibra superior de la sección	8 MPa
$\sigma_{M\acute{a}x}$ fibra inferior de la sección	2 MPa

Tabla 24. Resultado de las máximas tensiones provocadas por la grúa sobre el emparrillado

Atendiendo a la Tabla 24 (*Véase Tabla 24*) se observa que, en este caso, la grúa provoca unas tensiones sobre la estructura muy alejadas del límite último de fluencia del material de los refuerzos. Por tanto, se podría concluir que la estructura de emparrillado sí que soporta de manera robusta las sollicitaciones provocadas por el peso de la grúa.

# **CAPÍTULO 6. CUARTA REFORMA: INSTALACIÓN DE GRÚA PÓRTICO SOBRE LA CUBIERTA PRINCIPAL**

## 6.1. Introducción

La siguiente reforma consiste en el establecimiento de una grúa pórtico en la popa del buque para las labores de puesta a flote de artefactos no tripulados tipo “ROV” con el objeto de realiza ensayos y mediciones que se puedan analizar a bordo, contribuyendo así, una vez más a fomentar el carácter docente de la embarcación.

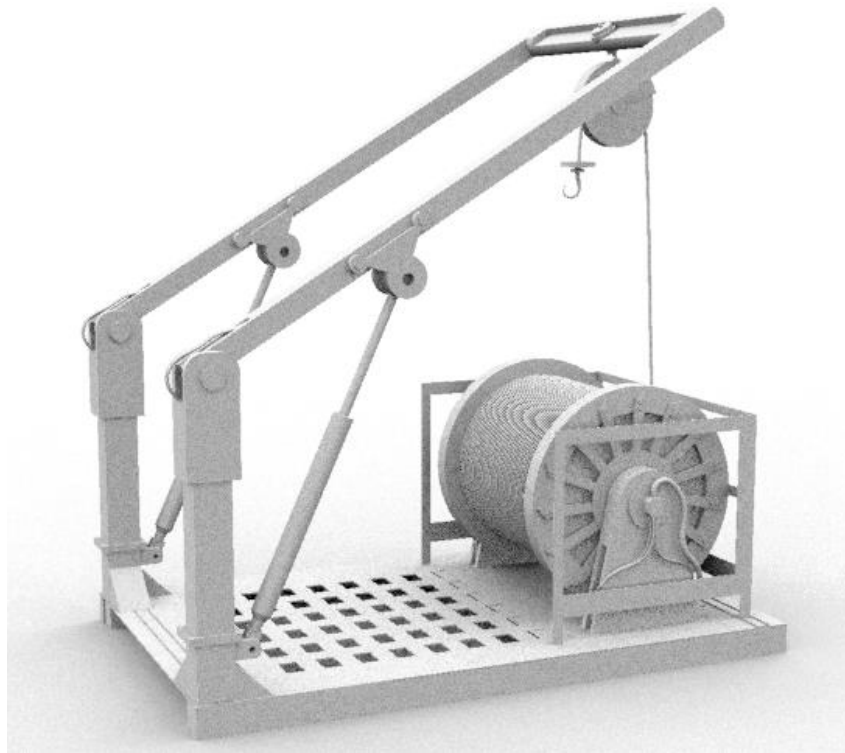


Figura 55. Modelo “3d” de la grúa pórtico seleccionada (Saab Seaeye Limited, 2008)

## 6.2. Procedimiento

### 6.2.1. *Selección de la grúa pórtico*

Según el tipo de pruebas y en base a los artefactos no tripulados que se prevé sean usados a bordo, se tiene a bien establecer unas dimensiones orientativas del artefacto modelo para la elección de la grúa pórtico. En este sentido, la determinación de dichas medidas deberá ir también en sintonía con el espacio que se dispone a bordo, el peso que supone dicho artefacto para no comprometer la estabilidad del buque, así como con los estándares de dichos artefactos en el mercado.



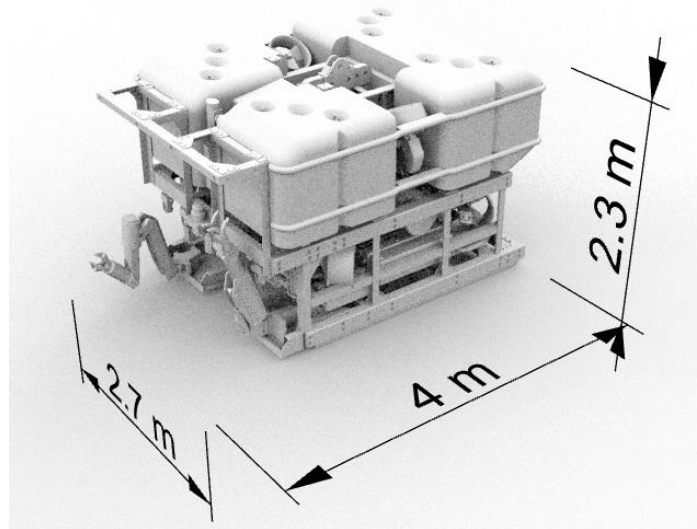


Figura 56. Dimensionamiento aproximado del artefacto modelo. Modelización de José Augusto Ballesta (Grab Cad, Inc, 2009)

Algunas características del ROV seleccionado se presentan a continuación:

Peso (t)	1,1
Profundidad máxima (m)	2000
Potencia (Kw)	35
Velocidad óptima (nudos)	3

Tabla 25. Características del ROV seleccionado (FORUM Energy Technologies, 2002)

En base a las medidas predefinidas y los demás factores se selecciona el pórtico más adecuado, siendo algunas de las características de este:

Peso muerto (t)	9,65
Eslora (m)	4
Manga (m)	2,7
Carga máxima soportada (t)	1,25
Alcance máximo (m)	3

Tabla 26. Características básicas del pórtico seleccionado

### 6.2.2. Análisis de la resistencia estructural de la cubierta principal sometida al peso de la grúa pórtico

El análisis de la viabilidad de la instalación de este pórtico se basa esencialmente en el estudio de la respuesta estructural a las solicitaciones provocadas por el peso del pórtico. Por tanto, dicho cálculo es análogo al llevado a cabo para la instalación de la

grúa en la cubierta superior. En esa línea, los cálculos estructurales se llevarán a cabo, una vez más, mediante el programa Sap 2000.

Actuando de igual forma que en el caso de la grúa sobre la cubierta superior, se importa el modelo de emparrillado, conformado por los refuerzos bajo la cubierta principal, en el programa. Se vuelven a tomar la misma hipótesis al considerar los extremos de todos los refuerzos empotrados. Acto seguido, se definen las formas de las secciones y se determina el material de dichos refuerzos.

Una vez establecidas todas las condiciones estructurales se pasa a determinar las cargas que se quieren estudiar. En este caso, de manera análoga al caso de la grúa sobre la cubierta superior se estudia el caso aislado de la carga de la grúa pórtico sobre la estructura de emparrillado, donde, de nuevo, se vuelve a asumir la hipótesis de que el peso del pórtico se distribuye de manera homogénea sobre la huella de apoyo.

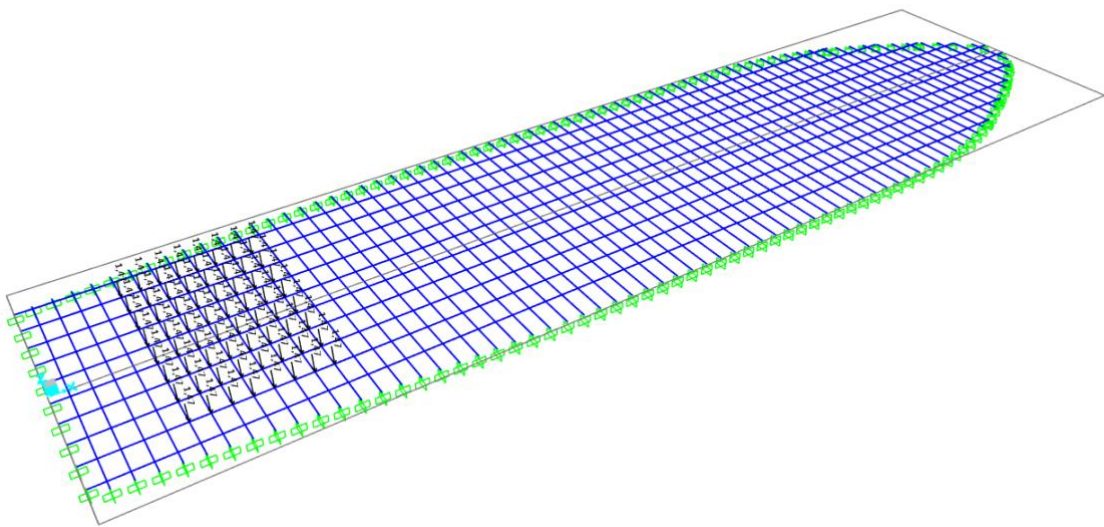


Figura 57. Representación de la carga del pórtico sobre el emparrillado

Analizando las deformaciones provocadas:

Se concluye que las máximas deformaciones son de menos de 3 cm. Las cuáles provocan una tensión longitudinal en el eje neutro de la sección no superior a los 10 MPa, si se considera el módulo elástico propio del acero establecido:  $2,1 \cdot 10^8$  Pa.

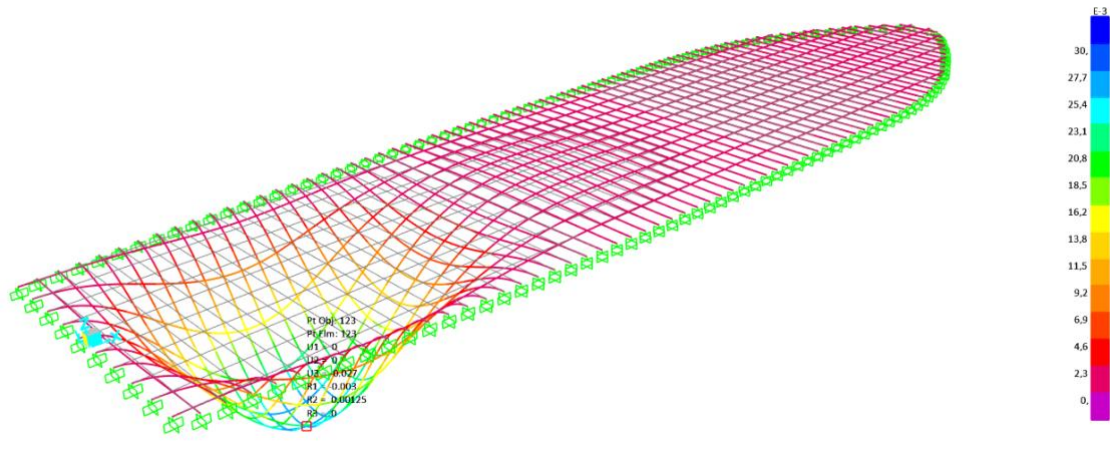


Figura 58. Representación gráfica de la deformación sobre el emparrillado debido al peso del pórtico

Por otro lado, se analizan también las fuerzas cortantes:

Observando la representación gráfica se puede comprobar la distribución de fuerzas cortantes tanto en los refuerzos longitudinales como en los transversales. En el caso de los refuerzos transversales, correspondientes a los baos, las fuerzas cortantes máximas se hallan en los empotramientos. Por otro lado, las fuerzas cortantes a lo largo de los refuerzos longitudinales son máximas en el empotramiento más cercano, en cambio se van disipando de manera oscilatoria en la dirección del empotramiento más alejado, tomando valores muy próximos a cero en dichos empotramientos.

