



Universidad  
Politécnica  
de Cartagena



# RECONVERSIÓN DE UN BUQUE PORTACONTENEDORES A UN BUQUE DE CARGA GENERAL

Grado en arquitectura naval e ingeniería de sistemas marinos

Trabajo Fin de Grado

Autor: David Morcillo Martínez

Tutor: José Pérez García

Cotutor: José Enrique Gutiérrez Romero



# Índice

Capítulo 1. Introducción, fases y objetivos del TFG.....	11
1.1.    Introducción al problema en estudio .....	11
1.2.    Fases del proyecto .....	12
1.3.    Objetivos del TFG.....	13
Capítulo 2. Planteamiento del estudio de reconversión del buque portacontenedores.....	14
2.1.    Características del buque portacontenedores.....	14
2.2.    Características del buque de carga general una vez modificado .....	16
Capítulo 3. Proyecto del sistema hidráulico de accionamiento de las grúas. ....	17
3.1.    Selección de la grúa y cálculos previos.....	17
3.1.1.    Cable Grúa.....	19
3.1.2.    Cálculo del cabrestante.....	21
3.1.3.    Centro de gravedad y peso de cada elemento.....	24
3.1.4.    Cilindro Hidráulico .....	28
3.1.5.    Dimensionamiento del cilindro .....	32
3.1.6.    Dimensionamiento del rodamiento de giro .....	38
3.1.7.    Centro de gravedad de la grúa.....	40
3.2.    Características del circuito hidráulico .....	43
3.2.1.    Parámetros iniciales del circuito.....	43
3.2.2.    Cilindro hidráulico .....	44
3.2.3.    Cabrestante .....	47
3.2.4.    Motor de giro.....	49
3.3.    Diseño del circuito hidráulico .....	53
3.3.1.    Cilindro hidráulico .....	53
3.3.2.    Cabrestante .....	55
3.3.3.    Motor de giro.....	56
3.3.4.    Selección de válvulas .....	58
3.3.5.    Tanque hidráulico.....	66
3.4.    Circuito electrónico .....	67
3.4.1.    Circuito de puente .....	67
3.4.2.    Circuito de cabina.....	68
3.4.3.    Circuito control de los cilindros .....	69
3.4.4.    Circuito control del cabrestante.....	71
3.4.5.    Circuito control de los motores de giro .....	72
Capítulo 4. Cálculos de Arquitectura Naval.....	73



4.1.	Incorporación de las grúas y método de anclaje.....	73
4.2.	Disposición de refuerzos y anclaje de la grúa .....	74
4.3.	Resistencia local.....	80
4.3.1.	Tipos de cargas.....	80
4.3.2.	Evaluación de las cargas .....	83
4.3.3.	Casos de carga.....	85
4.3.4.	Selección del caso de carga.....	86
4.3.5.	Estructura transversal y colocación final de las grúas.....	86
4.3.6.	Selección de refuerzos.....	87
4.4.	Cálculo de la potencia necesaria .....	92
4.4.1.	Estimación de la potencia efectiva mediante el método de Holtrop-Mennen .....	92
4.4.2.	Comprobación de la potencia.....	105
4.5.	Características Hidrostáticas .....	110
4.6.	Situaciones de carga y criterios de estabilidad.....	123
4.6.1.	Condiciones de carga .....	123
4.6.2.	Criterios de estabilidad.....	123
4.6.3.	Criterio de viento.....	124
4.7.	Eliminación de escora permanente.....	128
4.8.	Comprobación de la escora en el resto de las condiciones.....	129
4.9.	Tanque hidráulico.....	129
4.10.	Condiciones de carga .....	131
4.10.1.	Salida a plena carga y con el 100% de combustibles .....	131
4.10.2.	Llegada a plena carga con el 10% de los combustibles y víveres .....	136
4.10.3.	Salida en lastre y con el 100% de los combustibles .....	141
4.10.4.	Llegada a puerto en lastre y con el 10% de los combustibles .....	146
Capítulo 5. Análisis de las modificaciones, presupuesto y conclusiones.....		151
5.1.	Análisis de las modificaciones .....	151
5.1.1.	Modificaciones en los sistemas del buque .....	151
5.1.2.	Modificaciones en la arquitectura naval.....	152
5.2.	Presupuesto y análisis económico .....	153
5.3.	Conclusiones .....	155
Anexo 1: Viento en grúas.....		157
1.1.	Viento sobre superficies planas.....	157
1.2.	Viento sobre superficies curvas.....	158
1.3.	Velocidad del aire.....	159
Anexo 2: Llenado de tanques .....		160



2.1. Plena carga .....	160
2.2. Plena carga con el 10% de combustibles y víveres .....	162
2.3. Lastre.....	164
2.4. Lastre con el 10% de combustibles y víveres .....	166
Anexo 3: Curvas hidrostáticas.....	168
3.1. Trimado -1,5m.....	168
3.2. Trimado -1m.....	170
3.3. Trimado -0,5m.....	173
3.4. Trimado 0m.....	175
3.5. Trimado 0,5m.....	178
3.6. Trimado 1m.....	180
Bibliografía .....	183



## Índice de figuras

<b>Figura 3.1.1.</b> Grúa giratoria del fabricante TTS group [7].....	17
<b>Figura 3.1.1.1.</b> Vista en alzado del buque a estudiar [1].....	21
<b>Figura 3.1.3.1.</b> Modelado de la grúa [2].....	24
<b>Figura 3.1.3.2.</b> Grúa giratoria del fabricante TTS group [7].....	25
<b>Figura 3.1.3.3.</b> Imagen centro de gravedad del brazo de la grúa [2].....	25
<b>Figura 3.1.4.1.</b> Representación de la grúa en el programa Working Model [3].....	28
<b>Figura 3.1.4.2.</b> Fuerzas que intervienen para el equilibrio de la grúa [3].....	29
<b>Figura 3.1.4.3.</b> Ángulo que forma el cilindro con la horizontal [2]. .....	30
<b>Figura 3.1.5.1.</b> Dimensiones del cilindro [2].....	32
<b>Figura 3.1.5.2.</b> Software de selección del cilindro [12]. .....	34
<b>Figura 3.1.5.3.</b> Software de selección del cilindro [12]. .....	34
<b>Figura 3.1.5.4.</b> Software de selección del cilindro [12]. .....	35
<b>Figura 3.1.5.5.</b> Software de selección del cilindro [12]. .....	35
<b>Figura 3.1.5.6.</b> Vistas del cilindro [12]. .....	36
<b>Figura 3.1.5.7.</b> Parámetros principales del cilindro [12].....	36
<b>Figura 3.1.5.8.</b> Área del embolo y área del vástago del cilindro [12]. .....	37
<b>Figura 3.1.5.10.</b> Dimensiones principales del cilindro [12]. .....	37
<b>Figura 3.1.5.11.</b> Modelado del cilindro [6]. .....	37
<b>Figura 3.1.6.1.</b> Fuerzas y par que actúan en el rodamiento de giro [3].....	38
<b>Figura 3.1.6.2.</b> Representación del rodamiento de giro de la casa comercial Liebherr [13].....	39
<b>Figura 3.1.6.3.</b> Características del rodamiento de giro de la casa comercial Liebherr [13].....	40
<b>Figura 3.2.2.1.</b> Perfil de fuerzas del cilindro en FluidSim [5].....	46
<b>Figura 3.2.4.1.</b> Representación engranaje del rodamiento de giro. ....	49
<b>Figura 3.2.4.2.</b> Representación del motor de giro [14]. .....	51
<b>Figura 3.2.4.3.</b> Características del motor de giro (I) [14].....	51
<b>Figura 3.3.1.1.</b> Diseño del circuito hidráulico correspondiente a uno de los cilindros [5].....	53
<b>Figura 3.3.2.1.</b> Diseño del circuito hidráulico correspondiente al cabrestante [5].....	55
<b>Figura 3.3.3.1.</b> Diseño del circuito hidráulico correspondiente a los motores de giro [5]. .....	56
<b>Figura 3.3.3.2.</b> Diseño del circuito hidráulico completo [5]. .....	57
<b>Figura 3.3.4.1.</b> Esquema pérdidas circuito hidráulico del cilindro.....	58
<b>Figura 3.3.4.2</b> Esquema pérdidas circuito hidráulico del cilindro.....	61
<b>Figura 3.4.1.1.</b> Circuito electrónico instalado en el puente del buque [5].....	67
<b>Figura 3.4.2.1.</b> Circuito electrónico instalado en la cabina de la grúa [5].....	68
<b>Figura 3.4.3.1.</b> Circuito electrónico control de los cilindros (I) [5]. .....	70
<b>Figura 3.4.3.2.</b> Circuito electrónico control de los cilindros (II) [5].....	70
<b>Figura 3.4.4.1.</b> Circuito electrónico control del cabrestante [5].....	71
<b>Figura 3.4.5.1.</b> Circuito electrónico control de los motores de giro [5]. .....	72
<b>Figura 4.1.1.</b> Disposición general de la cubierta principal del buque en estudio [1]. .....	73
<b>Figura 4.1.2.</b> Modelado del buque con grúas [2]. .....	74
<b>Figura 4.2.1.</b> Cubierta principal del buque en estudios [1]. .....	74
<b>Figura 4.2.2.</b> Medida del espacio disponible.....	75
<b>Figura 4.2.3.</b> Distribución del anclaje sobre los refuerzos. ....	75
<b>Figura 4.2.4.</b> Figura del programa Working Model [3]. .....	76
<b>Figura 4.2.5.</b> Par y fuerza en el apoyo [3]. .....	76
<b>Figura 4.2.6.</b> Modelado del anclaje mediante tornillos [2]. .....	77
<b>Figura 4.2.7.</b> Refuerzo y plancha asociada [1].....	78



<b>Figura 4.2.8.</b> Croquis de la disposición de anclajes [2].....	79
<b>Figura 4.3.6.1.</b> Refuerzo instalado en cubierta [1].....	88
<b>Figura 4.3.6.2.</b> Representación transversal del refuerzo instalado en cubierta [19].....	88
<b>Figura 4.3.6.3.</b> Representación del nuevo perfil instalado [20]. ....	91
<b>Figura 4.6.3.1.</b> Viento y balance intensos [22].....	124
<b>Figura 4.9.1.</b> Disposición del tanque hidráulico en Cámara de Máquinas (I).....	130
<b>Figura 4.9.2.</b> Disposición del tanque hidráulico en Cámara de Maquinas (II).....	130
<b>Figura 1.1.1.</b> Esquema incidencia del viento sobre superficie plana [18].....	157
<b>Figura 1.2.1.</b> Esquema incidencia del viento sobre superficie curva [18].....	158



## Índice de tablas

<b>Tabla 2.1.1.</b> Características generales del buque en estudio. ....	14
<b>Tabla 2.1.2.</b> Potencia del motor propulsor y de los diesel-generadores. ....	14
<b>Tabla 2.1.3.</b> Características de la hélice instalada. ....	15
<b>Tabla 2.1.4.</b> Elementos estructurales correspondientes a la zona de incorporación de las grúas	15
<b>Tabla 3.1.1.</b> Diferentes opciones de grúas a instalar [7]. ....	18
<b>Tabla 3.1.2.</b> Diferentes opciones de grúas a instalar [7]. ....	18
<b>Tabla 3.1.1.1.</b> Catálogo de cables del fabricante cables y eslingas [10]. ....	20
<b>Tabla 3.1.1.2.</b> Cálculo del peso del cable. ....	21
<b>Tabla 3.1.2.1.</b> Catálogo de cabrestantes del fabricante ÉMCE [11].....	22
<b>Tabla 3.1.2.2.</b> Catálogo de cabrestantes del fabricante EMCÉ [11].....	22
<b>Tabla 3.1.3.1.</b> Diferentes opciones de grúas a instalar [7]. ....	24
<b>Tabla 3.1.3.2.</b> Cálculo del peso de los elementos que conforman la grúa.....	27
<b>Tabla 3.1.3.3.</b> Cálculo del centro de gravedad vertical. ....	27
<b>Tabla 3.1.3.4.</b> Cálculo del centro de gravedad horizontal. ....	28
<b>Tabla 3.1.4.1.</b> Resumen de pesos y centros de gravedad. ....	29
<b>Tabla 3.1.4.2.</b> Fuerza realizada por los cilindros.....	30
<b>Tabla 3.1.4.3.</b> Fuerza que realizar por el cilindro.....	31
<b>Tabla 3.1.6.1.</b> Factores de carga de rodamientos [13].....	39
<b>Tabla 3.1.6.2.</b> Tabla de pesos de los elementos de la grúa. ....	41
<b>Tabla 3.1.6.3.</b> Cálculo del centro de gravedad de vertical. ....	41
<b>Tabla 3.1.6.4.</b> Cálculo del centro de gravedad horizontal. ....	42
<b>Tabla 3.2.2.1.</b> Fuerza realizada por el cilindro. ....	45
<b>Tabla 3.2.2.2.</b> Presión de trabajo del cilindro.....	45
<b>Tabla 3.2.2.3.</b> Perfil de fuerzas de FluidSim [5]. ....	47
<b>Tabla 3.2.4.1.</b> Características del motor de giro (II) [14].....	52
<b>Tabla 3.3.4.1.</b> Tabla de selección de curva caudal-caída de presión. [15] .....	60
<b>Tabla 3.3.4.2.</b> Características de la bomba hidráulica PGP 517 0700. [16] .....	60
<b>Tabla 3.3.4.3.</b> Tabla de selección de curva caudal-caída de presión. [15] .....	62
<b>Tabla 3.3.4.4.</b> Características de la bomba hidráulica PVP016. [16] .....	63
<b>Tabla 3.3.4.5.</b> Tabla de selección de curva caudal-caída de presión. [15] .....	64
<b>Tabla 3.3.4.5.</b> Características de la bomba hidráulica VP1-045. [16].....	65
<b>Tabla 3.3.4.6.</b> Comprobación de la potencia disponible en el buque de estudio.....	65
<b>Tabla 4.2.1.</b> Catálogo del fabricante Hilti [17] de tornillos de anclaje.....	78
<b>Tabla 4.3.2.1.</b> Parámetros iniciales para el cálculo. ....	83
<b>Tabla 4.3.2.2.</b> Cargas principales de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.1.2, pag. 49 [18]. ....	83
<b>Tabla 4.3.2.3.</b> Cargas verticales de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.1.3, pág. 50 [18]. ....	83
<b>Tabla 4.3.2.4.</b> Cargas horizontales de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.1.4, pág. 51 [18]. ....	83
<b>Tabla 4.3.2.5.</b> Cargas debido al movimiento del buque de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.1.5, pág. 52 [18].....	84
<b>Tabla 4.3.2.6.</b> Cargas debido a efectos climáticos de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.1.6, pág. 52 [18].....	84
<b>Tabla 4.3.2.7.</b> Cargas diversas de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.1.7, pág. 52 [18]. ....	84



<b>Tabla 4.3.4.1.</b> Distintos casos de carga de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.2, pág. 49 [18].....	86
<b>Tabla 4.3.6.1.</b> Catálogo de refuerzos de llanta con bulbo [19].....	89
<b>Tabla 4.3.6.2.</b> Área, momentos e inercia del conjunto refuerzo y plancha asociada.....	90
<b>Tabla 4.3.6.3.</b> Área, momentos e inercia del conjunto refuerzo y plancha asociada.....	90
<b>Tabla 4.3.6.4.</b> Área, momentos e inercia del conjunto refuerzo y plancha asociada.....	91
<b>Tabla 4.4.1.1.</b> Datos iniciales del buque (I) [1].....	92
<b>Tabla 4.4.1.2.</b> Propiedades físicas del agua [1].....	92
<b>Tabla 4.4.1.3.</b> Datos iniciales del buque (II) [1].....	93
<b>Tabla 4.4.1.4.</b> Datos iniciales del buque (III) [1].....	93
<b>Tabla 4.4.1.5.</b> Factor de forma y Apéndices [21].....	93
<b>Tabla 4.4.1.6.</b> Factor de forma [21].....	94
<b>Tabla 4.4.1.7.</b> Coeficientes del método de Holtrop [21].....	97
<b>Tabla 4.4.1.8.</b> Parámetros del método del Holtrop [21].....	98
<b>Tabla 4.4.1.9.</b> Resistencias y potencia de nuestro buque [21].....	99
<b>Tabla 4.4.2.1.</b> Características de la hélice [1].....	105
<b>Tabla 4.4.2.2.</b> Rendimiento de la hélice del buque.....	105
<b>Tabla 4.4.2.3.</b> Valores del $Kt/J2$ .....	106
<b>Tabla 4.4.2.4.</b> Valores de las revoluciones para diferentes valores de velocidad.....	107
<b>Tabla 4.5.1.</b> Resultados para un trimado de -1,5.....	111
<b>Tabla 4.5.2.</b> Resultados para un trimado de -1m.....	113
<b>Tabla 4.5.3.</b> Resultado para un trimado de -0.5m.....	115
<b>Tabla 4.5.4.</b> Resultados para un trimado de 0m.....	117
<b>Tabla 4.5.5.</b> Resultados para un trimado de 0,5m.....	119
<b>Tabla 4.5.6.</b> Resultados para un trimado de 1m.....	121
<b>Tabla 4.6.3.1.</b> Valores de $X1$ [22].....	126
<b>Tabla 4.6.3.2.</b> Valores de $X2$ [22].....	126
<b>Tabla 4.6.3.3.</b> Valores de $k$ [22].....	127
<b>Tabla 4.6.3.4.</b> Valores de $s$ [22].....	127
<b>Tabla 4.9.1.</b> Posición del tanque hidráulico en el buque.....	130
<b>Tabla 4.10.1.1</b> Cargas del buque [4].....	131
<b>Tabla 4.10.1.2.</b> Características principales buque [4].....	132
<b>Tabla 4.10.1.3.</b> Curva de brazos adrizantes [4].....	133
<b>Tabla 4.10.1.4.</b> Criterio de estabilidad área de 0 a 30 grados [4].....	134
<b>Tabla 4.10.1.5.</b> Criterio de estabilidad área de 0 a 40 grados [4].....	134
<b>Tabla 4.10.1.6.</b> Criterio de estabilidad máximo GZ a 30 grados [4].....	134
<b>Tabla 4.10.1.7.</b> Criterio de estabilidad GZ máximo y GM inicial [4].....	134
<b>Tabla 4.10.1.8.</b> Criterio de estabilidad comprobación frente al viento [4].....	135
<b>Tabla 4.10.1.9.</b> Criterio de estabilidad área de 30 a 40 grados [4].....	135
<b>Tabla 4.10.2.1.</b> Pesos del buque [4].....	136
<b>Tabla 4.10.2.2.</b> Características principales [4].....	137
<b>Tabla 4.10.2.3.</b> Curva de brazos adrizantes [4].....	138
<b>Tabla 4.10.2.4.</b> Criterio de estabilidad área de 0 a 30 grados [4].....	139
<b>Tabla 4.10.2.5.</b> Criterio de estabilidad área de 0 a 40 grados [4].....	139
<b>Tabla 4.10.2.6.</b> Criterio de estabilidad GZ máximo a 30 grados [4].....	139
<b>Tabla 4.10.2.7.</b> Criterio de estabilidad ángulo de GZ máximo y GM inicial [4].....	139
<b>Tabla 4.10.2.8.</b> Criterio de estabilidad comprobación frente al viento [4].....	140
<b>Tabla 4.10.2.9.</b> Criterio de estabilidad área de 30 a 40 grados [4].....	140





<b>Tabla 4.10.3.1.</b> Pesos del buque [4]. .....	141
<b>Tabla 4.10.3.2.</b> Características principales [4]. .....	142
<b>Tabla 4.10.3.3.</b> Curva de brazos adrizantes [4]. .....	143
<b>Tabla 4.10.3.4.</b> Criterio de estabilidad área de 0 a 30 grados [4]. .....	144
<b>Tabla 4.10.3.5.</b> Criterio de estabilidad área de 0 a 40 grados [4]. .....	144
<b>Tabla 4.10.3.6.</b> Criterio de estabilidad GZ máximo a 30 grados [4]. .....	144
<b>Tabla 4.10.3.7.</b> Criterio de estabilidad ángulo de GZ máximo y GM inicial [4]. .....	144
<b>Tabla 4.10.3.8.</b> Criterio de estabilidad comprobación frente al viento [4]. .....	145
<b>Tabla 4.10.3.9.</b> Criterio de estabilidad área de 30 a 40 grados [4]. .....	145
<b>Tabla 4.10.4.1.</b> Pesos del buque [4]. .....	146
<b>Tabla 4.10.4.2.</b> Características principales [4]. .....	147
<b>Tabla 4.10.4.3.</b> Curva de brazos adrizantes [4]. .....	148
<b>Tabla 4.10.4.4.</b> Criterio de estabilidad área 0 a 30 grados [4]. .....	149
<b>Tabla 4.10.4.5.</b> Criterio de estabilidad área de 0 a 40 grados [4]. .....	149
<b>Tabla 4.10.4.6.</b> Criterio de estabilidad GZ máximo a 30 grados [4]. .....	149
<b>Tabla 4.10.4.7.</b> Criterio de estabilidad máximo ángulo de GZ y GM inicial [4]. .....	149
<b>Tabla 4.10.4.8.</b> Criterio de estabilidad comportamiento frente al viento [4]. .....	150
<b>Tabla 4.10.4.9.</b> Criterio de estabilidad área de 30 a 40 grados [4]. .....	150
<b>Tabla 5.2.1.</b> Elementos incluidos en el buque. ....	153
<b>Tabla 5.2.2.</b> Coste de los elementos incluidos en el buque. ....	154
<b>Tabla 5.2.3.</b> Coste de los elementos incluidos en el buque. ....	154
<b>Tabla 5.2.4.</b> Costes totales. ....	154
<b>Tabla 1.1.1.</b> Coeficientes C [18]. .....	158
<b>Tabla 1.3.1.</b> Valores de $q_{10}$ [18]. .....	159
<b>Tabla 2.1.1.</b> Tanques de lastre. ....	160
<b>Tabla 2.1.2.</b> Resto de tanques. ....	161
<b>Tabla 2.2.1.</b> Tanques de lastre. ....	162
<b>Tabla 2.2.2.</b> Resto de tanques del buque. ....	163
<b>Tabla 2.3.1.</b> Tanques de lastre. ....	164
<b>Tabla 2.3.2.</b> Resto de tanque del buque. ....	165
<b>Tabla 2.4.1.</b> Tanques de lastre. ....	166
<b>Tabla 2.4.2.</b> Resto de tanques. ....	167



## Índice de gráficas

<b>Gráfica 3.1.2.1.</b> Relación potencia potencia-peso del cabrestante. ....	23
<b>Gráfica 3.1.4.1.</b> Curva de fuerzas del cilindro. ....	31
<b>Gráfica 3.1.4.2.</b> Curva de fuerzas del cilindro. ....	32
<b>Gráfica 3.3.4.1.</b> Curvas de caudal-caída de presión. [15] .....	59
<b>Gráfica 3.3.4.2.</b> Curvas de caudal-caída de presión. [15] .....	62
<b>Gráfica 3.3.4.3.</b> Curvas de caudal-caída de presión. [15] .....	64
<b>Gráfica 4.4.1.1.</b> Resistencia viscosa del buque en estudio. ....	100
<b>Gráfica 4.4.1.2.</b> Resistencia por apéndices del buque en estudio.....	100
<b>Gráfica 4.4.1.3.</b> Resistencia por olas del buque en estudio. ....	101
<b>Gráfica 4.4.1.4.</b> Resistencia debida al bulbo del buque en estudio. ....	101
<b>Gráfica 4.4.1.5.</b> Resistencia de correlación del buque en estudio. ....	102
<b>Gráfica 4.4.1.6.</b> Resistencia total del buque del buque en estudio. ....	103
<b>Gráfica 4.4.1.7.</b> Potencia demandada por el buque en estudio.....	104
<b>Gráfica 4.4.2.1.</b> Curvas $K_t$ y $K_q$ de la hélice. ....	106
<b>Gráfica 4.4.2.2.</b> Curva de valores de $K_t/J^2$ .....	107
<b>Gráfica 4.4.2.3.</b> Curva de valores de las revoluciones. ....	108
<b>Gráfica 4.5.1.</b> Curva de desplazamientos del buque en estudio. ....	112
<b>Gráfica 4.5.2.</b> Curvas de coeficientes hidrostáticos del buque en estudio. ....	112
<b>Gráfica 4.5.3.</b> Curva de desplazamientos del buque en estudio. ....	114
<b>Gráfica 4.5.4.</b> Curvas de coeficientes hidrostáticos del buque en estudio. ....	114
<b>Gráfica 4.5.5.</b> Curva de desplazamientos del buque en estudio. ....	116
<b>Gráfica 4.5.6.</b> Curvas de coeficientes hidrostáticos del buque en estudio. ....	116
<b>Gráfica 4.5.7.</b> Curva de desplazamientos del buque en estudio. ....	118
<b>Gráfica 4.5.8.</b> Curvas de coeficientes hidrostáticos del buque en estudio. ....	118
<b>Gráfica 4.5.9.</b> Curva de desplazamientos del buque en estudio.....	120
<b>Gráfica 4.5.10.</b> Curvas de coeficientes hidrostáticos del buque en estudio. ....	120
<b>Gráfica 4.5.11.</b> Curva de desplazamientos del buque en estudio.....	122
<b>Gráfica 4.5.12.</b> Curvas de coeficientes hidrostáticos del buque en estudio. ....	122
<b>Gráfica 3.1.1.</b> Curvas de la superficie mojada y área de la flotación del buque en estudio. ....	168
<b>Gráfica 3.1.2.</b> Curvas de distancia longitudinal al centro de carena y centro de la flotación del buque en estudio.....	168
<b>Gráfica 3.1.3.</b> Curvas de distancia transversal al centro de carena y altura metacéntrica transversal del buque en estudio.....	169
<b>Gráfica 3.1.4.</b> Curva de altura metacéntrica longitudinal y momento para alterar el trimado un centímetro del buque en estudio.....	169
<b>Gráfica 3.1.5.</b> Curva de las toneladas por centímetro de inmersión del buque en estudio.....	170
<b>Gráfica 3.2.1.</b> Curvas de la superficie mojada y área de la flotación del buque en estudio. ....	170
<b>Gráfica 3.2.2.</b> Curvas de distancia longitudinal al centro de carena y centro de la flotación del buque en estudio.....	171
<b>Gráfica 3.2.3.</b> Curvas de distancia transversal al centro de carena y altura metacéntrica transversal del buque en estudio.....	171
<b>Gráfica 3.2.4.</b> Curva de altura metacéntrica longitudinal y momento para alterar el trimado un centímetro del buque en estudio. ....	172
<b>Gráfica 3.2.5.</b> Curva de las toneladas por centímetro de inmersión del buque en estudio.....	172
<b>Gráfica 3.3.1.</b> Curvas de la superficie mojada y área de la flotación del buque en estudio. ....	173



<b>Gráfica 3.3.2.</b> Curvas de distancia longitudinal al centro de carena y centro de la flotación del buque en estudio.....	173
<b>Gráfica 3.3.3.</b> Curvas de distancia transversal al centro de carena y altura metacéntrica transversal del buque en estudio.....	174
<b>Gráfica 3.3.4.</b> Curva de altura metacéntrica longitudinal y momento para alterar el trimado un centímetro del buque en estudio.....	174
<b>Gráfica 3.3.5.</b> Curva de las toneladas por centímetro de inmersión del buque en estudio.....	175
<b>Gráfica 3.4.1.</b> Curvas de la superficie mojada y área de la flotación del buque en estudio. ....	175
<b>Gráfica 3.4.2.</b> Curvas de distancia longitudinal al centro de carena y centro de la flotación del buque en estudio.....	176
<b>Gráfica 3.4.3.</b> Curvas de distancia transversal al centro de carena y altura metacéntrica transversal del buque en estudio.....	176
<b>Gráfica 3.4.4.</b> Curva de altura metacéntrica longitudinal y momento para alterar el trimado un centímetro del buque en estudio.....	177
<b>Gráfica 3.4.5.</b> Curva de las toneladas por centímetro de inmersión del buque en estudio.....	177
<b>Gráfica 3.5.1.</b> Curvas de la superficie mojada y área de la flotación del buque en estudio. ....	178
<b>Gráfica 3.5.2.</b> Curvas de distancia longitudinal al centro de carena y centro de la flotación del buque en estudio.....	178
<b>Gráfica 3.5.3.</b> Curvas de distancia transversal al centro de carena y altura metacéntrica transversal del buque en estudio.....	179
<b>Gráfica 3.5.4.</b> Curva de altura metacéntrica longitudinal y momento para alterar el trimado un centímetro del buque en estudio.....	179
<b>Gráfica 3.5.5.</b> Curva de las toneladas por centímetro de inmersión del buque en estudio.....	180
<b>Gráfica 3.6.1.</b> Curvas de la superficie mojada y área de la flotación del buque en estudio. ....	180
<b>Gráfica 3.6.2.</b> Curvas de distancia longitudinal al centro de carena y centro de la flotación del buque en estudio.....	181
<b>Gráfica 3.6.3.</b> Curvas de distancia transversal al centro de carena y altura metacéntrica transversal del buque en estudio.....	181
<b>Gráfica 3.6.4.</b> Curva de altura metacéntrica longitudinal y momento para alterar el trimado un centímetro del buque en estudio.....	182
<b>Gráfica 3.6.5.</b> Curva de las toneladas por centímetro de inmersión del buque en estudio.....	182



# Capítulo 1. Introducción, fases y objetivos del TFG

## 1.1. Introducción al problema en estudio

Se va a realizar la reconversión de un buque portacontenedores a un buque de carga general, añadiendo dos grúas para dotar al buque de una mayor autonomía. Se realiza esta reconversión con el fin de obtener un buque que sea capaz de transportar una gran versatilidad de cargas sin importar las dimensiones, es decir, las cargas que se van a transportar no estarán limitadas por las dimensiones de un contenedor.

Nuestro objetivo es el transporte de todas aquellas cargas que por dimensiones no pueden ser transportadas en un contenedor, pero requieren de un buque que sea capaz de transportarlas para poder llegar a su lugar de destino.

Para conseguir que el buque pueda hacer escala en aquellos puertos donde carecen de medios de carga y descarga, se le añadirán dos grúas de igual capacidad de carga. Con esto vamos a conseguir que puertos que no presenten elementos de carga y descarga pero que si tengan una demanda de productos que necesite del transporte naval puedan ser abastecidos.

Dado que se trata de una reconversión el buque inicial ya está construido por lo que se trabajara sobre el propio buque realizando las modificaciones que sean pertinentes y asegurándonos que cumple con la normativa referida a este tipo de buque.

Es importante resaltar que también se toma la decisión de que el buque pueda transportar contenedores sobre cubierta con el fin de proporcionar una mayor versatilidad y conseguir que en mayores situaciones el buque navegue a plena carga. Sin embargo, los elementos de trincaje de los contenedores sobre cubierta deberán de ser retirados debido a que sobre cubierta también se podrán transportar otras cargas diferentes a los contenedores y por lo tanto necesitamos amplitud.

Las cargas que estos tipos de buque transportan son muy variadas ya que es el objetivo que persiguen, transportar cualquier carga por rara que sea. Debido a esto no vamos a poder indicar que tipo de cargas van a transportar ya que estas pueden variar mucho. Se podría realizar una selección de las más comunes como pueden ser parte de aerogeneradores, bobinas de acero, producto semielaborado...



## 1.2. Fases del proyecto

Teniendo una idea general de lo que se va a realizar en el proyecto se va a realizar una pequeña introducción a las fases que se han llevado a cabo para conseguir realizar la transformación.

1ª Fase: selección del buque.

Como nuestro proyecto es una reconversión es necesario tener un buque como punto de partida y en el que podamos trabajar. Además, es necesario tener cierta información inicial sobre el buque portacontenedores como puede ser la disposición de bodegas, la potencia instalada, la velocidad de servicio... En resumen, una serie de datos sobre los que poder trabajar y realizar las modificaciones que sean pertinentes para conseguir que nuestro nuevo buque cumpla los requisitos exigidos por sociedades de clasificación y administración.

2ª Fase: Selección de grúa y dimensionamiento del circuito hidráulico.

Una parte muy importante del proyecto es la incorporación de las grúas a nuestro buque. Como se ha comentado anteriormente se busca tener una mayor autonomía y no depender de los elementos de carga y descarga de los puertos, por esto es necesario que la selección e implementación de las grúas se haga de manera correcta con el fin de que el buque puede ser operativo de forma independiente. Sobre las grúas seleccionadas será necesario realizar los cálculos pertinentes de modo que el circuito hidráulico pueda ser dimensionado de forma correcta. Lo que buscamos con el correcto dimensionamiento del circuito hidráulico es poder seleccionar las bombas que permitan el manejo de las grúas por lo que es un factor muy determinante en nuestro proyecto.

3ª Fase: Cálculos de arquitectura naval.

Una vez que las grúas han sido implementadas es necesario conocer si nuestro buque sigue cumpliendo con lo que marca la administración. Es decir, si se cumple los criterios de estabilidad o si se cumple la resistencia local de las zonas en las que se han instalados las grúas. Además, también es necesario comprobar cuál será la nueva velocidad de navegación del buque, así como cuales pueden ser las nuevas curvas hidrostáticas. Todo esto es necesario debido a que se han añadido una serie de pesos y cambian los centros de gravedad del buque por lo que es necesario recalcular todos estos parámetros.



#### 4ª Fase: Análisis económico y conclusiones.

Para finalizar se realizará un breve estudio económico para conocer de una forma aproximada de cuál sería el alcance económico de nuestro proyecto y así poder evaluar la viabilidad o no de este. También se obtendrán una serie de conclusiones en base al trabajo que se ha ido realizando.

### 1.3. Objetivos del TFG

El objetivo de nuestro proyecto es comprobar la viabilidad o no de la reconversión del buque tanto si cumple con la parte de sistemas o con la parte de arquitectura naval.

Es necesario marca una serie de objetivos a cumplir y a partir de los cuales se irán desarrollando los cálculos que se estimen oportunos para su comprobación. Habrá objetivos más importantes que otros, pero se debe intentar que todos queden satisfechos.

Uno de los objetivos principales es comprobar si la potencia instalada en el buque es capaz de satisfacer la nueva demanda que vamos a generar a bordo. Las grúas son de una capacidad elevada y las bombas que se encargaran de dar suministro al circuito hidráulico van a requerir una gran demanda de potencia. Por esto, será necesario realizar una comprobación de si el buque con los grupos generadores instalados a bordo es capaz de dar suministro de potencia a las bombas.

Otro de los aspectos más importantes a corroborar es la estabilidad. La administración nos marca una serie de parámetros que debemos cumplir en las diferentes condiciones de carga. Pues bien, al añadir y eliminar pesos el centro de gravedad de nuestro buque ha sufrido variaciones y por tanto es necesario realizar un estudio de la estabilidad con el objetivo de comprobar si cumplimos con la administración.

En cuanto a la velocidad se deberá conocer la nueva velocidad de navegación o si esta no varía realizar un estudio en el que se compruebe que con nuestro nuevo buque el conjunto motor-propulsor es capaz de conseguir generar el impulso suficiente para mantener la misma velocidad de navegación.

Y para terminar es importante que se cumpla la estabilidad estructural. En la zona de las grúas es necesario que la cubierta junto con los refuerzos sea capaz de soportar las nuevas cargas a las que van a estar expuestas y por lo tanto que la estructura no colapse.

En resumen, nos marcamos con objetivo que el buque sea capaz de sufrir todas las transformaciones necesarias de modo que se asegure la operatividad de este y que a la hora de realizar su trabajo tenga la capacidad de llevarlo a cabo sin problemas.



## Capítulo 2. Planteamiento del estudio de reconversión del buque portacontenedores

### 2.1. Características del buque portacontenedores

Se ha seleccionado un buque portacontenedores de no muy grandes dimensiones ya que los buques de carga general no tienen una gran cantidad de cargas que transportar, por lo que no es necesario que el buque sea excesivamente grande ya que en la mayoría de los trayectos iría prácticamente vacío.

Se selecciona un buque que es capaz de transportar entre bodegas y cubiertas una capacidad máxima de 850 TEU's. Su eslora entre perpendiculares es de 128,5 metros por lo que el buque no presenta dimensiones excesivamente grandes. Se muestran a continuación las características más relevantes del buque portacontenedores y que se van a necesitar para poder desarrollar el proyecto.