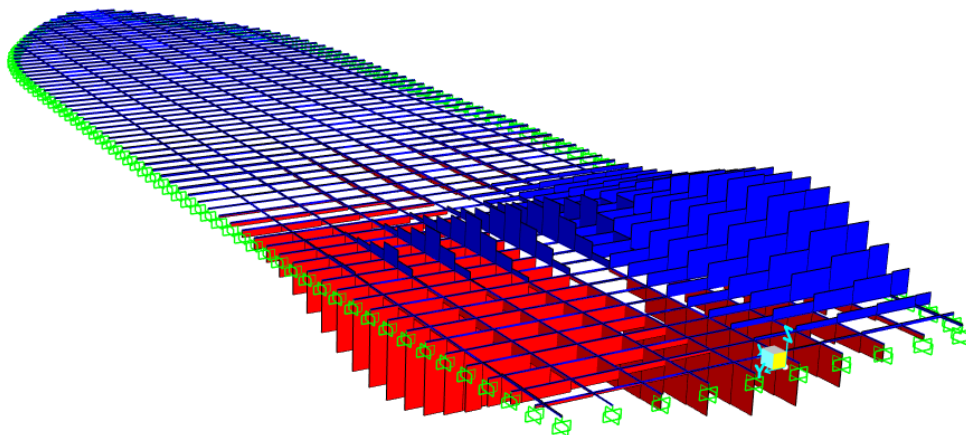


Figura 59. Diagrama de cortantes producidas por el peso de la grúa sobre los refuerzos

Por último, se analizan los momentos flectores asociados a dichas fuerzas cortantes.

Tal y como se aprecia en la Figura 60 (*Véase Figura 60*) y análogamente a como pasaba en el caso de la grúa sobre la cubierta principal, se obtienen los momentos máximos en los empotramientos de los refuerzos de menor longitud. También se

observa que los momentos máximos que se producen en la huella de la grúa son aproximadamente la mitad que aquellos que se producen en los empotramientos.

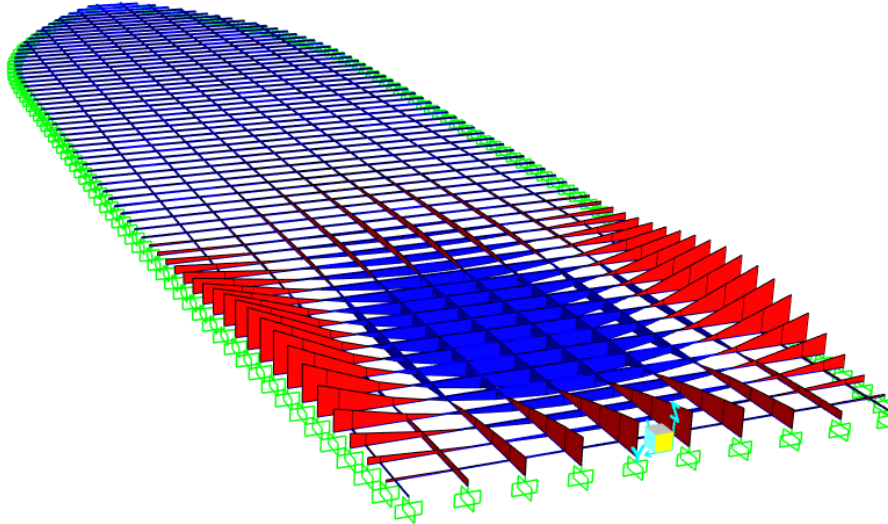


Figura 60. Diagrama de momentos flectores sobre los refuerzos, producidos por el peso del pórtico

Despreciando los momentos máximos en los extremos, debido al grado de incertidumbre que se tiene en cuanto a la fijación de éstos, se toma como valor representativo del momento el máximo que se produce en la huella de la grúa, 2.3 kNm. Comparando, a partir de este momento, las tensiones máximas que se producen sobre los refuerzos con la tensión última de fluencia:

$\sigma_{Fluencia}$	235 MPa
$\sigma_{Máx}$ fibra superior de la sección	43 MPa
$\sigma_{Máx}$ fibra inferior de la sección	10 MPa

Tabla 27. Resultado de las tensiones máximas provocadas por el pórtico sobre el emparrillado

Se puede concluir, que el sistema estructural de baos y longitudinales soporta de manera robusta, con un amplio margen sobre la tensión de fluencia, las tensiones provocadas por el peso de la grúa.

# **CAPÍTULO 7. QUINTA REFORMA: CÁLCULO DEL FRANCOBORDO REGLAMENTARIO**

### **7.1. Introducción:**

El cálculo de la distancia vertical mínima de francobordo constituye un cálculo imprescindible para cualquier barco, pues de ella depende la reserva de flotabilidad que, por medidas de seguridad, debe poseer el buque por encima de la superficie libre del agua. Debido a ello, el proyecto de remodelación del “Ciudad de Cartagena” se ve en la necesidad de contar con tal estudio.

Este buque en especial, no se encuentra catalogado en una clase de embarcación concreta, por tanto, no sigue una legislación determinada. Es por eso por lo que se debe acudir a normativas de diferentes clases de buques para conseguir cumplir con toda la legislación vigente. Concretamente las normativas que le afectan principalmente serían las referidas a buques de pesca y las referidas a buques de pasaje. Esto es así, por un lado, debido a las formas del casco que son esencialmente las de un pesquero de tipo arrastrero y por otro lado debido a la labor que se prevé que desarrolle el buque tras la reforma, eminentemente de tipo docente, encuadrada ésta como una labor de buque de pasaje.

Debido a que, como se ha comentado, las formas del buque corresponden con un pesquero de tipo arrastrero y debido también a que las reformas estructurales que pudieran desvirtuar tales formas son llevadas a cabo sobre la cubierta estanca más alta (cubierta principal), se considera oportuno realizar el cálculo del francobordo en base a la normativa dedicada a buques de pesca, más concretamente según el Real Decreto 543/2007 (Boletín Oficial del Estado, 2007) por el que se determinan las normas de seguridad y de prevención de la contaminación a cumplir por los buques pesqueros de menos de 24 metros de eslora (L).

### **7.2. Procedimiento**

Siguiendo lo prescrito en el Real Decreto, es necesario marcar tanto el francobordo como la línea de cubierta.

La línea de cubierta se entiende como una banda de dimensiones concretas determinadas por la norma que se marca en el centro del buque (punto medio de la eslora L), a ambos costados de éste y en el punto en el que se intersecan la cubierta de francobordo y el forro del buque.

Por su parte la marca de francobordo también queda determinada por la norma y también se debe establecer a ambos lados del buque y en el centro de éste, de tal forma que la distancia vertical medida, según las premisas de la norma, desde dicha marca hasta la línea de cubierta, constituye el francobordo mínimo de la embarcación. Por tanto, el borde superior de la línea horizontal en la marca del francobordo representa la línea de flotación correspondiente al calado máximo de servicio autorizado para la embarcación.

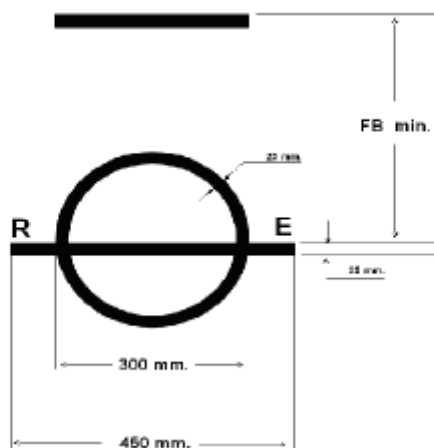


Figura 61. Esquema de la disposición de la línea de cubierta y de la marca de francobordo (Boletín Oficial del Estado, 2007)

Según los francobordos asignados por la norma en base a las características de los diferentes buques de pesca, el francobordo asignado para el buque “Ciudad de Cartagena” por ser este de eslora superior a 16 m sería de 400 mm siempre en el caso de que el buque no contara con superestructura. En el caso de que contara con una superestructura el francobordo mínimo se vería reducido de acuerdo a la norma.

Por tanto, es necesario comprobar si la parte de estructura del buque que se encuentra por encima de la cubierta principal estanca cumple con la definición de superestructura aportada por la norma. En este sentido, el Real Decreto 543/2007 hace alusión al Convenio Internacional Sobre Líneas de Carga de 1966 (Convenio Internacional, 1966) para estudiar las características de la superestructura. Analizando el Convenio, se llega a las siguientes conclusiones:

- La parte de estructura que queda por encima de la cubierta principal corresponde a una superestructura, a excepción de la estructura del puente de gobierno, que, al estar sus forros laterales alejados del costado del buque más de un 4% de la manga, no se considera superestructura.
- La parte considerada como superestructura posee una altura de 2,19 m, siendo la altura normal definida por el Convenio: 1,80 m en este caso. Por ello se considera como una superestructura de altura superior a la normal.
- La superestructura considerada tiene como longitud efectiva (E) su eslora normal: 18,41 m.

Debido a las consideraciones sobre la superestructura, el francobordo final se ve reducido con respecto al establecido anteriormente, siendo este, finalmente, de 300 mm.

La siguiente Figura recoge la asignación de francobordos en función de la eslora (L), superestructura y cubiertas (Véase Figura 62):

## Capítulo 7: Quinta reforma

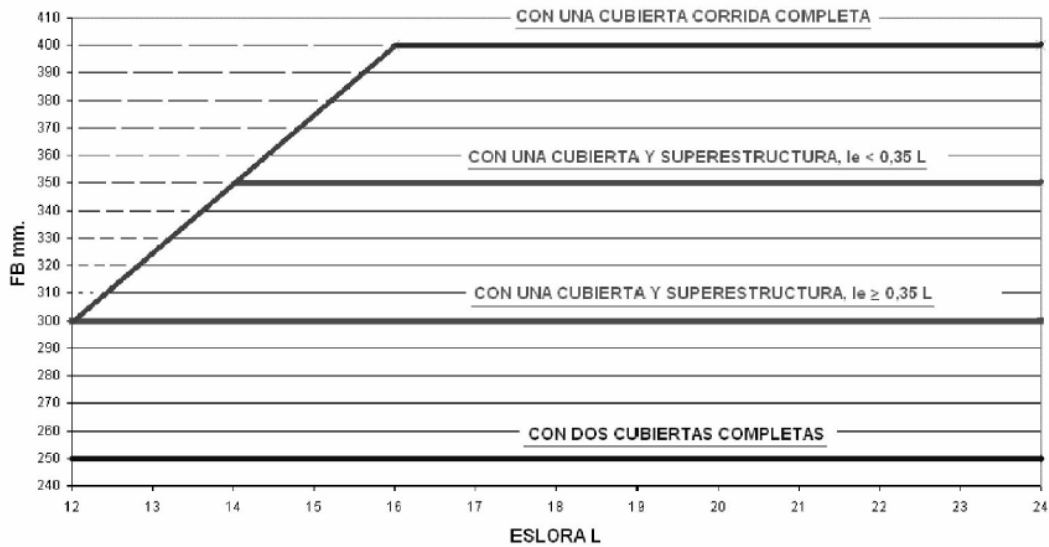


Figura 62. Francobordos asignados para embarcaciones de L mayor o igual a 12 m (Boletín Oficial del Estado, 2007)

Nótese, en la Figura 62 que el francobordo seleccionado corresponde a buques con una cubierta y superestructura de eslora efectiva superior a  $0,35 L$ . En este caso, se considera:

$$\begin{aligned}
 E &= 18,41, \\
 0,35L &= 7,50, \\
 E &> 0,35L.
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

Finalmente se presenta la disposición de las marcas de francobordo y línea de cubierta sobre el costado de estribor del buque (Véase Figura 63):

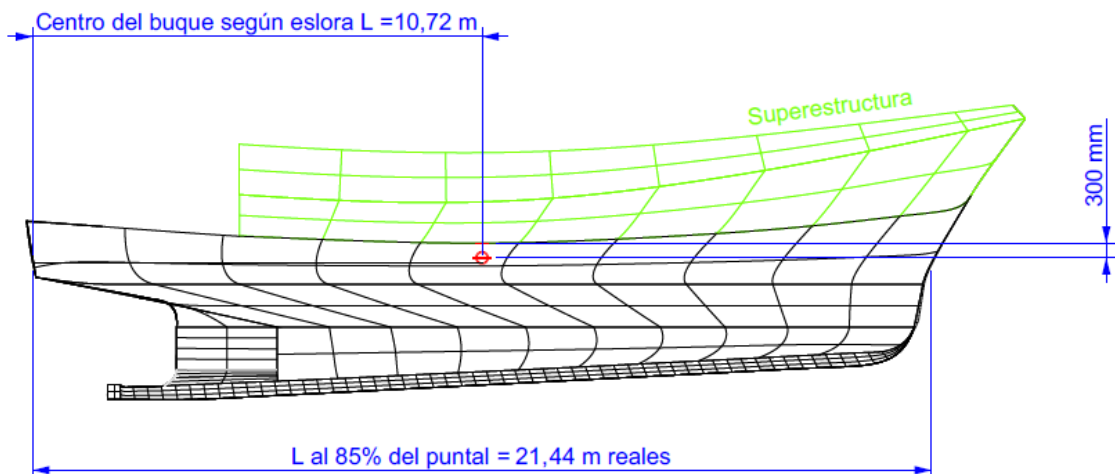


Figura 63. Representación gráfica de las medidas de francobordo



**CAPÍTULO 8. SEXTA REFORMA:  
ESTUDIO DE UNA HÉLICE  
ADAPTADA A LA NUEVA  
SITUACIÓN DEL BUQUE**

## 8.1. Introducción

En un principio, la hélice instalada en el buque era una hélice de 4 palas con un diámetro de 1,79 m a la que se le había adaptado una tobera. Esta hélice, así como la tobera estaban estudiadas para satisfacer las necesidades de navegación para llevar a cabo la pesca de arrastre. Debido al nuevo propósito del buque, los requisitos de propulsión variarán considerablemente. Es por eso por lo que se entiende necesario un nuevo estudio del elemento propulsor, adaptado, no solo a la nueva condición de navegación que desarrollará el buque, sino a la nueva condición de pesos y calados que este poseerá como resultado de las diferentes reformas llevadas a cabo.

En cuanto a la máquina propulsora se refiere, esta seguirá siendo la misma que ya poseía el buque en su condición de pesquero, es decir, la máquina propulsora principal del buque, un motor diésel de 4 tiempos Guascor, modelo F-360 limitado a 375 cv a 1800 rpm. Esta máquina propulsora consta a su vez de una reductora Guascor R 360, que tampoco se prevé sustituir, por tanto, el único elemento que será objeto de estudio será la hélice.

Por otro lado, la función principal de la tobera es reducir la formación de remolinos en el flujo incidente en la hélice, mejorando así el rendimiento de ésta cuando se encuentra sometida a sobrecargas derivadas de la navegación de arrastre. Dado que la mejora de rendimiento es despreciable si el buque desarrollada una navegación libre, que es el tipo de navegación predominante en la nueva situación del buque, se deprecia la utilización de la tobera y por tanto se elimina.

Finalmente es importante destacar que otra de las razones por las que se tiene a bien estudiar las formas de una nueva hélice es para prevenir el fenómeno de la cavitación, el cual puede no ser despreciable dependiendo, entre otros factores, de la condición de calados que se hayan obtenido como consecuencia de la nueva disposición de pesos.

## 8.2. Procedimiento

### 8.2.1. Cálculo de la hélice óptima

En primer lugar, para poder llevar a cabo los cálculos requeridos para la determinación de la hélice óptima, es necesario conocer la situación de equilibrio del buque en aguas tranquilas, de donde se obtendrán datos de interés como los valores de los calados en las perpendiculares, la escora que presenta el buque, etcétera.

Este cálculo del equilibrio se lleva a cabo por medio del programa Maxsurf donde previamente se ha importado el modelo del buque desarrollado en Rhinoceros 6 (*Véase Figura 64*):

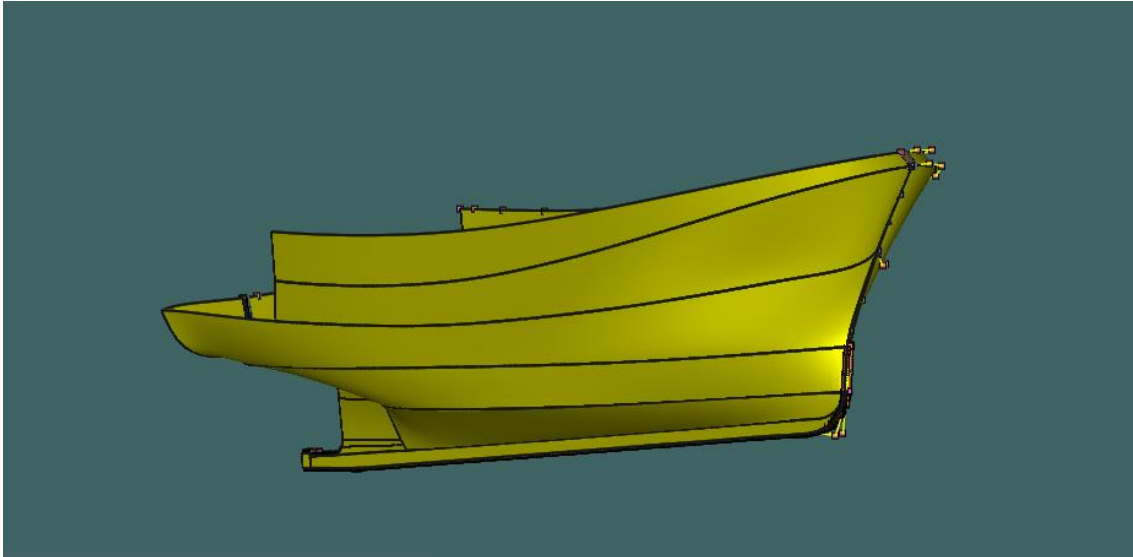


Figura 64. Modelo importado en Maxsurf

Una vez importado el modelo en el programa se establece la configuración de tanques en base a los planos de disposición general:

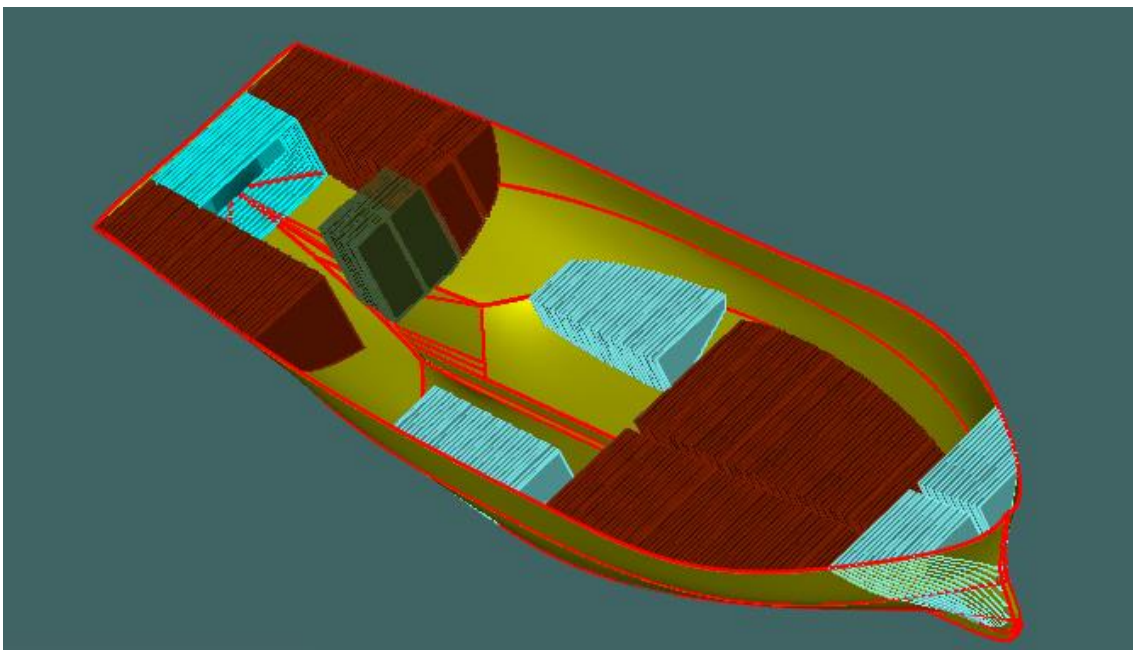


Figura 65. Disposición de tanques

De la misma forma, se establece la situación de carga para la que se calculará el equilibrio. En este caso se calculará para la situación de carga general, la cual se define como aquella en la que todos los tanques están cargados al 98% de sus capacidades y todos los equipos, calculados e incorporados tras las reformas, a bordo en sus situaciones de estiba normal, es decir, las grúas arranchadas en sus localizaciones de cubierta y el motor auxiliar de emergencia en el compartimento donde se instalará. Por otra parte, esta situación del buque también tiene en cuenta los pesos sustraídos tras las reformas, tales como el peso aproximado de la instalación de los compresores, así como parte del casco y cubierta superior

## Capítulo 8: Sexta reforma

Cabe destacar que se ha incluido el peso de un artefacto tipo “ROV” en la parte de popa, junto a la grúa pórtico, dado que se prevé la utilización de este tipo de aparatos de manera asidua, debido al nuevo propósito del buque. Además, tal y como se ha mencionado anteriormente, este estará también situado en su posición de estiba para el cálculo del equilibrio.

Por último, se tiene en cuenta la distribución de las 15 personas que se prevé naveguen a bordo de forma que, la tripulación se divide en; dos personas en cámara de máquinas y otras dos en el puente de gobierno, mientras que el pasaje se sitúa entre la sala de análisis y la cubierta superior del barco, situándose así, 7 individuos en el primer lugar y 4 en el segundo.

<b>Situación de carga considerada para el cálculo de la estabilidad</b>								
Nombre	Canti dad	Unidad Masa	Masa Total	Un.Vol	Vol. Total	Brz. Long	Brz. Tran	Brz. Vert
		tonelada	tonelada	m <sup>3</sup>	m <sup>3</sup>	m	m	m
Peso en Rosca inicial	1	142,660	142,660			8,516	0,000	2,521
<b>Pesos desmontados</b>								
Casco	1	-2,580	-2,580			-0,426	0,000	4,525
Cub. Superior	1	-2,214	-2,214			0,609	0,000	5,549
Sist. Compresores	1	-5,200	-5,200			8,000	1,600	3,900
Total de peso desembarcado			9,994			4,187	0,832	4,427
<b>Pesos montados</b>								
Grúa. Pórtico	1	9,650	9,650			0,741	0,000	4,503
Rov	1	1,200	1,200			0,723	0,442	3,973
Grúa. Cub. Sup	1	1,920	1,920			8,384	-2,184	6,156
Aux. Emergencia.	1	3,140	3,140			7,087	2,160	3,860
Total de peso embarcado			15,910			2,915	0,196	4,535
<b>Personal a bordo</b>								
Tripulación en puente	2	0,075	0,15			14,616	0	6,668
Tripulación en Cámara de Máquinas.	2	0,075	0,15			6,384	0	1,888
Pasaje en Sala de Análisis	7	0,075	0,525			10,179	0	1,500

Capítulo 8: Sexta reforma

Pasaje en Cubierta Superior	4	0,075	0,3			7,816	0	6,180
Tanques								
Servo. Babor	98%	5,020	4,920	5,977	5,857	0,226	-1,852	2,789
Servo. Estribor	98%	7,119	6,977	8,475	8,306	0,853	1,857	2,709
Servo. Popa	98%	4,619	4,527	4,619	4,527	-1,215	0,000	2,810
Servo.F1	98%	0,731	0,717	0,871	0,853	2,538	-2,412	2,653
Servo.F2	98%	0,979	0,959	1,165	1,142	2,522	-1,630	2,409
Servo.F3	98%	1,355	1,328	1,473	1,443	2,520	-0,804	2,311
Servo.F4	98%	1,319	1,293	1,434	1,406	2,519	0,061	2,305
Máquinas. Babor	98%	2,639	2,586	2,639	2,586	7,042	-1,771	0,952
Máquinas. Estribor	98%	2,639	2,586	2,639	2,586	7,042	1,771	0,952
Bodega. Popa. Babor.	98%	3,289	3,223	3,915	3,837	10,250	-1,097	0,706
Bodega. Popa. Estribor.	98%	3,289	3,223	3,915	3,837	10,250	1,097	0,706
Bodega. Proa. Babor.	98%	4,451	4,362	5,299	5,193	13,147	-1,047	0,880
Bodega. Proa. Estribor.	98%	4,451	4,362	5,299	5,193	13,147	1,047	0,880
Sollado. Babor	98%	2,092	2,050	2,490	2,441	16,161	-0,675	1,080
Sollado. Estribor	98%	2,092	2,050	2,490	2,441	16,161	0,675	1,080
Proa. Babor	98%	2,968	2,909	2,968	2,909	18,478	-0,628	2,721
Proa. Estribor	98%	2,968	2,909	2,968	2,909	18,478	0,628	2,721
<b>TOTAL</b>			<b>200,682</b>	<b>58,638</b>	<b>57,465</b>	<b>8,14</b>	<b>-0,028</b>	<b>2,438</b>

Tabla 28. Situación de carga para la que se estudia el equilibrio.