**Tabla 2.1.1.** Características generales del buque en estudio.

Número de contenedores	850 TEU's
Desplazamiento	15263 t
Volumen de carena	14891,215 m <sup>3</sup>
Eslora entre perpendiculares	128,5 m
Eslora total	131,996 m
Manga de trazado	20,38 m
Calado de trazado	8,15 m
Puntal a la cubierta principal	11,81 m
Eslora de carga	97,69 m
Eslora de una bodega	26,4 m
Manga de bodega	15,4 m
Puntal de bodega	10,1 m
Coefficiente de bloque	0,679
Coefficiente de la maestra	0,979
Coefficiente prismático	0,694
Coefficiente de la flotación	0,776

**Tabla 2.1.2.** Potencia del motor propulsor y de los diesel-generadores.

Potencia motor propulsor	11600 kW
Potencia grupo generador	800 kW
Potencia grupos generadores	2400 kW



**Tabla 2.1.3.** Características de la hélice instalada.

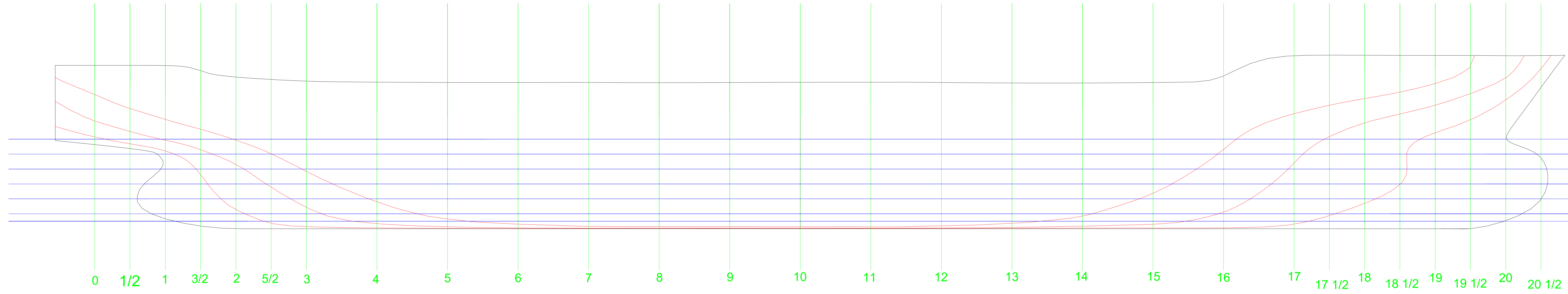
Número de palas	5
Diámetro	5,058 m
Paso	4,326 m
Ae/Ao	0,882

**Tabla 2.1.4.** Elementos estructurales correspondientes a la zona de incorporación de las grúas.

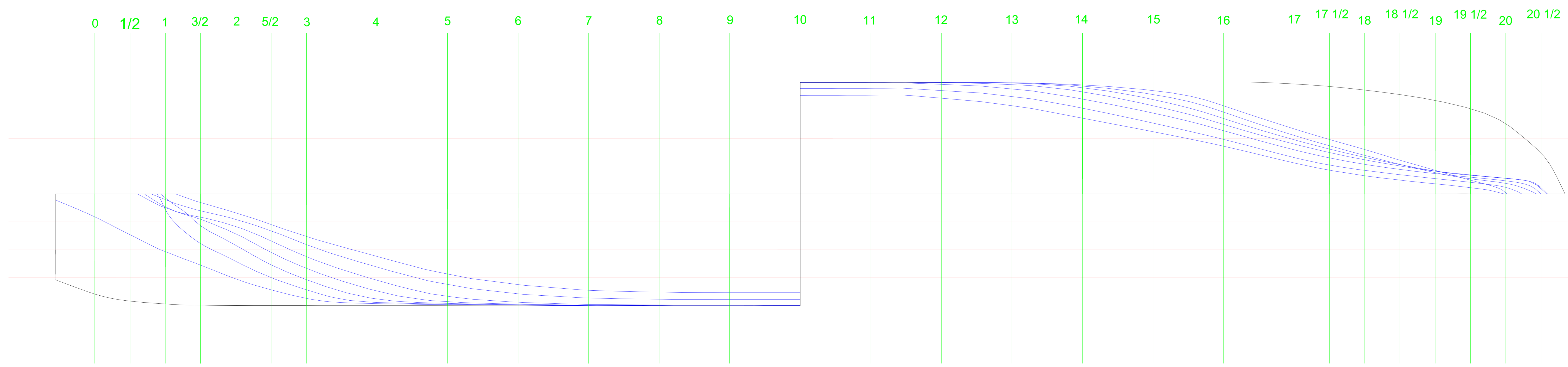
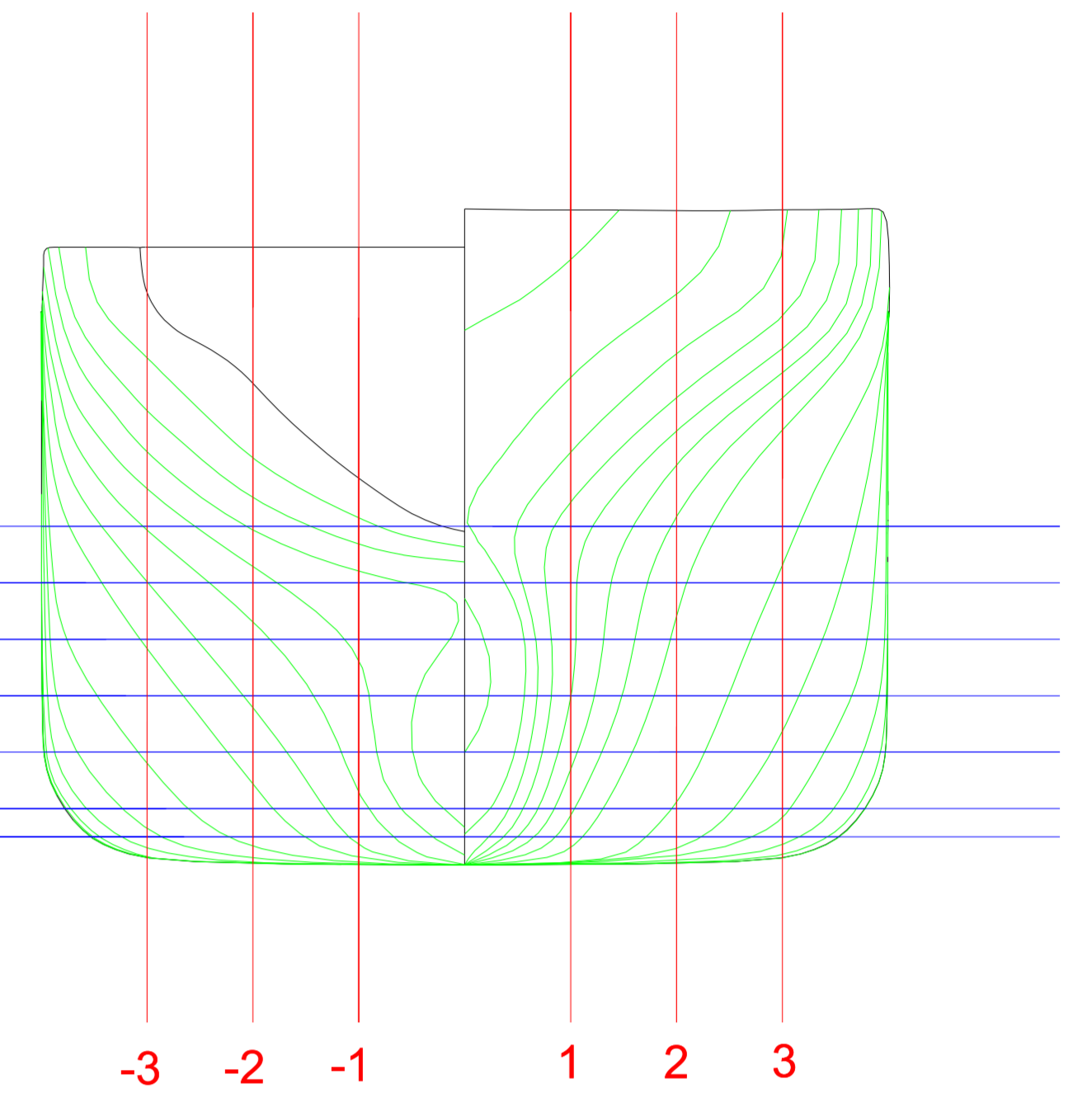
Plancha asociada	2325x11
Refuerzo	220x10
Separación entre refuerzos	0,775 m
Longitud del refuerzo	2,24 m

Se muestra a continuación el plano de formas del buque de manera que se conozcan las formas de este, las cuales son necesarias para la realización del proyecto.





L. de Agua 6  
 L. de Agua 5  
 L. de Agua 4  
 L. de Agua 3  
 L. de Agua 2  
 L. de Agua 1  
 L. de Agua 0,5



3  
 2  
 1  
 -1  
 -2  
 -3

	<b>Plano de formas</b>
<b>1:150</b>	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA NAVAL
27-02-2020	DAVID MORCILLO MARTINEZ



## **2.2. Características del buque de carga general una vez modificado**

Una vez definidos los parámetros principales de nuestro buque de partida se pasa a definir la configuración de nuestro buque tras las diferentes transformaciones.

Lo más importante es la incorporación de las grúas a una banda con la consecuente escora permanente que esto nos va a crear. Será necesario realizar un estudio de la estabilidad con el fin de conseguir eliminar la escora permanente y comprobar que se cumple los criterios de estabilidad que la norma establece. La eliminación de la escora se realizará mediante el lastre de los tanques que sean necesarios por lo que vamos a disminuir el número de tanques de lastre ya que estos siempre van a ir cargados para contrarrestar el peso de ambas grúas. Como consecuencia de esto los tanques que se encuentren a la otra banda y colocados en la misma posición que los anteriores no podrán ser utilizados ya que se volvería a la condición de escora permanente. Esto va a producir una disminución de la capacidad de lastre del buque.

En cuanto a la resistencia local en la zona de las grúas será necesario que tanto los refuerzos como la plancha asociada a ellos sean capaces de soportar la carga puntual que vamos a generar. Se tendrá que realizar un estudio para comprobar si la estructura actual es capaz de resistir las nuevas cargas y en caso contrario será necesario realizar un estudio para modificar dicha estructura con el fin de soportar los esfuerzos. Este punto es de gran importancia porque puede hacer que tengamos que modificar la estructura del buque al menos en la zona de las grúas lo que supone un gran cambio.

Otro aspecto importante la eliminación de guías tanto en cubierta como en las bodegas. En las bodegas no se va a cargar contenedores por lo que es necesario retirar las guías y en cubierta pese a que se dispone de la posibilidad de transportar contenedores también va a poder transportar otros tipos de cargas por lo que no nos podemos permitir que las guías nos dificulten la estiba de la carga sobre cubierta por lo que es necesario retirarlas.

En cuanto a las formas del buque no se va a producir ninguna modificación y se van a mantener los parámetros principales. Sin embargo, si vamos a añadir nuevos pesos y eliminar otros por lo que el centro de gravedad del buque va a variar. Será necesario que se comprueben cuáles son los nuevos centros de gravedad del buque para las diferentes condiciones de carga.

En cuanto a la potencia del motor propulso no debería existir ningún problema en mantener la velocidad del buque, sin embargo, es necesario realizar un estudio para corroborar que esto se cumple y no es necesario variar la velocidad de navegación fijada. En cuanto a la potencia de la planta eléctrica uno de los objetivos marcados en este proyecto es comprobar si el buque dispone de la suficiente potencia para poder operar las grúas. En caso de que sea capaz no será necesario añadir ningún grupo generador, pero si no satisface la demanda de potencia en cámara de máquinas o en un local cercano será necesario instalar un nuevo grupo generador con el cual se cumpla la demanda de potencia.

Otro aspecto importante es que será necesario la incorporación de un nuevo tanque con el objetivo de almacenar fluido hidráulico para dar suministro al circuito hidráulico de las grúas. Este tanque se va a disponer en el interior de la cámara de máquinas si el espacio nos lo permite.



## Capítulo 3. Proyecto del sistema hidráulico de accionamiento de las grúas.

### 3.1. Selección de la grúa y cálculos previos

Como parámetro principal de selección de las grúas se ha concretado que la carga máxima que sean capaces de manejar sea de 50 toneladas. Se fija esta capacidad carga debido a que está dentro de un intervalo en el que podemos considerar que la grúa va a manejar cargas no consideradas pesadas.

Se establece también que las grúas sean capaces de trabajar de manera simultánea, por lo que teóricamente las grúas podrán manejar cargas de hasta 100 toneladas en el caso que sea necesario.

Otro requisito que se impone es que la longitud de brazo permita llegar a todas las zonas de la manga. Sin embargo, esto no sería un problema ya que la grúa podría ser colocada en crujía y así tendríamos mayor facilidad para llegar a todos sitios.

También es importante decidir si la grúa la vamos a fabricar nosotros desde 0 o si vamos a seleccionar una de un fabricante y a partir de ella calcular los datos necesarios para el diseño de nuestro sistema.

Se ha optado por la opción 2 ya que el objetivo último del TFG no es el cálculo de una grúa, sino la transformación de un buque portacontenedores a un buque de carga general.

Teniendo todo esto en cuenta nos disponemos a seleccionar la grúa.

Hemos seleccionado el fabricante TTS group [7] ya que disponen de una amplia gama de grúas y lo más importante estas satisfacen nuestras necesidades. Tomando uno de sus catálogos seleccionamos la siguiente grúa:

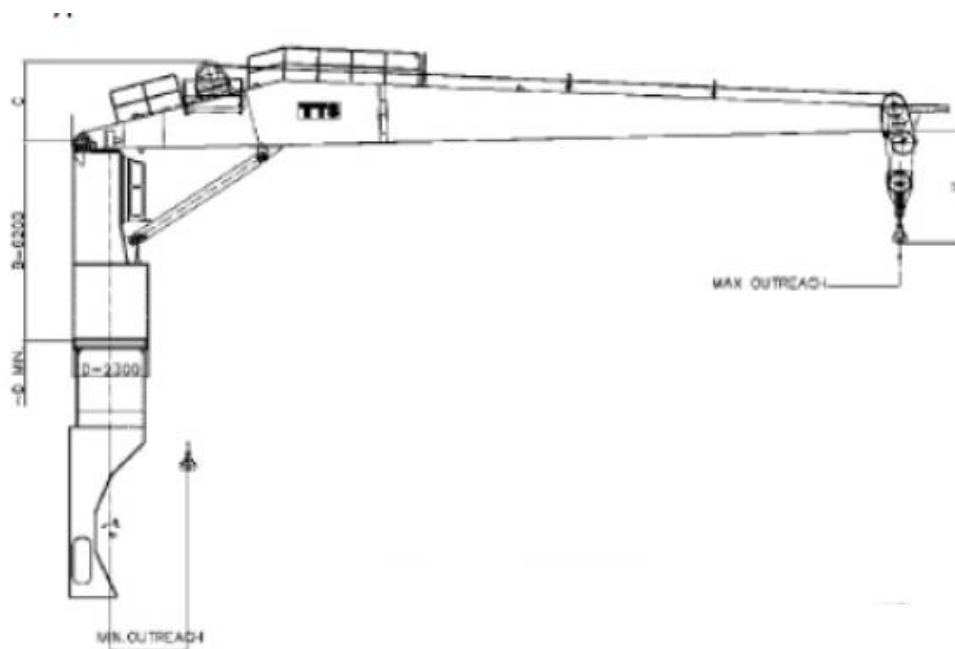


Figura 3.1.1. Grúa giratoria del fabricante TTS group [7].



Como se aprecia en la imagen se trata de una grúa giratoria accionada hidráulicamente por cilindros (2) y que apoya sobre un pedestal ya dimensionado.

Las diferentes opciones que nos proporciona el fabricante son las siguientes:

CRANES MAX			PERFORMANCE AVER.			POWER REQUIREMENT POWER			MAIN DIMENSIONS MOTOR CURRENT			CRANE
SIZE tm	SWL t	OUTREACH m	HOIST SPEED m/min	LUFF. TIME sec	SLEW SPEED rpm	S6-40% kw	START bar	NOM, sec	B m m	C m m	D m m	WEIGHT ton
630	25,0	-19	50/25	50	1,3	2 X 152	600	500	6200	1800	2300	-20
950	-26		50/25	65	1,0				6200	2000	2300	26-39
1250	-32		50/25	75	0,8				6200	2400	2300	46-49
950	30,0	-23	42/21	65	1,0	2 X 152	600	500	6200	2000	2300	38
1250	-28		42/21	75	0,8				6200	2400	2300	45-47
1600	-31		42/21	90	0,6				6200	2600	2300	51-53
950	36,0	-20	34/17	65	1,0	2 X 152	600	500	6200	2000	2300	-37
1250	-25		34/17	75	0,8				6200	2400	2300	43-46
1600	-31		34/17	90	0,6				6200	2600	2300	50-53
1250	40,0	-23	30/15	75	0,8	2 X 152	600	500	6200	2400	2300	-45
1600	-29		30/15	90	0,6				6200	2600	2300	49-52
1250	50,0	-19	24/12	75	0,8				2 X 152	600	500	6200
1600	-24		24/12	90	0,6	6200	2600	2300				48-50

Tabla 3.1.1. Diferentes opciones de grúas a instalar [7].

Las únicas dos opciones que realmente cumplen con nuestro requisito principal, poder de izado de 50 toneladas, son las dos últimas. La diferencia más notable entre una u otra es la longitud de su brazo. Vamos a seleccionar la de mayor brazo para así conseguir un mayor alcance y tener más versatilidad.

CRANES MAX			PERFORMANCE AVER.			POWER REQUIREMENT POWER			MAIN DIMENSIONS MOTOR CURRENT			CRANE
SIZE tm	SWL t	OUTREACH m	HOIST SPEED m/min	LUFF. TIME sec	SLEW SPEED rpm	S6-40% kw	START bar	NOM, sec	B m m	C m m	D m m	WEIGHT ton
630	25,0	-19	50/25	50	1,3	2 X 152	600	500	6200	1800	2300	-20
950	-26		50/25	65	1,0				6200	2000	2300	26-39
1250	-32		50/25	75	0,8				6200	2400	2300	46-49
950	30,0	-23	42/21	65	1,0	2 X 152	600	500	6200	2000	2300	38
1250	-28		42/21	75	0,8				6200	2400	2300	45-47
1600	-31		42/21	90	0,6				6200	2600	2300	51-53
950	36,0	-20	34/17	65	1,0	2 X 152	600	500	6200	2000	2300	-37
1250	-25		34/17	75	0,8				6200	2400	2300	43-46
1600	-31		34/17	90	0,6				6200	2600	2300	50-53
1250	40,0	-23	30/15	75	0,8	2 X 152	600	500	6200	2400	2300	-45
1600	-29		30/15	90	0,6				6200	2600	2300	49-52
1250	50,0	-19	24/12	75	0,8				2 X 152	600	500	6200
1600	-24		24/12	90	0,6	6200	2600	2300				48-50

Tabla 3.1.2. Diferentes opciones de grúas a instalar [7].



Una vez que ya hemos realizado la selección vamos a enumerar los parámetros principales que nos proporciona el fabricante que posteriormente utilizaremos para realizar los cálculos.

- Peso de la Grúa: 48-50 toneladas
- Longitud del Brazo: 24 metros
- Velocidad de izado: 0.033 m/s
- Velocidad de Giro: 6 rpm
- Tiempo de abatimiento: 90 s
- Capacidad de Carga: 50 toneladas

Las dimensiones principales las usaremos para el modelado y los requerimientos de potencia los calcularemos nosotros para ser más exactos a la hora de comprobar si nuestro buque puede soportar la demanda energética a la que va a ser sometido.

Una vez que tenemos seleccionada nuestra grúa ya podemos trabajar sobre ella y comenzar todo el cálculo necesario para el diseño de su sistema hidráulico.

### 3.1.1. Cable Grúa

Una de las partes más importantes a determinar es el cable que vamos a necesitar para poder llevar a cabo la elevación de la carga. Es importante la realización de este cálculo ya que necesitamos conocer el peso por metro de nuestro cable y este parámetro el fabricante de la grúa no nos lo proporciona. Por tanto, necesitamos realizar el cálculo con el que definiremos nuestro cable y con el cual trabajaremos. Las características que va a tener nuestro cable vendrán definidas por el peso de la carga.

En nuestro caso tenemos una carga que va a trabajar a tracción de 50 toneladas, lo que equivale a 490 KN.

El parámetro principal que nos va a definir el cable es la carga de rotura mínima que ha de tener. Según la NTP [8] (Nota Técnica de Prevención) del INSHT [9] (Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo) el coeficiente de seguridad que tendremos que aplicar sobre la carga de rotura nunca puede ser inferior a 6, por lo que, la fuerza mínima que tiene que poder soportar el cable será:

$$F_{\min \cdot rot} = F_t * C.S. = 490 * 6 = 2940 \text{ KN}$$

Por lo tanto, el cable debe de poder soportar una fuerza a tracción de 2940 KN.



Buscando en catalogo obtenemos:

Referencia CYE	Cable acero	Área sección transversal metálica	Fuerza mínima de rotura	Peso
	∅		1960 N/mm <sup>2</sup>	
	mm		kN	
Y1VPRO8Pxy29	29	440	758,0	3,783
Y1VPRO8Pxy30	30	471	811,1	4,049
Y1VPRO8Pxy31	31	503	866,1	4,323
Y1VPRO8Pxy32	32	536	922,9	4,606
Y1VPRO8Pxy33	33	570	981,5	4,899
Y1VPRO8Pxy34	34	605	1042	5,200
Y1VPRO8Pxy35	35	641	1104	5,511
Y1VPRO8Pxy36	36	678	1168	5,830
Y1VPRO8Pxy38	38	755	1301	6,496
Y1VPRO8Pxy40	40	837	1442	7,198
Y1VPRO8Pxy42	42	923	1590	7,935
Y1VPRO8Pxy44	44	1013	1745	8,709
Y1VPRO8Pxy45	45	1059	1825	9,109
Y1VPRO8Pxy46	46	1107	1907	9,519
Y1VPRO8Pxy48	48	1205	2077	10,36
Y1VPRO8Pxy50	50	1308	2253	11,25
Y1VPRO8Pxy52	52	1414	2437	12,16
Y1VPRO8Pxy54	54	1525	2628	13,12
Y1VPRO8Pxy56	56	1640	2826	14,11
Y1VPRO8Pxy58	58	1760	3032	15,13
Y1VPRO8Pxy60	60	1883	3245	16,19

**Tabla 3.1.1.1.** Catálogo de cables del fabricante cables y eslingas [10].

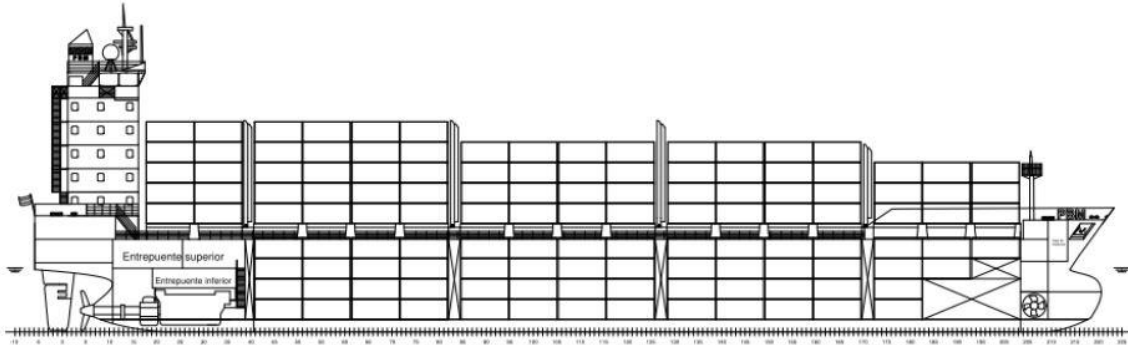
Hemos seleccionado un cable cuya fuerza mínima de rotura es de 3032KN y de diámetro 58mm. Con este valor de diámetro vamos a comprobar si cumple con la carga mínima de rotura que para este cable es de 1960N/mm<sup>2</sup>.

$$C_{\min \cdot rot} = \frac{F_{\min \cdot rot}}{A_{cable}} = \frac{2940000}{\frac{\pi * 58^2}{4}} = 1112,76 \frac{N}{mm^2}$$

Como podemos apreciar cumple con la fuerza mínima de rotura.

Una vez seleccionado es necesario calcular la longitud que vamos a necesitar. Para esto es necesario que conozcamos tanto el puntal de nuestra grúa como el puntal de nuestras bodegas. Gracias a los planos de disposición general esto es sencillo de conocer y se puede hacer una estimación rápida.





**Figura 3.1.1.1.** Vista en alzado del buque a estudiar [1].

Peso del cable	
Longitud	48,4 m
L. Brazo	24 m
Altura de grúa	14,2 m
Altura de bodegas	10,2 m
Coef. Seguridad	3
Longitud total	145,2 m
Longitud final	150 m
Peso por metro	15,13 Kg/m
Peso cable	2269,5 Kg

**Tabla 3.1.1.2.** Cálculo del peso del cable.

### 3.1.2. Cálculo del cabrestante

El dimensionamiento del cabrestante es muy importante ya que este estará accionado mediante un motor hidráulico el cual va a ser abastecido mediante una bomba hidráulica con una presión y caudal determinados. Esta bomba tendrá un consumo energético que deberemos tener en cuenta a la hora de comprobar si tenemos disponibilidad energética.

La función del cabrestante es conseguir el izado de la carga por lo que el parámetro principal de diseño será la fuerza que ha de realizar para conseguir dicho movimiento. Si sumamos el peso de la carga que maneja y el peso del cable obtenemos la siguiente fuerza:

$$F_c = P_{carga} + P_{cable} = 50000 + 756.65 = 50756.65 \text{ kg}$$

Se ha tomado una longitud de cable de 50 metros.

Conocido este parámetro realizamos una búsqueda entre diferentes fabricantes buscando un cabrestante que cumpla con esto.

Se ha seleccionado el siguiente:



Winch type	WLL 1 <sup>st</sup> layer kg	WLL 5 <sup>th</sup> layer kg	Recomm. rope diam. mm	Speed 1 <sup>st</sup> layer m/min.	Speed 5 <sup>th</sup> layer m/min.	Drumcap. 1 <sup>st</sup> layer m	Drumcap. 5 <sup>th</sup> layer m	Motor power kW
SR 30 E3	43000	30000	44	7	10	42	290	66
SR 40 E3	57000	40000	52	6	8	40	290	66
SR 50 E4	73000	50000	56	6	8	37	275	74
SR 30 H3	41000	30000	44	7	10	42	290	66
SR 40 H3	57000	40000	52	6	8	40	290	66
SR 50 H4	73000	50000	56	6	8	37	275	74

**Tabla 3.1.2.1.** Catálogo de cabrestantes del fabricante ÉMCE [11]

La fuerza máxima que puede desarrollar es de 57000 kg por lo que satisface nuestra necesidad.

Sin embargo, existe un problema con los datos que nos proporciona el fabricante ya que no disponemos del peso.

Para solucionar este inconveniente nos apoyaremos en cabrestante similares en los cuales el peso si es conocido y realizaremos una interpolación para conocer el peso del nuestro.

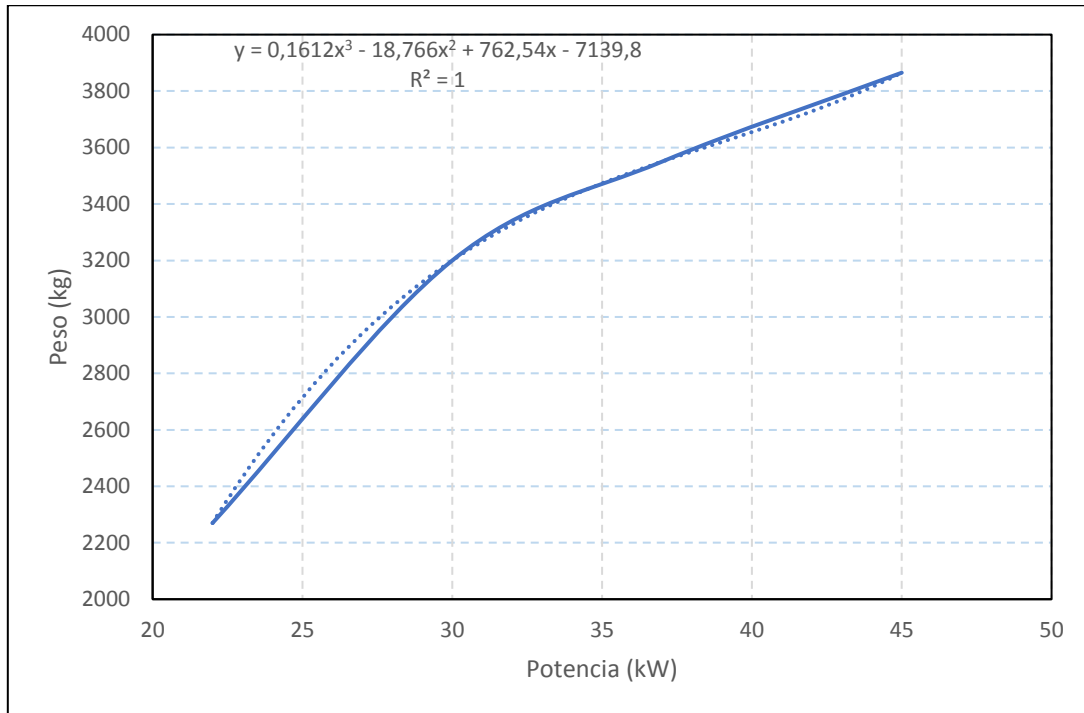
Catálogo				
Cabestrante	Fuerza	Potencia	Peso	Diámetro
SB 300 H	1200	2	260	178
SB 301 H	2100	3	270	195
SB 303 H	2500	5,5	390	244
SB 304 H	3100	5,5	405	244
SB 305 H	4000	5,5	410	272
SB 306 H	5500	7,5	525	355
SB 307 H	7000	15	825	406
SB 309 H	9000	22	1215	455
SB 310 H	12000	18,5	1470	508
SB 311 H	16000	22	1690	508
SB 313 H	20000	22	2270	610
SB 314 H	24000	30	3200	660
SB 315 H	30500	37	3550	711
SB 316 H	37000	45	3865	711

**Tabla 3.1.2.2.** Catálogo de cabrestantes del fabricante EMCÉ [11].





La curva de interpolación es la siguiente:



**Gráfica 3.1.2.1.** Relación potencia potencia-peso del cabrestante.

Y el peso estimado:

Interpolación	Potencia-Peso		Peso (Kg)
SR 40 H3	57000	66	7787,4992



### 3.1.3. Centro de gravedad y peso de cada elemento

Para realizar el cálculo de los centros de gravedad de cada elemento de la grúa nos apoyaremos en un Software de modelado que nos facilite el trabajo. Se ha seleccionado el programa de Rhinoceros [2] ya que nos permite conocer centro de gravedad de una manera sencilla, así como volúmenes.

El modelado que se ha realizado es el siguiente:

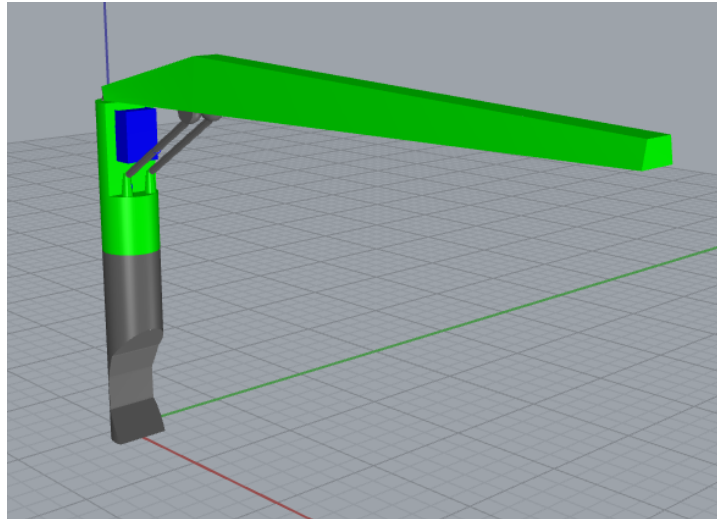


Figura 3.1.3.1. Modelado de la grúa [2].

Esto se ha conseguido realizar gracias a las dimensiones principales que nos proporciona el fabricante y que podemos encontrar en la tabla 2.3.1.

CRANES MAX			PERFORMANCE AVER.			POWER REQUIREMENT POWER			MAIN DIMENSIONS MOTOR CURRENT			CRANE
SIZE tm	SWL t	OUTREACH m	HOIST SPEED m/min	LUFF. TIME sec	SLEW SPEED rpm	S6-40% kw	START bar	NOM. sec	B m m	C m m	D m m	WEIGHT ton
630	25,0	-19	50/25	50	1,3	2 X 152	600	500	6200	1800	2300	-20
950		-26	50/25	65	1,0				6200	2000	2300	26-39
1250		-32	50/25	75	0,8				6200	2400	2300	46-49
950	30,0	-23	42/21	65	1,0	2 X 152	600	500	6200	2000	2300	38
1250		-28	42/21	75	0,8				6200	2400	2300	45-47
1600		-31	42/21	90	0,6				6200	2600	2300	51-53
950	36,0	-20	34/17	65	1,0	2 X 152	600	500	6200	2000	2300	-37
1250		-25	34/17	75	0,8				6200	2400	2300	43-46
1600		-31	34/17	90	0,6				6200	2600	2300	50-53
1250	40,0	-23	30/15	75	0,8	2 X 152	600	500	6200	2400	2300	-45
1600		-29	30/15	90	0,6				6200	2600	2300	49-52
1250	50,0	-19	24/12	75	0,8	2 X 152	600	500	6200	2400	2300	42
1600		-24	24/12	90	0,6				6200	2600	2300	48-50

Tabla 3.1.3.1. Diferentes opciones de grúas a instalar [7].

Apoyándonos en la representación a escala que nos proporciona el fabricante conseguimos realizar el modelado de la grúa.

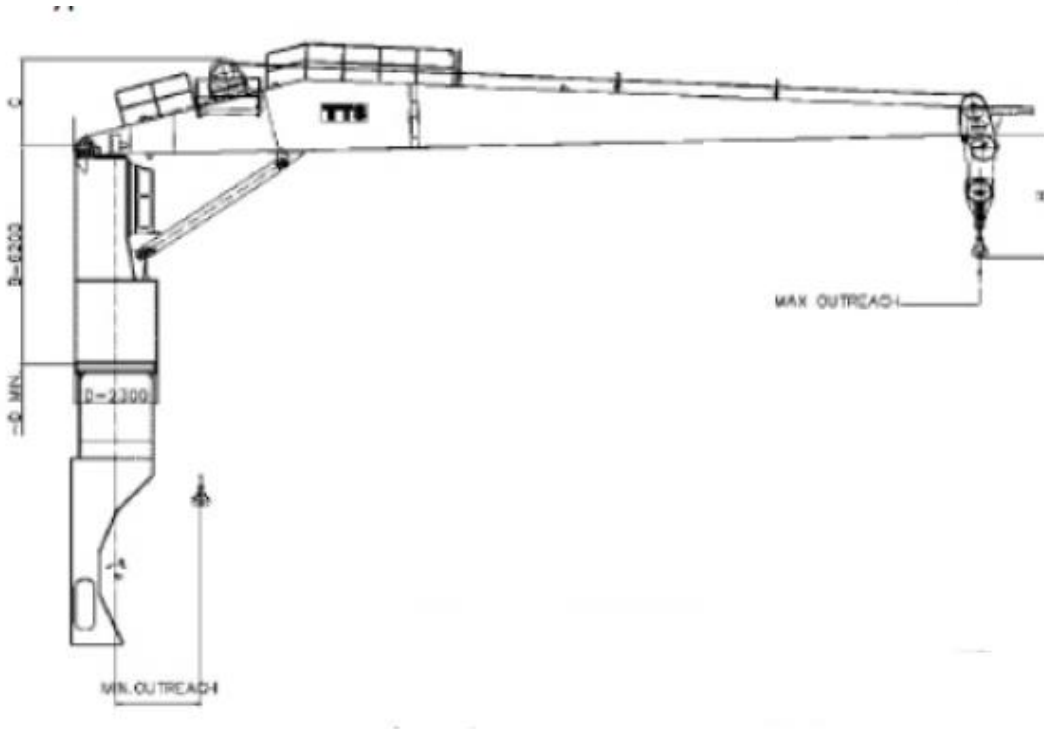


Figura 3.1.3.2. Grúa giratoria del fabricante TTS group [7].