Cabe destacar en la Tabla anterior que las medidas de los centros de gravedad se toman según la referencia de la perpendicular de popa para las medidas en la dirección de la eslora y la línea de crujía como referencia para las medidas en la dirección de la manga.

A continuación, también se detalla una Tabla con el contenido de cada uno de los tanques tenidos en cuenta en la experiencia de estabilidad (*Ver Tabla 28*).

Servo. Babor	Diésel
Servo. Estribor	Diésel

Servo. Popa	Diésel
Servo.F1	Diésel
Servo.F2	Diésel
Servo.F3	Aceite lubricante
Servo.F4	Aceite lubricante
Máquinas. Babor	Agua dulce
Máquinas. Estribor	Agua dulce
Bodega. Popa. Babor.	Diésel
Bodega. Popa. Estribor.	Diésel
Bodega. Proa. Babor.	Diésel
Bodega. Proa. Estribor.	Diésel
Sollado. Babor	Diésel
Sollado. Estribor	Diésel
Proa. Babor	Agua dulce
Proa. Estribor	Agua dulce

Tabla 29. Relaciones de los diferentes tanques que conforman la situación del buque en el estudio de estabilidad (Anon., s.f.)

Obsérvese que en la situación de cargas las deducciones corresponden a la parte del casco que se elimina por popa, así como la parte de cubierta superior correspondiente, a parte de los sistemas de compresores que comprendían lo que tras la reforma ocupa el auxiliar de emergencia.

Por su parte, los pesos que se han añadido son: el peso de la grúa pórtico seleccionada para el buque, la cual se instala en la popa de la cubierta principal, la grúa de brazo telescópico que se sitúa alrededor de la sección media del buque, sobre la cubierta superior, el dispositivo tipo “ROV” antes mencionado y por último el equipo generador de emergencia. Con respecto a esta última adición de carga es necesario resaltar que el peso del equipo diésel-generador de 1573 kg, se ha sometido a un coeficiente de mayoración que permite así establecer el valor global aproximado del peso que tendrá toda la instalación.

Finalmente se realiza el cálculo del equilibrio, el cual da los siguientes resultados (Véase Tabla 29):

$T_M$ (m)	2,651
$\Delta$ (t)	200,7
Escora (grados)	-1,6
$T_{PR}$ (m)	2,086

$T_{PP}$ (m)	3,215
$T_{LCF}$ (m)	2,756
Trimado (m)	1,13
$L_F$ (m)	21,454
$B \max_F$ (m)	6,325
Superficie mojada ( $m^2$ )	184,584
Área de la flotación ( $m^2$ )	116,476
Coefficiente prismático. (Cp)	0,647
Coefficiente de bloque. (Cb)	0,368
Coefficiente de la maestra. (Cm)	0,694
Coefficiente de al flot. (Cwp)	0,858
XB (m)	8,101
XF (m)	7,935
KB (m)	1,751
KG (m)	2,438
BMt (m)	1,686
BML (m)	18,478
GMt corregido (m)	0,997
GML (m)	17,789
KMt (m)	3,434
KML (m)	20,191
Inmersión (TPc) t/cm	1,194
MTc (t.m)	1,827
Máxima inclinación de cubierta (grados)	3,689
Ángulo de trimado (grados)	3,316

Tabla 30. Resultados del cálculo del equilibrio

Una vez conocidos los diferentes valores característicos del buque para su situación de navegación usual se pasa a la estimación de los coeficientes y rendimientos necesarios, que son:

- Rendimiento rotativo-relativo ( $\eta_R$ ):

## Capítulo 8: Sexta reforma

Este rendimiento se calcula en base a la fórmula empírica desarrollada por Helm (1980) para buques pequeños:

$$\eta_R = 0,826 + 0,01 \frac{L}{\nabla^{1/3}} + 0,02 \frac{B}{T} + 0,1 \cdot C_M . \quad (21)$$

- Coeficiente de estela ( $w$ ):

Este coeficiente se obtiene por medio de la formulación aportada por Heckscher para buques arrastreros:

$$w = 0,77 \cdot C_p - 0,28 . \quad (22)$$

- Coeficiente de succión ( $t$ ):

Este coeficiente se estima también a partir de la formulación de Heckscher para buques arrastreros de una sola hélice:

$$t = 0,77 \cdot C_p - 0,3 . \quad (23)$$

Otros datos que también se deben tener en cuenta son:

- Diámetro máximo ( $D_{m\acute{a}x}$ ), el cual se estima, teniendo en cuenta los huelgos, en 1,8 m.
- Velocidad nominal ( $V$ ), que se establece previamente en 12 nudos, que es la velocidad que se quiere que desarrolle el buque en navegación libre.

A continuación, se presenta una Tabla resumen donde se visualizan los parámetros que se han comentado (Véase Tabla 31):

<b>Datos preliminares</b>	
BHP (cv)	375
n (rpm)	1800
Kp	0.90
$\eta_M$	0.94
$\eta_R$	0.96
$D_{m\acute{a}x}$ (m)	1.80
V (nudos)	12
w	0.22
t	0.20
$I_e$ (m)	2.01

Tabla 31. Datos preliminares para el cálculo de la hélice óptima

Siendo:

- $n$  las revoluciones del motor, a las que habrá que aplicarle la acción de la reductora.



## Capítulo 8: Sexta reforma

- $K_p$  el factor de utilización de potencia suponiendo que el buque es de formas finas y rápido.
- $\eta_M$  teniendo en cuenta que la potencia del motor es baja.
- $I_e$  la inmersión del eje.

A partir de estos datos el cálculo se desarrolla de la siguiente forma:

En primer lugar, se presupone una relación área expandida-área disco ( $A_E/A_0$ ), a partir de esa relación y mediante las expresiones polinómicas de los resultados de los ensayos de propulsor aislado de las hélices de la Serie B de Wageningen se estudia el diámetro óptimo de la hélice. Posteriormente, para comprobar si la hélice cavita se calcula la relación área expandida - área disco mínima necesaria  $(A_E/A_0)_{min}$  para que no exista cavitación en función del diámetro óptimo calculado. En el caso de que la relación  $(A_E/A_0)$  estimada al principio sea inferior a la mínima requerida, habrá que repetir el procedimiento suponiendo una  $(A_E/A_0)$  superior. Una vez que se consigue que la hélice no cavite, se calculan los demás parámetros característicos por medio de las expresiones polinómicas.

El procedimiento anterior se realiza para los ensayos de propulsor aislado de hélices de 3 y 4 palas con el fin de establecer el tipo de hélice que presente un mayor rendimiento de propulsor aislado ( $\eta_0$ ).

Aplicando el procedimiento anterior los resultados para hélices de tres y cuatro palas se recogen en la siguiente Tabla (Véase Tabla 32):

<b>Z=3</b>		<b>Z=4</b>	
D (m)	1,730	D (m)	1,610
$A_E/A_0$	0,500	$A_E/A_0$	0,550
H/D	0,790	H/D	1,400
$\eta_0$	0,626	$\eta_0$	0,632

Tabla 32. Comparación de parámetros entre hélices de 3 y 4 palas

Tal y como se aprecia en los resultados, prácticamente no hay diferencias de rendimiento  $\eta_0$  entre una hélice de 3 palas y una de 4.

Por tanto, debido a las altas revoluciones a las que se estima que gire la hélice, 300 rpm, que son susceptibles de generar perturbaciones elevadas por medio de la línea de ejes hacia el casco, así como por medio del campo de presiones producido por el movimiento de la hélice, podría estimarse oportuna la elección de la hélice de más palas, para reducir así el efecto de las fuerzas perturbadoras, a pesar de que esto vaya en detrimento del rendimiento propulsivo.

### 8.2.2. *Representación gráfica de la hélice óptima*

Como ya se ha comentado la hélice óptima elegida pertenece a la serie B de Wageningen, esto implica que posea las características específicas de este tipo de hélices y que son comunes para todas las hélices de esta serie, estas son:

- Formas de los perfiles de ala de avión en secciones iguales o inferiores a 0,7R y de arco de círculo para secciones superiores a 0,7R.
- La ley de espesores máximos sigue una ley lineal.

## Capítulo 8: Sexta reforma

- El ángulo de lanzamiento (ángulo formado por la generatriz y la perpendicular a la directriz) es de  $15^\circ$ .

A su vez dentro de cada familia de hélices en la Serie los parámetros constantes son el número de palas y la relación  $A_E/A_0$ .

Por otro lado, las hélices de una misma familia se diferencian por medio de la relación Paso/Diámetro la cual varía décima a décima desde 0,5 a 1,4.

### 8.2.2.1. Dimensionamiento del propulsor

Para el dimensionamiento y la posterior representación gráfica del modelo de la hélice es necesario en un primer lugar determinar las secciones de las palas y posteriormente los espesores de dichas secciones, configurando así las palas de la hélice. Cabe destacar que todas las dimensiones, tanto las relacionadas con las formas de las secciones como con sus espesores dependen de los parámetros principales, que son:

- Diámetro ( $D$ )
- Número de palas ( $Z$ )
- Relación Área expandida/Área disco ( $A_E/A_0$ )
- Relación Paso/ Diámetro ( $H/D$ )

A continuación, se presenta un croquis con la nomenclatura de las dimensiones y partes características de un perfil de hélice (Véase Figura 66):

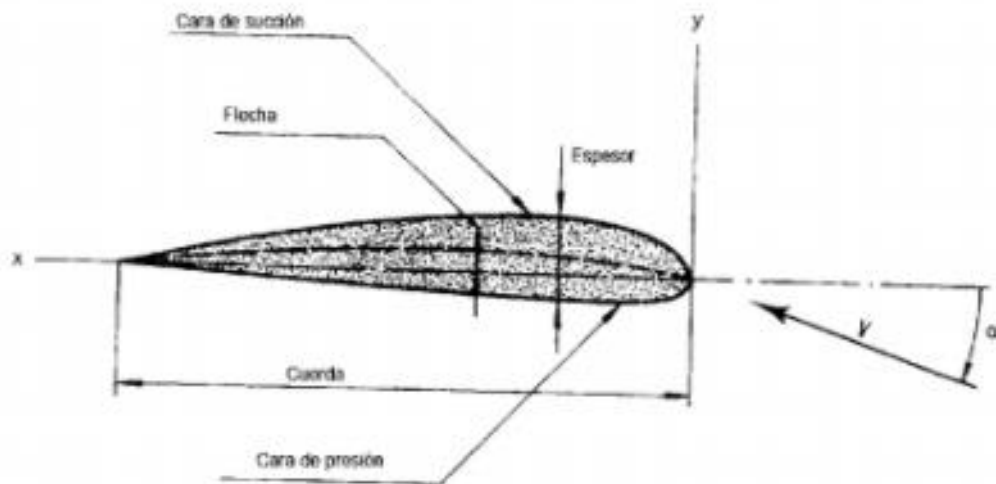


Figura 66. Partes básicas de la sección de una pala

### 8.2.2.2. Secciones de las palas

El dato principal que determinará el tamaño de la sección será la cuerda o longitud máxima de la sección que se calculará según la fórmula (Canal de Wageningen, s.f.):

$$c(r) = \frac{k(r) \cdot D \cdot A_E/A_0}{Z} \quad (24)$$

## Capítulo 8: Sexta reforma

Para la fórmula anterior el valor de  $A_E/A_0$  se obtiene a partir del número de palas según los diferentes modelos que se fabricaron para la serie y que se recogen en la siguiente Tabla (Véase Tabla 33):

Número de palas	2	3	4	5	6	7
Relación $A_E/A_0$	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55
	0,38	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7
		0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
		0,8	0,85	0,9	0,95	
			1	1,05		

Tabla 33. Relación de número de palas y  $A_E/A_0$  para las que se construyeron modelos (Canal de Wageningen, s.f.)

Por otra parte, el valor del parámetro  $k(r)$  se obtiene de la siguiente Tabla (Véase Tabla 34):

$r/R$	$K(r)$	Skew/c(r)
0,2	1,600	0,081
0,3	1,832	0,084
0,4	2,023	0,080
0,5	2,163	0,070
0,6	2,243	0,052
0,7	2,247	0,024
0,8	2,132	-0,020
0,85	2,005	-0,052
0,9	1,798	-0,098
0,95	1,434	-0,182
0,975	1,220	-0,273

Tabla 34. Contorno de pala de los propulsores de la serie BB (Canal de Wageningen, s.f.)

Nótese que el valor de  $k(r)$  se obtiene en base a la serie BB y no a la serie B ya que cuando se proyectan propulsores de la serie B se recomienda usar los contornos de la serie BB.

El valor de *skew* hace referencia a la desviación de la generatriz con respecto al punto medio de la cuerda. Como se aprecia en la Tabla 34, el valor del *skew* se da adimensionalizado por medio de la cuerda. Este dato es fundamental para el cálculo de las distancias desde la generatriz a los bordes de entrada ( $I_e(r)$ ) y desde la generatriz al borde de salida ( $I_s(r)$ ).

## Capítulo 8: Sexta reforma

Otro dato importante a tener en cuenta para la representación es el ángulo de paso de la sección, definido de forma genérica como el ángulo formado por la tangente a una línea hélice en un punto de la misma con la tangente a la sección recta del cilindro que contiene a dicho punto. Este ángulo ( $\Phi$ ) depende tanto del paso ( $H$ ) como de la sección, definida por  $r$  (Canal de Wageningen, s.f.):

$$\Phi = \arctan \frac{H}{2\pi r} . \quad (25)$$

### 8.2.2.2.1. *Espesor de las secciones*

Para la determinación de la geometría de las secciones es necesario conocer el espesor máximo de la sección ( $t_{m\acute{a}x}$ ), así como su posición ( $X_{m\acute{a}x}$ ). Para ello la Serie B aporta una Tabla en función de la sección y del número de palas (Véase Tabla 35):

r/R	$t_{m\acute{a}x}/ D$					$X_{m\acute{a}x}(r)/c(r)$
	3 palas	4 palas	5 palas	6 palas	7 palas	
0,2	0,0406	0,0366	0,0326	0,0286	0,0246	0,350
0,3	0,0359	0,0324	0,0289	0,0254	0,0219	0,350
0,4	0,0312	0,0282	0,0252	0,0222	0,0192	0,351
0,5	0,0265	0,0240	0,0215	0,0190	0,0165	0,355
0,6	0,0218	0,0198	0,0178	0,0158	0,0138	0,389
0,7	0,0171	0,0156	0,0141	0,0126	0,0111	0,443
0,8	0,0124	0,0114	0,0104	0,0094	0,0084	0,486
0,9	0,0077	0,0072	0,0067	0,0062	0,0057	0,500
1,0	0,0030	0,0030	0,0030	0,0030	0,60030	0,500

Tabla 35. Máximo espesor y posición del máximo espesor (Canal de Wageningen, s.f.)

El contorno de las secciones se determina a partir del espesor en una serie de puntos a lo largo de la cuerda de la sección. Para la determinación de estos espesores se utilizan 4 ecuaciones diferentes en función de la parte de la sección en la que se esté trabajando, para ello la sección se divide, longitudinalmente por medio del parámetro  $P$ , el cuál es una coordenada adimensional a lo largo de la cuerda desde el borde de ataque ( $P=1$ ) hasta el borde de salida ( $P=-1$ ), anulándose en  $X_{m\acute{a}x}$ . A su vez, en cada una de estas regiones la sección se divide de manera transversal por medio de la propia cuerda en la cara de presión (c.p) y la cara de succión (c.s). Es decir, la sección finalmente queda dividida en cuatro partes diferentes:

- Perfil de presión en el borde de entrada.
- Perfil de succión en el borde de entrada.
- Perfil de presión en el borde de salida.
- Perfil de succión en el borde de salida.

De esta manera las ecuaciones correspondientes a cada una de esas partes son (Canal de Wageningen, s.f.):

$$y_{cp} = V_1 \cdot t_{m\acute{a}x} \cdot \quad (26)$$

Para  $P > 0$  
$$y_{c.s} = (V_1 + V_2) \cdot t_{m\acute{a}x} \cdot \quad (27)$$

$$y_{cp} = V'_1 \cdot t_{m\acute{a}x} \cdot \quad (28)$$

Para  $P \leq 0$  
$$y_{c.s} = (V'_1 + V'_2) \cdot t_{m\acute{a}x} \cdot \quad (29)$$

Donde:

$V_1$  y  $V_2$  son funciones tabuladas dependientes de  $r/R$  y  $P$ .

$y_{cp}$  y  $y_{c.s}$  son las ordenadas que determinan los espesores en la cara de presión y de succión respectivamente, con origen en la cuerda y en cada uno de los puntos determinados por el valor de  $P$ .

### 8.2.2.3. Programación de la geometría de la hélice

En este apartado se expone el programa llevado a cabo, en código de lenguaje “Python”, para la automatización del cálculo de los parámetros característicos de la hélice, así como la programación que traduce los datos obtenidos de la geometría en el propio modelo “3d” de la hélice (Python, 1997). Los datos de la geometría están calculados en base al dimensionamiento de la hélice comentado en el apartado anterior. Por su parte, la modelización automática se lleva a cabo en Rhinoceros 6 (Rhinoceros, 1997).

La programación llevada a cabo se puede dividir en dos grandes bloques, el primer bloque, que engloba todo el lenguaje desarrollado para realizar los cálculos de los parámetros característicos del dimensionamiento y una segunda parte que se encarga de modelar la hélice a partir de los datos obtenidos en el primer bloque de programación.

El programa se inicia con la solicitud por pantalla de los cuatro datos característicos que definen la hélice, que, tal y como se expuso al inicio del apartado 8.2.2.1 *Dimensionamiento del propulsor*, son: Diámetro, número de palas, relación área expandida área disco y relación paso diámetro. Estos parámetros constituyen la base para el cálculo de todas las dimensiones de la hélice, y son por tanto los 4 parámetros que el programa solicitará al usuario para comenzar el cálculo. En esta primera fase de solicitud de información, cabe destacar que los datos que se introduzcan por teclado deberán de ser datos que procedan, es decir, para los que existan modelos estudiados en la serie B. Esto restringe principalmente el cálculo a las hélices cuyas relaciones  $A_E/A_0$  hayan sido estudiadas en la serie B.

Una vez el programa cuenta con los datos de entrada, la forma que tiene de realizar los cálculos es mediante un bucle tipo *while* por el cual se van realizando todas las operaciones hasta la modelización “3d” para cada sección. Una vez se ha representado ésta, el programa vuelve a entrar en el bucle *while* y hace lo mismo con la siguiente sección, así sucesivamente hasta conformar la geometría de todas las secciones. Cuando el programa sale del bucle, esto es una vez modelada la sección  $r=R$ , se unen los perfiles mediante líneas y se añaden las superficies, configurando así el modelo de una de las palas. El paso final del programa es generar el número de palas y el núcleo.

Estudiando más detalladamente el primer bloque de programación:

Una vez el programa entra en el bucle principal con los datos de una nueva sección, lo primero que se realiza es el cálculo del parámetro  $k(r)$  y el de la desviación ( $skew$ ). Ciertamente no es un cálculo como tal sino, una acción de búsqueda en las tablas, previamente definidas en el programa, de los parámetros correspondientes a la sección que se está tratando (Véase Figura 67):

```

155: while r_R<=1:
156: >   k=0
157: >   while k<len(tabla_para_K):
158: >     >   if r_R==tabla_para_K[k]:
159: >     >     >   K=tabla_para_K_1[k]
160: >     >     >   skew=tabla_para_SKEW[k]
161: >     >     >   if(r_R==0.925):
162: >     >     >     >   print("K..",K)
163: >     >     >     >   print("skew..",skew)
164: >     >   k=k+1

```

Figura 67. Parte del código donde se determinan los parámetros  $k(r)$  y  $skew$

Posteriormente, a partir del dato del parámetro  $k(r)$  calculado, se determina la cuerda (la cuerda queda determinada en el programa por la variable  $cr$ ), así como los datos de ( $I_e(r)$ ) y ( $I_s(r)$ ). (Véase Figura 68):

```

172: >   #Calculo de Cr
173: >   cr=(K*D*Ae_A0)/Z
174: >   skew=skew*cr
175: >   le=(cr/2)+skew
176: >   ls=(cr/2)-skew
177: >   if(r_R==0.925):
178: >     >     >   print("cr..",cr)

```

Figura 68. Cálculo de la cuerda, así como de las distancias generatriz-borde de salida y generatriz-borde de entrada

El siguiente paso es el cálculo del espesor de las secciones, concretamente la búsqueda en la Tabla correspondiente (Véase Tabla 35) del espesor máximo de la sección que se está estudiando ( $t_{m\acute{a}x}$ ) en cada iteración, así como su coordenada a lo largo de la cuerda ( $X_{m\acute{a}x}$ ). (Véase Figura 69):

## Capítulo 8: Sexta reforma

```
180 > #CALCULOS DEL ESPESOR DE LAS SECCIONES
181 > k=0
182 > for i in lista_r_R:
183 >     > if Z==3 and r_R==lista_r_R[k]:
184 >         >     > tmax=listapara3palas[lista_r_R[k]]
185 >         >     > xmax=listaparaXmax[lista_r_R[k]]
186 >         >     > break;
187 >     > elif Z==4 and r_R==lista_r_R[k]:
188 >         >     > tmax=listapara4palas[lista_r_R[k]]
189 >         >     > xmax=listaparaXmax[lista_r_R[k]]
190 >         >     > if (r_R==0.925):
191 >         >         >     > print("tmax es..", tmax)
192 >         >         >     > print("xmax es...", xmax)
193 >         >         >     > break;
194 >     > elif Z==5 and r_R==lista_r_R[k]:
195 >         >     > tmax=listapara5palas[lista_r_R[k]]
196 >         >     > xmax=listaparaXmax[lista_r_R[k]]
197 >         >     > break;
198 >     > elif Z==6 and r_R==lista_r_R[k]:
199 >         >     > tmax=listapara6palas[lista_r_R[k]]
200 >         >     > xmax=listaparaXmax[lista_r_R[k]]
201 >         >     > break;
202 >     > else:
203 >         >     > if (r_R==lista_r_R[k]):
204 >         >         >     > tmax=listapara4palas[lista_r_R[k]]
205 >         >         >     > xmax=listaparaXmax[lista_r_R[k]]
206 >         >         >     > break;
207 >     > k=k+1
208 > tmax=tmax*D
```

Figura 69. Búsqueda en tablas del valor del espesor máximo de la sección, así como su coordenada

Posteriormente se realiza el cálculo de las ordenadas de cada una de las partes de la sección tal y como se explica en el apartado anterior, mediante las expresiones 19, 20, 21 y 22. En esta parte del programa se tiene a bien la definición de funciones para ejecutar los cálculos tanto de las ordenadas del perfil de entrada como los del perfil de salida (Véase Figura 70):

```
277 > def CalculoOrdenadaPerfilEntrada(lista):
278 >     > Ordenadas=[]
279 >     > k=0
280 >     > for i in lista:
281 >         >     > aux=lista[k]*(tmax)
282 >         >     > Ordenadas.append(aux)
283 >         >     > k=k+1
284 >     > return Ordenadas
285 > def CalculoOrdenadaPerfilSalida(listal,lista2):
286 >     > Ordenadas=[]
287 >     > k=0
288 >     > for i in listal:
289 >         >     > aux=(listal[k]+lista2[k])*(tmax-0)
290 >         >     > #print("El valor de aux es", aux)
291 >         >     > Ordenadas.append(aux)
292 >         >     > k=k+1
293 >     > return Ordenadas
```