Una vez que ya tenemos todo diseñado mediante Rhinoceros obtenemos los centros de gravedad de cada elemento.

Pondremos un ejemplo de cálculo de centro de gravedad, en este caso el del brazo de la grúa.

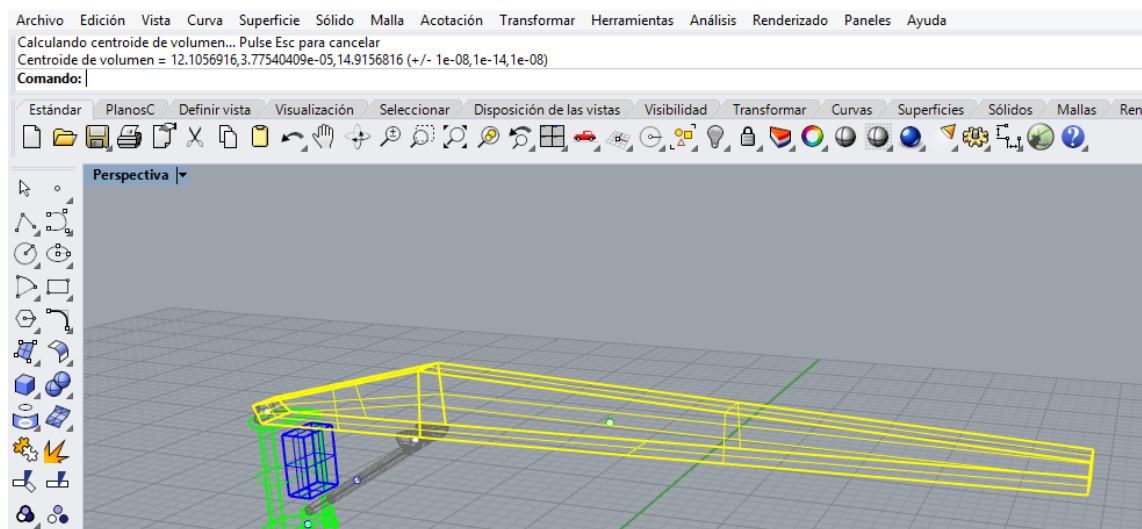


Figura 3.1.3.3. Imagen centro de gravedad del brazo de la grúa [2].

Rhinoceros también nos proporciona el volumen de cada elemento por lo que podemos realizar un sumatorio de momentos y calcular el centro de gravedad de la grúa. Este cálculo es muy importante ya que al colocar la grúa sobre el barco necesitamos conocer su centro de gravedad para realizar un análisis de su efecto sobre la estabilidad.



En este cálculo no se ha tenido en cuenta ni el soporte de la grúa ni el rodamiento de giro, por lo que en un futuro se tendrán que añadir.

Los cálculos son los siguientes:

Volumen y centro de gravedad de cada elemento

1. Brazo  $\rightarrow 40.681m^3$  (12.12; 6.88; 0)
2. Soporte inferior  $\rightarrow 9.643m^3$  (1.15; 1.16; 0)
3. Soporte superior  $\rightarrow 9.816m^3$  (0.81; 4.12; 0)
4. Cono de apoyo del cilindro  $\rightarrow 0.093m^3$  (1.85; 2.69; 0)
5. Cilindro  $\rightarrow 0.277m^3$  (3.88; 4.39; 0)
6. Unión  $\rightarrow 0.173m^3$  (0.37; 6.1; 0)
7. Unión superior del cilindro  $\rightarrow 0.172m^3$  (5.99; 5.87; 0)

$$V_T = V_{Brazo} + V_{SI} + V_{SS} + V_{Conos} + V_{Cilindro} + V_{Union} + V_{USC} = 60.855m^3$$

Si tomamos una densidad de acero inoxidable de 7,8t/m<sup>3</sup> obtenemos que el peso de la grúa sea:

$$P_{Grúa} = V_T * \rho_{acero} = 474.669 \text{ toneladas}$$

El peso calculado y el que nos proporciona el fabricante son muy dispares. Esto es así debido a que hemos tomado la grúa como maciza. Sin embargo, en su interior la grúa esta hueca, es decir, sus elementos tienen un espesor.

Para solucionar esto y obtener un valor aproximado de cuánto pesa la grúa vamos a tomar dos consideraciones:

1. Como en nuestro diseño en RHINO no tenemos en cuenta ni el cabrestante ni el cable, por lo que, vamos a tomar el peso de la grúa de 40 toneladas dejando un margen que será cubierto por los dos elementos antes seleccionados.
2. A la hora de calcular el peso de cada elemento tomaremos que tanto por ciento de volumen es de cada elemento con respecto al volumen total de la grúa. Con esto vamos a conseguir dimensionar cada elemento como un porcentaje.  
Gracias a este porcentaje tomando las 40 toneladas de peso de la grúa podemos conocer de una manera bastante aproximada cual es el peso de cada elemento.



Con todo esto vamos a calcular el peso de cada elemento.

Peso de la Grúa y componentes				
Densidad acero	7,8 t/m <sup>3</sup>			
Elementos	Volumen (rhino) [m <sup>3</sup> ]	Peso [t]	Porcentaje [%]	Peso [kg]
Brazo	40,68	317,31	66,85	26739,63
Soporte inferior	9,64	75,22	15,85	6338,35
Soporte superior	9,82	76,56	16,13	6452,06
Conos cilindro	0,09	0,73	0,15	61,13
Cilindro	0,28	2,16	0,46	182,07
Unión	0,17	1,35	0,28	113,71
Unión cilindro	0,17	1,34	0,28	113,06
<b>TOTAL</b>	<b>60,855</b>	<b>474,669</b>	<b>100</b>	<b>40000</b>

**Tabla 3.1.3.2.** Cálculo del peso de los elementos que conforman la grúa.

Centro de gravedad vertical

Centro de gravedad vertical			
Elementos	Peso [Kg]	Posición [m]	Producto [Kg*m]
Brazo	26739,63	6,88	183968,63
Soporte inferior	6338,35	1,16	7352,48
Soporte superior	6452,06	4,12	26582,48
Conos cilindro	61,13	2,69	164,44
Cilindro	182,07	4,39	799,30
Unión	113,71	6,10	693,65
Unión cilindro	113,06	5,87	663,64
			<b>220224,61</b>

**Tabla 3.1.3.3.** Cálculo del centro de gravedad vertical.

$$\text{Centro de gravedad vertical} = \frac{220224.6126}{40000} = 5.506 \text{ m}$$

Este parámetro está calculado sin tener en cuenta el apoyo de la grúa. Cuando más adelante este sea tenido en cuenta el centro de gravedad se elevará.



Centro de gravedad horizontal

Centro de gravedad horizontal			
Elementos	Peso [Kg]	Posición [m]	Producto [Kg*m]
Brazo	26739,63	12,12	324084,28
Soporte inferior	6338,35	1,15	7289,10
Soporte superior	6452,06	0,81	5226,17
Conos cilindro	61,13	1,85	113,09
Cilindro	182,07	3,88	706,44
Unión	113,71	0,37	42,07
Unión cilindro	113,06	5,99	677,20
			338138,35

**Tabla 3.1.3.4.** Cálculo del centro de gravedad horizontal.

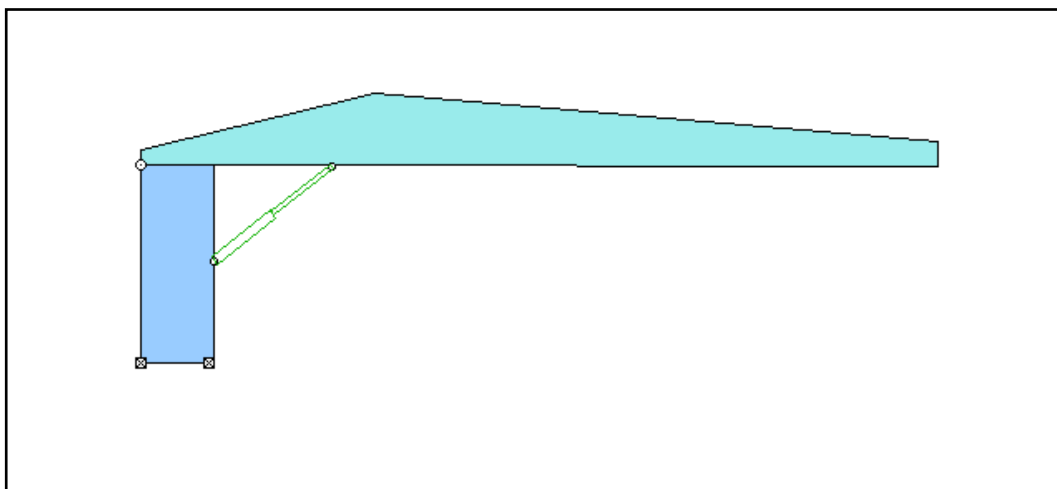
$$\text{Centro de Gravedad Horizontal} = \frac{338138.35}{40000} = 8.453 \text{ m}$$

**3.1.4. Cilindro Hidráulico**

A la hora de dimensionar el cilindro, lo principal que debemos conocer de él es la fuerza necesaria que vamos a tener que desarrollar. Este va a ser nuestro dato de partida a la hora de dimensionar el cilindro.

Para esto, vamos a necesitar un análisis de fuerzas y momentos que nos va a proporcionar las distintas fuerzas que debe realizar el cilindro dependiendo del ángulo de abatimiento de la grúa. Nos vamos a ir al caso más desfavorable que serán las 50 toneladas como máximo que puede cargar la grúa.

Para este análisis hemos trabajado con el programa de Working Model.



**Figura 3.1.4.1.** Representación de la grúa en el programa Working Model [3].



Los cálculos están realizados para los siguientes ángulos de izado:

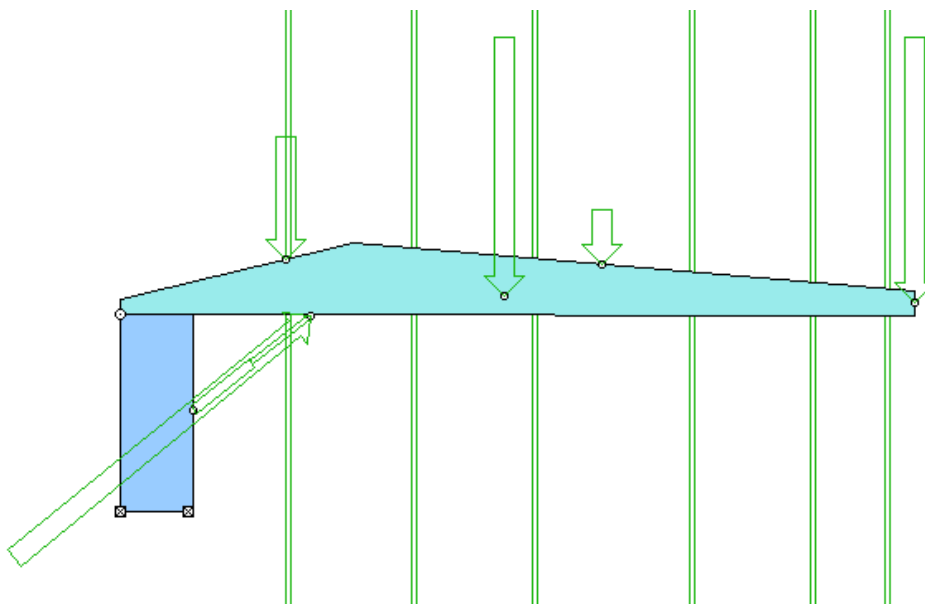
- 0
- 15
- 30
- 45
- 60
- 70
- 80

Calculamos hasta 80 debido que es el ángulo de máximo izado de la grúa y a partir de ese ángulo no vamos a poder elevar más el brazo.

A la hora de trabajar con Working Model es necesario que introduzcamos las cargas nosotros, así como su punto de aplicación. Introducimos pues las cargas a las que el cilindro va a tener que vencer para poder izar el brazo.

Elemento	Peso(kg)	Fuerza(N)	C.g. Vertical(m)	C.g. Horizontal(m)
Brazo	26739,63	262315,74	14,9	11,0
Cabestrante	7787,50	76395,37	16,1	3,2
Carga	50000,00	490500,00	14,8	24,6
Cable	2269,50	22263,80	16,0	13,9

**Tabla 3.1.4.1.** Resumen de pesos y centros de gravedad.



**Figura 3.1.4.2.** Fuerzas que intervienen para el equilibrio de la grúa [3].

Como se puede apreciar en la imagen solo están representadas las cargas a las cuales el cilindro tiene que vencer. El resto de las cargas, como pueden ser el peso de los soportes



cilíndricos, se introducirán más adelante para el dimensionamiento del rodamiento de giro y comprobar la resistencia local.

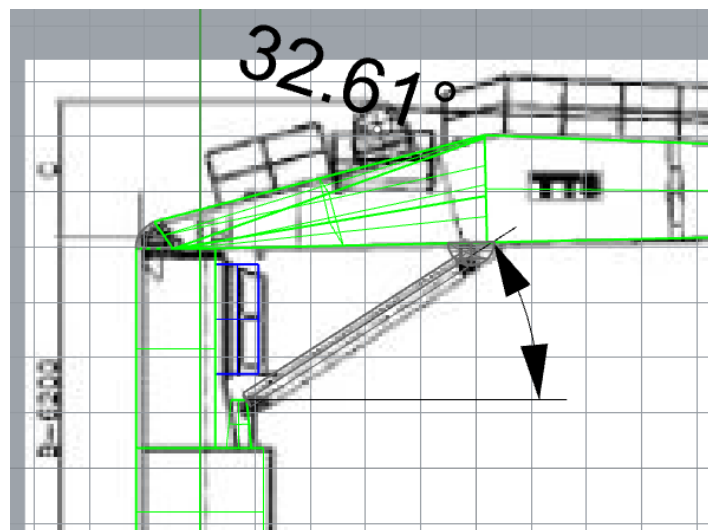
Con estos parámetros podemos obtener cual es la fuerza que ha de realizar el cilindro a diferentes ángulos de izado. La fuerza resultante tendrá una componente vertical, que será la de mayor magnitud, y una componente horizontal. Para conocer la fuerza que realmente debe ser capaz de suministrar el cilindro es necesario que calculemos la resultante. Esto es importante ya que si no tenemos la fuerza horizontal en cuenta puede ocurrir que el cálculo de la fuerza a ejercer por el cilindro sea erróneo y dimensionemos el cilindro mal. Teniendo todo esto en cuenta las distintas fuerzas para los distintos ángulos son las siguientes:

Angulo de izado	Fuerza vertical(N)	Fuerza horizontal(N)	Fuerza total(N)
0	2701985	4000	2701987,961
15	2679780	2300	2679780,987
30	2654000	1400	2654000,369
45	2619000	900	2619000,155
60	2560930	400	2560930,031
70	2487290	600	2487290,072
80	2318200	-400	2318200,035

**Tabla 3.1.4.2.** Fuerza realizada por los cilindros.

Cuando nos referimos al ángulo de izado lo estamos haciendo con respecto al brazo de la grúa y no al ángulo formado por el cilindro con respecto a la horizontal. Si queremos conocer el ángulo que forma la horizontal con nuestro cilindro se tiene que realizar lo siguiente:

Primero cuando el brazo está a 0° tenemos que medir en ángulo que forma el cilindro con la horizontal.



**Figura 3.1.4.3.** Ángulo que forma el cilindro con la horizontal [2].



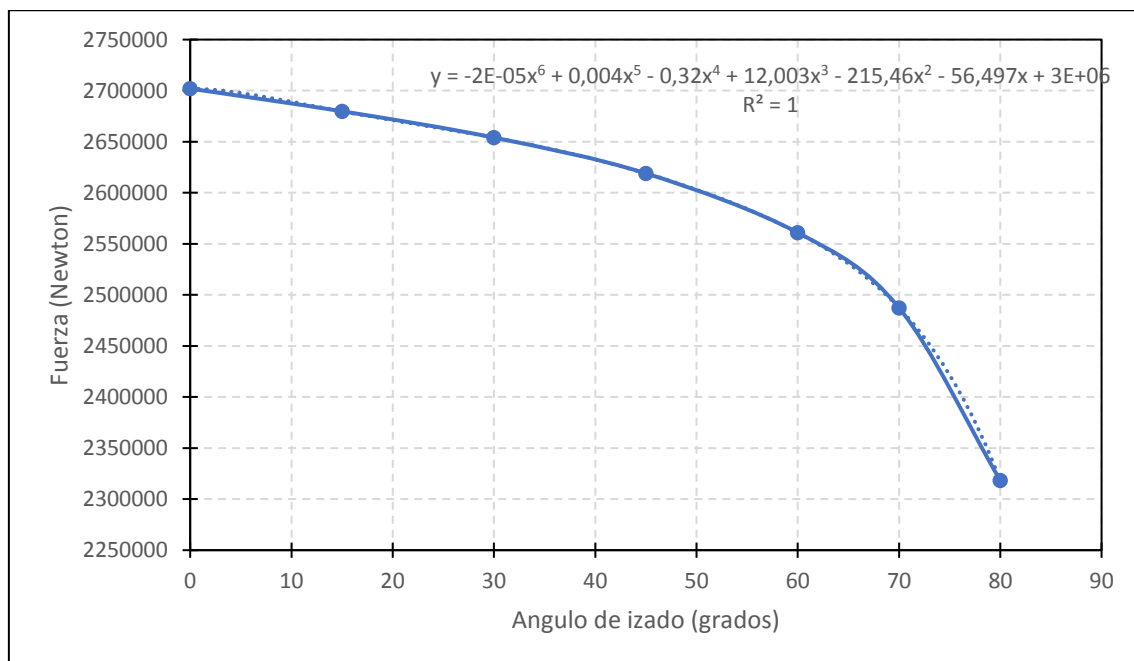


Para conocer el ángulo que forman el cilindro con la horizontal para las distintas posiciones de abatimiento del brazo de nuestra grúa solo deberemos sumar el ángulo anteriormente calculado al ángulo que forma el brazo con la horizontal.

Ángulo-Horizontal	Fuerza(N)
32,61	2701987,961
47,61	2679780,987
62,61	2654000,369
77,61	2619000,155
92,61	2560930,031
102,61	2487290,072
112,61	2318200,035

**Tabla 3.1.4.3.** Fuerza que realizar por el cilindro.

Un aspecto muy importante a tener en cuenta es la obtención de una curva que relacione el ángulo de izado con la fuerza que se ha de suministrar. Esto es importante debido a que el circuito hidráulico del cilindro va a ser simulado mediante un Software y es necesario conocer la fuerza que tiene que realizar el cilindro en cada instante dependiendo de la posición en la que se encuentre.



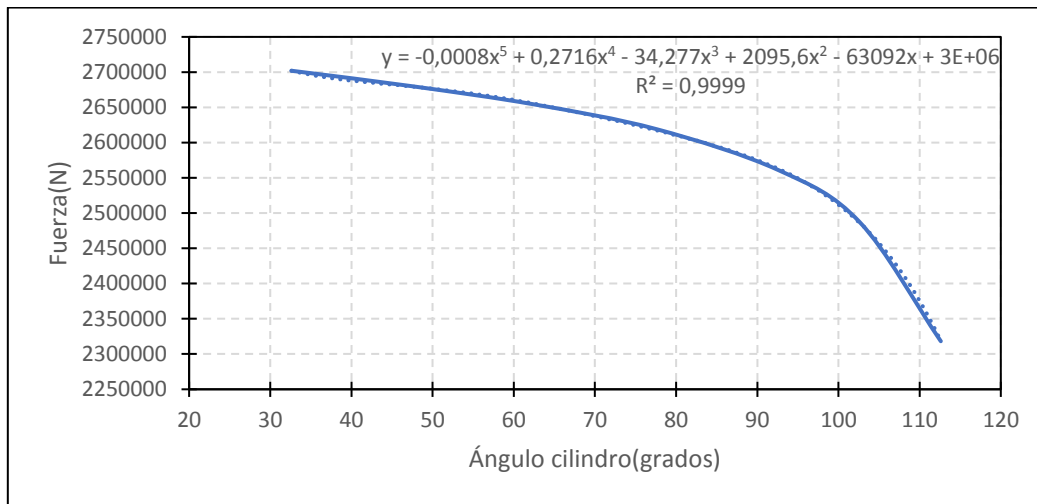
**Gráfico 3.1.4.1.** Curva de fuerzas del cilindro.

Una vez que hemos generado nuestra curva Ángulo de izado-Fuerza podemos agregarle una línea de tendencia que nos permite conocer la fuerza a realizar en cualquier ángulo. Por lo tanto, hemos pasado de unos ciertos unos valores de fuerza para unos



determinados ángulos a poder conocer la fuerza que ha de desarrollar el cilindro para cualquier ángulo. Como vemos el ajuste es muy bueno ya que  $R^2=1$ .

De igual manera que hemos obtenido una gráfica que nos relacionaba la fuerza con el ángulo de izado del brazo de la grúa, podemos generar otra que nos represente el ángulo que forma el cilindro con la horizontal y la fuerza.



Gráfica 3.1.4.2. Curva de fuerzas del cilindro.

Como se aprecia también hemos generado una línea de tendencia similar a la anterior para poder conocer el valor de la fuerza sea cual sea el ángulo de trabajo.

### 3.1.5. Dimensionamiento del cilindro

Calculada la fuerza que ha de realizar el cilindro en el apartado anterior podemos dimensionar el cilindro al completo. Dimensionar el cilindro es necesario porque con ello conseguiremos saber la presión y el caudal que nuestras bombas nos tienen que proporcionar. Sin embargo, el cilindro no puede ser dimensionado con este valor de la fuerza, sino que, necesita de más parámetros para poder ser dimensionado.

Uno que podemos conocer de una manera sencilla es la carrera del cilindro. Como midiendo podemos conocer lo que mide el cilindro retraído y midiendo también podemos conocer lo que mide el ángulo cuando su extensión es máxima únicamente tendremos que restar ambos parámetros y conoceremos la carrera.

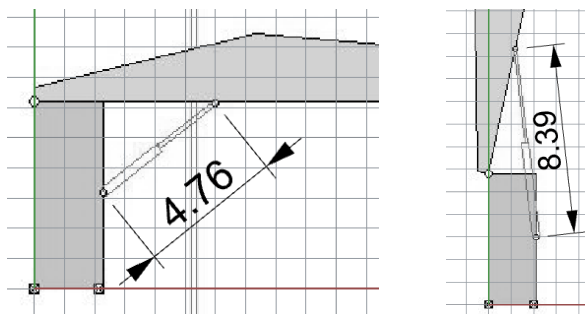


Figura 3.1.5.1. Dimensiones del cilindro [2].



$$Carrera = 8.39 - 4.76 = 3.63 \text{ m}$$

Como vamos a seleccionar un cilindro comercial será necesario que la carrera este dentro de los valores comerciales que tengamos. En este caso y para que el cilindro cuando trabaje con el mayor ángulo de abatimiento tenga cierto margen vamos a redondear la carrera a 3.75 m.

Con esta información lo primero que debemos calcular es el diámetro mínimo del vástago. Para ello, utilizaremos la siguiente expresión:

$$D_{min} = \sqrt[4]{\frac{64 * F * l_k^2 * s}{E * \Pi^3}}$$

Dónde:

- $F \rightarrow$  Fuerza máxima que debe desarrollar el cilindro en kg.
- $l_k \rightarrow 2*c$  siendo  $c$  la carrera del cilindro en centímetros.
- $s \rightarrow$  Coeficiente de seguridad que normalmente vale 3.
- $E \rightarrow$  Módulo de elasticidad que vale  $2.1*10^6 \text{ kg/cm}^2$ .

El diámetro mínimo del vástago que obtenemos es el siguiente:

$$D_{min} = \sqrt[4]{\frac{64 * 137716 * (2 * 375)^2 * 3}{2.1 * 10^6 * \Pi^3}} = 259.53 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el diámetro del vástago no puede ser inferior a 259.53 cm o no podrá soportar la fuerza que el cilindro ha de realizar.

La presión máxima a la que nuestro cilindro va a trabajar es función de la presión máxima y del área del embolo. Pues bien, el área del embolo no la tenemos definida ya que no tenemos seleccionado el cilindro.

Para comenzar es importante recalcar que la grúa dispone de 2 cilindros por lo que la fuerza máxima que debe realizar cada uno de los cilindros es la mitad de la calculada.

Como hemos definido que el diámetro mínimo del vástago ha de ser de 291 mm vamos a imponer que el diámetro del vástago sea de 300 mm o mayor ya que es imposible encontrar un cilindro comercial que me proporcione un diámetro del vástago de 291mm. La casa comercial que se ha escogido para seleccionar el cilindro es HYDRAtch [12]. Se selecciona esta casa comercial debido a que nos proporciona un software en el que podemos ajustar los distintos parámetros de nuestro cilindro a nuestras necesidades y nos da como resultado el cilindro con todas sus dimensiones.



El Software tiene un aspecto como el siguiente:

Type	CM 315 Crane ▼		
Fixing cylinder	G: Cast material fork ▼		
Fixing rod	G: Cast material fork ▼		
Piston rod eye	Standard ▼		
Pressure Push (bar)	150	Min - Max	10 - 315
Pressure Pull (bar)	150	Min - Max	10 - 315
Bore	400 ▼	Push force (kN)	1885.0
Rod	300 ▼	Pull force (kN)	824.7
Stroke	10	Min - Max *	10 - 6120
(* Max stroke acc. to buckling SF 4 Euler)			
Length mounted min (A)	1350	Min - Max	1350 - 21420
Position	0	Min - Max	0 - 10

Figura 3.1.5.2. Software de selección del cilindro [12].

Si lo explicamos por partes la primera fundamental es la relacionada con el Bore y Rod o lo que es lo mismo diámetro del émbolo y del vástago respectivamente. Como se aprecia en la siguiente imagen se ve que hemos definido el diámetro del vástago en 300mm para cumplir con lo previamente anunciado. Además, se fija un diámetro de émbolo de 400mm

Type	CM 315 Crane ▼		
Fixing cylinder	G: Cast material fork ▼		
Fixing rod	G: Cast material fork ▼		
Piston rod eye	Standard ▼		
Pressure Push (bar)	150	Min - Max	10 - 315
Pressure Pull (bar)	150	Min - Max	10 - 315
Bore	400 ▼	Push force (kN)	1885.0
Rod	300 ▼	Pull force (kN)	824.7
Stroke	10	Min - Max *	10 - 6120
(* Max stroke acc. to buckling SF 4 Euler)			
Length mounted min (A)	1350	Min - Max	1350 - 21420
Position	0	Min - Max	0 - 10

Figura 3.1.5.3. Software de selección del cilindro [12].



Una vez que ya tenemos el diámetro del émbolo y conocemos la fuerza máxima que debe desarrollar el cilindro, podemos conocer la presión máxima de trabajo gracias a la siguiente expresión:

$$P = \frac{F}{S} = \frac{F}{\pi * R^2} = \frac{1350993.8}{\pi * 200^2 * 100} * 10 = 107.51 \text{ bar}$$

Esta es la presión sin tener en cuenta las pérdidas de carga de los elementos que conformaran el circuito hidráulico. La presión final será calculada en futuros apartados cuando se calculen las bombas que se van a colocar.

Una vez definida la presión podemos introducirla en el Software comprobar si la presión junto con el área del émbolo nos proporciona la fuerza necesaria.

Pressure Push (bar)	107.5	Min - Max	10 - 315
Pressure Pull (bar)	107.5	Min - Max	10 - 315
Bore	400	Push force (kN)	1350.9
Rod	300	Pull force (kN)	591.0

Figura 3.1.5.4. Software de selección del cilindro [12].

Como se puede apreciar la fuerza que el fabricante nos proporciona es superior a la calculada, por lo que, es la presión y el área del émbolo son los correctos.

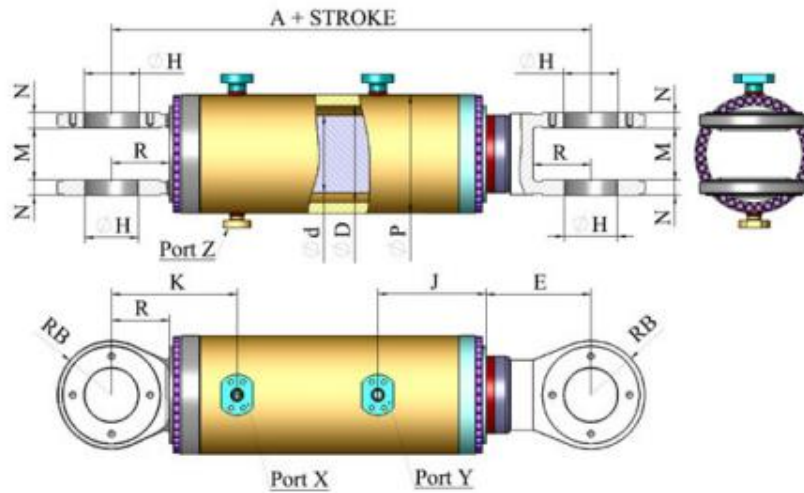
A continuación, se introduce el valor de la carrera y ya tendríamos todos los parámetros que suministrar al fabricante.

Pressure Push (bar)	107.5	Min - Max	10 - 315
Pressure Pull (bar)	107.5	Min - Max	10 - 315
Bore	400	Push force (kN)	1350.9
Rod	300	Pull force (kN)	591.0
Stroke	3750	Min - Max *	10 - 7320

Figura 3.1.5.5. Software de selección del cilindro [12].



Con todo definido el fabricante nos proporciona una ficha técnica con los principales parámetros de nuestro cilindro, así como una representación de este.



**Figura 3.1.5.6.** Vistas del cilindro [12].

Product Attribute	Value
Fixing cylinder	G: Cast material fork
Fixing rod	G: Cast material fork
Rod eye type	Standard
Pressure Push (bar)	107.5
Pressure Pull (bar)	107.5
Push force (kN)	1350.9
Pull force (kN)	591.0
Bore	400
Rod	300
Stroke	3750
Length mounted min (A)	5090
Material rod	HC: Hard chromium
Treatment	X: Sandblasted and primed
Connection angle (°)	0

**Figura 3.1.5.7.** Parámetros principales del cilindro [12].



Como se puede ver en las tres vistas del cilindro disponemos de las diferentes magnitudes del cilindro acotadas, por lo que, solamente debemos buscar el tipo de cilindro que hemos diseñado y encontrar el valor de cada parámetro acotado.

Part number	Description	Cylinder dia ØD mm	Stempelstang Dia Ød mm
CM 315 GG 400/300	Cylinder CM 315 Crane	400	300

**Figura 3.1.5.8.** Área del embolo y área del vástago del cilindro [12].

A	RB	E	H	J	K	R	M	N	P	Port X	Port Y	Port Z
1340	210	396	250	300	430	255	234	78,0	495,0	1 1/4" SAE	1 1/4" SAE	3/4" SAE

**Figura 3.1.5.10.** Dimensiones principales del cilindro [12].

Para terminar el dimensionamiento del cilindro únicamente faltaría conocer el caudal necesario para conseguir el izado del brazo de la grúa en 90s.

$$Caudal = \frac{A_e * carrera}{tiempo} = \frac{\pi * 0.2^2 * 3.75}{90} * 6000 = 314 \frac{l}{min}$$

Aunque no es necesario para la realización del trabajo, el fabricante nos aporta un archivo 3D de la representación del cilindro. El Software en el que nos lo proporciona es en SolidWorks [6] y puede ser muy útil si queremos realizar alguna comprobación o si queremos calcular algún parámetro más. La representación del cilindro en el programa es la siguiente.



**Figura 3.1.5.11.** Modelado del cilindro [6].



### 3.1.6. Dimensionamiento del rodamiento de giro

Al igual que tenemos el movimiento del cable y del brazo en nuestra grúa tenemos un tercer movimiento. Este es el producido por el giro de la torre lo que proporciona a la grúa la posibilidad de trabajar en los 360° del plano. Para esto es necesario que en la zona donde se une la grúa con el pedestal exista un rodamiento de giro capaz de hacer girar la grúa al completo con la carga incluida.

Este rodamiento ha de ser capaz de soportar todas las fuerzas que sobre él actúan. Al tratarse de una grúa de una magnitud considerable estas fuerzas no van a ser pequeñas por lo que el rodamiento debe estar bien dimensionado por que la óptima operatividad de la grúa depende en gran medida de este elemento.

Además de soportar las fuerzas que actúan sobre él debe poder desarrollar el par suficiente para hacer girar la grúa. Si al igual que las fuerzas que actúan sobre él son elevadas el par que tendrá que desarrollar también será elevado y por tanto necesitaremos un motor hidráulico para conseguirlo. Pues bien, más adelante también habrá que definir dicho motor para conocer la bomba que ha de alimentarlo y su gasto energético.

Tanto las fuerzas como el par vienen se han obtenido mediante el programa Working Model [3].

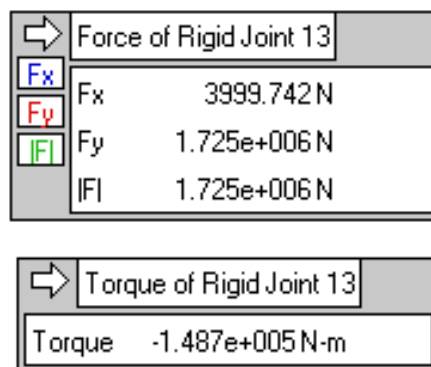


Figura 3.1.6.1. Fuerzas y par que actúan en el rodamiento de giro [3].

Ahora es necesario que calculemos la fuerza dinámica que actúa sobre el rodamiento, la cual se calcula en base a la siguiente expresión.

$$C_{dyn} = X * F_r + Y * F_y$$

Siendo X el factor de carga radial en el rodamiento, Y el factor de carga axial en el rodamiento,  $F_r$  carga radial del rodamiento y  $F_y$  la carga axial del rodamiento.

Los valores de X e Y se pueden conocer gracias a la siguiente tabla.





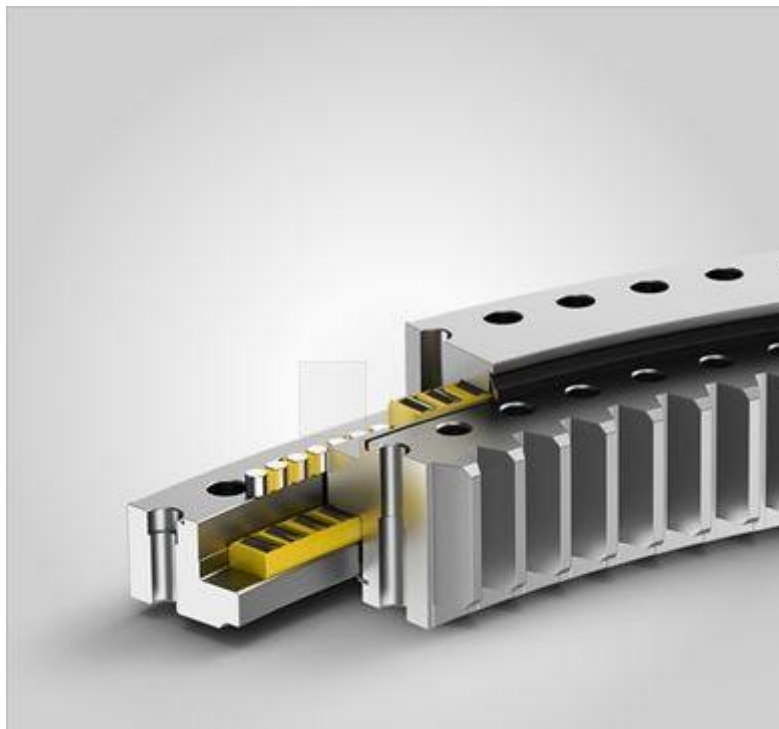
Número de rodamientos	Disposición	Sufijo en la designación	Representación gráfica	Sentido de la carga	Capacidad de carga del conjunto de rodamientos		Carga límite de fatiga del conjunto de rodamientos	Factores de cálculo	
					dinámica	estática		X	Y
2	Espalda con espalda	DB	<>	→	C	C <sub>0</sub>	P <sub>U</sub>	2,04	0,54
	Cara a cara	DF	><	→	C	C <sub>0</sub>	P <sub>U</sub>	2,04	0,54
	En tándem	DT	<<	→	1,63 C	2 C <sub>0</sub>	2 P <sub>U</sub>	–	–
3	Espalda con espalda y en tándem	TBT	<>>	→	C	C <sub>0</sub>	P <sub>U</sub>	1,54	0,75
			<>>	←	1,63 C	2 C <sub>0</sub>	2 P <sub>U</sub>	2,5	0,33
	Cara a cara y en tándem	TFT	><<	←	C	C <sub>0</sub>	P <sub>U</sub>	1,54	0,75
			><<	→	1,63 C	2 C <sub>0</sub>	2 P <sub>U</sub>	2,5	0,33
En tándem	TT	<<<	→	2,16 C	3 C <sub>0</sub>	3 P <sub>U</sub>	–	–	

**Tabla 3.1.6.1.** Factores de carga de rodamientos [13].

Se calcula por tanto la carga dinámica y se selecciona un rodamiento el cuál sea capaz de soportarla y que tenga las dimensiones adecuadas.

$$C_{dyn} = 2.04 * 3999.742 + 0.54 * 1725000 = 974459.47 \text{ N}$$

Del catálogo de la casa comercial Liebherr [13] se ha seleccionado un rodamiento de giro de un diámetro de 2181 mm y que es capaz de soportar una carga dinámica de 2156 kN.