Figura 70. Funciones para el cálculo de las ordenadas en los perfiles de entrada y de salida

Una vez definidas las funciones, el programa las aplica en función de las tablas correspondientes y en función del factor  $P$  definido en el capítulo anterior. La

determinación de las ordenadas en el borde de presión de la sección de cuerda correspondiente a  $P>0$  se aprecia en la Figura 71 (Véase Figura 71):

```

294 > #Calculo del valor de las ordenadas para p>0:
295 > #borde de preseion
296 > if(r_R==0.15):
297 >     Ordenadasp=CalculoOrdenadaPerfilEntrada(quinzeVle)
298 > elif(r_R==0.20):
299 >     Ordenadasp=CalculoOrdenadaPerfilEntrada(veinteVle)
300 >
301 > elif(r_R==0.25):
302 >     Ordenadasp=CalculoOrdenadaPerfilEntrada(veinticincoVle)
303 >
304 > elif(r_R==0.30):
305 >     Ordenadasp=CalculoOrdenadaPerfilEntrada(treintaVle)
306 >
307 > elif(r_R==0.40):
308 >     Ordenadasp=CalculoOrdenadaPerfilEntrada(cuarentaVle)
309 >
310 > elif(r_R==0.50):
311 >     Ordenadasp=CalculoOrdenadaPerfilEntrada(cincuentaVle)
312 >
313 > elif(r_R==0.60):
314 >     Ordenadasp=CalculoOrdenadaPerfilEntrada(sesentaVle)
315 >
316 > elif(r_R>=0.70):
317 >     Ordenadasp=CalculoOrdenadaPerfilEntrada(setentacienVle)

```

Figura 71. Cálculo del valor de las ordenadas para  $P>0$  sobre el borde de presión

Una vez se conocen todos los datos geométricos necesarios para la modelación “3d” de la sección, el programa pasa al segundo bloque de programación que se encarga de la representación gráfica de dicha sección. Para ello es imprescindible cargar la librería “*rhinoscriptsyntax*” (Rhinoceros, 1997), la cual permite programar la modelización en el entorno de Rhinoceros 6.

Cabe destacar que este bloque de programación es el que guarda mayor complejidad de código.

El inicio de la representación comienza estableciendo el punto  $X_{máx}$  a la altura que corresponda sobre el núcleo de la hélice según el radio de la sección que se esté estudiando. A partir de este punto se divide la cuerda mediante puntos en los diferentes valores que toma el parámetro  $P$  a lo largo de ella y posteriormente sobre cada uno de dichos puntos se establece el valor de la ordenada correspondiente mediante nuevos puntos. Una vez se tienen los puntos de las ordenadas de toda la sección, se unen estos mediante líneas para, finalmente, rotar la sección los grados requeridos según el ángulo de paso.

Más concretamente, en el primer paso se establece el punto medio de la cuerda de la pala que pasa por la sección en estudio ( $p0$ ), este punto se determina en función del radio  $r$  de la sección. Una vez se determina el punto  $p0$ , éste se guarda en una tupla para poder representar al final del programa la línea de puntos medios a través de toda la pala. Posteriormente, con el fin de poder representar al final la línea de *skew*, se calcula el punto correspondiente a este desvío ( $p0l$ ) a partir del punto  $p0$ , el cual también se guarda en otra tupla para representar la línea de *skew* al final.



Una vez representado  $p0$ , aprovechando sus coordenadas, se calcula el punto correspondiente al máximo espesor de la sección ( $p1$ ) (Véase Figura 72):

```

431 > ParaHacerGrupo=[]
432 > Pala=[]
433 > rs.AddLayer("circulo","Black")
434 > rs.CurrentLayer("circulo")
435 > plane=rs.WorldZXPlane()
436 > PlaneRotado=rs.RotatePlane(plane, 22.5, axis=(0, 0, 1))
437 > Equation=rs.PlaneEquation(PlaneRotado)
438 > r=(r_R*(D/2))
439 > circulo=rs.AddCircle(PlaneRotado,r)
440 > rs.HideObject(circulo)
441 > center=rs.AddPoint(0,0,0)
442 > .....
443 > p0=rs.AddPoint(0,0,r)
444 > aux01=((skew/r)*(180/math.pi))
445 > p01=rs.RotateObject(p0, center, aux01, axis=(0,1,0), copy=True)
446 > Generatriz.append(p0)
447 > Skew.append(p01)
448 > aux=((cr/2)-xe)/r*(180/math.pi)
449 > p1=rs.RotateObject(p01, center, aux, axis=(0,1,0), copy=True)
450 > rs.CurrentLayer("circulo")
451 > Generatriz.append(p0)
452 > Skew.append(p01)
453 > ParaHacerGrupo.append(Generatriz[cont])
454 > Pala.append(Generatriz[cont])
455 > ParaHacerGrupo.append(Skew[cont])
456 > Pala.append(Skew[cont])
457 > cont=cont+1

```

Figura 72. Programación de la línea de skew y de la coordenada del máximo espesor

A continuación, a partir de  $p1$  se divide la cuerda en base a  $P$ . Tales divisiones se modelizan mediante puntos que se guardan en la tupla “*points*” de la siguiente forma (Véase Figura 73):

## Capítulo 8: Sexta reforma

```
462 > ##### DIVISION DE LA LONGITUD EN LAS DIFERENTES PARTES EN QUE SE DIVIDE LA ZONA DESDE EL MAX ESPESOR HASTA BORDE ENTRADA####
463 > points=[p1]
464 > aux=0
465 > k=2
466 > for I in range(10):
467 >     if(k==2):
468 >         if(r_R==1):
469 >             aux=aux + (((xe*0.2)/r)*(180/3.14159))
470 >         else:
471 >             aux= aux + (((xe*0.2)/r)*(180/3.14159))
472 >             p=rs.RotateObject(p1,center,aux,axis=(Equation[0],Equation[1], Equation[2]) , copy=True)
473 >             points.append(p)
474 >         elif(k<=3):
475 >             if(r_R==1):
476 >                 aux=aux + (((xe*0.6)/r)*(180/3.14159))/6)
477 >             else:
478 >                 aux= aux + (((xe*0.6)/r)*(180/3.14159))/6)
479 >                 p=rs.RotateObject(p1,center,aux,axis=(Equation[0],Equation[1], Equation[2]), copy=True)
480 >                 points.append(p)
481 >             else:
482 >                 if(r_R==1):
483 >                     aux=aux + (((xe*0.2)/r)*(180/3.14159))/4)
484 >                 else:
485 >                     aux= aux + (((xe*0.2)/r)*(180/3.14159))/4)
486 >                 p=rs.RotateObject(p1,center,aux,axis=(Equation[0],Equation[1], Equation[2]), copy=True)
487 >                 points.append(p)
488 >             k=k+1
489 > #rs.HideObjects(points)
490 > rs.AddLayer("Rojo", Color.Red)
491 > rs.AddLayer("0", Color.Black)
492 > rs.AddLayer("1", Color.Blue)
493 > rs.AddLayer("2", Color.Orange)
494 > rs.AddLayer("3", Color.Purple)
495 > rs.AddLayer("4", Color.Yellow)
```

Figura 73. División de la cuerda en base al parámetro P para el tramo P>0

Para establecer los puntos referentes a las ordenadas en cada uno de los puntos en que se divide la cuerda, en primer lugar, se obtienen las coordenadas de cada punto de la tupla “*points*”, acto seguido se modifica la coordenada y en base al valor de ordenada calculado antes y finalmente se representa el nuevo punto guardándose de nuevo en otra tupla (py1, py2, py3, py4) para poder ser tratado con posterioridad. Este proceso se halla en un bucle del tipo “*for*” que permite establecer los puntos de ordenadas de cada una de las partes en las que se ha dividido la sección, de forma automática.

```
507 > #####PUNTOS PERFIL DE PRESION BORDE DE ENTRADA####
508 > coordyppba=Ordenadasp
509 > pyl=[]
510 > print("para", r_R,"points mide...",len(points))
511 > for I in range(10):
512 >     coordp= rs.PointCoordinates(points[I], point=None)
513 >     if r_R==1:
514 >         p=rs.AddPoint(coordp[0],0,coordp[2])
515 >         pyl.append(p)
516 >     else:
517 >         p=rs.AddPoint(coordp[0],coordyppba[I],coordp[2])
518 >         pyl.append(p)
519 > coordypsba=Ordenadass
```

Figura 74. Generación de los puntos que delimitan el contorno de la sección en el perfil de presión del borde de entrada

Una vez determinado el perfil de la sección mediante puntos, se unen estos mediante líneas.

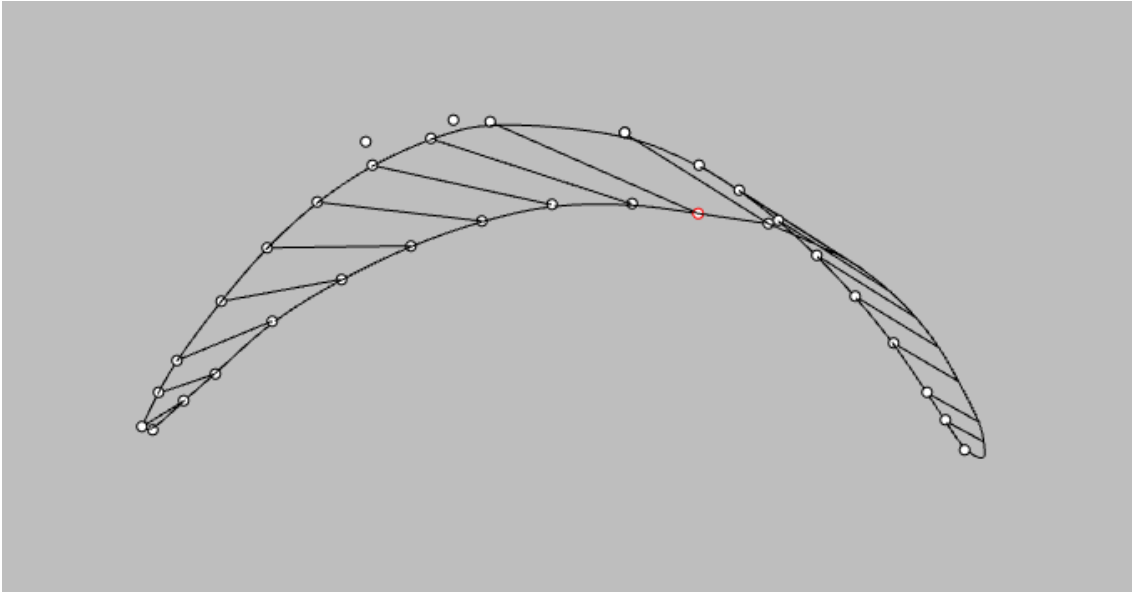


Figura 75. Representación gráfica de la sección  $r = 0.2$

Una vez se consigue modelizar el contorno de la sección se le aplica el ángulo de paso correspondiente por medio del siguiente código (Véase Figura 76):

```
681 > ParaRotar=rs.ObjectsByGroup("Perfil")
682 > PerfilRotado=rs.RotateObjects(ParaRotar, (0,0,0), anguloPaso*(180/math.pi), axis=(0,0,1), copy=False)
```

Figura 76. Código necesario para aplicarle el ángulo de paso a la sección

Finalmente, el proceso dentro del bucle “while” inicial llega a su fin y comienza un nuevo ciclo para la sección siguiente hasta que se llega a la sección  $r=R$ , donde el programa sale del bucle.