**Figura 3.1.6.2.** Representación del rodamiento de giro de la casa comercial Liebherr [13].



Categoría de productos	Unión giratoria de rodillos
Diámetro exterior	2.181 mm
Cuerpo de rodamiento	26 mm
Diámetro de la alcantarilla / pista de soporte	2.000 mm
Módulo de dentado	16 mm
Número de caminos de rodadura	3
Peso	1.202 kg
Diámetro interior	1.728 mm
Altura	147,0 mm
Diámetro exterior del círculo de agujeros	2.115 mm
Diámetro interior del círculo de agujeros	1.875 mm
Número de perforaciones, exterior	44
Número de perforaciones, interior	44
Tamaño del tornillo, exterior	M30
Tamaño del tornillo, interior	M30
Número de dientes	-.109
Anchura de diente	117,0 mm
Capacidad de carga estática	19.065 kN
Capacidad de carga dinámica	2.156 kN

**Figura 3.1.6.3.** Características del rodamiento de giro de la casa comercial Liebherr [13].

### 3.1.7. Centro de gravedad de la grúa

Una vez que tenemos todos los elementos de la grúa definidos solamente faltaría calcular su centro de gravedad. Como se ha mencionado con anterioridad este punto es muy importante debido a que uno de los principales objetivos del dimensionamiento de la grúa es conocer su centro de gravedad y peso total para así poder conocer qué efecto tendrá en el buque. El centro de gravedad de las grúas de cubiertas en buques suele ser muy elevado con respecto al centro de gravedad del buque por lo que puede ocasionar



que este se eleve en exceso. Es importante que la precisión en el cálculo sea elevada ya que supone un elemento muy importante del buque.

Retomando el cálculo anterior en el que hemos definido una serie de partes de la grúa, vamos a incluir las nuevas.

Elemento	Peso(kg)
Brazo	26739,63
Soporte inferior	6338,35
Soporte superior	6452,06
Conos cilindro	61,13
Cilindro	182,07
Unión	113,71
Unión cilindro	113,06
Cable	2269,50
Cabestrante	7787,50
Rodamiento	1202,00
Apoyo	17819,50

**Tabla 3.1.6.2.** Tabla de pesos de los elementos de la grúa.

Una vez se han incluido todos los elementos si conocemos el centro de gravedad de cada uno de ellos mediante un sumatorio de momento podemos definir el centro de gravedad de la grúa.

$$Peso_{grua} * OY_{grua} = \Sigma Peso_{elemento} * OY_{elemento}$$

$$OY_{grua} = \frac{\Sigma Peso_{elemento} * OY_{elemento}}{Peso_{grua}}$$

Elemento	Peso(kg)	C.g. vertical(m)	Producto
Brazo	26739,63	14,92	398955,23
Soporte inferior	6338,35	9,20	58312,78
Soporte superior	6452,06	12,16	78457,03
Conos cilindro	61,13	10,73	655,91
Cilindro	182,07	12,43	2263,16
Unión	113,71	14,14	1607,90
Unión cilindro	113,06	13,91	1572,60
Cable	2269,50	16,00	36312,00
Cabestrante	7787,50	16,13	125612,36
Rodamiento	1202,00	8,20	9856,40
Apoyo	17819,50	4,90	87315,55
		suma=	800920,92

C.g. Vertical(m)	11,594
------------------	--------

**Tabla 3.1.6.3.** Cálculo del centro de gravedad de vertical.



De igual manera que se ha hecho con el centro de gravedad vertical se realiza el mismo cálculo con el centro de gravedad horizontal.

$$Peso_{grua} * OX_{grua} = \Sigma Peso_{elemento} * OX_{elemento}$$

$$OX_{grua} = \frac{\Sigma Peso_{elemento} * OX_{elemento}}{Peso_{grua}}$$

Elemento	Peso(kg)	C.g. horizontal(m)	Producto
Brazo	26739,63	12,12	324084,28
Soporte inferior	6338,35	1,15	7289,10
Soporte superior	6452,06	0,81	5226,17
Conos cilindro	61,13	1,85	113,09
Cilindro	182,07	3,88	706,44
Unión	113,71	0,37	42,07
Unión cilindro	113,06	5,99	677,20
Cable	2269,50	13,91	31559,67
Cabestrante	7787,50	3,21	24966,72
Rodamiento	1202,00	0,00	0,00
Apoyo	17819,50	0,18	3207,51
suma=			397872,25

C.g. Horizontal(m)	5,760
--------------------	-------

**Tabla 3.1.6.4.** Cálculo del centro de gravedad horizontal.

Por último, se calcula el peso total de la grúa sumando el peso de todos los elementos.

$$P_{grua} = \Sigma Peso_{elemento} = 69.078 \text{ toneladas}$$

Como se puede apreciar este valor es superior a las 50 toneladas que el fabricante nos proporcionó. Esto se debe a que el pedestal no se ha tenido en cuenta dentro de esas 50 toneladas, por lo que, el cálculo de su peso se ha sumado una el resto de los elementos estaban definidos y las 50 toneladas completas.



### **3.2. Características del circuito hidráulico**

Una vez que ya hemos definido todos los elementos de nuestras grúas será necesario que las pongamos en funcionamiento. Tan importante como la selección de grúa y sus cálculos iniciales, es el circuito hidráulico que posibilitara el manejo de la esta. Otro de los aspectos por lo que es necesario conocer el circuito hidráulico es porque gracias a ello vamos a conocer las bombas que son necesarias para suministrar el caudal y la presión que la grúa requiera. Esto es una cuestión muy importante ya que la demanda de potencia principal de la grúa va a venir de las bombas y necesitamos saber si el margen de potencia que disponemos en nuestro buque nos permite satisfacer dicha demanda.

Además del circuito hidráulico de la mano ira el circuito electrónico gracias al cual vamos a conseguir llevar a cabo el manejo de la grúa. Dado que ambos dependen el uno de otro se deberán realizar conjuntamente y en relación uno con otro ya que será imposible que se realice el correcto manejo de la grúa si el circuito de electrónico de control no es el adecuado.

Ambos diseños de circuitos se han realizado mediante el programa FluidSim que nos permite simular tanto el circuito hidráulico como el circuito electrónico.

Una de las cosas que deberemos tener en cuenta a la hora de utilizar FluidSim es que vamos a tener limitaciones. Una de ellas y posiblemente la más problemática es que en el cilindro la fuerza real que actúa sobre él es mayor a la que el programa nos permite introducir por lo que para que la simulación sea la correcta se necesitara introducir una corriente hidráulica por la zona del vástago para conseguir la fuerza necesaria para que la simulación sea comparable a la realidad. Se explicará más adelante que se ha realizado para conseguir que la simulación sea correcta y se presentaran tanto el circuito real, como el utilizado en la simulación.

#### **3.2.1. Parámetros iniciales del circuito**

Antes de comenzar con el diseño del circuito hidráulico es necesario realizar el análisis de una serie de parámetros que nos van a servir como punto de partida para llevar a cabo el diseño.

Para empezar, vamos a analizar aquellos elementos que precisan de suministro hidráulico para su funcionamiento.

- Cilindro hidráulico
- Cabrestante
- Motor de giro

Como podemos ver tres dispositivos requieren de suministro hidráulico por lo que se realizaran tres circuitos diferentes que cubran las necesidades de cada uno de ellos. Es importante aclarar que diferentes no significa independiente ya que, aunque los circuitos se diseñen por separado y tengan un diseño diferente, todos van a estar conectados al mismo tanque.



Otro punto importante que requiere aclaración es que el elemento cilindro hidráulico realmente son dos cilindros hidráulicos. Sin embargo, como la demanda de uno y otro es la misma ya que trabajan de manera simultánea y bajo los mismos requisitos sus demandas de presión y caudal son iguales. Esto no quiere decir que no se realice el diseño de cada circuito hidráulico para cada cilindro, solo que serán iguales. También es importante resaltar que las demandas totales de caudal y presión van a estar englobadas por el cabrestante, motor de giro y los dos cilindros hidráulicos.

Pasamos ahora a analizar cada elemento por separado.

### 3.2.2. Cilindro hidráulico

Tenemos una serie de parámetros que nos van a servir como punto de partida:

- Área de embolo
- Área del vástago
- Carrera
- Velocidad de salida
- Presión de trabajo

Todos estos parámetros se han definido con anterioridad y ahora es el momento de utilizarlos.

Si bien tanto las áreas como la carrera son dimensiones y por tanto no cambian, la velocidad y la presión podrían cambiar según la posición en la que se encuentre la grúa. En este caso la velocidad es constante sea cual sea el punto en el que se encuentre el cilindro, sin embargo, la presión de trabajo no es constante. Debido a que el cilindro es el encargado del izado del brazo de la grúa, las fuerzas que actúan sobre este cambian de posición lo que hace que la fuerza varíe. Dado que la fuerza varía la presión varía con ella por lo que tendremos un perfil de presiones.

Este perfil de presiones se ha calculado en apartados anteriores y FluidSim nos permite introducir un perfil de fuerzas, en el cual, dependiendo de la posición del cilindro la fuerza que debe vencer sea una determinada.

Sin embargo, tenemos el problema de que la fuerza máxima que admite FluidSim es inferior a la máxima que el cilindro debe vencer. En este apartado es donde vamos a introducir esa corriente que antes hemos mencionado para conseguir que sobre el cilindro la fuerza que actúe sea la calculada.

El perfil de fuerza que el cilindro debe realizar ya ha sido analizado con anterioridad por lo que aquí solo introduciremos el resultado de ese análisis y analizaremos como conseguimos introducir esos números en FluidSim.



Ángulo de izado	Fuerza vertical(N)	Fuerza horizontal(N)	Fuerza total(N)
0	2701985	4000	2701987,961
15	2679780	2300	2679780,987
30	2654000	1400	2654000,369
45	2619000	900	2619000,155
60	2560930	400	2560930,031
70	2487290	600	2487290,072
80	2318200	-400	2318200,035

**Tabla 3.2.2.1.** Fuerza realizada por el cilindro.

Esta fuerza está referida a la total que deben realizar los dos cilindros, por lo que, la fuerza real a realizar por cada cilindro será la mitad de la anterior mostrada.

Esa fuerza es necesario transformarla en presión ya que es verdaderamente lo que necesitamos para dimensionar nuestro circuito hidráulico. Esto se puede calcular con la expresión que relaciona la fuerza con el área. En este caso el área no es otra que el área del émbolo de nuestro cilindro.

$$P = \frac{F}{S} = \frac{F}{A_e}$$

Con esto ya se puede presentar las distintas presiones que deben llegar al cilindro.

Angulo de izado	Fuerza total(N)	Presión (bar)
0	1350993,98	107,51
15	1339890,49	106,63
30	1327000,18	105,60
45	1309500,08	104,21
60	1280465,02	101,90
70	1243645,04	98,97
80	1159100,02	92,24

**Tabla 3.2.2.2.** Presión de trabajo del cilindro.

Si vamos ahora al programa y en las propiedades del cilindro pinchamos en la pestaña de perfil de fuerza nos encontramos la siguiente ventana.

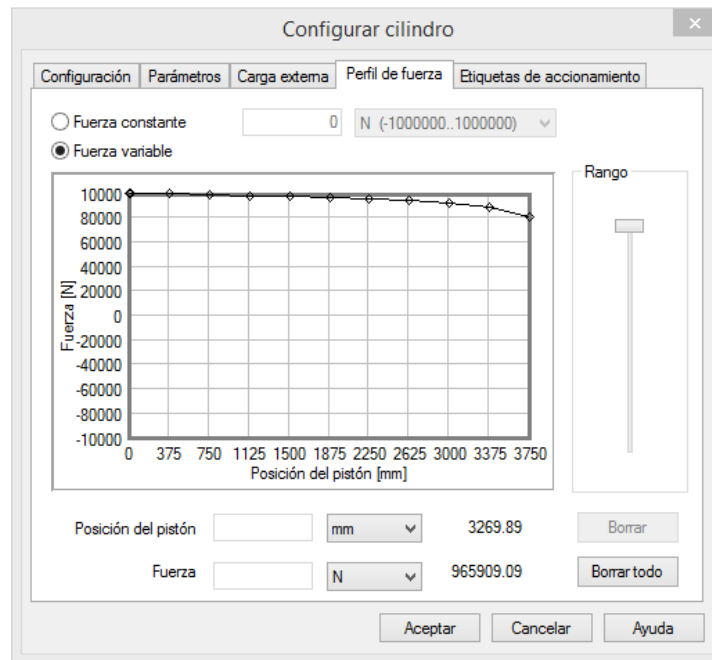


Figura 3.2.2.1. Perfil de fuerzas del cilindro en FluidSim [5].

Como se aprecia FluidSim nos da la opción de mediante un gráfico introducir las diferentes fuerzas para cada posición del cilindro. La fuerza máxima que el programa nos permite introducir de 1.000.000 N y la fuerza máxima que necesitamos introducir es superior a esta, por lo que vamos a realizar lo siguiente.

Si por el lado del émbolo introducimos un caudal de fluido a una cierta presión podemos hacer que el cilindro tenga que vencer esta fuerza más la generada por dicho caudal. Esto hace que la fuerza sea generada por un lado el perfil de fuerzas que nos proporciona FluidSim y por otro por este caudal. Este caudal no se da en la realidad, es decir, en la realidad toda la fuerza esta generada por el peso de elementos y carga.

El método de cálculo será el siguiente:

- En un primer lugar vamos a comparar el punto en el que la fuerza del cilindro a desarrollar es máxima.
- A continuación, compararemos esa fuerza con la máxima que FluidSim nos permite introducir.
- El resultado de la resta de estas dos fuerzas va a definir la fuerza que tenemos que generar mediante una corriente opuesta al movimiento del cilindro.
- Dimensionamos la presión gracias al área del vástago ya calculada.
- Por último, esa fuerza generada mediante la corriente se la restaremos a todo el perfil de fuerzas a lo largo de la carrera por lo que todas las fuerzas se encontraran por debajo de la máxima que FluidSim nos deja introducir.

Todo esto que hemos explicado es necesario que lo pasemos a números que es lo necesario para nuestro circuito hidráulico.

$$Difer. = F_{max.cilindro} - F_{max.FluidSim} = 1350993.98 - 1000000 = 350993.98 N$$





Esta diferencia se la restamos a todas las fuerzas y nos queda la siguiente tabla.

Ángulo de izado	Fuerza (N)
0	1000000,00
15	988896,51
30	976006,20
45	958506,10
60	929471,04
70	892651,06
80	808106,04

**Tabla 3.2.2.3.** Perfil de fuerzas de FluidSim [5].

Utilizando el  $A_e - A_v$  podemos obtener la presión que debe tener la corriente contraria al movimiento del cilindro.

$$P_{Corriente} = \frac{Difer.}{A_e - A_v} = \frac{350993.98}{12.5694 - 7.0686} = 63.07 \text{ bar}$$

Ya tenemos el perfil de fuerzas que debemos introducir en el cilindro y ya tenemos dimensionada la corriente ficticia que es necesaria introducir por lo que ya tenemos dimensionado todo lo referente al cilindro.

### 3.2.3. Cabrestante

Otro de los elementos más importantes de la grúa es el cabrestante cuyo elemento ha sido dimensionado con anterioridad. En este caso se toma la consideración de que el propio fabricante incluye en el cabrestante el motor hidráulico necesario debido a que nos proporciona información referente al mismo. Lo que se realizará en este apartado será un cálculo de todos los parámetros del motor.

Partiremos de la potencia anteriormente calculada que necesita el cabrestante para poder desarrollar la fuerza necesaria a la velocidad indicada. Partimos de que la potencia que tiene que desarrollar el motor es de 66 KW o lo que es lo mismo 48,510 HP.

Otro de los parámetros más importantes va a ser las revoluciones del motor. En este caso las definiremos gracias a la velocidad de izado y al diámetro del cabrestante.

Partiendo de una velocidad de izado de 10/25 m/min que es necesario cumplir y de que el diámetro del cabrestante es de 0,95 m se puede definir que la velocidad angular o lo que es lo mismo las revoluciones se pueden calcular mediante la siguiente expresión.

$$V = r * \omega$$

Siendo V la velocidad lineal de izado (m/min), r el radio del cabrestante (m) y  $\omega$  la velocidad angular en ( $min^{-1}$ ).



Se obtiene que la velocidad angular ha de ser de  $0.842 \text{ min}^{-1}$  o lo que es lo mismo 0.842 rpm.

Con este cálculo de revoluciones y con la potencia que desarrolla el motor se puede realizar el cálculo del par entregado por el dicho motor.

$$T_{\text{dado}} = \frac{P * 716.2}{N} = 41262.31 \text{ kg} * m = 412623,1 \text{ N} * m$$

Siendo la P la potencia que desarrolla el motor en HP y N las revoluciones a las que gira en rpm.

Además del par entregado por el motor se puede estimar el par necesario para manejar la carga de 50 toneladas. Esto va a depender tanto del propio peso de la carga como del diámetro de cabrestante. Haciendo una simple operación de fuerza por distancia obtenemos el par necesario.

$$T_{\text{necesario}} = P_{\text{carga}} * r = 237500 \text{ N} * m$$

Como se puede apreciar el par que nos proporciona el cabrestante es mayor que el necesario para mover la carga por lo que la selección que anteriormente se ha realizado del cabrestante es buena.

Dimensionando a partir del par necesario se definirá las características del motor. El cálculo se puede realizar en base a dos condiciones.

- Fijando la presión de trabajo
- Fijando la cilindrada

Se toma la decisión de que vamos a imponer la condición de fijar una presión de trabajo y a partir de ella calcular el resto de los parámetros. La presión fijada es de 300 bares.

La cilindrada del motor se establece gracias a la siguiente expresión.

$$\text{Cilindrada} \left( \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right) = \frac{\text{Par}_{\text{necesario}} * 628}{p} = 49716.67 \text{ cm}^3 / \text{rev}$$

Siendo p la presión de trabajo en bares y el Par en daN\*m.

Si expresamos la cilindrada en litros obtenemos que la cilindrada es igual a 49.717 l/rev y partiendo de que las revoluciones son de 0.842 por minuto podemos obtener el caudal en litros/min únicamente multiplicando estos valores.

$$\text{Caudal} = 44.064 \text{ l/min}$$



### 3.2.4. Motor de giro

Para finalizar con el análisis de elementos que debe incorporar nuestro circuito hidráulico es necesario dimensionar el motor que permitirá el giro de la grúa en sus 360°. Dado que el par que debe desarrollar el motor es muy elevado se dispone que sean 3 motores los que realicen la fuerza de modo que el rodamiento de giro previamente establecido estará accionado por tres motores, los cuales serán iguales.

Se muestra a continuación una representación de como quedarían engranados los tres motores con sus respectivas ruedas dentadas con el rodamiento de giro.

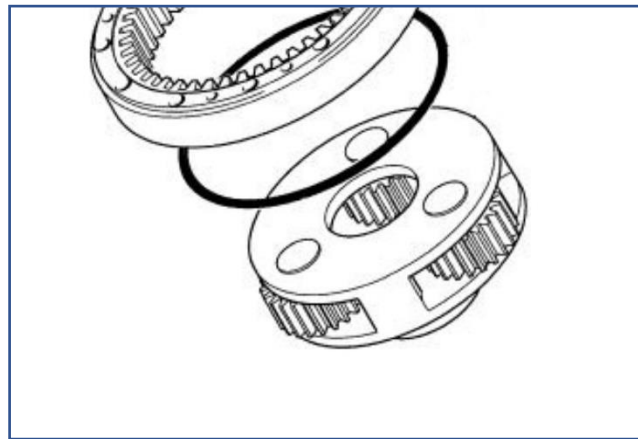


Figura 3.2.4.1. Representación engranaje del rodamiento de giro.

La fuerza que deben desarrollar los motores ha de ser la suficiente para desplazar todo el peso de la grúa incluyendo el peso de la carga. Por tanto, el dimensionamiento de los motores es necesario que se haga con el objetivo de satisfacer esta necesidad. De nada serviría que dimensionemos para el peso de la grúa únicamente si después cuando estemos manejando carga los motores no son capaces de desarrollar la fuerza suficiente.

Dado que el rodamiento en su interior presenta el aspecto de una rueda dentada, el tipo de engranaje seleccionado para acoplar los motores con el rodamiento de giro será mediante ruedas dentadas.

La velocidad de giro del rodamiento ha de ser de 0,6 rpm que es lo establecido por el fabricante y presenta 109 dientes en su interior. Para cada motor se ha decidido acoplar una rueda dentada de 25 dientes encargada de transmitir el par del motor al rodamiento. Aplicando formulación básica podemos conocer la velocidad de giro de dichas ruedas dentadas.

$$n_2 = \frac{n_1 * Z_1}{Z_2} = \frac{0.6 * 109}{25} = 2.616 \text{ rpm}$$

Siendo  $n_1$  la velocidad de giro del rodamiento en revoluciones por minutos,  $n_2$  la velocidad de giro de las ruedas dentadas en revoluciones por minutos,  $Z_1$  el número de dientes del rodamiento de giro y  $Z_2$  el número de dientes de la rueda dentada.



Podemos establecer la relación de transmisión que se establece entre el rodamiento de giro y la rueda dentada.

$$I_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{109}{25} = 4.36$$

Se establece que el par que es necesario mover por el rodamiento de giro sea de 1000000 Nm. Este valor es necesario dividirlo entre tres para conocer el par que deberá proporcionar cada motor.

$$T_{motor} = \frac{T_{total}}{N^{\circ}motores} = \frac{1000000}{3} = 333333.333 \text{ Nm}$$

Ya conocemos el par que debe aportar cada motor al rodamiento. Sin embargo, este par no es el que deberá desarrollar cada motor debido a que tenemos un engranaje y se establece una relación de transmisión entre rodamiento y rueda dentada. Para calcular el par que debe desarrollar cada motor será necesario que al par por motor se le aplique la relación de transmisión de manera que conoceremos el par que se ha de desarrollar en la rueda dentada.

$$T_{rueda} = \frac{T_{motor}}{I_1} = \frac{333333.333}{4.36} = 76452.6 \text{ Nm}$$

Una vez que se ha calculado el par que debe desarrollar el motor es necesario que encontremos un fabricante que nos proporcione un motor que cumpla con nuestras exigencias. Se busca en la casa comercial Rotary Power [14] y encontramos motores que se adaptan a nuestras necesidades de par. Sin embargo, estos motores tienen una velocidad de giro mínima de 10 revoluciones por minutos por lo que necesitamos acoplar el motor a la rueda dentada mediante un mecanismo de engranajes.

Siguiendo el ejemplo anterior se establece que la conexión del motor con la rueda dentada que acciona el rodamiento de giro se hará mediante dos ruedas dentadas cuya relación de transmisión nos asegure que la velocidad es la indicada.

Aplicando una relación básica podemos conocer el número de dientes que debe tener la rueda dentada accionada por el motor.

$$Z_3 = \frac{Z_2 * n_2}{n_3} = \frac{25 * 2.616}{10} = 6.54 \text{ dientes} = 7 \text{ dientes}$$

Siendo  $Z_3$  el número de dientes de la rueda accionada por el motor,  $Z_2$  el número de dientes de la rueda accionada el rodamiento de giro,  $n_2$  la velocidad de giro de la rueda que acciona el rodamiento de giro en revoluciones por minuto y  $n_3$  la velocidad de giro de la rueda accionada por el motor.

Se establece además la relación de transmisión y se calcula el par que el motor debe realizar.

$$I_2 = \frac{Z_2}{Z_3} = \frac{25}{7} = 3.571$$



$$T_{motor.final} = \frac{T_{motor}}{I_2} = \frac{76452.6}{3.571} = 21409.3 \text{ Nm}$$

El fabricante no nos proporciona el par directamente, pero nos indica como calcularlo con la siguiente expresión.

$$T(Nm) = \frac{\text{Desplazamiento}(cc) * \text{presion (bar)} * \eta_m}{20 * \Pi}$$

Siendo  $\eta_m$  el rendimiento mecánico.

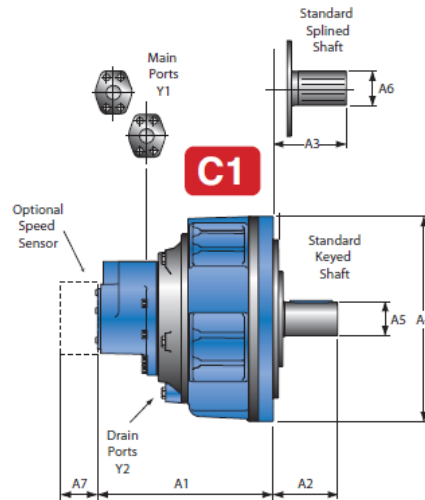


Figura 13.2.4.2. Representación del motor de giro [14].

Rotating Shaft	C1/T1	FRAME SIZE									
Dimensions (mm, inches)	Nominal Displacement (cc/rev)	200	500	750	1340	2000	3500	5000	7000	7400	13000
		290	-	850	1600	2500	4350	6250	8700	8800	16400
		350	-	1000	2200	2800	-	-	-	10500	-
		480	-	1230	-	3200	-	-	-	-	-
	Configuration	C1	C1	C1	C1	C1	C1	C1*	T1	C1*	C1*
Envelope	A1	315	335	394	449	508	602	T.B.A.	761	604	706
	A2	122	154	156	181	184	225		225	310	292
	A3	122	154	156	181	184	225		223	310	292
	A4-dia	345	370	436	545	583	695		700	900	1140
	A5-dia	50	60	63	80	95	110		120	180	220
	A6-dia	19t 10/20	18t 8/16	19t 8/16	24t 8/16	28t 8/16	25t 6/12		26t 6/12	41t 6/12	48t 6/12
A7	16	16	32	11	25	27	25	0	0		
Main Ports	Y1	1"	1"	1-1/4"	1 1/2"	2"	2"	2"	2"	2 x 2"	
		SAE J518 Code 62						SAE J518 Code 62			
Drain Ports	Y2	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	5/8"	5/8"	1"	1"	1"	
		SAE J514						SAE J514			

\*These motors are V1 configured, but supplied with an assembled shaft to convert to a C1.

Figura 3.2.4.3. Características del motor de giro (I) [14].



Motor Size		General Data		Standard		High Power	
Nominal Displacement cc/rev	Geometric Displacement cc/rev	Moment of Inertia Kg.m <sup>2</sup>	Approx Dry Weight Kg	Max Continuous Power kW	Max Continuous Speed rpm	Max Continuous Power kW	Max Continuous Speed rpm
200	207.8	0.0052	83	28	480	54	1000
290	289.3	0.0052	83	40	480	76	1000
350	339.3	0.0052	83	48	480	89	1000
480	480.7	0.0057	88	68	480	126	710
500	502	0.0094	110	61	430	103	700
750	757	0.0174	170	84	380	137	620
850	857	0.0174	170	95	350	155	620
1000	996	0.0199	170	100	350	187	600
1230	1160	0.0210	180	124	283	196	580
1340	1343	0.0487	290	125	320	221	565
1600	1602	0.0487	290	140	300	264	565
2200	2227	0.0900	-	195	216	264	406
2000	2003	0.0715	440	165	285	222	380
2500	2507	0.0715	440	185	285	278	380
2800	2801	0.0715	440	200	260	300	380
3200	3215	0.0715	440	237	240	357	380
3500	3504	0.2293	790	245	240	358	350
4350	4349	0.2293	790	304	240	400	240
5000	5019	0.2850	-	Not Applicable		450	210
6250	6250	0.2850	-			550	190
7000	7009	0.4100	1140			491	240
8700	8698	0.4100	1140			609	240
7400	7381	0.6440	1250			443	180
8800	8812	0.6440	1250			528	150
10500	10498	0.6440	1250			630	125
13000	13000	0.9550	-			820	125
16000	16400	0.9550	-			900	125

Tabla 3.2.4.1. Características del motor de giro (II) [14].

Este tipo de motores trabajan a una presión continua de 350 bares por lo que podemos conocer en la base a la fórmula que nos proporciona el fabricante el desplazamiento mínimo que debe tener el motor

$$Desplamiento = \frac{20 * \Pi * Par}{presión * \eta_m} = 4045.67 \text{ cc}$$

En el catálogo seleccionamos el inmediato superior con un desplazamiento de 4350 cc/rev.

Solamente nos faltaría conocer cuál ha de ser el caudal que debe llegar a cada uno de los motores para su correcto funcionamiento.

$$Caudal_{motor} = Desplazamiento \left( \frac{cc}{rev} \right) * N^{\circ}revoluciones * \frac{1}{1000} = 43.5 \text{ l/min}$$

Como apunte recordamos que este caudal debe tener una presión de 350 bares.



### 3.3. Diseño del circuito hidráulico

#### 3.3.1. Cilindro hidráulico

Una vez que se han calculado todos los parámetros que van a definir nuestro circuito hidráulico es momento de diseñarlo. Comenzamos con el circuito hidráulico correspondiente al cilindro. Dado que ambos cilindros presentan los mismos requisitos los circuitos de ambos cilindros serán iguales por lo que lo diseñado para uno es válido para el otro. Por lo tanto, solamente se diseñará un circuito.

Para comenzar es importante resaltar que el diseño que se va a realizar no será el real debido a las limitaciones que presenta el programa en uso FluidSim. Se presentará el circuito ficticio para que la simulación sea la correcta.

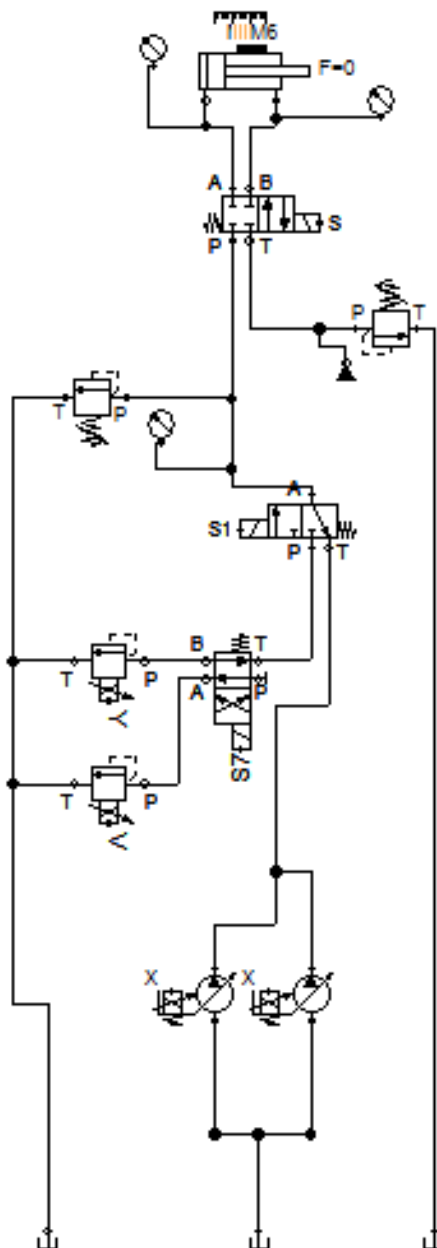


Figura 3.3.1.1. Diseño del circuito hidráulico correspondiente a uno de los cilindros [5].



Las válvulas encargadas de controlar que avance o retroceso del circuito son las accionadas mediante el solenoide S1, mientras que la accionada mediante S simplemente permite o no el paso del fluido al cilindro.

Se colocan válvulas limitadoras de presión con el fin de no permitir que exista una sobrepresión en el circuito que produzca el mal funcionamiento de la grúa.

La velocidad máxima de salida del cilindro es de 0,04 m/s y los parámetros para llegar a ella como el caudal se han definido con anterioridad. Bien con el fin de conseguir un mejor manejo de la carga ante situaciones complicadas y que requieran de delicadeza se establece una segunda velocidad de funcionamiento en 0,02 m/s. Con esto vamos a conseguir que en el caso de que fuera necesaria una mayor precisión en el manejo de la carga o por motivos de seguridad poder manejar la grúa de manera más lenta.

Para esto se disponen de bombas de desplazamiento variable que en función de la tensión que reciben mandan más o menos caudal. La presión que suministran será siempre la misma. El funcionamiento de estas bombas y la decisión de instalar dos se explicará en posteriores apartados.

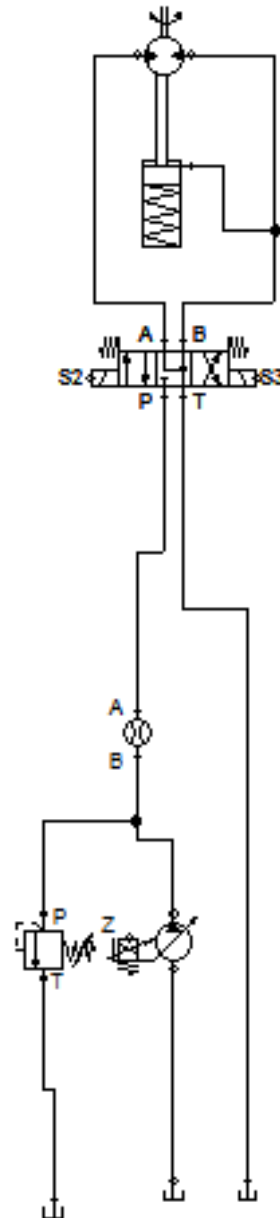
Para el descenso de la carga se han utilizado válvulas limitadoras de presión proporcional las cuales ajustan su valor de presión en función de la corriente que se les suministra. Con esto podemos hacer que el retroceso del cilindro se realice en toda su carrera a la misma velocidad y que las presiones de trabajo sean las adecuadas. Se han dispuesto dos válvulas limitadoras para conseguir dos velocidades distintas al igual que en la extensión de modo que facilite el manejo de la carga. Los solenoides encargados de controlar estas válvulas son los nombrados como Y y V, mientras que el solenoide S7 es el encargado de controlar la velocidad permitiendo el paso del flujo haciendo una válvula u otra.





### 3.3.2. Cabrestante

Pasamos ahora al diseño del circuito hidráulico de cabrestante. Con todos los parámetros ya calculados con anterioridad solo falta por mencionar que el cabrestante debe poder funcionar en los dos sentidos de giro, uno para izar el cabo y el otro para arriarlo. De este modo se diseñará el circuito de modo que el motor reversible pueda ser accionado por dos corrientes de diferente sentido.



**Figura 3.3.2.1.** Diseño del circuito hidráulico correspondiente al cabrestante [5].

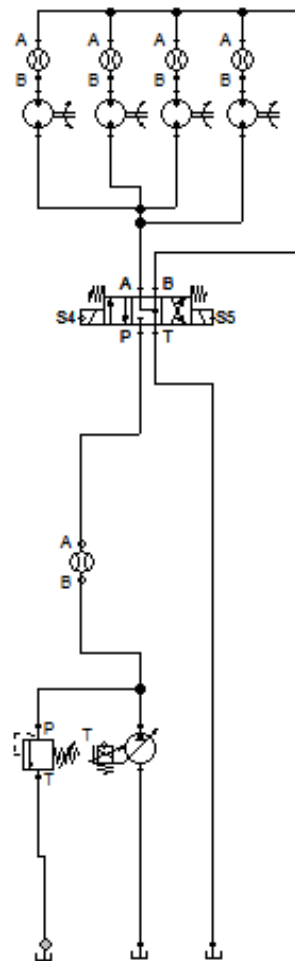
En este caso solo se ha necesitado una válvula direccional la cual controla el sentido de giro. Los solenoides encargados de controlar este giro son S2 y S3. Se dispone de una válvula limitadora de presión para evitar sobrepresiones en el circuito, así como de un cilindro que será utilizado a modo de freno.



Al igual que antes se ha utilizado una bomba de desplazamiento variable con el fin de poder controlar la velocidad de giro del motor. Como se aprecia y se ha mencionado anteriormente el motor hidráulico es necesario que sea reversible y por lo tanto así se dispone.

### 3.3.3. Motor de giro

Por último, nos queda por diseñar el circuito hidráulico correspondiente a los motores de giro. Se trata de un circuito similar al anterior con la diferencia que ahora es necesario activar tres motores de forma simultánea. Otra de las diferencias es que no se dispone de freno mediante cilindro ya que el peso a mover es tan elevado que no es necesario incluir un freno. Además, también contamos con el freno de los motores que actuaran conjuntamente.



**Figura 3.3.3.1.** Diseño del circuito hidráulico correspondiente a los motores de giro [5].

Como se ha mencionado anteriormente el circuito es similar al del cabrestante ya que dispone de los mismos elementos. Una válvula de direccional que se encarga de producir el movimiento en los dos sentidos de giro y esta accionada por los solenoides S4 y S5. La bomba es de desplazamiento variable con el fin de controlar la velocidad.

Se presentan ahora todos los circuitos unidos.

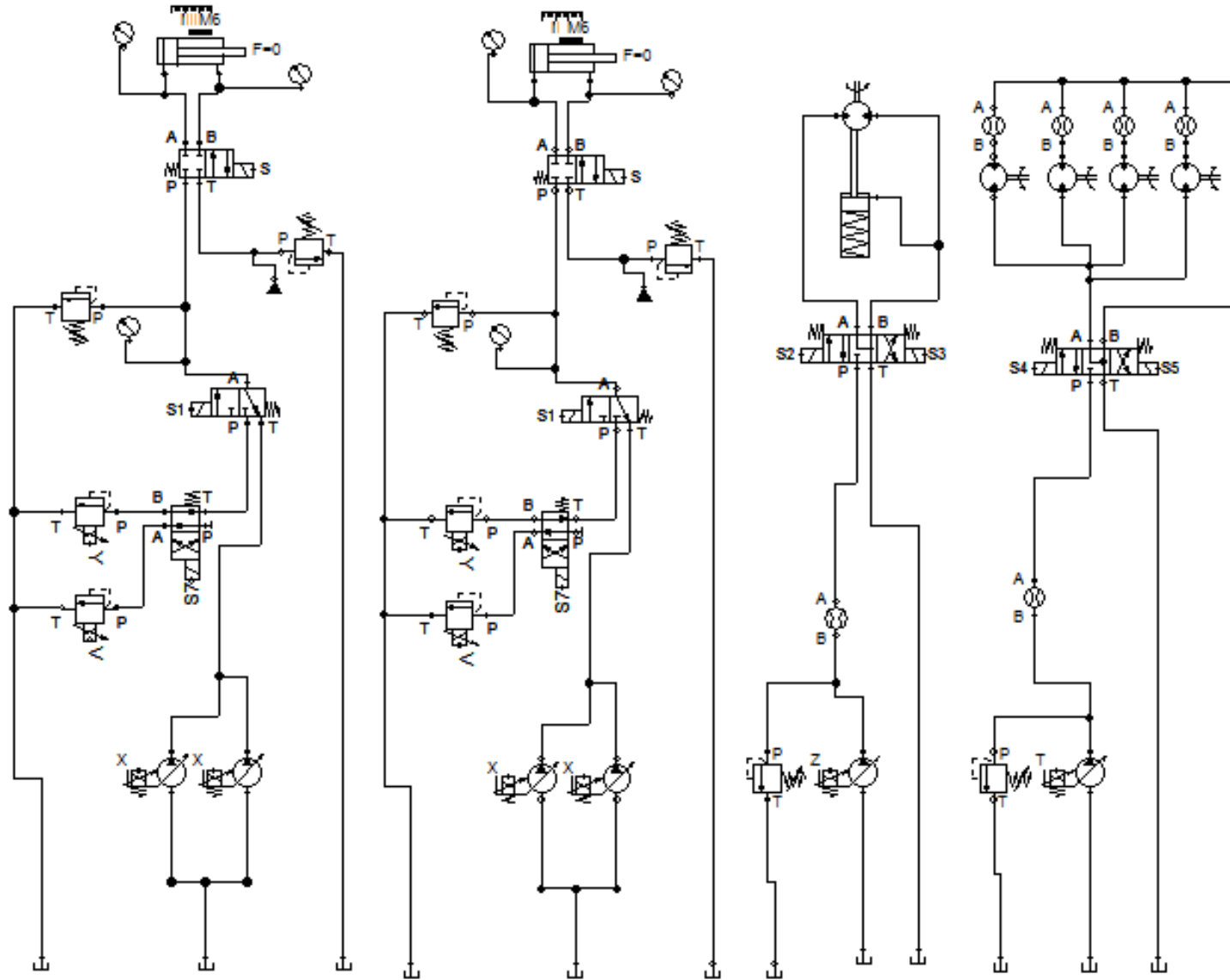


Figura 3.3.3.2. Diseño del circuito hidráulico completo [5].

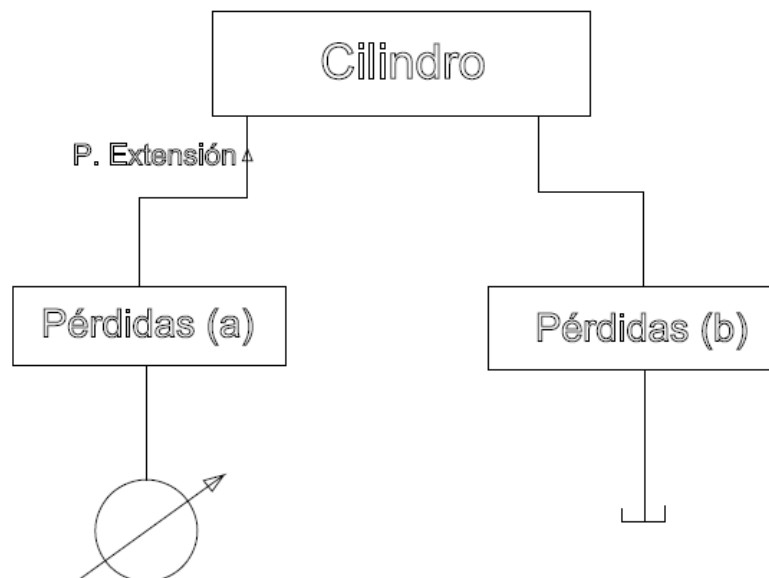


### 3.3.4. Selección de válvulas

Una vez que se han diseñado todos los circuitos hidráulicos y están establecidos todos los elementos que lo conforman es necesario realizar un análisis de ellos con el fin de poder dimensionar las bombas.

Es cierto que con anterioridad se han definido los parámetros para el correcto funcionamiento de cilindros, cabrestante y motor de giro, sin embargo, estos parámetros calculados no son los que realmente van a tener que suministrar las bombas. Debido a caídas de presiones de elementos será necesario que las bombas nos proporcionen una presión por encima de la calculada. Dicha sobrepresión va a ser función de las distintas caídas de presión que ocurren como consecuencia del paso del fluido por los distintos elementos que conforman el circuito.

A modo de esquema orientativo se dispone de una simplificación para el circuito hidráulico del cilindro.



**Figura 3.3.4.1.** Esquema pérdidas circuito hidráulico del cilindro.

Analizando el esquema anterior podemos aplicar la siguiente formulación:

$$P_{ext} * A_e = F_{ext} + Pérdidas(b) * (A_e - A_v)$$

Siendo las Pérdidas (b) la caída de presión debida a los elementos que se encuentran en la zona de salida del fluido del cilindro,  $P_{ext}$  es la presión que debe llegar a la entrada del cilindro y que provocara la salida de este, las Pérdidas (a) son las caídas de presión debida a los elementos que se encuentran antes de la entrada del fluido en el cilindro y la  $P_{bomba}$  es la presión que ha de suministrar la bomba.



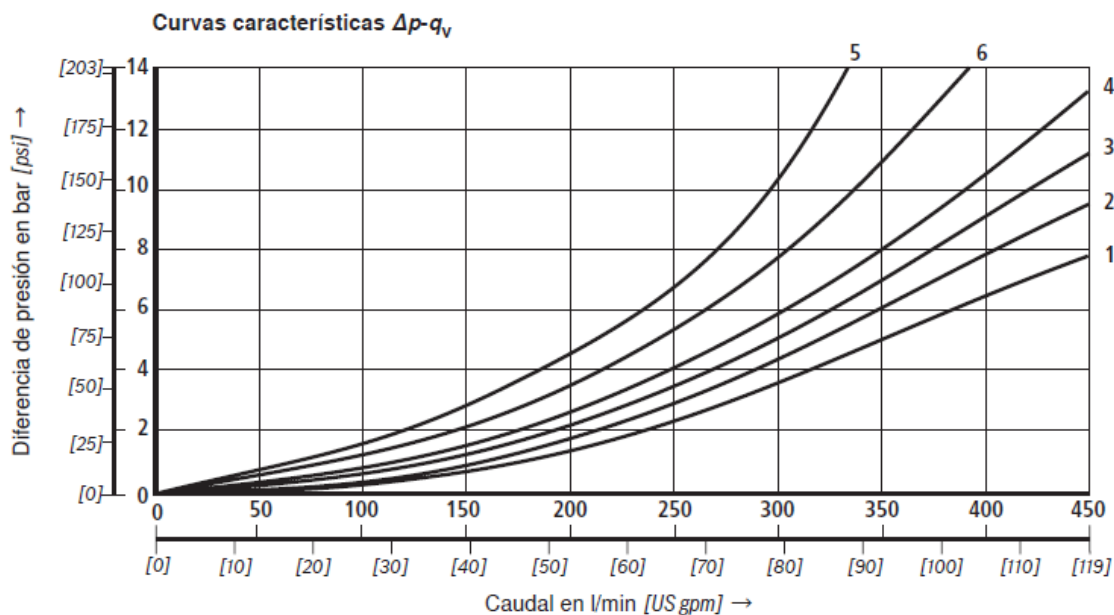
Es necesario que a la presión de extensión se le añadan las pérdidas (a) para conocer la presión que deberá realizar la bomba.

Antes de realizar el cálculo es necesario que establezcamos aquellos parámetros que no conocemos. Lo único que no conocemos de esta expresión son las pérdidas debido a que no hemos definido las válvulas. Para hacerlo buscaremos una casa comercial que tenga válvulas que puedan trabajar a la presión y con el caudal definido y comprobaremos cuáles serán sus caídas de presión.

Se ha utilizado la casa comercial Rexroth [15] ya que dispone de un catálogo de válvulas que contiene válvulas direccionales 4/2 y 4/3.

Este catálogo nos proporciona las curvas de caudal-caída de presión de modo que seleccionando aquellas que puedan albergar nuestro caudal comprobaremos cual será la caída de presión. Para el circuito del cilindro hemos de recordar que el caudal ha de ser de 300 l/min.

La válvula que se amolda a nuestros requisitos es la de tipo TN45 ya que el rango de caudales admisibles va desde 0-450 l/min. La tabla que nos proporciona el fabricante en la siguiente.



**Gráfica 3.3.4.1.** Curvas de caudal-caída de presión. [15]

En función de cómo se establezcan las conexiones deberemos utilizar una curva u otra. Esto viene indicado en la siguiente gráfica.



Pistón	Punto de conmutación				
	P – A	P – B	A – T	B – T	B – A
E, M, P, Q, U, V, Z, C	2	2	1	4	–
F	1	2	1	2	–
G, T	2	2	2	4	–
H, J, W, K, D	2	2	1	3	–
L	2	2	1	2	–
R	1	2	1	–	5
A, B	2	2	–	–	–

**Tabla 3.3.4.1.** Tabla de selección de curva caudal-caída de presión. [15]

Se establece que para las Pérdidas (a) las válvulas 4/2 tienen una caída de presión de 4,2 bar y que la 3/2 tiene una caída de presión de 3,8 bar. Haciendo un total de 12,2 bar.

En cuanto a las Pérdidas (b) como solamente tenemos una válvula 4/2 se establece que la caída de presión en la válvula y por tanto la total es de 5,9 bar. Con esto ya podemos obtener la presión que debe suministrar la bomba.

$$P_{ext} = 110.0648 \text{ bar}$$

Para conocer la presión en la bomba solamente es necesario que a la presión de extensión que llega al cilindro le sumemos las Pérdidas (a), de modo que obtengamos la presión mínima que la bomba debe suministrar para el correcto funcionamiento del circuito hidráulico.

$$P_{bomba} = P_{ext} + \text{Pérdidas (a)} = 110.07 + 12.2 = 122.26 \text{ bar}$$

Ahora que ya conocemos tanto el caudal como la presión que debe generar la bomba solamente queda seleccionar una casa comercial para establecer que bombas queremos y así conocer la demanda de potencia que requiere.

En esta ocasión se utiliza la casa comercial Parker [x] la cual tiene un amplio catálogo de bombas hidráulicas. Se selecciona la bomba hidráulica PGP 517 0700 [x] que presenta las siguientes características.

Desplazamiento	70 cm <sup>3</sup> /rev
Revoluciones	2400 rpm
Caudal	168 l/min
Presión	160 bar
Potencia	31,2 kW
Nº Bombas	2
Caudal Total	336 l/min
Potencia Total	62,4 kW

**Tabla 3.3.4.2.** Características de la bomba hidráulica PGP 517 0700. [16]



Como se aprecia es necesario que se dispongan de dos bombas que trabajen de forma simultánea para alcanzar el caudal deseado.

Ya hemos comprobado el izado del brazo de la grúa ahora es necesario que analicemos que ocurre durante el descenso.

Comenzaremos mencionando como se realizará el descenso del brazo o lo que es lo mismo el retroceso del cilindro. No se va a disponer de una corriente que produzca el retroceso del cilindro, sino que, se aprovechara el propio peso del brazo y de la grúa para conseguir el retroceso. Para controlar esta operación será necesario que mandemos una corriente similar a la de extensión, pero con una presión inferior a la indicada de manera que la fuerza que genere el fluido en el cilindro sea ligeramente inferior a la que se produce en el cilindro. Esto se va a conseguir gracias a la válvula limitadora proporcional cuyo funcionamiento se explicará cuando analicemos los circuitos electrónicos.

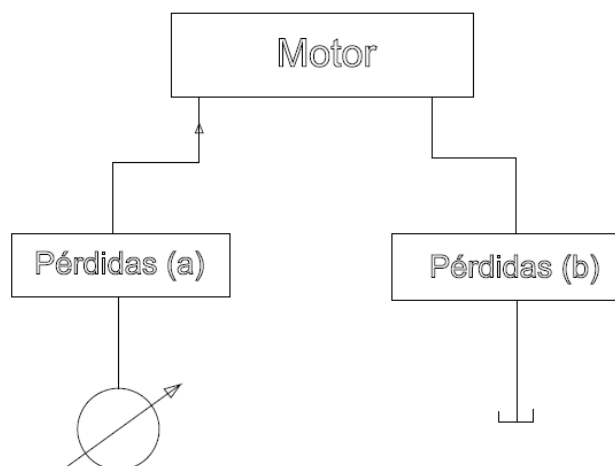
Como la presión que debe desarrollar la bomba es menor en el retroceso que en la extensión y como el caudal es el mismo no es necesario analizar el circuito ya que las dos bombas anteriores serán capaces de realizar esta tarea ya que es prácticamente igual a al anterior.

Pasamos ahora a realizar el análisis correspondiente al circuito hidráulico correspondiente al cabrestante. En esta ocasión el análisis será más sencillo ya que únicamente disponemos de una válvula direccional por lo que las pérdidas de presión serán menores y solo habrá que seleccionar una válvula de los catálogos.

Se trata de una válvula direccional 4/3 que se encarga de dirigir el flujo de forma que el giro del cabrestante se pueda producir en los dos sentidos.

El caudal que debe llegar al motor debe ser de 44 l/min aproximadamente por lo que redondearemos a 50 l/min para que los cálculos sean más sencillos y exista más disponibilidad a la hora de seleccionar la bomba.

Si aplicamos una formulación parecida a la usada en el circuito hidráulico y un esquema similar se puede obtener la presión que debe suministrar la bomba.



**Figura 3.3.4.2.** Esquema pérdidas circuito hidráulico del cilindro.

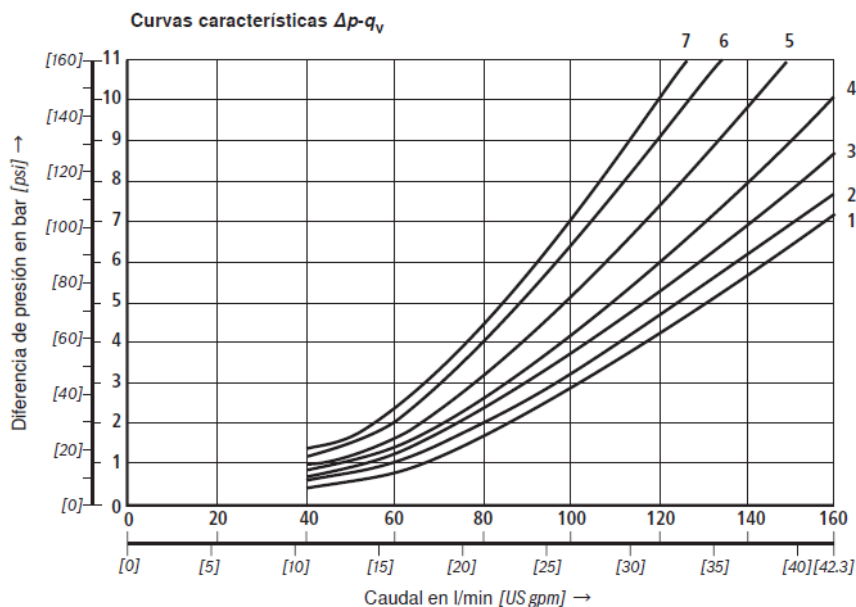


$$P_{\text{bomba}} = P_{\text{motor}} + \text{Pérdidas(a)} + \text{Pérdidas(b)}$$

Pasamos ahora a realizar el análisis de las pérdidas tanto en a como en b.

Las pérdidas tanto en a como en b están producidas por el paso del caudal por la misma válvula, por lo que solo será necesario seleccionar una válvula. Las pérdidas no obstante pueden ser diferentes ya que no solo dependen de la válvula seleccionada, sino que también de los canales que estén conectados.

Como el caudal se ha fijado en 50 l/min debemos buscar una válvula cuyo rango nos permita trabajar con el caudal seleccionado. La válvula de menor tamaño que nos proporciona el fabricante abarca los caudales de 0 a 160 l/min por lo que será la seleccionada. Se mostrará a continuación las curvas que relacionan el caudal con la caída de presión y las tablas para seleccionar las curvas en función de su punto de conmutación.



**Gráfica 3.3.4.2.** Curvas de caudal-caída de presión. [15]

Pistón	Punto de conmutación			
	P – A	P – B	A – T	B – T
E, Y, D	2	2	4	5
F	1	4	1	4
G, T	4	2	2	6
H, C	4	4	1	4
J, K	1	2	1	3
L	2	3	1	4
M	4	4	3	4
P	4	1	3	4
Q, V, W, Z	2	2	3	5
R	2	2	3	–
U	3	3	3	4
A, B	2	2	–	–

**Tabla 3.3.4.3.** Tabla de selección de curva caudal-caída de presión. [15]





Tanto para la conexión de A-P y B-T la curva que debemos seleccionar es la 4. Entrando en la gráfica de caudal-caída de presión y usando la curva 4 se obtiene que la caída de presión para ambas conexiones es de 1 bar. Se puede afirmar que:

$$\text{Pérdidas(a)} = \text{Pérdida(b)} = 1 \text{ bar}$$

Ya se puede obtener la presión que debe suministrar la bomba.

$$P_{\text{bomba}} = 300 + 1 + 1 = 302 \text{ bares}$$

Se pasa ahora a la selección de la bomba.

Se selecciona una bomba de la casa comercial Parker cuyo modelo es del modelo PV016 cuya presión máxima es de 350 bares. Las características se muestran a continuación.

Desplazamiento	23 cm <sup>3</sup> /rev
Revoluciones	3000 rpm
Caudal	69 l/min
Presión	350 bar
Potencia	22,5 kW
N.º Bombas	1
C. Total	69 l/min
P. Total	22,5 kW

**Tabla 3.3.4.4.** Características de la bomba hidráulica PVP016. [16]

Si la conmutación fuera el contrario en el caso de que queremos que el cabrestante gire en el sentido contrario se obtiene que las curvas seleccionadas deban ser A-T las 3 y para B-P la 4 por lo que la caída de presión es menor y por lo tanto la bomba anteriormente seleccionada va a poder satisfacer las necesidades para los dos sentidos de giro.

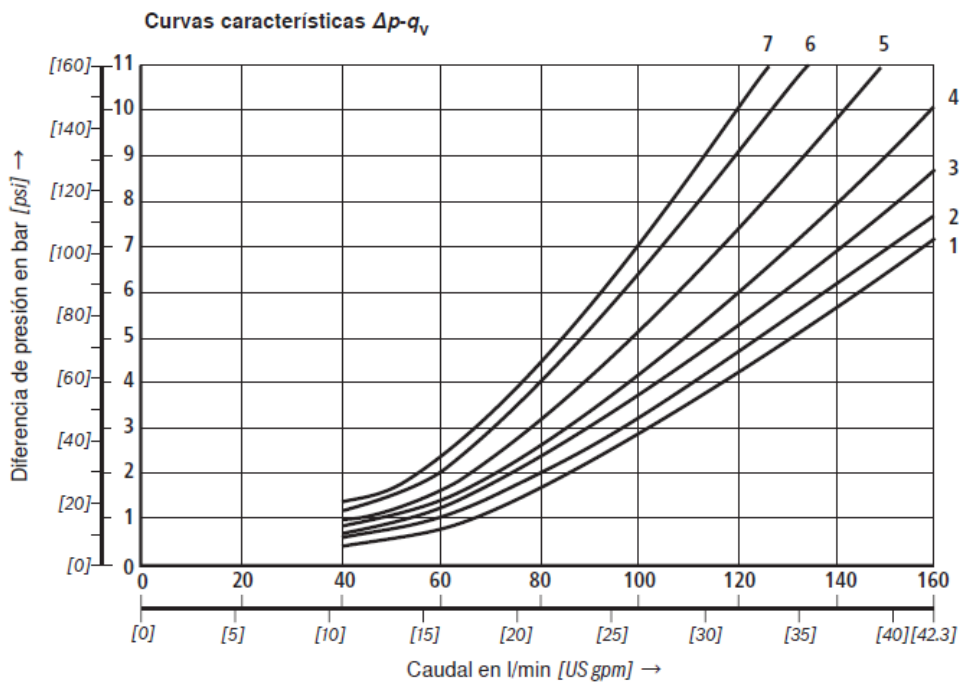
Por último, solamente nos queda por analizar el circuito correspondiente a los 3 motores de giro. Como tenemos un caudal de 45,5 l/min para cada motor es necesario que se calcule el caudal correspondiente a los 3 motores ya que si se puede se seleccionara una única bomba que suministre todo el caudal.

$$\text{Caudal}_{\text{total}} = 43.5 * 3 = 130.5 \text{ l/min}$$

El análisis del circuito es muy similar al del cabrestante ya que solo se dispone de una válvula direccional 4/3. Sin embargo, el caudal es diferente lo que puede hacer la válvula cambie y tengamos que seleccionar otra diferente con curvas de caudal-caída de presión diferentes.



Buscando en el catálogo vemos como La bomba del tipo TN10 su rango de caudales nos permite poder seleccionarla de nuevo. Mostramos de nuevo tanto su curva como su tabla de conexiones.



**Gráfica 3.3.4.3.** Curvas de caudal-caída de presión. [15]

Pistón	Punto de conmutación			
	P – A	P – B	A – T	B – T
E, Y, D	2	2	4	5
F	1	4	1	4
G, T	4	2	2	6
H, C	4	4	1	4
J, K	1	2	1	3
L	2	3	1	4
M	4	4	3	4
P	4	1	3	4
Q, V, W, Z	2	2	3	5
R	2	2	3	–
U	3	3	3	4
A, B	2	2	–	–

**Tabla 3.3.4.5.** Tabla de selección de curva caudal-caída de presión. [15]

Dado que la formulación es la misma que en el circuito del cabrestante y sus conexiones también. Lo que cambia en este apartado es que la presión de trabajo que debe llegar a los motores ha de ser de 350 bares por lo que la presión que debe generar la bomba debe ser de 352 bares.



Buscando en el catálogo de la casa comercial Parker [x] se selecciona la siguiente bomba VP1-045 la cual tiene las siguientes características.

Desplazamiento	45 cm <sup>3</sup> /rev
Revoluciones	3000 rpm
Caudal	135 l/min
Presión	400 bar
Potencia	94,74 kW
Nº Bombas	1
C. Total	135 l/min
P. Total	94,7 kW

**Tabla 3.3.4.5.** Características de la bomba hidráulica VP1-045. [16]

Como ya se han seleccionado todas las bombas necesarias para el correcto funcionamiento de nuestro circuito hidráulico debemos comprobar si el buque genera la suficiente potencia para satisfacer la demanda de potencia de dichas bombas.

Si vamos al buque ya diseñado en el análisis de la planta eléctrica y consumos del buque se puede apreciar que la máxima demanda de potencia del buque es de 1997.3 kW y que el buque genera 2400 kW como máximo. Por tanto, la potencia disponible es de 402.7 kW.

Realizando la suma de las potencias que consumen cada bomba vamos a comprobar si los 402,7 kW que produce el buque son suficientes para abastecer la demanda de potencia de las bombas.

P. Instalada buque	2400 kW
Mayor demanda	1736,8 kva
Mayor demanda	1997,3 kW
Potencia disponible	402,7 kW
P. Consumida Bombas por grúa	179,64 kW
P. Consumida Bombas	359.28 kW

**Tabla 3.3.4.6.** Comprobación de la potencia disponible en el buque de estudio.

Como se aprecia la potencia demanda es inferior a la potencia disponible por lo que podemos afirmar que la potencia generada por el buque es suficiente para llevar a cabo el manejo de la grúa y lo que es más importante no es necesario que se instale ningún diesel-generador adicional para el manejo de las grúas.



### 3.3.5. Tanque hidráulico

Por último, para finalizar el diseño del circuito hidráulico vamos a dimensionar el tanque hidráulico que va a dar suministro a todos los componentes del circuito hidráulico. Vamos a realizar este dimensionamiento con el objetivo de tenerlo en cuenta en el análisis de la estabilidad que se realizara en posteriores etapas.

Para comenzar con el dimensionamiento primero debemos conocer la demanda y esto se hará sumando todos los caudales.

$$Q_{total} = Q_{cilindros} + Q_{cabrestante} + Q_{motor} = 336 + 69 + 130.5 = 535.5 \text{ l/min}$$

Una vez que ya se conoce el caudal total se puede dimensionar el tanque hidráulico con la siguiente expresión.

$$Capacidad_{tanque} = 3 * Q_{total} = 1606.5 \text{ litros}$$



### 3.4. Circuito electrónico

Para finalizar será necesario el diseño de un circuito hidráulico que permita el manejo de la grúa y de sus tres elementos que producen el movimiento como son los cilindros, cabrestante y motores de giro. Aunque esto no supondrá nada adicional a nuestro buque es una de las partes más importantes en el diseño o incorporación de una grúa ya que las grúas deben ser controladas y su control se realiza mediante un circuito electrónico.

Para el diseño del circuito electrónico vamos a utilizar de nuevo el programa de FluidSim [x] ya que nos permite diseñar el circuito relacionando los elementos del circuito hidráulico con el electrónico.

Al igual que se ha hecho anteriormente vamos a dividir el circuito electrónico en tres secciones una para los cilindros, otra para el cabrestante y una última para los motores de giro. Aunque se divida tendrá algunos puntos en común como puede ser el encendido y apagado y también los circuitos que se incorporan en la cabina de la grúa para que el operador pueda manejar la grúa.

Comenzaremos con el circuito electrónico que se encuentra en el puente del buque, se seguirá por el que se instala en la cabina de la grúa y finalizaremos con los circuitos que se encargan del control directo del a grúa.

#### 3.4.1. Circuito de puente

Desde el puente del buque es importante que se puedan gestionar todas las operaciones del buque, ya que es el capitán el encargado de asegurar que todo lo que se realiza a bordo del buque se realice de forma segura. Por eso es importante que desde el puente contemos con la posibilidad de detener la grúa en cualquier momento si se detecta que su funcionamiento no se da en las condiciones de seguridad oportunas.

Para conseguir esto se diseña e instala el siguiente circuito electrónico en el puente del buque.

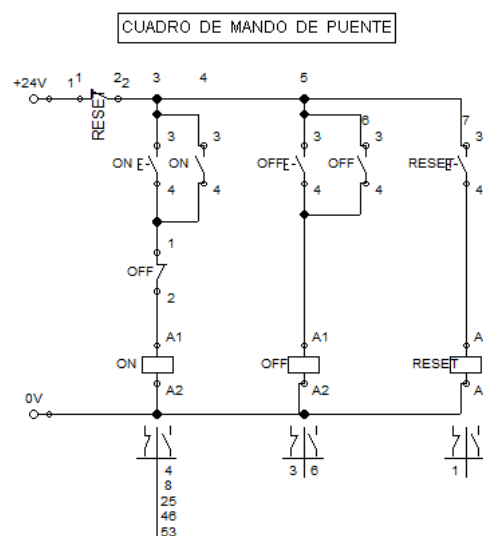


Figura 3.4.1.1. Circuito electrónico instalado en el puente del buque [5].



El análisis de este circuito es muy simple ya que simplemente cuenta con 3 interruptores cuya función es puesta en marcha (ON), parada (OFF) y un interruptor de RESET que será necesario activar cada vez que se detenga el circuito por motivos de seguridad. También será empleado a modo de parada de emergencia.

### 3.4.2. Circuito de cabina

En relación con el circuito instalado en el puente aparece el circuito de cabina. Este es el encargado de permitir al operario realizar todos los movimientos de la grúa, así como realizar su inicio y su parada. Pasamos ahora mostrar el circuito y a su análisis.

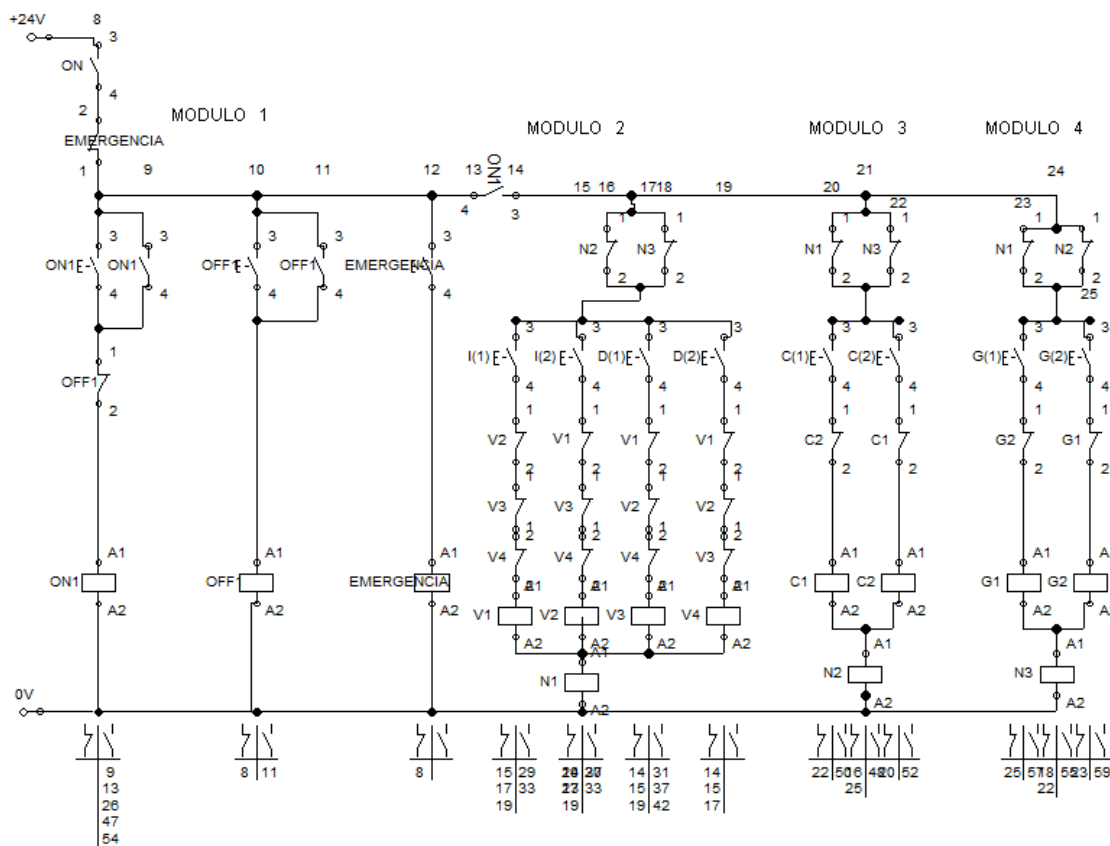


Figura 3.4.2.1. Circuito electrónico instalado en la cabina de la grúa [5].

Para comenzar con el análisis es importante destacar que lo primero que encontramos en el circuito es un interruptor ON el cual está relacionado con el relé del circuito del puente. Esto se ha diseñado así para que sea el puente el que tenga el control en todo momento de la grúa y en el caso que desde el puente se decida detener la grúa, esa acción pueda ser llevada a cabo desde allí. Es importante que cuando se vaya a dar comienzo una operación que precise del movimiento de la grúa sea el puente el que ponga en marcha la grúa en un primer momento.



Entrando más en profundidad en el análisis del circuito nos encontramos con una parte inicial muy similar a la anterior. En la izquierda nos encontramos tanto un interruptor ON1 y OFF1 cuya misión es igual a la de los instalados en el circuito del puente ON y OFF. Se ha dispuesto de esta manera para que no solo desde el puente se deba poner en marcha la grúa, sino que él sea el propio operario el encargado de ponerla en funcionamiento. Ocurre lo mismo en el caso del apagado. Se incluye, además, un interruptor de EMERGENCIA para realizar en cualquier momento una parada de emergencia.

Pasamos ahora al análisis tanto del módulo 2, 3 y 4.

El Módulo 2 es el encargado de controlar el movimiento de los cilindros. Es decir, se encarga de su extensión y retroceso. Los interruptores I(1) y I(2) son los encargados de producir la extensión. Dado que se ha fijado que la velocidad de los cilindros sea dos diferentes se ha utilizado el interruptor I(1) para realizar la salida del cilindro a 0,02 m/s y el interruptor I(2) a 0,04 m/s. Los interruptores D(1) y D(2) se encargan del retroceso del cilindro de manera que D(1) hace la retracción a 0,02m/s y D(2) la hace a 0,04m/s. Estos interruptores se encargan de activar los relés V1, V2, V3, V4 que son los encargados de poner en funcionamiento los circuitos que se encargan de manera directa del control del cilindro.

Además, se han añadido interruptores accionados por los relés de manera que solo podamos realizar uno de los 4 movimientos posibles en el cilindro con el fin de evitar producir simultaneidad en el circuito.

Tanto el Módulo 3 como el 4 tienen una función similar y su estudio se puede realizar conjuntamente. El Módulo 3 es el encargado del funcionamiento del cabrestante y el 4 de los motores de giro. Ambos cuentan con un interruptor C(1) y G(1) que se encarga de realizar el giro en un sentido y C(2) y G(2) que realiza el movimiento en el otro sentido. Al igual que en el módulo 2 se incorporan relés encargados del funcionamiento del circuito de control directo tanto del cabrestante como del motor de giro.

Para finalizar es importante que se realice un último apunte. Como se puede apreciar en el circuito al final de los Módulos 2, 3 y 4 se han incorporado 3 relés N1, N2 y N3. Pues bien, se ha tomado la decisión de que la grúa solo pueda estar realizando dos movimientos de forma simultánea de manera que si está girando e izando el cabo no se lo permita activar el movimiento de los cilindros de modo que las operaciones se realicen con una mayor seguridad. Estos relés son los encargados de esto gracias a los interruptores N1, N2 y N3.

### **3.4.3. Circuito control de los cilindros**

Pasamos ahora a realizar el análisis del circuito encargado de manejar el cilindro directamente. Cuando se habla de que el circuito controla directamente un elemento de la grúa nos referimos a que es el encargado de controlar las válvulas direccionales mediante los solenoides, así como poner en marcha las bombas que alimentan el circuito hidráulico.