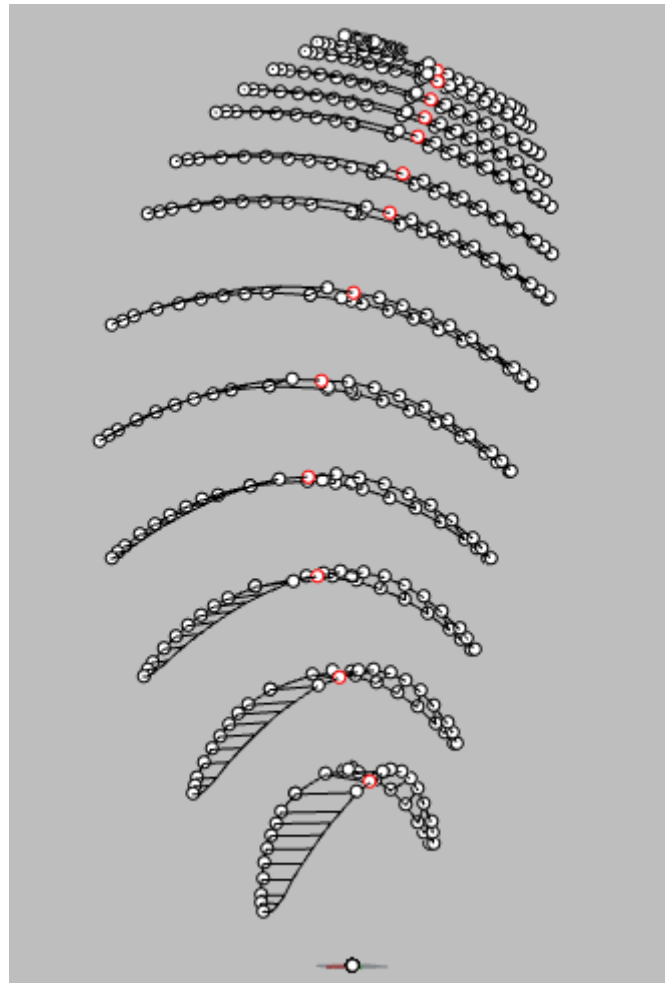


Figura 77. Modelización automática de las secciones de una pala

El siguiente paso consiste en proporcionar superficies a la pala, para ello se unen las diferentes secciones mediante líneas por medio de los puntos guardados en las tuplas “*py1*” “*py2*” “*py3*” “*py4*”.

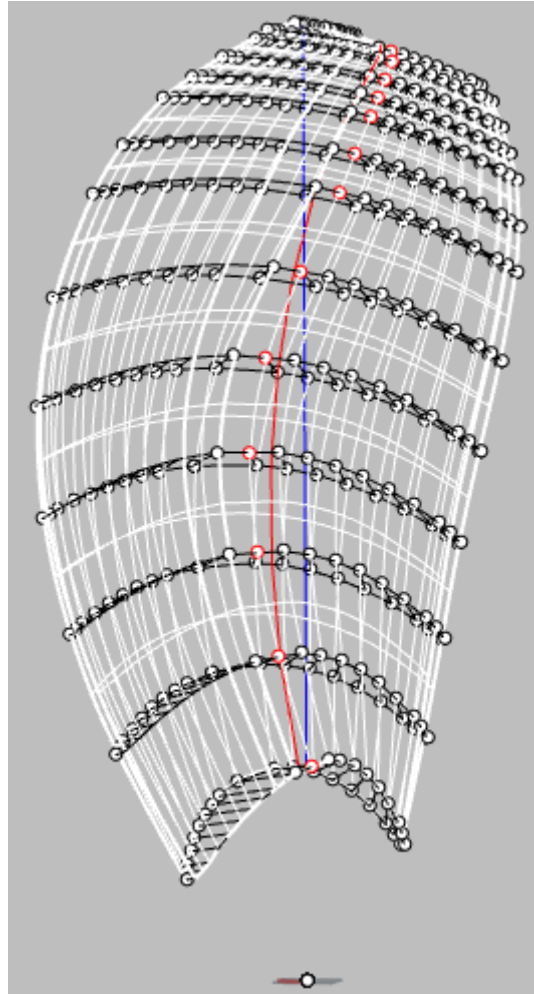


Figura 78. Unión de las diferentes secciones mediante líneas

Nótese en la Figura 78 (Véase Figura 78) como se modeliza la línea referente al *skew* en color rojo y la línea que une los puntos medios de las cuerdas en color azul.

Cabe destacar en este paso de la modelización que las líneas de unión entre secciones son curvas de tipo “*nurbs*” de grado 2 donde los puntos de control corresponden a los puntos que se han usado para definir las secciones. Por tanto, debido a la naturaleza de este tipo de curvas y más concretamente al peso de los puntos de control, estas no pasarán exactamente por los puntos de las secciones, afectando así a la fidelidad del modelo con respecto a las formas reales de la pala. Este hecho afecta principalmente a las zonas donde se producen curvas más acentuadas, es decir, hacia las secciones próximas a  $r=R$ .

Una vez se han representado las líneas se establecen las superficies que dan por finalizada la modelización total de la pala.

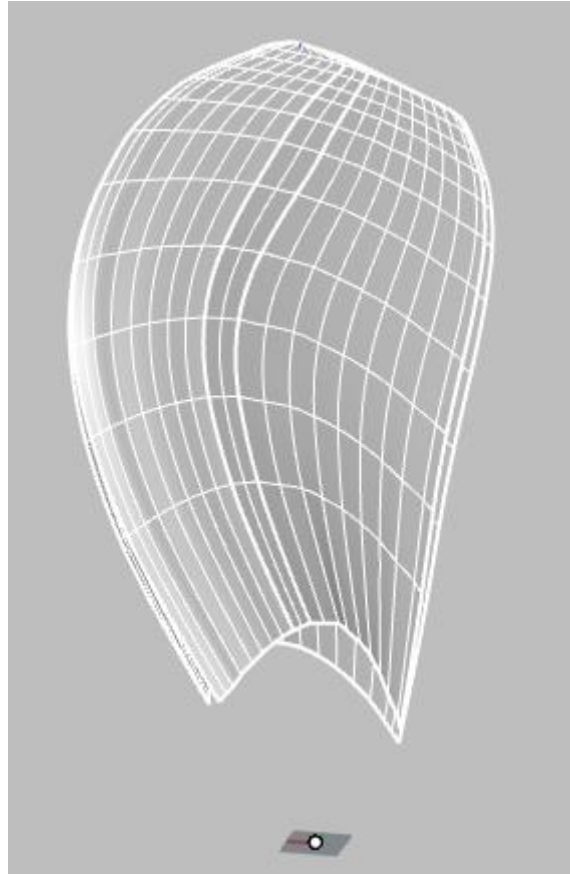


Figura 79. Modelización de superficies de una pala

Nótese que el programa no tiene en cuenta el cálculo de los bordes de entrada y salida, simplemente muestra una modelización básica y aproximada de las formas de la hélice.

El siguiente paso en el desarrollo del programa consiste en la representación del número de palas de la hélice, lo cual se lleva a cabo mediante el siguiente bloque de código (Véase Figura 80):

```

809: ##### NUMERO DE PALAS#####
810: rs.AddGroup("ParaRotar")
811: rs.AddObjectsToGroup([superficie1,superficie2,superficie3,superficie4], "ParaRotar")
812: rs.AddObjectsToGroup(LineasUnionPerfiles, "ParaRotarTodo")
813: ParaMoverTodo=rs.ObjectsByGroup("ParaRotar")
814: k=0
815: Angulo=0
816: while k<=Z:
817:     Angulo=(360/Z)
818:     PalaCopiada=rs.CopyObject(ParaMoverTodo, (0,0,0))
819:     rotacion=rs.RotateObjects(ParaMoverTodo,(0,0,0), Angulo, axis=(0,1,0), copy=False)
820:     ParaMoverTodo=rotacion
821:     k=k+1
    
```

Figura 80. Código referente a la implementación del número de palas

Como se aprecia en el código anterior, la generación de las diferentes palas se consigue sin más que copiar y rotar la pala generada inicialmente de manera equiespaciada alrededor del núcleo según Z. Nótese en el código que, para optimizar el programa, lo que se copia de la pala primitiva no es más que las superficies generadas.

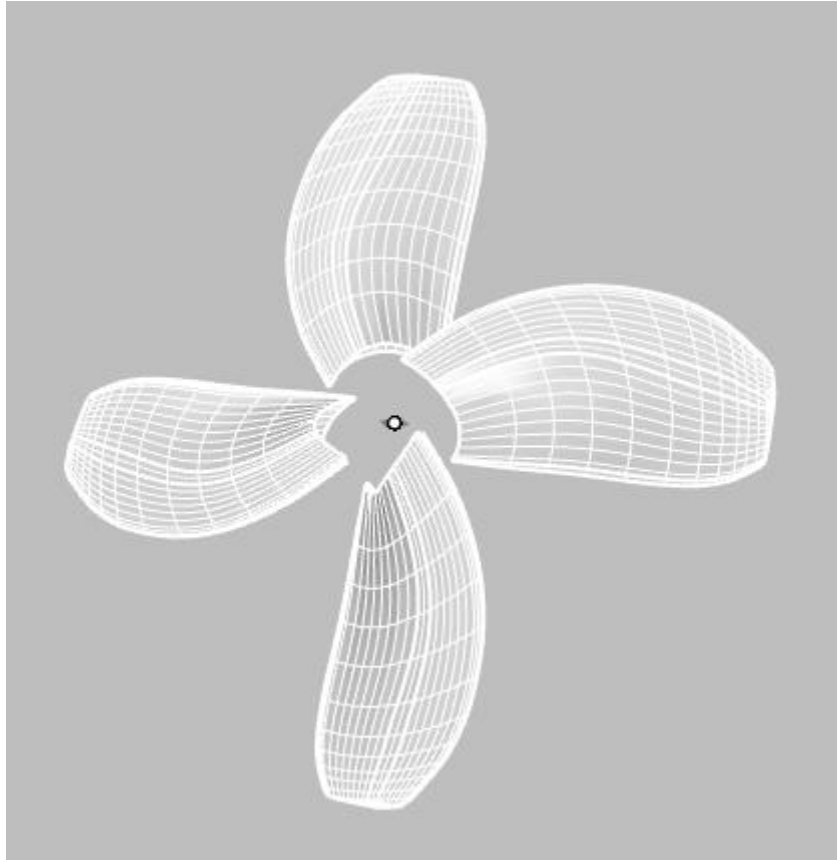


Figura 81. Modelización de las palas de la hélice

El paso final del programa consiste en la determinación y representación del núcleo de la hélice tal y como lo define la serie B en su apartado 1.6, el cual presenta un diámetro de núcleo concreto para hélices de tres palas del 18% del diámetro del propulsor y un diámetro de núcleo de  $1/6$  el diámetro del propulsor para el resto de las hélices de la serie.