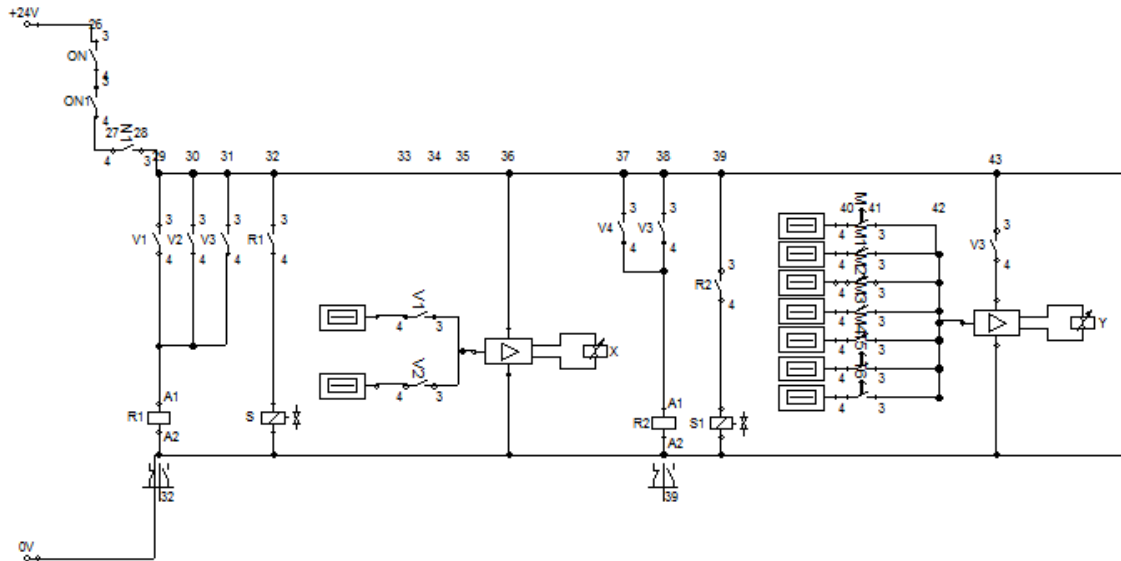


Figura 3.4.3.1. Circuito electrónico control de los cilindros (I) [5].

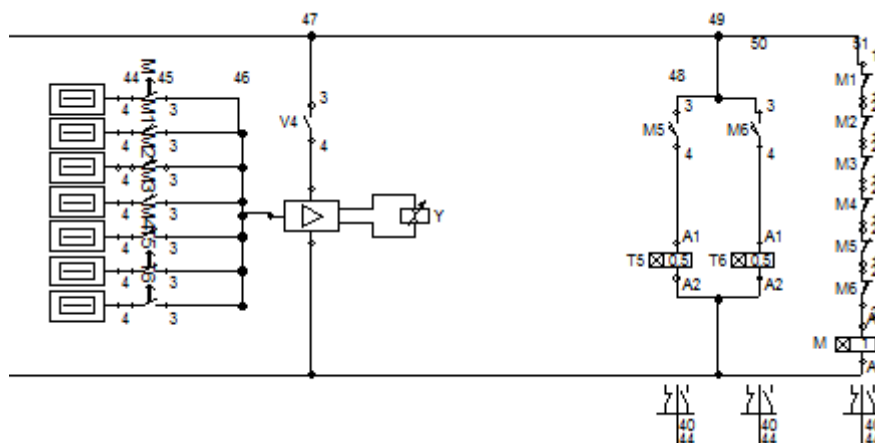


Figura 3.4.3.2. Circuito electrónico control de los cilindros (II) [5].

Al realizar el análisis al inicio nos encontramos tanto con un interruptor ON y ON1 referidos a los circuitos de puente y cabina respectivamente. Con esto nos aseguramos de que para que se puedan llevar a cabo maniobras en la grúa es necesario que tanto puente como operario pongan en marcha la grúa. Esto se repetirá en todos los circuitos de control directo al inicio.

Lo más importante a resaltar son los solenoides S y S1 que se encargan de controlar las válvulas direccionales y los generadores de tensión y los amplificadores proporcionales que controlan la velocidad del cilindro.

Como se aprecia el amplificador proporcional cuya marca es X es el encargado de poner en marcha las bombas que alimentan al circuito del cilindro. Tiene conectado dos generadores de tensión uno para velocidad de salida del cilindro, de modo que según





qué generador esté conectado tendremos un caudal u otro. Con esto conseguimos diferentes velocidades en la extensión.

En la retracción el amplificador proporcional que se encarga de controlar este movimiento es el que cuya marca es Y. Este a su vez controla una válvula limitadora de presión proporcional cuya misión es producir la descargar del fluido que sale del cilindro de forma controlada y a una cierta presión. Dado que la velocidad es uniforme pero el perfil de cargas es variable la presión de descarga no va a ser siempre la misma, es decir, la presión variara en función de la posición del cilindro. Esto lo que provoca que en la válvula proporcional se deba establecer una curva de presiones la cual mantenga una velocidad de retracción constante independientemente de cuál sea la posición del cilindro.

Para lograr esto se disponen de generadores de tensión que hacen aproximar la curva de presiones a diferentes rectas. La conexión de un generador u otro vendrá definido por la posición en la que se encuentre el cilindro mediante finales de carrera.

### 3.4.4. Circuito control del cabrestante

El circuito de control de cabrestante es más simple que el de los cilindros ya que solo tiene dos movimientos. Además, la única válvula direccional es la encargada de producir el giro en un sentido. La mayor o menos velocidad de cabrestante ira en función de la bomba y el caudal que genere.

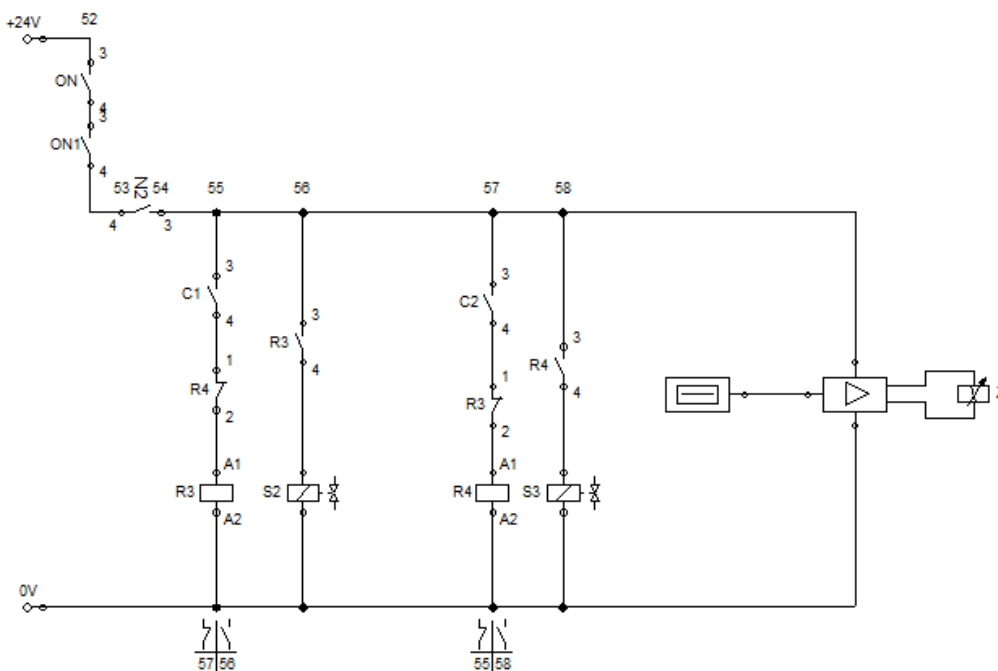


Figura 3.4.4.1. Circuito electrónico control del cabrestante [5].



El análisis es muy simple ya que solo cuenta con dos solenoides S2 y S3 encargados de controlar la válvula direccional y un generador de funciones y un amplificador proporcional que se encarga de controlar la bomba.

### 3.4.5. Circuito control de los motores de giro

Se trata de un circuito muy similar al anterior mostrado.

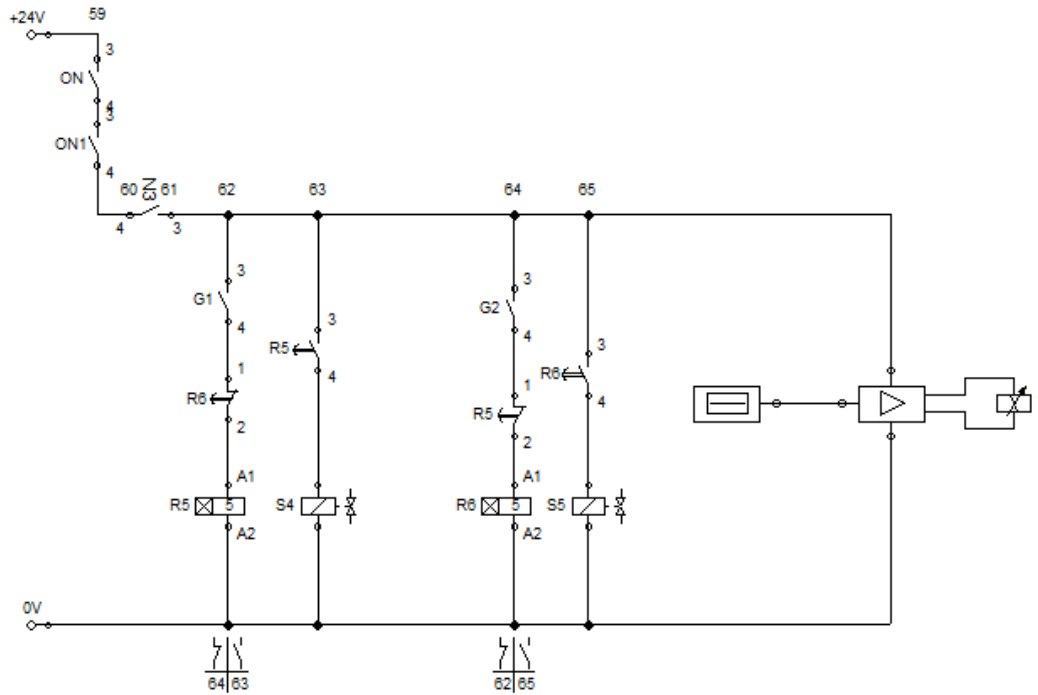


Figura 3.4.5.1. Circuito electrónico control de los motores de giro [5].

Como se aprecia el circuito es igual al anterior de modo que su análisis es igual al que se ha realizado al circuito correspondiente al circuito del cabrestante.

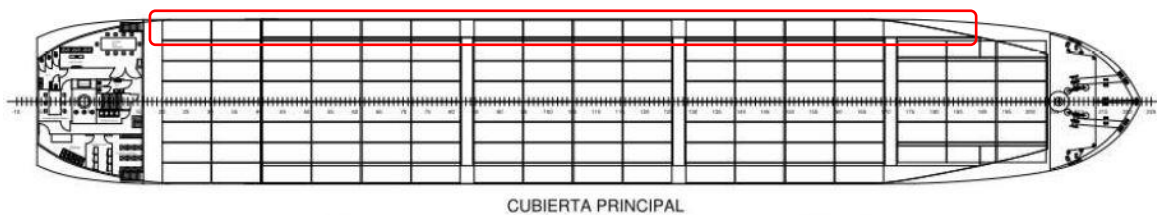


## Capítulo 4. Cálculos de Arquitectura Naval

### 4.1. Incorporación de las grúas y método de anclaje.

Una vez que se ha definido tanto las grúas como sus sistemas auxiliares que permiten su manejo, es hora de incorporar dichas grúas a nuestro buque y ver qué resultado obtenemos.

Para comenzar se ha de definir la posición de estas a bordo. Se ha seleccionado que se coloquen en la cubierta principal en la zona de babor. Se descarta la posición en crujía debido a la limitación de espacio que existe debido a las escotillas. Se colocan entre el costado del buque y la zona de escotillas.



**Figura 4.1.1.** Disposición general de la cubierta principal del buque en estudio [1].

La zona seleccionada es la marcada en rojo. Se tiene el problema de que llevamos contenedores en ese espacio por lo que esa fila de contenedores debemos retirarla. Para no comprometer la estabilidad se retiran los contenedores de la otra banda de manera que sobre cubierta en manga solo podremos cargar 6 contenedores y no 8 como anteriormente se disponía.

Una vez seleccionada la posición de las grúas en manga hemos de seleccionar su posición en eslora. El requisito fundamental es poder manejar la carga de cualquiera de las bodegas con ellas. Partiendo de esto, y teniendo en cuenta que disponemos de 4 bodegas, las grúas se intercalaran entre dos bodegas de manera que su posición será una entre la bodega 1 y 2 y otra entre la bodega 3 y 4.

Otro de los requisitos es que pudieran trabajar de forma simultánea, es decir, que cargas que excedan las 50 toneladas de la grúa puedan ser operadas por ambas a la vez pudiendo llegar a un poder de izado de 100 toneladas.

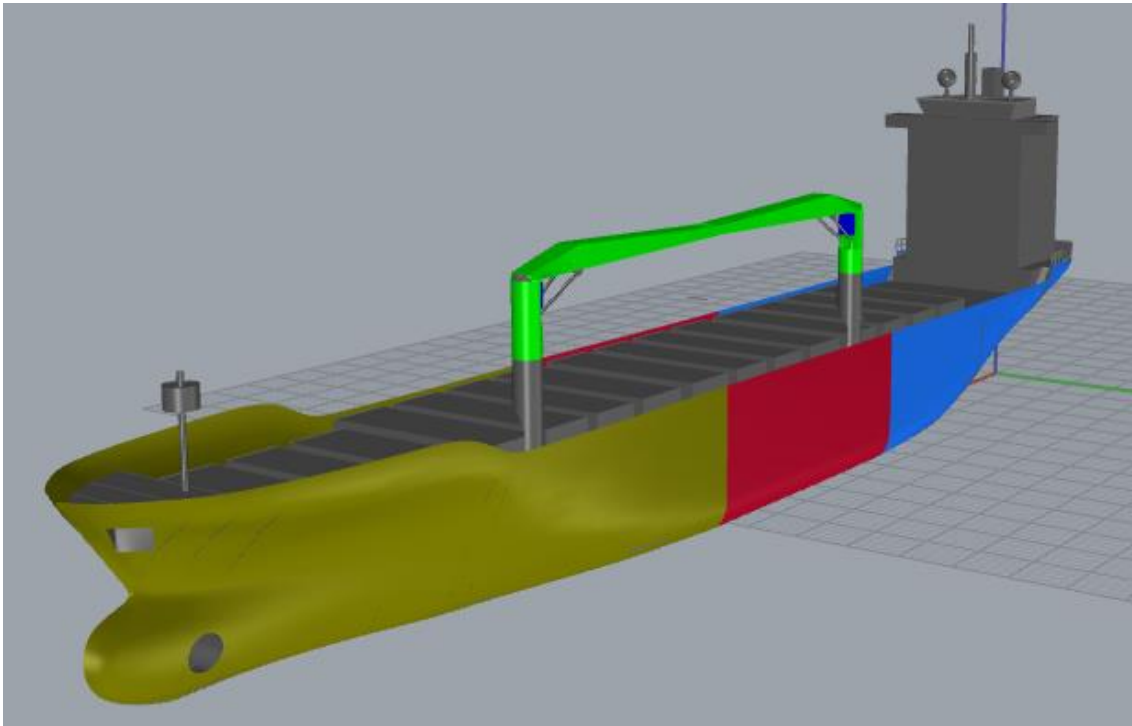
Para esto, tendremos que comprobar la eslora de las bodegas y ver si ambos brazos de las grúas tienen la dimensión suficiente que lo permita.

La eslora de las bodegas 2, 3 y 4 es de 25 metros mientras que la 1 es de 19 metros. Colocadas como se ha dispuesto anteriormente entre las bodegas no sería posible que trabajaran conjuntamente por lo que es necesario acercarlas. Se toma la decisión que la grúa que se encuentra entre las bodegas 1 y 2 se coloque más a popa. Establecemos esto debido a que la bodega 1 solo tiene 19 metros de eslora y con nuestro brazo de 24 metros tenemos 5 metros de exceso, por lo que tenemos margen para desplazar la grúa a popa.

La posición final de las grúas en eslora se determinará una vez conozcamos y se realice el estudio de la resistencia local, ya que buscamos que el eje coincida con un bao.



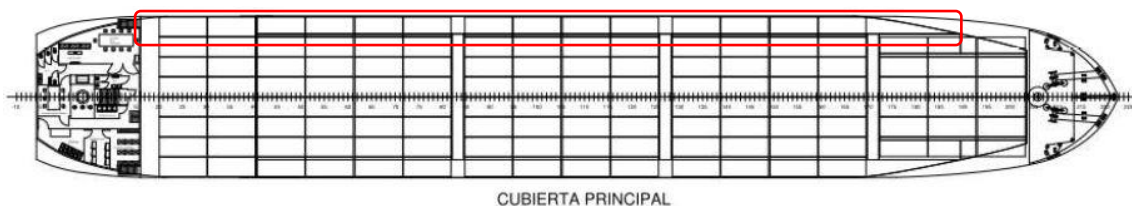
Se ha realizado el modelado del buque en Rhinoceros incluidas ya las grúas en su posición y el resultado se muestra a continuación.



**Figura 4.1.2.** Modelado del buque con grúas [2].

#### 4.2. Disposición de refuerzos y anclaje de la grúa

Debido a que el espacio entre costado y escotillas es bastante limitado es importante conocer el espacio disponible para el anclaje de las grúas.



**Figura 4.2.1.** Cubierta principal del buque en estudios [1].

Tomando en cuenta la anterior imagen y viendo que sobre esa zona anteriormente se carga un contenedor se puede apreciar que la manga disponible en esa zona será igual a la manga de un contenedor en este caso 2.4 metros. Si queremos tener una medida real como tenemos el buque modelado únicamente necesitamos medir.

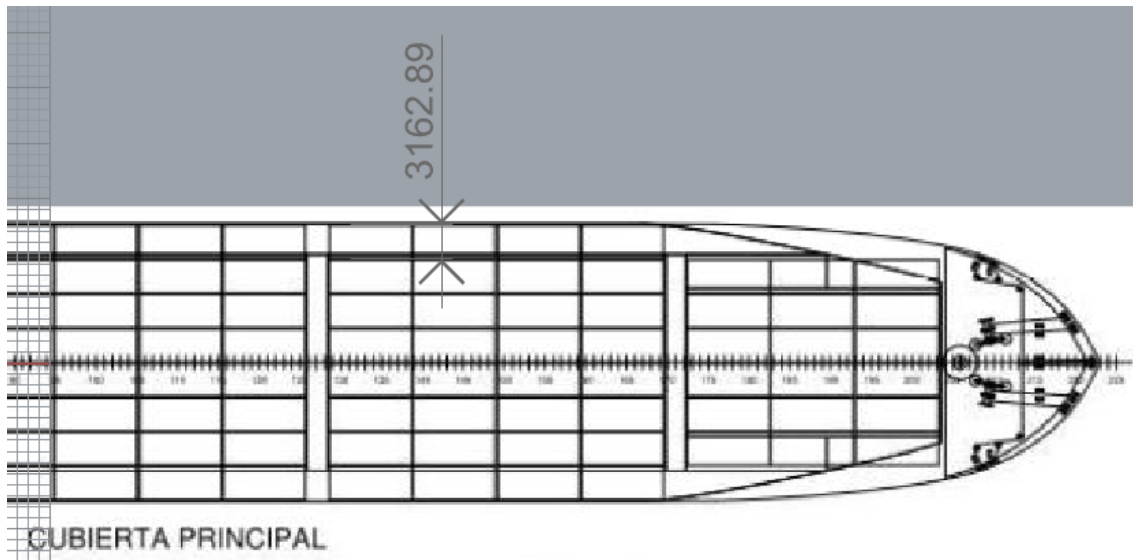


Figura 4.2.2. Medida del espacio disponible.

Por lo tanto, el espacio disponible es 3,162 metros ya que el programa está en centímetros y sobre los tendremos que dimensionar el anclaje.

En cuanto a la eslora no está limitado, sin embargo, para poder realizar en un futuro los cálculos de resistencia local será necesario acotar la eslora del anclaje. Siendo la separación entre bulárcamas de 2325mm para hacer un mejor reparto de las fuerzas se dimensiona el anclaje para que apoye sobre 4 de manera que la longitud del anclaje en eslora será de 6,975 m. Se muestra a continuación una representación de cómo quedaría la anterior disposición (véase la Figura 6.2.3.).

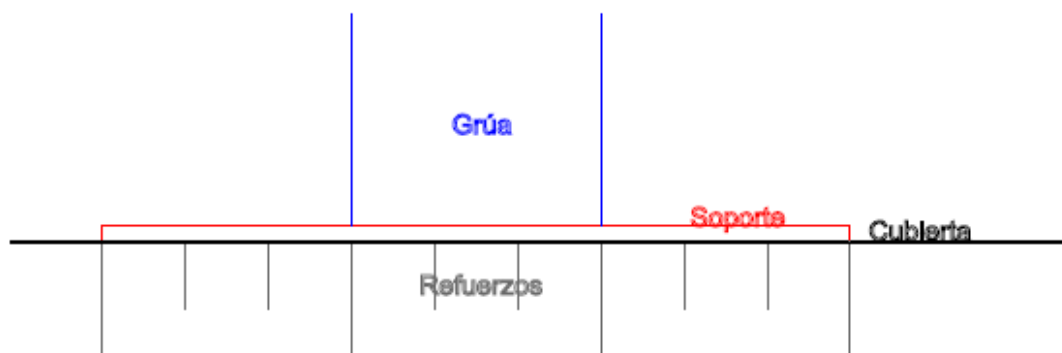


Figura 4.2.3. Distribución del anclaje sobre los refuerzos.

El espesor de nuestro anclaje va a venir definido por la longitud de nuestros tornillos, por lo que, hasta que **no tengamos** definido los tornillos que se van a emplear no podremos conocer dicho espesor.

Para dimensionar los tornillos que mantendrán la grúa fija a la cubierta es necesario conocer el momento que la grúa va a generar en su base. Para eso nos apoyaremos de nuevo en el programa **Working Model** [3] ya que nos proporciona tanto el momento



como las fuerzas a compresión y cortante. Realmente solo nos interesa el momento ya que las fuerzas a compresión y cortante serán luego calculadas mediante reglamento.

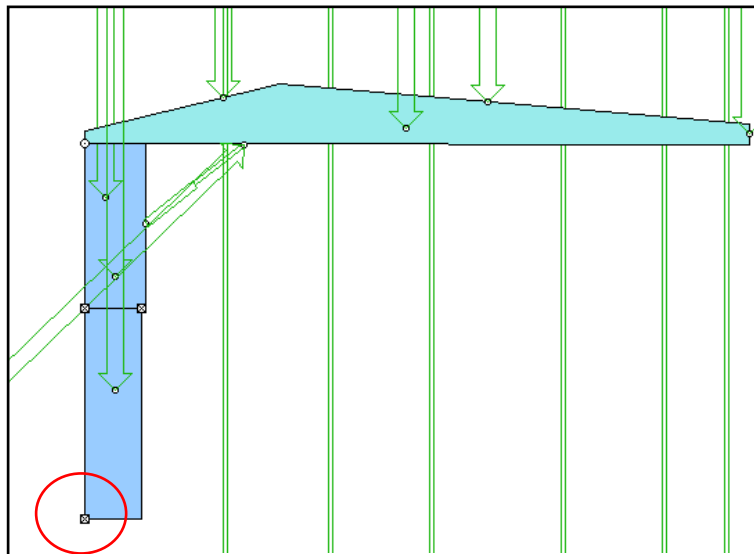


Figura 4.2.4. Figura del programa Working Model [3].

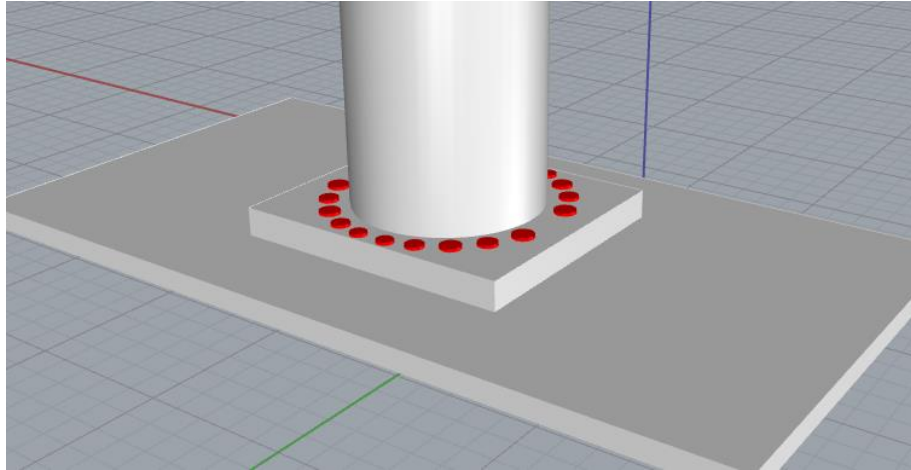
El punto en el que medimos el momento es el que está marcada en la imagen anterior y Working Model nos lo proporciona directamente.

Torque of Rigid Joint 48	
Torque	3.819e+005 N-m
Force of Rigid Joint 48	
Fx	-3999.742 N
Fy	-1.550e+006 N
F	1.550e+006 N

Figura 4.2.5. Par y fuerza en el apoyo [3].

El momento que se genera en la base de la grúa es de 381900 Nm y a partir de este parámetro definiremos nuestros anclajes.

Como la base de la grúa es circular se dispone que la distribución de los tornillos ha de ser circular también y se toma un radio de separación entre el eje de la grúa y los tornillos de 1,5 metros. Se toma este valor dado que tenemos un espacio entre el costado del buque y las escotillas de 3,1 metros aproximadamente y los tornillos formarán un diámetro de 3 metros. De esta manera se consigue que los tornillos no queden completamente pegados al costado del buque ni a las escotillas mejorando el agarre. Además, se consigue que toda la base de la grúa este rodeada al completo por tornillos. Con esto los tornillos correspondientes a media circunferencia serán los encargados de contrarrestar el momento anteriormente mencionado.



**Figura 4.2.6.** Modelado del anclaje mediante tornillos [2].

Una vez que ya conocemos la disposición y que anclajes intervienen para contrarrestar el momento nos disponemos a seleccionarlos. Para su selección lo único que buscaremos que los momentos se anulen. Se busca una casa comercial que disponga de catálogos con tornillos que gran capacidad a tracción. La fuerza cortante la podemos despreciar ya que prácticamente es nula en comparación con la fuerza de tracción.

Como se ha mencionado anteriormente buscamos que los momentos se anulen por lo que tendremos que buscar el equilibrio partiendo desde el eje de la grúa.

$$M_{base.grua} = F_{tracción} * Diámetro_{grua} = F_{traccion.tornillos} * s$$

Siendo  $s$  la distancia desde el eje de la grúa hasta los tornillos. Además, se impone un coeficiente de seguridad para evitar problemas y evitar que el dimensionamiento de los anclajes no sea el correcto. El factor de seguridad que se emplea es de 1,5.

$$F_{tracción.tornillos} = \frac{1.5 * M_{base.grua}}{s} = \frac{1.5 * 381900}{1.5} = 381900 \text{ N}$$

Como disponemos de 10 tornillos para soportar dicha fuerza podemos conocer que fuerza soportara cada tornillo.

$$F_{traccion.tornillo} = \frac{F_{traccion.tornillos}}{N^{\circ}tornillos} = \frac{381900}{10} = 38190 \text{ N}$$

Se ha seleccionado anclajes de la casa comercial Hilti [17] ya que nos proporciona una gran variedad de tornillos y la información suficiente para verificar que hemos seleccionado los anclajes idóneos.





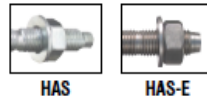
## HAS / HAS-E varilla roscada

Versión: varilla roscada con tuerca y arandela

Material: Acero galvanizado mínimo 5  $\mu\text{m}$

M 8 - M24 Acero calidad 5.8

M27 - M39 Acero calidad 8.8



Díámetro de broca $d_0$ (mm)	Longitud varilla $l$ (mm)	Máx. espesor a fijar $t_{fix}$ (mm)	HVU $N_{rec}$ (kN)	HVU $V_{rec}$ (kN)	Par de apriete $T_{inst}$ (Nm)	Diám. en placa rec-max $df$ (mm)	Contenido caja	Referencia	Código
10	110	14	8,9	5,6	18	9-11	20	HAS M 8 x 80/14	66001/9
12	130	21	11,8	9,0	35	12-13	10	HAS M10 x 90/21	66002/7
14	160	28	17,0	13,1	60	14-15	10	HAS M12 x 110/28	66003/5
18	190	38	24,8	24,7	120	18-19	5	HAS M16 x 125/38	66004/3
24	240	48	44,9	38,6	260	22-25	10	HAS-E M20 x 170/ 48	332223/7
28	290	54	64,7	55,6	450	26-29	10	HAS-E M24 x 210/ 54	332224/5
30	340	60	79,2	117,1	650	30-31	4	HAS-E M27 x 240/ 60	333114/7*
35	380	70	104,0	142,4	950	33-36	4	HAS-E M30 x 270/ 70	333115/4*
37	420	80	122,1	177,4	1200	36-38	4	HAS-E M33 x 300/ 80	333116/2*
40	460	90	145,2	208,2	1500	39-41	2	HAS-E M36 x 330/ 90	333117/0*
42	510	100	166,4	250,4	1800	42-43	2	HAS-E M39 x 360/100	333118/8*

Tabla 4.2.1. Catálogo del fabricante Hilti [17] de tornillos de anclaje.

$N_{rec}$   $\rightarrow$  Fuerza de tracción que soporta el anclaje.

Como vemos la  $N_{rec}$  seleccionada es la inmediata superior a la calculada. Tomando el número total de tornillos podemos calcular de una manera simple que el anclaje soportara 449kN que es superior a los 381.9kN calculados anteriormente.

Como se aprecia el comerciante nos proporciona tanto el diámetro de broca como la longitud de la varilla por lo que conocemos a la perfección todos los parámetros necesarios de nuestros tornillos.

- Diámetro broca  $\rightarrow$  24mm
- Longitud varilla  $\rightarrow$  240 mm

Una vez que conocemos la longitud de varilla ya podemos dimensionar el espesor de nuestro soporte. Sin embargo, nos falta por conocer un último dato, el espesor de la plancha sobre la que el soporte va a descansar.

Necesitamos este parámetro debido a que el anclaje ira sujeto a esta plancha y por lo tanto el espesor del anclaje va a depender del espesor de dicha plancha. Como el buque ya se encuentra construido en el análisis de la resistencia estructural del buque se ha definido que la plancha de cubierta tenga un espesor de 11 mm como se muestra a continuación.

Dimensiones	Alma / ala / Plancha asociada (mm)
HP 220x10	220x10
Plancha asociada	2325x11

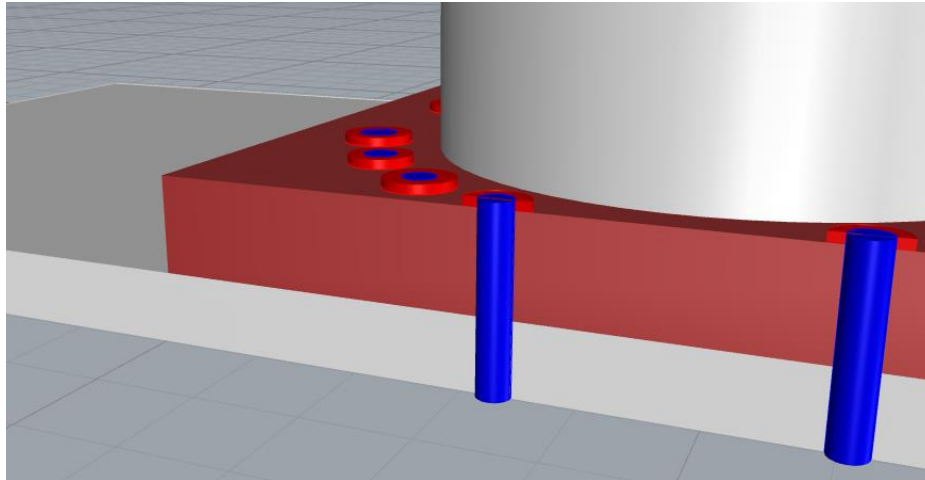
Figura 4.2.7. Refuerzo y plancha asociada [1].





Teniendo en cuenta esto y conociendo la longitud de la varilla podemos aproximar un valor máximo del espesor del anclaje de unos 229 mm. Sin embargo, la parte superior del anclaje es necesario que sobresalga del para poder introducir la rosca. Se dispone de una distancia de 20 mm libre para poder introducir la rosca. Esto implica que el espesor del soporte se tenga que reducir a 209 mm.

Con todo esto ya podríamos afirmar que el espesor final de nuestro anclaje sea de 209 mm y por lo tanto ya quedaría definido.



**Figura 4.2.8.** Croquis de la disposición de anclajes [2].



### 4.3. Resistencia local

#### 4.3.1. Tipos de cargas

Una vez que ya tenemos anclada la grúa debemos comprobar si la cubierta es capaz de soportar las fuerzas que van a actuar sobre ella. Estas fuerzas o cargas no solo van a depender del propio peso de los elementos que componen la grúa, sino que, van a aparecer fuerzas debido a las operaciones y movimientos que se van a desarrollar.

Para realizar un mejor análisis de estas cargas nos apoyaremos en los reglamentos ya establecidos para definir el tipo y magnitud de las estas. Se empleará el reglamento DNV-ST-0378 el cual nos habla de las diferentes consideraciones que hay que tener en cuenta a la hora de instalar una grúa en un buque de alta mar.

El documento presenta mucha información, pero nosotros solo buscamos definir las diferentes cargas por lo que únicamente vamos a utilizar la SECTION 4: STRUCTURAL DESIGN AND STRENGTH que habla sobre el diseño estructural y las fuerzas.

Para comenzar la norma nos habla en el apartado 4.1 nos habla de las cargas de diseño y más en profundidad en el apartado 4.1.1 nos hace una enumeración de las distintas cargas que van a aparecer.

- a) Cargas principales.
- b) Cargas verticales debidas a los movimientos de las operaciones.
- c) Cargas horizontales debidas a los movimientos de las operaciones.
- d) Cargas debidas a los movimientos del buque sobre el que se monta la grúa.
- e) Cargas debidas a efectos climáticos.
- f) Cargas diversas.

#### Cargas principales

Apartado 4.1.2 de la norma.

Este tipo de cargas están divididas en 3 grupos:

- Cargas debidas al peso de los componentes ( $S_G$ )
- Cargas debidas a la carga de trabajo ( $S_L$ )
- Cargas debidas al pretensado.

#### Cargas verticales

Las cargas verticales debidas a los movimientos de las operaciones se calculan multiplicando las cargas debidas a la carga de trabajo por un factor dinámico  $\psi$ . El cual se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\psi = 1 + V_R * \sqrt{\frac{C}{W * g}}$$



Siendo  $V_R$  la velocidad relativa (m/s) entre la carga y el gancho, C el Coeficiente de rigidez geométrica o el módulo de elasticidad proporcionado por el fabricante (kN/m), W la Carga de trabajo (kN), g la Aceleración normal de la gravedad ( $m/s^2$ ).

Para terminar la norma añade que este factor deberá ser aumentado en un 20% su propio valor si el cierre de los ganchos es automático y un 30% si el cierre es a motor.

### Cargas horizontales

Este tipo de cargas al igual que las cargas principales se dividen en varios grupos:

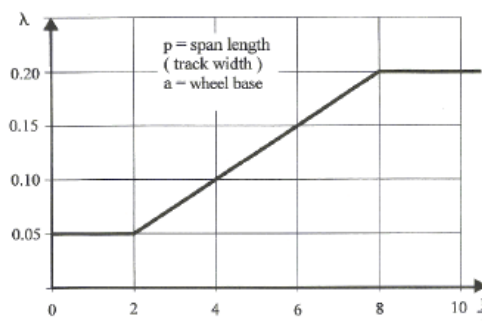
- Fuerzas de inercia.
- Fuerzas centrifugas.
- Fuerzas transversales.
- Fuerzas amortiguadas.

Para las fuerzas de inercia se toma un valor entorno al 15% de la carga vertical.

Las fuerzas centrifugas

Las fuerzas transversales tenemos de dos tipos: fuerzas de inercia horizontales que se tomaran como un 10% de la carga sobre el rodamiento y fuerzas laterales que se tomaran como  $\lambda$  veces la carga sobre el rodamiento.

El parámetro  $\lambda$  se calcula en base a la siguiente figura 4-1 de la norma.



Los efectos de amortiguamiento no deberán ser tomados en cuenta si la velocidad es inferior a 0.7 m/s. Como nuestra velocidad es menor no es necesario que calculemos estas cargas.

### Cargas debidas al movimiento del buque sobre el que va montado.

En este caso la norma nos manda al apartado RU SHIP Pt.3 Ch.4 Sec.3. Esta carga ya está definida con anterioridad en el diseño del buque y simplemente será incluida.



### **Cargas debidas a efectos climáticos.**

Estas cargas se dividen en:

- Cargas debidas al viento.
- Cargas debidas a hielo y nieve.
- Cargas debidas a variaciones de temperatura.

Las cargas debidas al viento se calcularán según el apéndice A de la norma. En nuestro caso la realización del cálculo estará explicado en el anexo 1.

Las cargas debidas a hielo y nieve no influyen y las de variaciones de temperatura tampoco.

### **Cargas diversas**

Debemos añadir dos cargas:

- 3000 N en concepto de pasarelas y plataformas
- 300 N barandillas y plintos.



### 4.3.2. Evaluación de las cargas

Una vez que hemos definido las diferentes cargas y como se calculan cada una de ellas es momento de establecer su magnitud. Apoyándonos en una hoja Excel se realiza un resumen de las distintas cargas de manera que se presentan en forma tabular.

Inicialmente se enumeran los parámetros iniciales que necesitamos para poder realizar los cálculos.

Velocidad	0,04 m/s
g	9,81 $m/s^2$
C	3032 KN/m
Peso Carga	50 Tn
Carga rodamiento	1725 KN

**Tabla 4.3.2.1.** Parámetros iniciales para el cálculo.

Ahora nos disponemos a enumerar las diferentes cargas:

**Tabla 4.3.2.2.** Cargas principales de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.1.2, pag. 49 [18].

Peso Componentes (PC)	665,314 KN
Carga de Trabajo (CT)	494,130 KN
cargas principales (CT + PC)	1159,444 KN

**Tabla 4.3.2.3.** Cargas verticales de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.1.3, pag. 50 [18].

Factor Dinámico	1,010
Factor Dinámico Final	1,212
Carga Vertical (KN)	598,945

**Tabla 4.3.2.4.** Cargas horizontales de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.1.4, pag. 51 [18].

Fuerzas de Inercia (FI)	1692,225 KN
Fuerza Lateral (FL)	345,00 KN
FI + FL	2037,225 KN



**Tabla 4.3.2.5.** Cargas debido al movimiento del buque de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.1.5, pág. 52 [18].

Carga Cubierta	1093,503 KN
----------------	-------------

Se pasa ahora a calcular la carga debida a efectos climáticos. En este caso no se tendrán en cuenta los efectos por hielo y nieve y por temperatura por lo que solamente evaluaremos el efecto producido por el viento.

**Tabla 4.3.2.6.** Cargas debido a efectos climáticos de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.1.6, pág. 52 [18].

Elementos	
Brazo (B)	10074,878 KN
Soporte 1 (S1)	288,389 KN
Soporte 2 (S2)	289,754 KN
Soporte 3 (S3)	957,375 KN
B+S1+S2+S3	11610,396 KN

**Tabla 4.3.2.7.** Cargas diversas de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.1.7, pág. 52 [18].

Pasarelas y plataformas (PP)	3 KN
Cabinas (C)	0,3 KN
PP + C	3,3 KN



### 4.3.3. Casos de carga

Una vez que ya conocemos las cargas es el momento de evaluar su acción en nuestro buque. Para esto, el reglamento nos indica tres casos diferentes en los que van a trabajar conjuntamente diferentes cargas. Es decir, según las consideraciones que nos de la norma la fuerza resultante que va a actuar sobre la cubierta va a ser diferente ya que intervendrán cargas diferentes. Para comprobar la estabilidad estructural nos iremos al caso más desfavorable ya que si conseguimos que ese cumpla el resto también lo harán.

#### Caso 1: Grúas trabajando sin viento.

En este caso las cargas que actuarán serán las siguientes.

- Cargas principales.
- Cargas verticales debido a las operaciones de la grúa.
- Cargas horizontales.

En forma de ecuación serian:  $S_G + \psi * S_L + S_H$

#### Caso 2: Grúas trabajando con viento.

Este caso incluye todas las cargas mencionadas en el apartado 1 añadiendo la generada por la acción del viento.

En forma de ecuación serian:  $S_G + \psi * S_L + S_H + S_w$

#### Caso 3: Grúa sometida a cargas excepcionales.

Incluye las siguientes cargas:

- Fuerzas de inercia debidas al movimiento de la embarcación.
- Fuerzas amortiguadas
- Fuerzas debidas al “fuera de servicio” con motivo del viento.

Si lo representamos como símbolos podemos tener dos casos:

- a)  $S_G + S_L + S_T$
- b)  $S_G + S_M + S_{Wmax}$



#### 4.3.4. Selección del caso de carga

Para establecer el caso de carga que vamos a utilizar para calcular para el cálculo estructural únicamente nos tenemos que fijar en aquel cuyo resultado sea más desfavorable. Por resultado más desfavorable nos referimos ni más ni menos aquello cuya suma de las cargas sea mayor.

Se han realizado los cálculos mediante una hoja Excel y el resultado ha sido el siguiente.

**Tabla 4.3.4.1.** Distintos casos de carga de acuerdo con la norma DNV-ST-0378, Sec.4, Apartado 4.2, pág. 49 [18].

Caso 1 (Sin Viento)	Caso 2 (Con Viento)	Caso 3 (Cargas Excepcionales)
Carga total 3304,783 KN	Carga total 14915,180 KN	Carga total a 1267,559 KN
		Carga total b 13372,513 KN

Como se aprecia el caso de carga más desfavorable es correspondiente al caso 3 el b. Esta fuerza es la que utilizaremos para determinar la resistencia local en las zonas que se colocan las grúas.

#### 4.3.5. Estructura transversal y colocación final de las grúas

Para poder llevar a cabo el análisis estructural en las zonas que las grúas van a ser colocadas es necesario conocer qué tipo de estructura presenta nuestro buque.

Se trata de una estructura transversal con una separación entre cuadernas es de 775mm y que cada tres claras de cuadernas se coloca una bulárcama.

Nuestro requisito a la hora de colocar las grúas en eslora es que el eje de estas coincida con una bulárcama. Para la grúa colocada entre las bodegas 3 y 4 tenemos una bulárcama que pasa justo por el mamparo que separa las bodegas. Por lo tanto, esta grúa se podrá colocar en esa posición ya que estamos seguros de que cumplimos el requisito anteriormente impuesto.

Sin embargo, la grúa que se coloca entre la bodega 1 y 2 tiene una complicación. Hemos impuesto con anterioridad el requisito de que las grúas puedan trabajar de forma simultánea aumentando el poder de elevación total. Para esto hemos fijado que la grúa colocada entre la bodega 1 y 2 sea desplace hacia popa una distancia máxima de 5 metros. Por este motivo será necesario que establezcamos sobre la bulárcama que se colocará el eje de la grúa.

Como se ha fijado el requisito de que el eje de la grúa este colocado sobre una bulárcama es obligatorio que la distancia que desplazamos la grúa a popa sea un múltiplo de la separación entre bulárcamas.





Como tenemos un margen de 5 metros vamos a desplazar la grúa todo lo que sea posible a popa de manera que:

$$d = \frac{5}{0.775} = 6.45$$

Seleccionamos el inmediato inferior que será 6. Por lo tanto, la distancia que desplazaremos la grúa a popa será de  $D = 6 * 0.775 = 4.65m$ .

Ahora se proporcionará la posición de las grúas respecto a la perpendicular de popa.

Grúa de proa → 98.023m a proa respecto a la perpendicular de popa

Grúa de popa → 50m a proa respecto a la perpendicular de popa

#### 4.3.6. Selección de refuerzos

Una de las consideraciones más importantes que se han tenido es conseguir que la carga sea soportada únicamente por las bulárcamas. Es decir, las cuadernas que hay entre ellas y que actúan ayudando a las bulárcamas no se han tenido en cuenta. Se ha tomado esta decisión al no incluir un factor de seguridad a la hora de dimensionar la carga total por lo que nos aseguramos de que el cálculo cumplirá.

Teniendo en cuenta esto y como se ha mencionado con anterioridad que el apoyo tendrá una longitud que abarque bulárcamas la carga correspondiente una de ellas será la división de la carga total entre 4. Este reparto de cargas se ha dispuesto así asumiendo que la carga se reparte de manera homogénea por toda la plancha que está en contacto con la cubierta. Realmente las bulárcamas no corresponden a la estructura de cubierta, sino que, son los baos los encargados de soportar los esfuerzos en cubierta. Por cada bulárcama el buque lleva su correspondiente bao que es el que utilizaremos a la hora de realizar el cálculo.

$$Carga_{baos} = \frac{Carga_{total}}{N^{\circ}baos} = \frac{13372.51}{4} = 3343.128 \text{ KN}$$

Sin embargo, los baos no soportan esta fuerza por sí solas, sino que, llevan asociadas una plancha que actuara con ellas. Dicha plancha corresponde a la cubierta del buque donde irán ancladas las grúas. Está cubierta ya está definida en espesor y no puede ser cambiada, por lo que, es necesario comprobar si el conjunto refuerzo-plancha asociada son capaces de soportar la nueva carga y en caso negativo será necesario cambiar los refuerzos.

A la hora de comprobar si el conjunto refuerzo-plancha asociada lo haremos comprobando si el módulo del conjunto es mayor que el generado por la carga. Es necesario que calculemos el módulo que produce la carga para un bao.



El módulo mínimo requerido del perfil con plancha asociada viene dado por la siguiente expresión:

$$Z = \frac{0.63 * l^2 * s * p * w_k}{f_1} = \frac{0.63 * 2.24^2 * 0.775 * 3343.1275 * 1}{1} = 8190.138 \text{ cm}^3$$

Siendo  $l$  la longitud total del bao (m),  $s$  la separación entre los refuerzos de cubierta (m),  $p$  la carga a la que está sometida y  $w_k$  y  $f_1$  son dos coeficientes cuyo valor es 1.

Lo primero que vamos a realizar es comprobar si con los refuerzos ya dispuesto somos capaces de cumplir los requerimientos estructurales.

Los refuerzos instalados son del tipo llanta con bulbo y presentan las siguientes dimensiones.

Dimensiones	Alma / ala / Plancha asociada (mm)
HP 220x10	220x10

Figura 4.3.6.1. Refuerzo instalado en cubierta [1].

Para calcular el módulo del perfil con plancha asociada es necesario realizar el cálculo del área, momento de primer orden, inercia propia e inercia total. Gracias a estos cálculos vamos a poder obtener el eje neutro y el módulo. A continuación, vamos a definir como se calcularía cada parámetro.

Antes de realizar los cálculos es necesario conocer la información que nos proporciona el fabricante. Además, también realizaremos una representación del perfil.

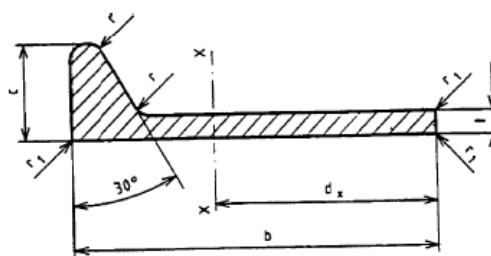


Figura 4.3.6.2. Representación transversal del refuerzo instalado en cubierta [19].



Dimensión nominal	Dimensiones para				Sección transversal A cm <sup>2</sup>	Masa/Ud de longitud G Kg/m	Superficie lateral U m <sup>2</sup> /m	Distancia al centro de gravedad d cm	Características geométricas respecto al eje x-x	
	b mm	t mm	c mm	r mm					I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup> momento de inercia	W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup> módulo elástico
80 x 5	80	5	14	4	5.41	4.25	0.189	4.9	33.87	6.91
80 x 6	80	6	14	4	6.21	4.88	0.191	4.78	38.7	8.1
100 x 7	100	7	15.5	4.5	8.74	6.68	0.236	5.87	85.3	14.5
100 x 8	100	8	15.5	4.5	9.74	7.65	0.238	5.78	94.3	16.3
120 x 6	120	6	17	5	9.32	7.32	0.276	7.21	133	18.5
120 x 7	120	7	17	5	10.52	8.26	0.278	7.07	149	21
120 x 8	120	8	17	5	11.72	9.2	0.28	6.96	165	23.6
140 x 7	140	7	19	5.5	12.43	9.75	0.32	8.32	241	29
140 x 8	140	8	19	5.5	13.83	10.85	0.322	8.18	266	32.5
140 x 10	140	10	19	5.5	16.63	13.05	0.326	7.99	315	39.5
160 x 7	160	7	22	6	14.6	11.46	0.365	9.66	373	38.6
160 x 8	160	8	22	6	16.2	12.72	0.367	9.5	411	43.3
160 x 9	160	9	22	6	17.8	13.97	0.369	9.37	449	47.9
160 x 11	160	11	22	6	21	16.49	0.373	9.16	522	57
180 x 8	180	8	25	7	18.86	14.8	0.411	10.89	609	55.9
180 x 9	180	9	25	7	20.66	16.22	0.413	10.73	664	61.8
180 x 10	180	10	25	7	22.46	17.63	0.415	10.59	717	67.7
180 x 11	180	11	25	7	24.26	19.04	0.417	10.47	770	73.5
200 x 9	200	9	28	8	23.66	18.57	0.457	12.12	942	77.7
200 x 10	200	10	28	8	25.66	20.14	0.459	11.96	1017	85.1
200 x 11	200	11	28	8	27.66	21.71	0.461	11.82	1091	92.3
200 x 12	200	12	28	8	29.66	23.28	0.463	11.69	1164	99.5
220 x 10	220	10	31	9	29	22.77	0.503	13.35	1396	105
220 x 11	220	11	31	9	31.2	24.5	0.506	13.19	1496	114
220 x 12	220	12	31	9	33.4	26.22	0.507	13.04	1595	122
240 x 10	240	10	34	10	32.49	25.5	0.547	14.77	1865	126
240 x 11	240	11	34	10	34.89	27.39	0.549	14.58	1997	137
240 x 12	240	12	34	10	37.29	29.27	0.551	14.42	2127	148
260 x 10	260	10	37	11	36.11	28.35	0.591	16.22	2434	150
260 x 11	260	11	37	11	38.71	30.39	0.593	16	2605	163
260 x 12	260	12	37	11	41.31	32.43	0.596	15.81	2774	175

Tabla 4.3.6.1. Catálogo de refuerzos de llanta con bulbo [19].

Como se aprecia el fabricante nos proporciona la sección transversal del perfil, Distancia al centro de gravedad y la inercia propia. Esto es importante ya que son parámetros necesarios.

- Sección transversal =  $29 \text{ cm}^2$
- Distancia al centro de gravedad =  $13.35 \text{ cm}$
- Inercia Propia =  $1396 \text{ cm}^4$

El momento de primer orden se calcula multiplicando el área por la distancia desde la referencia hasta la posición del centro de gravedad de cada elemento.

La inercia propia nos la proporciona el fabricante mientras que la inercia total la calculamos mediante el teorema de Steiner.

$$I_T = I_P + A * D^2$$

Siendo D la distancia desde el centro de gravedad hasta el eje neutro que conforma el conjunto.

El eje neutro se calcula con el momento de primer orden y el área que conforma el conjunto.

$$y_{EN} = \frac{M. 1^{\text{orden}}}{Area_{TOTAL}}$$



Con todo definido podemos realizar los calculo en una hoja de Excel para mostrarlos de manera ordenada.

Dimensiones	Refuerzo	Yi (cm)	Área (cm2)	M.1ºorden (cm3)	I.Propia (cm4)	Steiner (cm4)	I.total (cm4)
HP 220x10	220x10	14,35	29	416,15	1396	4455,125987	5851,12599
Plancha asociada	2325x11	0,55	255,75	140,6625	25,79	505,18	530,97
<b>Total</b>			<b>284,75</b>	<b>556,8125</b>			<b>6382,09</b>

**Tabla 4.3.6.2.** Área, momentos e inercia del conjunto refuerzo y plancha asociada.

$$y_{EN} = \frac{556.8125}{284.75} = 1.96cm$$

$$Z = \frac{6382.09}{22 + 1.1 - 1.97} = 303.27cm^3$$

Una vez calculado el módulo del perfil y plancha asociada lo compararemos con el módulo anteriormente calculado y si el del perfil con plancha asociada es mayor, el perfil será válido.

$$-Z_{Carga} = 8190.14 cm^3$$

$$-Z_{Perfil} = 303.27cm^3$$

Como se aprecia el módulo requerido para soportar la carga es mucho mayor que el del perfil por lo que es necesario cambiar los refuerzos e instalar otros mayores.

Intentaremos que los refuerzos sean del mismo tipo y para ello con el catálogo que nos proporciona el fabricante intentaremos seleccionar uno que si cumpla con los requisitos. Volviendo al catálogo nos encontramos que el refuerzo de mayores dimensiones es el de 430x20 y realizando los cálculos para obtener el módulo obtenemos lo siguiente:

Dimensiones	Refuerzo	Yi (cm)	Área (cm2)	M.1ºorden (cm3)	I.Propia (cm4)	Steiner (cm4)	I.total (cm4)
HP 430x20	430x20	28,35	115	3254,5	21180	63319,83	85599,83
Plancha asociada	2325x11	0,55	255,75	140,6625	25,79	18948,51	18974,30
<b>Total</b>			<b>284,75</b>	<b>3395.1625</b>			<b>103474,13</b>

**Tabla 4.3.6.3.** Área, momentos e inercia del conjunto refuerzo y plancha asociada.

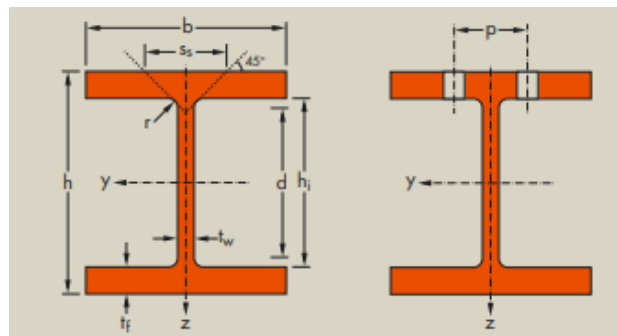
$$y_{EN} = \frac{3395.1625}{370.75} = 9.16cm$$

$$Z = \frac{103474.13}{20 + 1.1 - 9.16} = 2886.92cm^3$$



Si comparamos los módulos del generado por la carga y el del perfil con plancha asociada vemos como el perfil de mayores dimensiones que nos proporciona el fabricante no llega a los requerimientos impuestos. Por lo tanto, es necesario ir a otros fabricantes que nos proporcionen perfiles de mayores dimensiones.

Se toma la decisión de que no usar perfiles con llanta con bulbo y cambiaremos a perfiles con forma de H. Se selecciona un fabricante que nos proporciona perfiles de dimensiones que es más probable que cumplan. Además, estos perfiles presentan una mayor resistencia longitudinal que los de llanta con bulbo. La representación del perfil es la que sigue.



**Figura 4.3.6.3.** Representación del nuevo perfil instalado [20].

El fabricante nos proporciona una amplia gama de refuerzos. Vamos a realizar una selección teniendo en cuenta que los refuerzos han de ser de dimensiones considerables.

Tras realizar varias comprobaciones y probar con varios perfiles se decide que el perfil a instalar sea el siguiente:

Dimensiones	Refuerzo	Yi (cm)	Área (cm <sup>2</sup> )	M.1ºorden (cm <sup>3</sup> )	I.Propia (cm <sup>4</sup> )	Steiner (cm <sup>4</sup> )	I.total (cm <sup>4</sup> )
UC 356 x 406 x 287	356x406	20,75	365,7	7588,275	99880	125152,41	225032,41
Plancha asociada	2325x11	0,55	255,75	140,6625	25,79	36137,32	36163,11
<b>Total</b>			<b>621,45</b>	<b>7728,9375</b>			<b>261195,51</b>

**Tabla 4.3.6.4.** Área, momentos e inercia del conjunto refuerzo y plancha asociada

$$y_{EN} = \frac{7728.9375}{621.45} = 12.44 \text{ cm}$$

$$Z = \frac{261195.51}{40.6 + 1.1 - 12.44} = 8659.45 \text{ cm}^3$$

Como se aprecia ahora si hemos conseguido que el perfil tenga un módulo superior a los  $8190.14 \text{ cm}^3$  que nos proporciona la carga. Por lo tanto, ya tenemos definidos los nuevos refuerzos que debemos instalar.



#### 4.4. Cálculo de la potencia necesaria

Otro de los aspectos más importantes a realizar en nuestra reconversión es el cálculo de la resistencia al avance que nuestro buque ofrece. Dado que estamos realizando una reconversión y que tanto la hélice como el motor ya están incluidos en el buque será necesario conocer si con la nueva configuración de pesos la velocidad a la que el buque puede navegar. Lo ideal sería que si el conjunto motor-propulsor nos lo permite mantener la velocidad de navegación del buque. Para ello se realizará un cálculo de la resistencia al avance del buque mediante el método de Holtrop-Mennen y posteriormente se analizará cual debe ser la velocidad de navegación de nuestro buque.

##### 4.4.1. Estimación de la potencia efectiva mediante el método de Holtrop-Mennen

Para realizar los cálculos es necesario que aportemos una serie de datos iniciales.

DATOS DEL BUQUE	
Lpp (m)	128,500
Lf (m)	132,000
B (m)	20,380
Tm (m)	8,150
Tpr (m)	8,150
Tpp (m)	8,150
$\nabla$ (m <sup>3</sup> )	14886,491
LCB (%)	-2,480
V (nudos)	20,000
S (m <sup>2</sup> )	3690,76
At (m <sup>2</sup> )	600,000
Ks	1,500E-04
(1+k1)	1,209
C <sub>B</sub>	0,679
C <sub>M</sub>	0,979
C <sub>P</sub>	0,694
C <sub>F</sub>	0,798
S (m)	3690,76

Tabla 4.4.1.1. Datos iniciales del buque (I) [1].

PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA		
T <sup>a</sup>	15,000	°C
$\rho_{as}$	1026,000	Kg/m <sup>3</sup>
$\nu_{as}$	1,187E-06	m <sup>2</sup> /s

Tabla 4.4.1.2. Propiedades físicas del agua [1].



FORMA DE LA POPA	
Cstern	0
Pram con góndola	-25
Secciones en V	-10
Secciones normales	0
Secciones en U	
con popa Hogner	10

**Tabla 4.4.1.3.** Datos iniciales del buque (II) [1].

BULBO DE PROA		
¿Bulbo?: SI/NO	SI	
Abt	15,631	m <sup>2</sup>
Hb	2,717	m
Pb	0,5433843	

**Tabla 4.4.1.4.** Datos iniciales del buque (III) [1].

Factor de forma de apéndices		
Timón buque 1 hélice	Stim1	34,8760
Timón buque 2 hélices	Stim2	0
Timón y quillote	Stimq	0
Quillote	Sq	0
Arbotante	sarb	0
Henchimientos protectores	Shp	0
Henchimientos integrados	Shi	0
Ejes	Sej	0
Aletas estabilizadoras	Sae	0
Domos	Sdom	0
Quillas de balance	Sqb	0
<b>TOTAL</b>	Sap	34,8760
Factor de forma de apéndices	(1+k2) <sub>eq</sub>	1,4

TIPO DE APÉNDICE	(1+k2)
Timón buque 1 hélice	1,4
Timón buque 2 hélices	2,8
Timón y quillote	1,75
Quillote	1,75
Arbotante	3
Henchimientos protectores	3
Henchimientos integrados	2
Ejes	3
Aletas estabilizadoras	2,8
Domos	2,7
Quillas de balance	1,4

**Tabla 4.4.1.5.** Factor de forma y Apéndices [21].



Factor de forma	
<b>S(m)</b>	3690,76
<b>(1+k1)</b>	1,209
<b>(1+k2)<sub>eq</sub></b>	1,4

**Tabla 4.4.1.6.** Factor de forma [21].

Una vez que ya tenemos definidos los parámetros iniciales para el cálculo podemos plantear las diferentes ecuaciones que utiliza el método para realizar el cálculo de la potencia efectiva.

En general lo que buscamos es obtener la resistencia total que nuestro buque ofrece al avance. Esto el método de Holtrop lo hace dividiendo la resistencia total en:

$$R_T = R_F(1 + k_1) + R_{APP} + R_W + R_B + R_{TR} + R_A$$

Siendo  $R_F$  la resistencia por fricción,  $(1+k_1)$  el factor de forma que nos permite calcular la resistencia viscosa,  $R_{APP}$  la resistencia por apéndices,  $R_W$  la resistencia por formación de olas,  $R_B$  la resistencia debido al bulbo,  $R_{TR}$  la resistencia del espejo y  $R_A$  la resistencia por correlación.

Comenzando con el cálculo con el primer término de la expresión nos encontramos con que en primer lugar es necesario el cálculo de la resistencia de fricción y el factor de forma. Para comenzar vamos a realizar el cálculo del factor de forma mediante la siguiente expresión:

$$1 + k_1 = c_{13} \left[ 0.93 + c_{14} \left( \frac{B}{L_R} \right)^{0.92497} (0.95 - C_P)^{-0.521448} (1 - C_P + 0.0225 * lcb)^{0.6903} \right]$$

Como se aprecia el factor de forma depende de otras constantes las cuales hay que calcular previamente.

$$L_R = L * \left( 1 - C_P + 0.06 * C_P * \frac{lcb}{4 * C_P - 1} \right)$$

$$i_E = 1 + 89 * \exp \left[ - \left( \frac{L}{B} \right)^{0.80856} * (1 - C_f)^{0.30484} * (1 - C_P - 0.02225 * lcb)^{0.6367} * \left( \frac{L_R}{B} \right)^{0.34574} * \left( 100 * \frac{V}{L^3} \right)^{0.16302} \right]$$

A continuación, se van a calcular lo constantes de  $c_1$ .

$$c_1 = 223105 * c_7^{3.78613} * \left( \frac{T}{B} \right)^{1.07961} * (90 - i_E)^{-1.37565}$$

El cálculo de  $c_1$  depende del coeficiente  $c_7$  el cual se puede calcular con la relación B/T. Esta relación tiene un valor de 0.154, siendo este el valor de  $c_7$ .





Si continuamos con el cálculo vamos a realizar el cálculo del coeficiente que determina la influencia del bulbo de proa en la resistencia a olas.

$$c_3 = 0.56 * \frac{A_{BT}^{1.5}}{[B * T * (0.31 * \sqrt{A_{BT}} + T_F - h_b)]}$$

Para el cálculo de  $c_4$  es necesario fijarnos en la relación T/L.

- Si  $T/L > 0.04 \rightarrow c_4 = \frac{T}{L}$
- Si  $T/L < 0.04 \rightarrow c_4 = 0.04$

Como el valor de  $T/L = 0,0635$  el valor de  $c_4 = 0.04$ .

El coeficiente  $c_5$  se con la siguiente expresión.

$$c_5 = 1 - 0.8 * \frac{A_T}{B * T * C_M}$$

El siguiente parámetro que calcular es  $m_3$ .

$$m_3 = -7.2035 * \left(\frac{B}{L}\right)^{0.326869} * \left(\frac{T}{B}\right)^{0.605375}$$

Como el coeficiente  $c_7$  ya lo hemos calculado anteriormente pasamos a calcular directamente  $c_8$ . Como  $\frac{B}{T_A}$  es mayor que 5 el valor de  $c_8$  se calcula de la siguiente forma.

$$c_8 = S * \frac{T * \frac{B}{T_A} - 25}{L * \frac{D}{T_A} - 3}$$

Y el cálculo de  $c_9$  depende del valor de  $c_8$ .

- Cuando  $c_8 < 28 \rightarrow c_9 = c_8$
- En caso contrario  $c_9 = 32 - \frac{16}{c_8 - 24}$

Los coeficientes  $c_{10}$  y  $c_{11}$  se calculan de la siguiente forma:

- Si  $L/B > 5.2 \rightarrow c_{10} = \frac{B}{L}$
- Si  $L/B < 5.2 \rightarrow c_{10} = -\frac{0.003328402}{B * L - 0.124615385}$
- Si  $T_A/D < 2 \rightarrow c_{11} = \frac{T_A}{D}$
- Si  $T_A/D > 2 \rightarrow c_{11} = 0.0833333 * \left(\frac{T_A}{D}\right)^3 + 1.333333$



El cálculo de los coeficientes  $c_{12}$  y  $c_{13}$  son necesarios para calcular el factor de formas.

El valor del coeficiente  $c_{12}$  en nuestro caso tiene como resultado  $\left(\frac{T}{L}\right)^{0.2228446}$  debido a que la relación T/L es mayor a 0.05. El valor de  $c_{13}$  viene dado por  $1 + 0.003 * C_{stern}$ .

Por otro lado, tenemos que el valor de  $c_{14}$  es igual a  $1 + 0.011 * C_{stern}$ .

El valor de lambda depende de la relación L/B.

- Cuando  $L/B < 12 \rightarrow \lambda = 1.446 * C_p - 0.03 * \frac{L}{B}$
- En caso contrario  $\lambda = 1.446 * C_p - 0.36$

El valor del coeficiente  $m_1$  se calcula en base a la siguiente expresión.

$$m_1 = 0.0140407 * \frac{L}{T} - 1.75254 * \frac{\sqrt[3]{V}}{L} - 4.79323 * \frac{B}{L} - c_{16}$$

El coeficiente  $c_{16}$  depende del valor del coeficiente de prismático. En este caso como es superior a 0.8 el coeficiente  $c_{16}$  se puede calcular de la siguiente forma.

$$c_{16} = 1.73014 - 0.7067 * C_p$$

El coeficiente  $c_{15}$  en este caso depende de la relación  $\frac{L^3}{V}$ . Esta tiene una relación de 512 por lo que el valor de  $c_{15}$  será -1.694.

El coeficiente  $c_{17}$  es necesario para calcular la resistencia por olas. Este coeficiente se estima según la siguiente expresión.

$$c_{17} = 6919.3 - C_M^{-1.3346} * \left(\frac{\sqrt[3]{V}}{L^3}\right)^{2.00977} * \left(\frac{L}{B} - 2\right)^{1.40692}$$

El último coeficiente que calcular se trata de  $c_A$ .

$$c_A = 0.006 * (L + 100)^{-0.16} - 0.00205 + 0.003 * \sqrt{\frac{L}{7.5}} * C_B^4 * c_2 * (0.04 - c_4)$$

Ahora ya tenemos todos los coeficientes definidos por lo que ya se pueden realizar los cálculos. Se realizan en una hoja Excel y aquí se muestran los resultados en forma tabular.



COEFICIENTES		COEFICIENTES	
c8	15,47113	C1	1,9880
c9	15,47113	iE	18,9787
c11	1,80340	C2	0,7158
c19	0,04839	C3	0,0313
c20	1,00000	C4	0,04
Cp1	0,74652	C5	1
		CA	0,0005
		m2	-0,0143
		m3	-2,2458
		C7	0,1544
		C12	0,5376
		C13	1,0000
		LR	32,7670
		C14	1
		$\lambda$	0,8086
		m1	-2,1026
		C15	-1,6939
		C16	1,2634
		C17	2,3388

**Tabla 4.4.1.7.** Coeficientes del método de Holtrop [21].

Además de estos coeficientes es necesario realizar un cálculo previo de una serie de parámetros que luego necesitaremos para obtener las resistencias parciales. Estos parámetros son: número de Froude, el número de Reynolds, el coeficiente de fricción y los coeficientes  $F_{nT}$ ,  $c_6$ ,  $F_{ni}$  y  $m_4$ .

$$F_{nT} = \frac{V}{\sqrt{2 * g * \frac{A_T}{B + B * C_f}}}$$

$$c_6 = 0.2 * (1 - 0.2 * F_{nT}) \rightarrow F_{nT} < 5$$

$$F_{ni} = \frac{V}{\sqrt{g * (T - h_b - 0.25 * \sqrt{A_{BT}}) + 0.15 * V^2}}$$

$$m_4 = c_{15} * 0.4 * \exp(-0.034 * F_n^{-3.29})$$

Para finalizar es necesario que calculemos la resistencia parcial de olas la cual presenta dos expresiones dependiendo del valor de Froude.



$$R_W = c_1 * c_2 * c_5 * \nabla * \rho * \exp[m_1 * F_n^d + m_4 * \cos(\lambda * F_n^{-2})]$$

HOLTROP										
V (nudos)	V (m/s)	Fn	Fnt	C6	Fni	Rn	m4	Cf	Rw (Fn<0,4)	Rw (Fn>0,55)
11	5,659	0,157	1,956	0,122	0,813	6,29E+08	-2,18E-07	1,62E-03	3,18	1,76
12	6,173	0,172	2,134	0,115	0,879	6,86E+08	-9,01E-06	1,60E-03	7,35	4,30
13	6,688	0,186	2,312	0,108	0,943	7,44E+08	-1,21E-04	1,59E-03	15,01	9,21
14	7,202	0,200	2,490	0,100	1,005	8,01E+08	-7,84E-04	1,57E-03	27,81	17,80
15	7,717	0,214	2,667	0,093	1,065	8,58E+08	-3,10E-03	1,56E-03	47,62	31,61
16	8,231	0,229	2,845	0,086	1,123	9,15E+08	-8,68E-03	1,55E-03	77,24	52,96
17	8,746	0,243	3,023	0,079	1,178	9,72E+08	-1,91E-02	1,54E-03	115,75	81,68
18	9,260	0,257	3,201	0,072	1,232	1,03E+09	-3,52E-02	1,53E-03	164,56	119,13
19	9,775	0,272	3,379	0,065	1,284	1,09E+09	-5,70E-02	1,51E-03	239,16	177,18
20	10,289	0,286	3,557	0,058	1,334	1,14E+09	-8,37E-02	1,51E-03	349,47	264,35
21	10,803	0,300	3,734	0,051	1,382	1,20E+09	-1,14E-01	1,50E-03	474,86	366,08

**Tabla 4.4.1.8.** Parámetros del método del Holtrop [21].

Ya se han calculado todos los coeficientes y parámetros por lo que podemos pasar al cálculo de las divisiones de la resistencia para llegar a conocer la resistencia total que nuestro buque ofrece.

Comenzamos con el cálculo de la resistencia viscosa, la cual depende de la resistencia por fricción dado que es simplemente multiplicar la resistencia por fricción por el factor de formas.

$$R_v = (1 + k_1) * R_f = (1 + k_1) * \frac{1}{2} * \rho * S * V^2 * C_F$$

El coeficiente de fricción ha sido anteriormente calculado como se indica en la tabla anterior.

A continuación, pasamos a realizar el cálculo de la resistencia por apéndices la cual también depende del coeficiente de fricción que ya hemos calculado.

$$R_{APP} = 0.5 * \rho * V^2 * S_{APP} * (1 + k_2)_{eq} * C_F$$

La resistencia por olas ya está calculada anteriormente. Pasamos pues al cálculo de la resistencia del bulbo el cual determinaremos mediante la siguiente expresión.

$$R_B = 0.11 * \exp(-3 * P_B^{-2}) * F_{ni}^3 * A_B^{1.5}$$

Dado que el espejo de nuestro buque no está inmerso en el agua la resistencia por espejo es 0.