El código implementado para el cálculo y representación gráfica del núcleo es el siguiente (Véase *Figura 82*):

```
823 ##### NUCLEO #####
824 if Z==3:
825     ....radio_eje=(0.18*(D/2))
826     ....centro=rs.AddPoint(0,-20,0)
827     ....plane=rs.WorldZXPlane()
828     ....eje=rs.AddCylinder(plane, 2000,radio_eje, cap=True)
829     ....v_mov=(0,-500,0)
830     ....eje=rs.MoveObject(eje,v_mov)
831     ....remate=rs.AddSphere(plane,radio_eje)
832     ....remate=rs.MoveObject(remate,v_mov)
833 else:
834     ....radio_eje=(0.16*(D/2))
835     ....centro=rs.AddPoint(0,-20,0)
836     ....plane=rs.WorldZXPlane()
837     ....eje=rs.AddCylinder(plane, 2000,radio_eje, cap=True)
838     ....v_mov=(0,-500,0)
839     ....eje=rs.MoveObject(eje,v_mov)
840     ....remate=rs.AddSphere(plane,radio_eje)
841     ....remate=rs.MoveObject(remate,v_mov)
```

Figura 82. Código referente al cálculo y representación de la geometría del núcleo de la hélice

Finalmente, se presentan los dos modelos de hélice seleccionados por medio del cálculo de la hélice óptima representados por medio del programa implementado (*Véase Figura 83*):



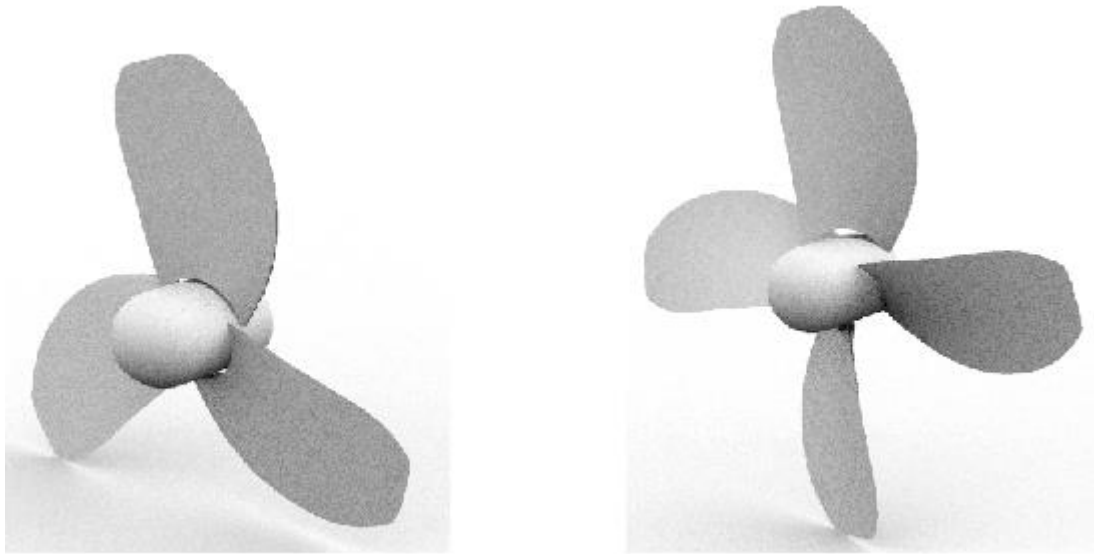


Figura 83. Comparación de los dos modelos de hélice calculado

<b>Z=3</b>		<b>Z=4</b>	
D (m)	1,730	D (m)	1,610
$A_E/A_0$	0,500	$A_E/A_0$	0,550
H/D	0,790	H/D	1,400
$\eta_0$	0,626	$\eta_0$	0,632

Tabla 36. Datos de las hélices propuestas

# CONCLUSIÓN

En este trabajo se ha tratado de exponer un conjunto de reformas orientadas a la transformación funcional del buque “Ciudad de Cartagena”, convirtiéndolo así en un buque apto para llevar a cabo tareas relacionadas con la docencia a bordo.

En primer lugar, se ha modificado la antigua bodega de carga otorgándole las condiciones de habitabilidad precisas para adaptarla así, a un compartimento destinado a labores de control de máquinas.

Siguiendo la misma línea de aprovechamiento del compartimentado original, en el capítulo 4 se ha abordado la reforma de la sala de compresores, adaptándola como sala destinada al alojamiento del motor auxiliar de emergencia. En este sentido se realiza el estudio de la ventilación pertinente para el correcto funcionamiento de la maquinaria.

En el capítulo 5 se realiza el estudio de la resistencia de la cubierta superior para analizar la viabilidad de la instalación de una grúa de brazo extensible. De la misma forma, en el capítulo 6 se lleva a cabo un estudio de resistencia estructural de la cubierta principal con el objetivo de instalar una grúa pórtico para la puesta a flote de artefactos tipo “ROV”.

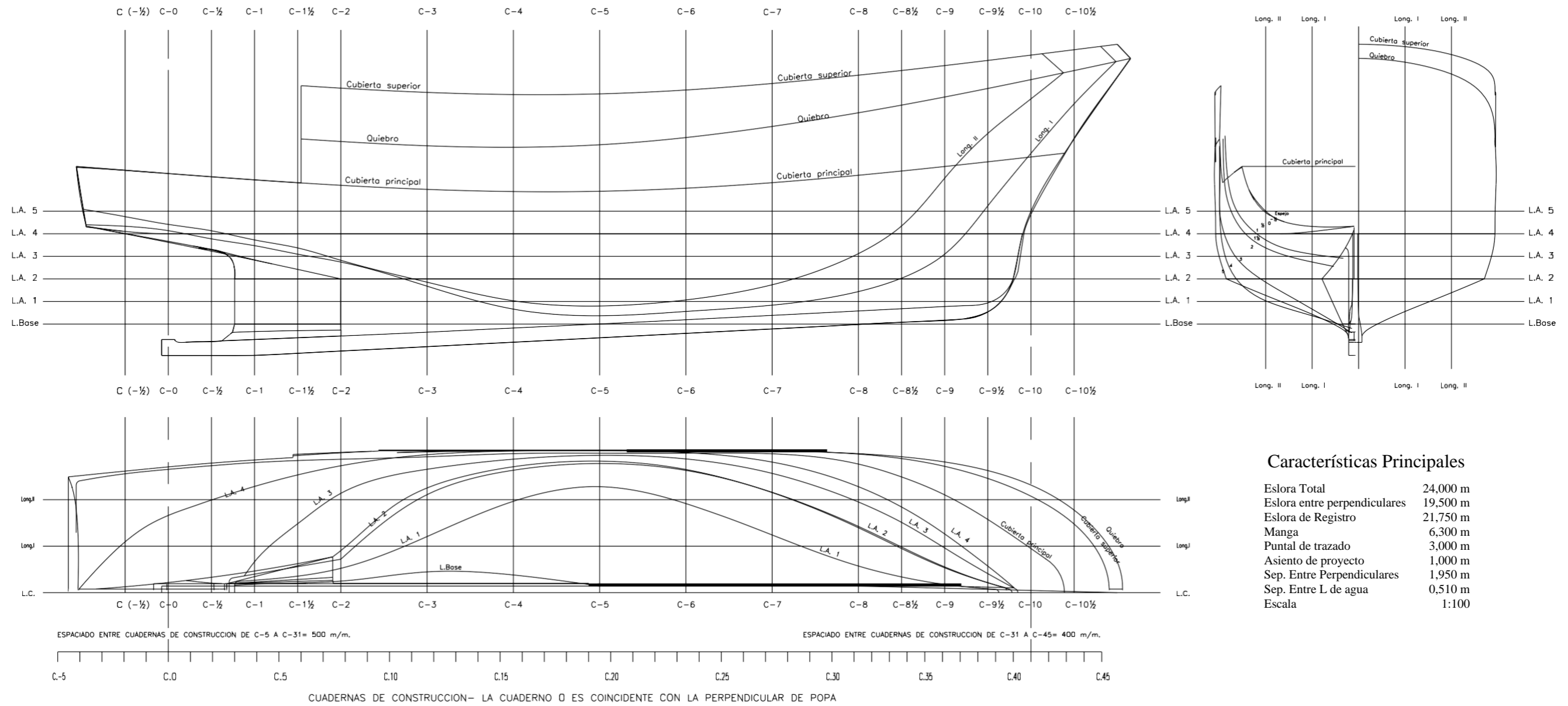
Derivado de los cambios de pesos producidos a lo largo de las reformas, se estudia el nuevo francobordo, así como el cálculo de estabilidad para la situación de pesos normal que se prevé que tenga el buque. Finalmente, se lleva a cabo un estudio detallado del diseño de una nueva hélice adaptada a la nueva situación del buque. Este estudio, se complementa con el desarrollo de un código informático, en lenguaje de programación “Python”, que desarrolla de manera automática la modelización de hélices basadas en la serie B de *Wageningen* a partir de cuatro parámetros de entrada.

# BIBLIOGRAFÍA

- American Society of Heating , Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2018. *ASHRAE*. [Online]  
Available at: <https://www.ashrae.org/>  
[Accessed 2020].
- Anon., n.d. *Planos de Disposición General del buque "Ciudad de Cartagena"*. s.l.:s.n.
- Anon., n.d. *Planos de formas del buque "Ciudad de Cartagena"*. s.l.:s.n.
- Asociación Española de Normalización y Certificación , 1999. *UNE-EN ISO 8861*. Madrid: s.n.
- Asociación Española de Normalización y Certificación , 2012. *UNE-EN 12464-1*. Madrid: s.n.
- Boletín Oficial del Estado, 1997. *Real Decreto 486/1997*. Madrid: s.n.
- Boletín Oficial del Estado, 1999. *Real Decreto 1247/1999*. España: s.n.
- Boletín Oficial del Estado, 2007. *Real Decreto 543/2007*. Madrid: s.n.
- Boletín Oficial del Estado, 2011. *Real Decreto 457/2011*. Madrid: s.n.
- Boletín Oficial del Estado, 2012. *Resolución MSC.337 (91)*. Madrid: s.n.
- Canal de Wageningen, n.d. *Apéndice I, Geometría de la Serie B de Wageningen*, Wageningen: s.n.
- Canal de Wageningen, n.d. *Apéndice I. Geometría de la Serie B de Wageningen*, Wageningen: s.n.
- Convenio Internacional, 1966. *Convenio Internacional Sobre Líneas de Carga*. s.l.:s.n.
- Cummins Inc, 2017. *Cummins*. [Online]  
Available at: <https://www.cummins.com/>  
[Accessed 2020].
- Daeyang, 2018. *daeyang*. [Online]  
Available at: <http://www.daeyang.co.kr>  
[Accessed 2020].
- Det Norske Veritas, 2016. *Rules for Classification, Human Comfort*. Oslo: s.n.
- Det Norske Veritas, 2016. *dnvgl*. [Online]  
Available at: [www.dnvgl.es](http://www.dnvgl.es)  
[Accessed 2020].
- FORUM Energy Technologies, 2002. *FORUM Energy Technologies*. [Online]  
Available at: <https://f-e-t.com/>  
[Accessed 2020].
- Grab Cad, Inc, 2009. *grabcad*. [Online]  
Available at: <https://grabcad.com/>  
[Accessed 2020].

- Heila Cranes S.p.A., 2001. *heila*. [Online]  
Available at: <https://www.heila.com/>  
[Accessed 2020].
- Internacional, Organización Marítima, 2002. *Edición refundida del Convenio Internacional para la seguridad de la vida humana en el mar, 1974, y su protocolo de 1988: Artículos anexos y certificados (SOLAS)*. Cuarta ed. Londres: s.n.
- Martínez García, J. A., 2018. *Diseño y Cálculo de Estructuras Navales*. Cartagena: s.n.
- Organización Marítima Internacional, 2002. *Edición refundida del Convenio internacional para la seguridad de la vida humana en el mar, 1974, y su protocolo de 1988: artículos, anexos y certificados*. Cuarta ed. Londres: s.n.
- Otón Tortosa, J. E., n.d. *Apuntes asignatura Diseño de Cámara de Máquinas*. Cartagena: s.n.
- Otón Tortosa, J. E., n.d. *Apuntes asignatura Sistemas Auxiliares, 3º curso*. Cartagena: s.n.
- Paco, J. V. C. D., 2017. *Trabajo Fin de Grado "Elaboración de recursos didácticos a bordo de un buque"*, Cartagena: s.n.
- pepe, 2111. *holsss*. s.l.:s.n.
- Python, 1997. *python*. [Online]  
Available at: <https://www.python.org/>  
[Accessed 2020].
- Rhinoceros, 1997. *rhino3d*. [Online]  
Available at: <https://docs.mcneel.com/>  
[Accessed 2020].
- RockWool, 2020. *RockWool*. [Online]  
Available at: <https://rti.rockwool.com/>  
[Accessed 2020].
- Saab Seaeye Limited, 2008. *saabseaeye*. [Online]  
Available at: <https://www.saabseaeye.com/>  
[Accessed 2020].
- Sánchez Ricart, L., n.d. *Apuntes asignatura Elasticidad y Resistencia de Materiales 2º curso*. Cartagena: s.n.
- Sumar S.L. Suministros Industriales y Navales, 2009. *Sumar S.L. Suministros Industriales y Navales*. [Online]  
Available at: <https://sumar-sl.es/>  
[Accessed 2020].

# ANEXO I: PLANO DE FORMAS DEL BUQUE TRAS LAS REFORMAS



## Características Principales

Eslora Total	24,000 m
Eslora entre perpendiculares	19,500 m
Eslora de Registro	21,750 m
Manga	6,300 m
Puntal de trazado	3,000 m
Asiento de proyecto	1,000 m
Sep. Entre Perpendiculares	1,950 m
Sep. Entre L de agua	0,510 m
Escala	1:100