Por último, solo nos faltaría conocer la resistencia de correlación.

$$R_A = \frac{1}{2} * \rho * V^2 * C_A$$

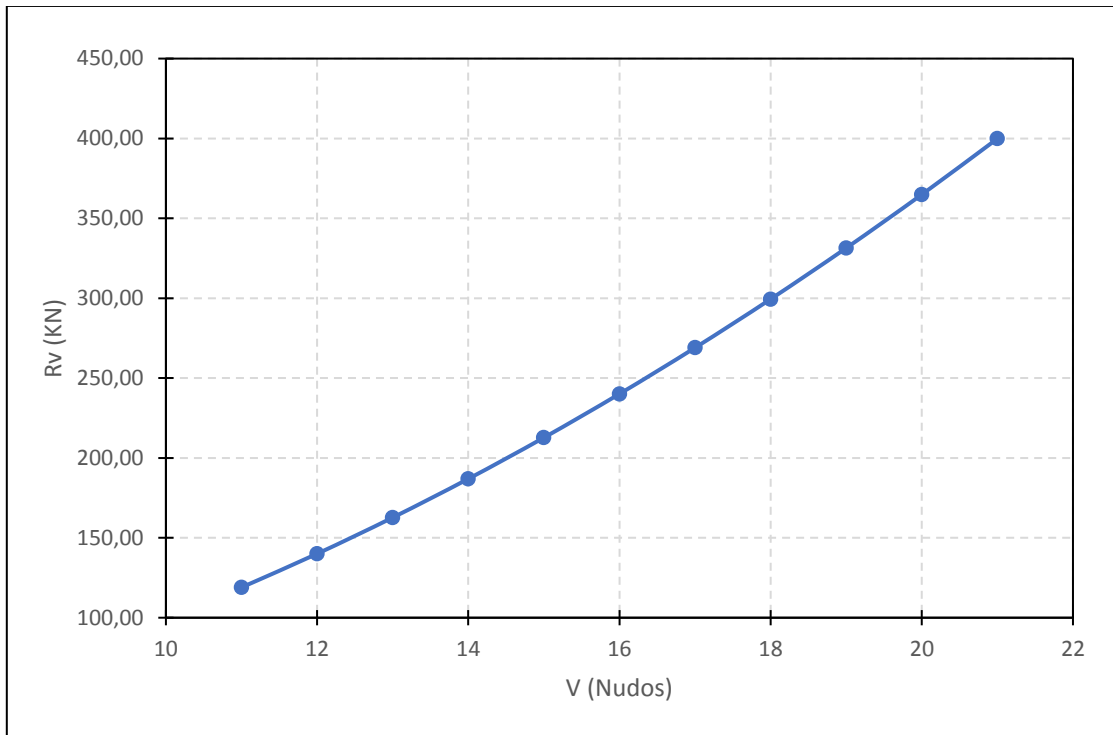
La resistencia total será el sumatorio de todas las anteriores mostradas.

	Rv	Rap	Rw	Rbul	Rtr	Ra	Rt	Rt	EHP	EHP
V (nudos)	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kg	kW	CV
11	118,97	1,302	3,182	0,0009	0	27,891	151,346	15443,435	856,458	1164,458
12	140,02	1,532	7,349	0,0010	0	33,192	182,098	18581,429	1124,164	1528,437
13	162,67	1,780	15,011	0,0012	0	38,955	218,422	22287,922	1460,771	1986,095
14	186,91	2,045	27,813	0,0013	0	45,178	261,947	26729,255	1886,619	2565,087
15	212,71	2,327	47,620	0,0015	0	51,863	314,525	32094,391	2427,111	3299,951
16	240,08	2,626	77,241	0,0017	0	59,008	378,953	38668,700	3119,240	4240,985
17	268,98	2,943	115,751	0,0018	0	66,615	454,296	46356,701	3973,111	5401,926
18	299,43	3,276	164,560	0,0020	0	74,683	541,950	55301,070	5018,516	6823,280
19	331,40	3,625	239,161	0,0021	0	83,211	657,400	67081,652	6425,791	8736,641
20	364,89	3,992	349,466	0,0023	0	92,201	810,550	82709,134	8339,744	11338,892
21	399,89	4,375	474,855	0,0024	0	101,651	980,769	100078,506	10595,693	14406,128

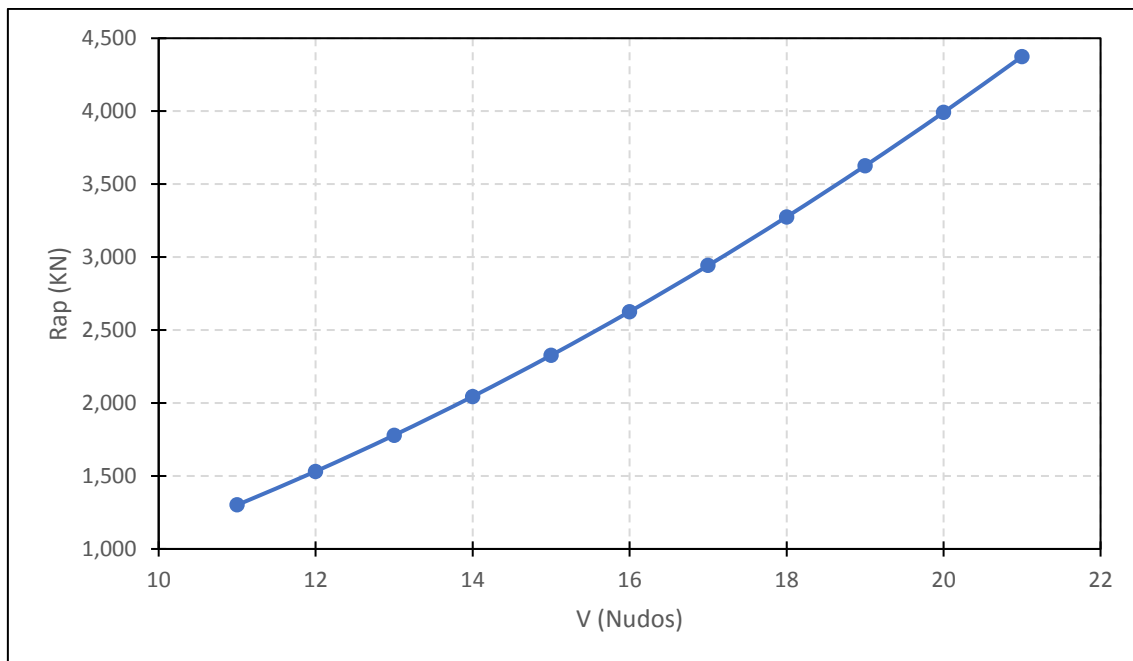
**Tabla 4.4.1.9.** Resistencias y potencia de nuestro buque [21].



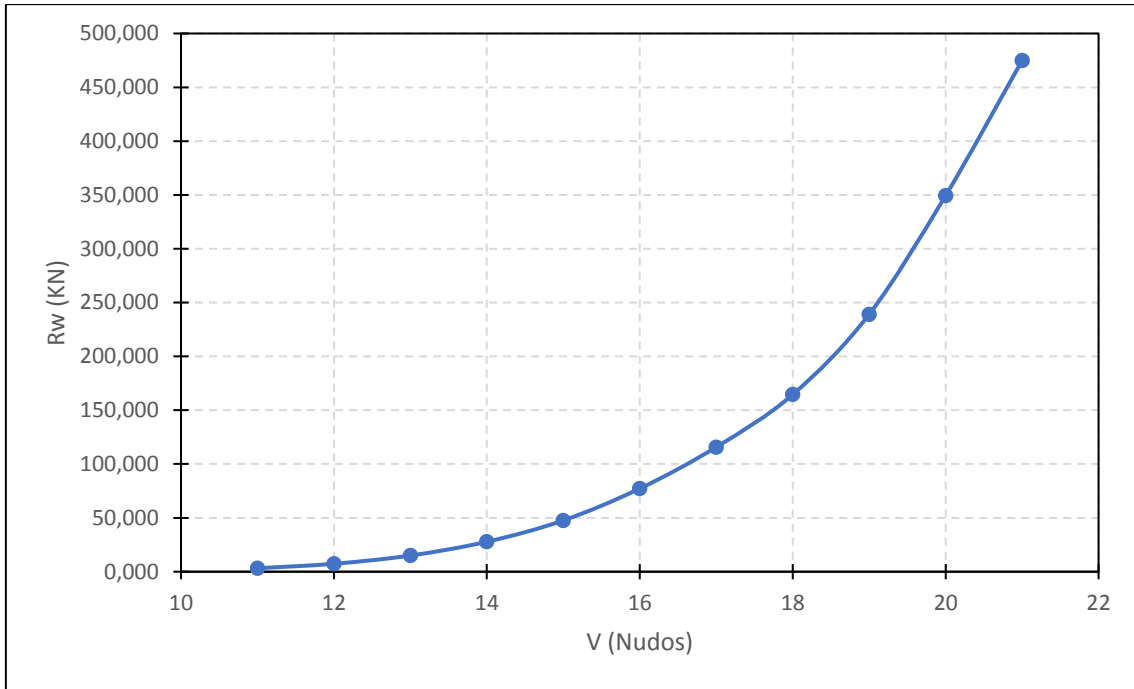
Se van a disponer de una serie de gráficas en las que vamos a representar los diferentes valores de cada resistencia en función de la velocidad del buque.



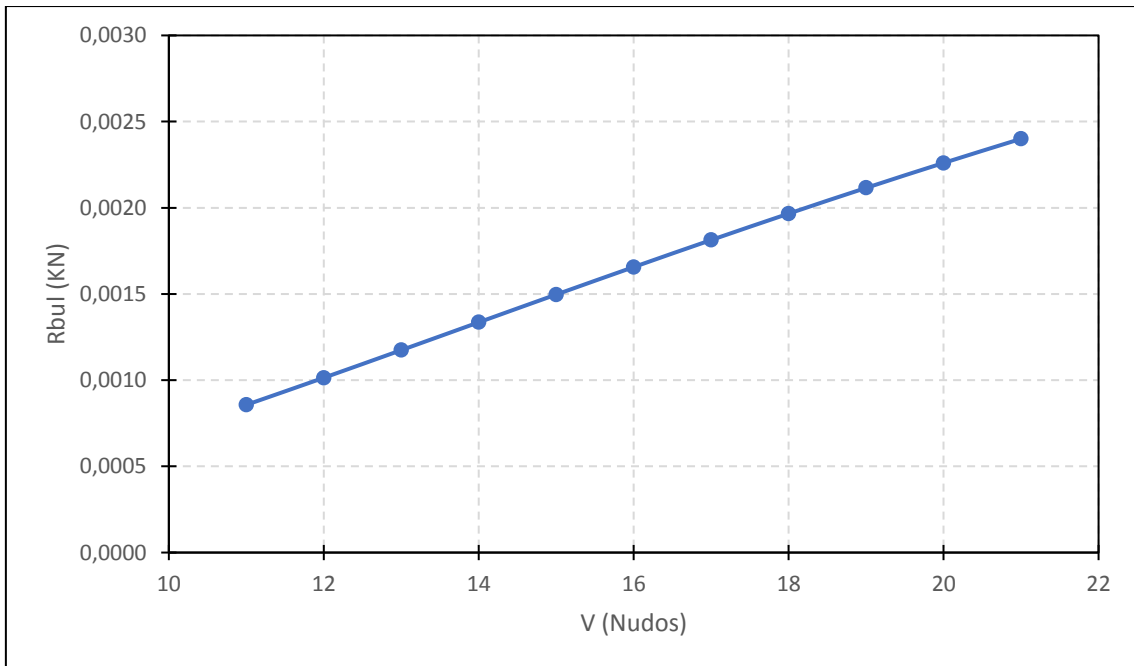
Gráfica 4.4.1.1. Resistencia viscosa del buque en estudio.



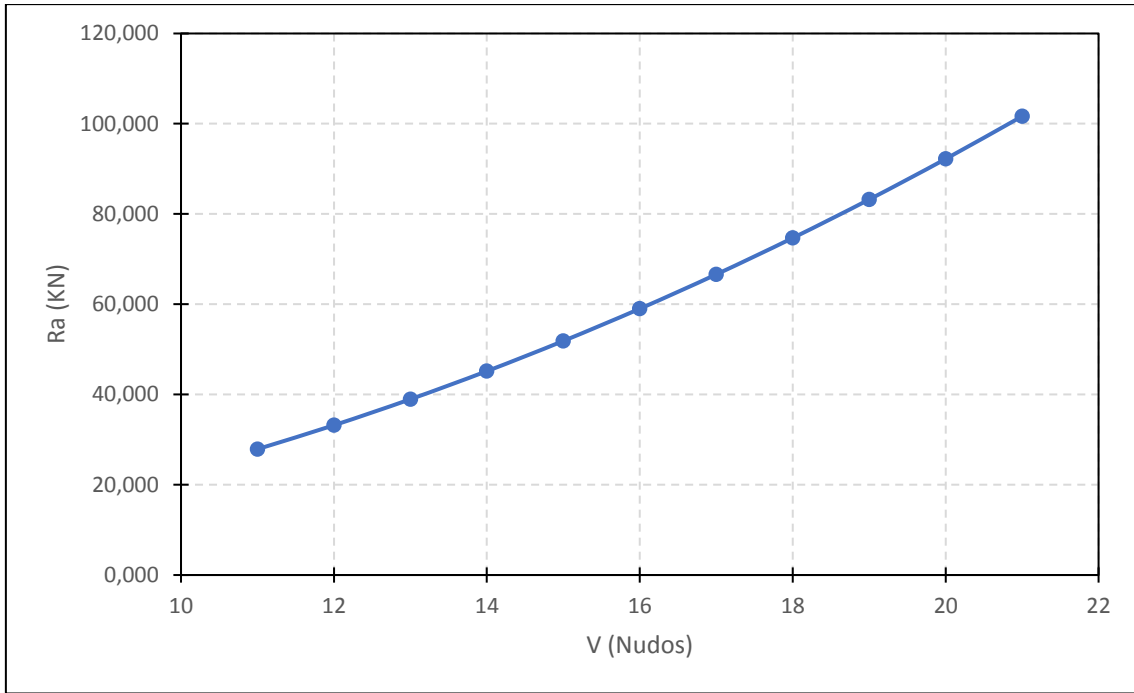
Gráfica 4.4.1.2. Resistencia por apéndices del buque en estudio.



**Gráfica 4.4.1.3.** Resistencia por olas del buque en estudio.

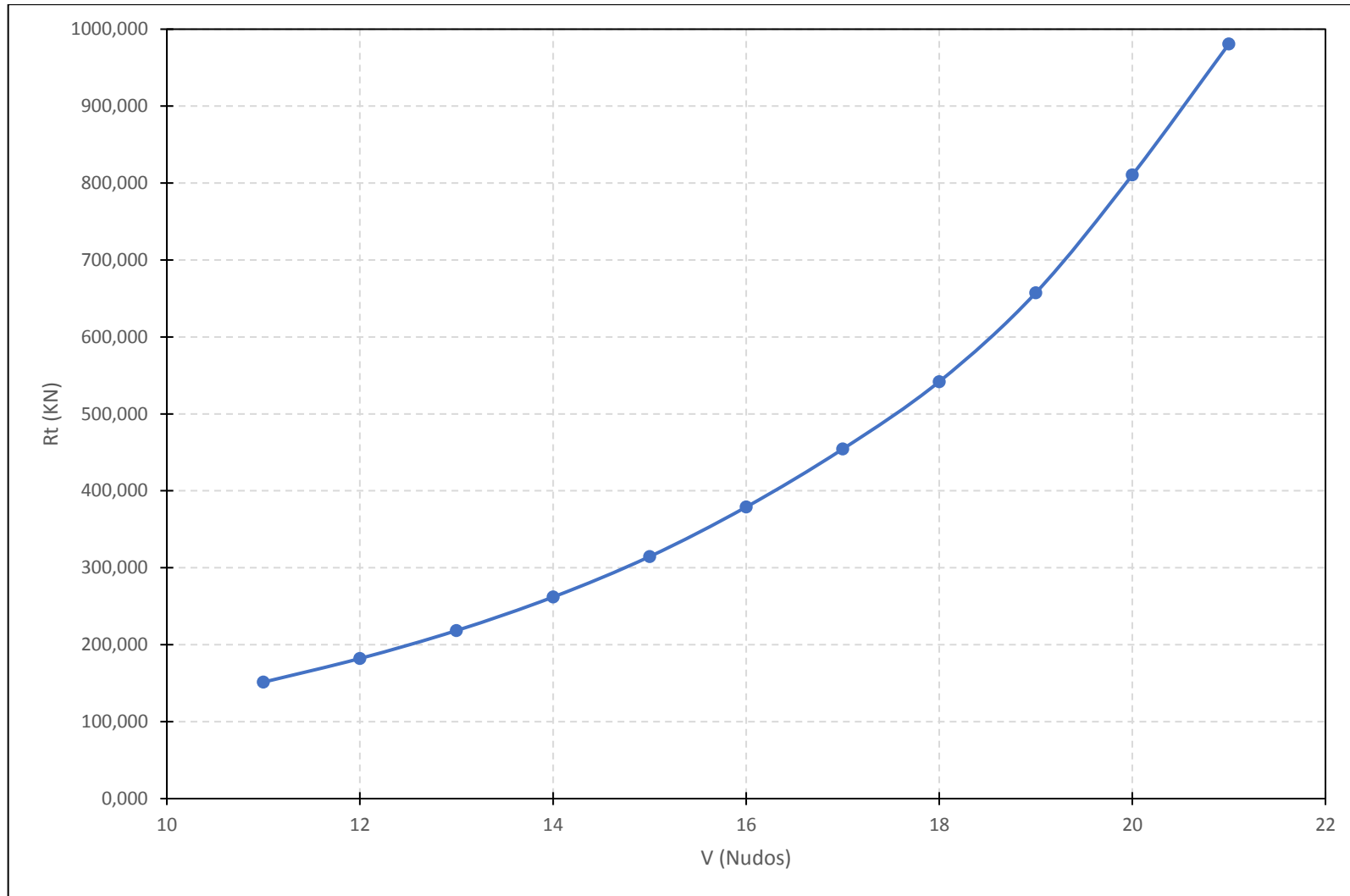


**Gráfica 4.4.1.4.** Resistencia debida al bulbo del buque en estudio.

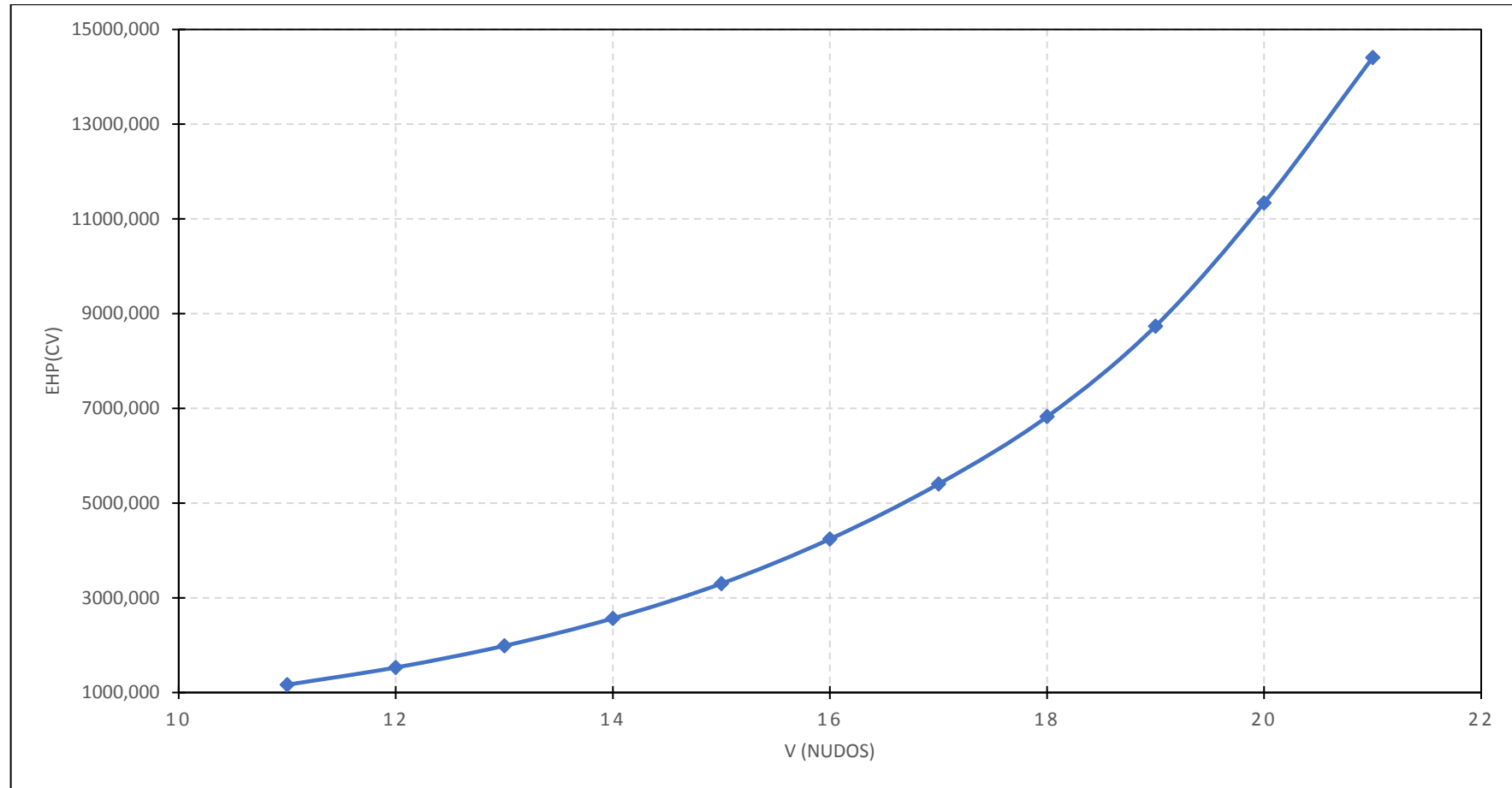


**Gráfica 4.4.1.5.** Resistencia de correlación del buque en estudio.





**Gráfica 4.4.1.6.** Resistencia total del buque del buque en estudio.



Gráfica 4.4.1.7. Potencia demandada por el buque en estudio.



#### 4.4.2. Comprobación de la potencia.

Una vez que se ha calculado la resistencia al avance del buque y también se ha obtenido la potencia necesaria para cada velocidad es hora de comparar estos resultados con la potencia instalada. Para comenzar es necesario conocer que potencia tenemos instalado en nuestro buque y las características del propulsor.

Tomando referencia tanto el motor instalado como la hélice que se dispone en el buque tenemos los siguientes parámetros.

- BHP = 11600 KW (15766.225 CV) [Motor diesel Wärtsilä 16V38]
- $n = 150$  rpm
- $V = 18$  nudos
- EHP = 5018.94 KW
- $w = 0.247$ ;  $t = 0.2097$ ;  $\eta_H = 1.050$
- $\eta_M = 0.96$

La hélice instalada en el buque es la siguiente.

Hélice resultante	
Z	5
D (m)	5,0577
H/D	0,8553
Ae/Ao	0,882
$\eta_o$	0,5682

**Tabla 4.4.2.1.** Características de la hélice [1].

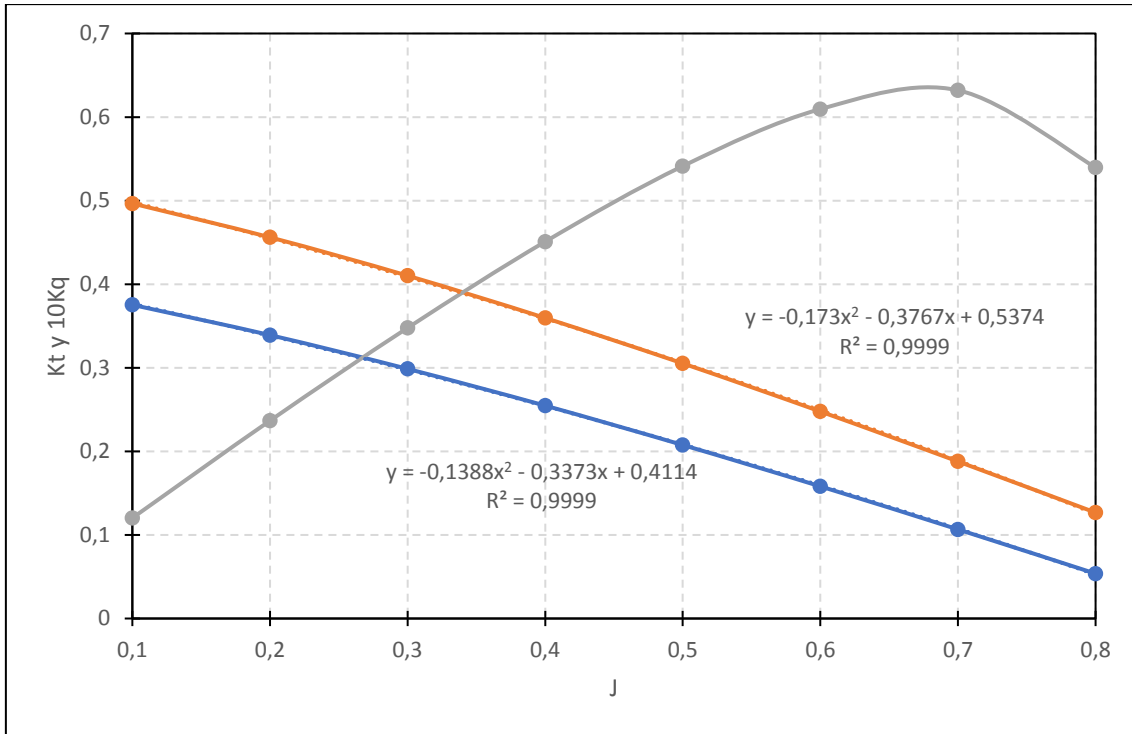
Con estos datos podemos conocer el valor de J.

$$J = \frac{V_A}{n * D} = \frac{(18 * (1 - 0.247)) * 0.51445}{\left(\frac{150}{60}\right) * 5.0577} = 0.55146$$

Para conocer los valores de  $K_T$  y  $K_Q$  es necesario que obtengamos las curvas pertenecientes a la hélice previamente establecida. El método de obtención de estas curvas viene indicado en el Anexo X y a continuación se muestra su resultado.

J	Kt	10Kq	Rendimiento
0,1	0,3753	0,4966	0,120279602
0,2	0,3391	0,4561	0,236656177
0,3	0,2987	0,4102	0,347680996
0,4	0,2547	0,3596	0,4509095
0,5	0,2076	0,3052	0,541293679
0,6	0,1581	0,2477	0,609504962
0,7	0,1066	0,1879	0,632045868
0,8	0,0537	0,1267	0,539644543

**Tabla 4.4.2.2.** Rendimiento de la hélice del buque.



**Gráfica 4.4.2.1.** Curvas  $K_t$  y  $K_q$  de la hélice.

Se ha conseguido obtener dos expresiones polinómicas que en función del valor de  $J$  nos proporcionen el valor de  $K_T$  y  $K_Q$ . Con el anterior valor de  $J$  que se ha calculado anteriormente se sustituye en las expresiones polinómicas.

$$K_T = -0.1388 * (0.55146)^2 - 0.3373 * 0.55146 + 0.4114 = 0.1832$$

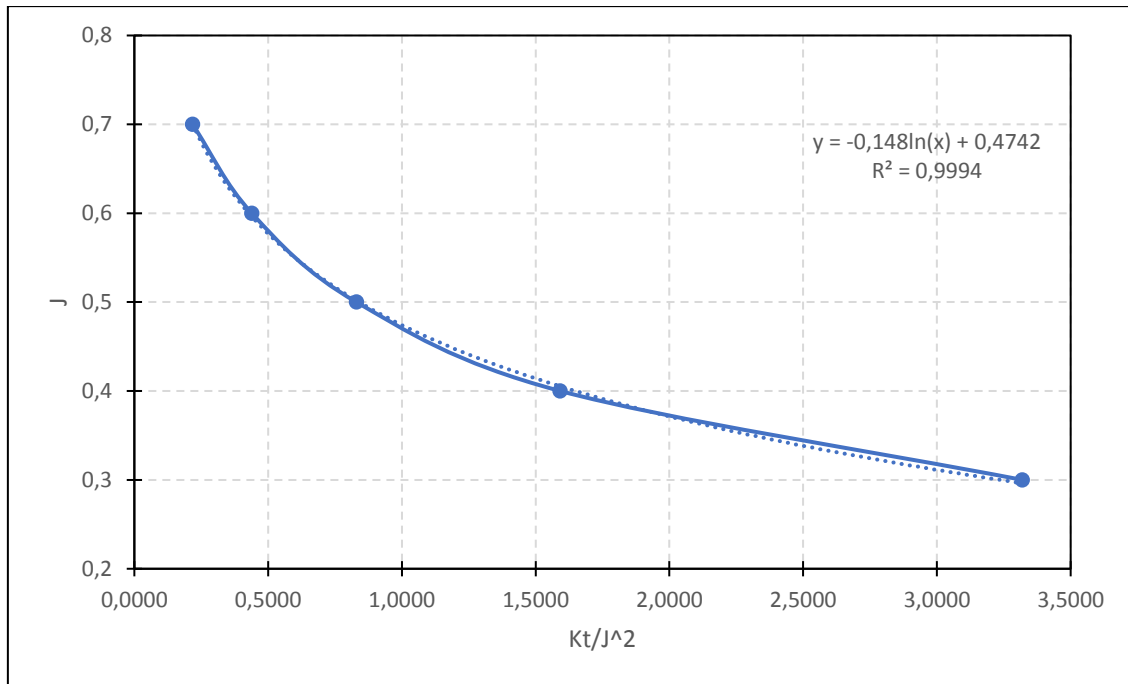
$$10 * K_Q = -0.173 * (0.55146)^2 - 0.3767 * 0.55146 + 0.5374 = 0.2771$$

$$\eta_0 = \frac{J}{2 * \pi} * \frac{K_T}{K_Q} = \frac{0.55146}{2 * \pi} \frac{0.1832}{0.002771} = 0.58026$$

Además de la gráfica que se ha obtenido se puede obtener la que curva  $J - \frac{K_T}{J^2}$ .

J	Kt	Kt/J <sup>2</sup>
0,1	0,3753	37,53
0,2	0,3391	8,4775
0,3	0,2987	3,3189
0,4	0,2547	1,591875
0,5	0,2076	0,8304
0,6	0,1581	0,43916667
0,7	0,1066	0,21755102
0,8	0,0537	0,08390625

**Tabla 4.4.2.3.** Valores del  $K_t/J^2$



**Gráfica 4.4.2.2.** Curva de valores de  $Kt/J^2$

Una vez que se ha obtenido la curva de  $J - \frac{K_T}{J^2}$  se puede calcular los valores de  $n$  para cada velocidad y así comprobar que a la velocidad establecida de 18 nudos no superemos las 150 rpm.

Partiendo de la resistencia total calculada mediante el método de Holtrop se puede calcular el valor de  $\frac{K_T}{J^2}$  para cada valor de la velocidad.

$$\frac{K_T}{J^2} = \frac{T}{\rho * V_A^2 * D^2}$$

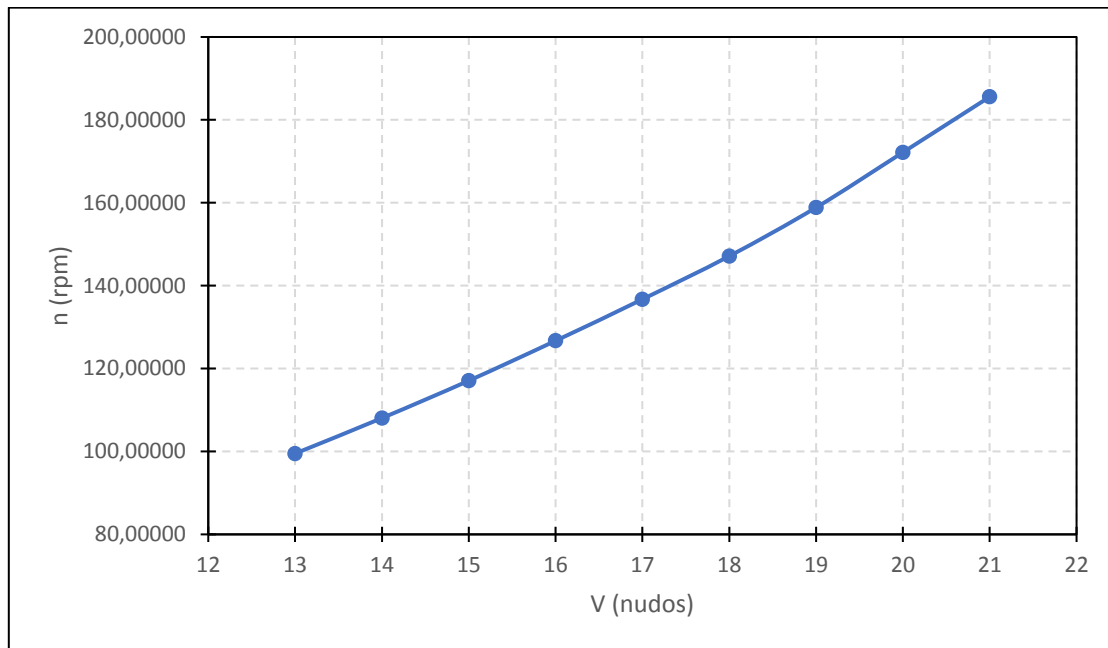
Y gracias a la expresión logarítmica que se obtiene de la anterior curva se obtiene una curva que relaciona las velocidades del buque con las revoluciones de la hélice.

V	Rt	$Kt/J^2$	J	n (rps)	n (rpm)
13	22272,80	0,42632	0,60038	1,65845	99,50707
14	26711,12	0,44084	0,59542	1,80090	108,05373
15	32072,61	0,46111	0,58877	1,95133	117,07959
16	38642,47	0,48828	0,58029	2,11182	126,70907
17	46325,25	0,51852	0,57140	2,27873	136,72362
18	55263,55	0,55175	0,56221	2,45222	147,13313
19	67036,14	0,60069	0,54963	2,64769	158,86119
20	82653,02	0,66842	0,53382	2,86959	172,17528
21	100010,61	0,73359	0,52005	3,09285	185,57109

**Tabla 4.4.2.4.** Valores de las revoluciones para diferentes valores de velocidad.



Como se puede apreciar a los 18 nudos no se superan las 150 revoluciones por minuto por lo que podemos afirmar que por revoluciones podemos mantener los 18 nudos de velocidad de navegación. A continuación, se muestra una gráfica que relaciona V-n.



Gráfica 4.4.2.3. Curva de valores de las revoluciones.

Una vez que se ha comprobado que no superamos las revoluciones máximas vamos a comprobar si la potencia instalada, el motor, nos proporciona la potencia necesaria para mantener los 18 nudos. Es decir, si ya tenemos los BHP del motor, lo que se busca ahora son los BHP del buque. Para esto es necesario calcular el par  $Q_b$ .

El proceso de cálculo hasta llegar a los  $BHP_b$  será el siguiente:

- Se partirá del valor de J para la velocidad de 18 nudos y con las revoluciones anteriormente calculadas.
- Apoyándonos en las expresiones paramétricas obtenemos el valor de  $K_Q$ .
- Con el valor de  $K_Q$  se obtiene el valor del par  $Q_o$ .

$$Q_o = \rho * n^2 * D^5 * K_Q$$

- Este valor del par es el calculado para el propulsor aislado, si queremos conocer el del buque será necesario que lo calculemos dividiéndolo por el rendimiento rotativo relativo.

$$Q_b = \frac{Q_o}{\eta_R}$$

- Una vez que tengamos calculado el  $Q_b$  se puede obtener la potencia entregada por el motor  $DHP_b$  con la siguiente expresión:

$$DHP_b = \frac{Q_b * 2 * \Pi * n}{75}$$

- Dividiendo la potencia entregada por el motor por el rendimiento mecánico se calcula la potencia desarrollada por el motor  $BHP_b$ .



Aplicando el procedimiento anterior se han realizado los cálculos.

$$10 * K_Q = -0.173 * (0.56221)^2 - 0.3767 * 0.56221 + 0.5374 = 0.3017$$

$$Q_o = 104.587 * \left(\frac{147.13}{60}\right)^2 * 5.0577^5 * 0.03017 = 62794.02 \text{ kg} * m$$

$$\eta_R = 0.992 - 0.05908 * \frac{A_E}{A_o} + 0.07424 * (C_p - 0.0225 * lcb) = 1.0017$$

$$Q_b = \frac{Q_o}{\eta_R} = 62687.45 \text{ kg} * m$$

$$DHP_b = \frac{62687.45 * \left(\frac{147.13}{60}\right) * 2 * \Pi}{75} = 12878.02 \text{ CV}$$

$$BHP_b = \frac{DHP_b}{0.96} = 13414.61 \text{ CV}$$

Dado que el motor que está instalado puede desarrollar hasta los 15766.225 CV y que nuestro buque a la velocidad de 18 necesita que el motor produzca 13414.61 CV se puede afirmar que cumple con los requisitos de potencia.

Como ya se ha comprobado con anterioridad que las revoluciones se encuentran por debajo de las máximas y que no superamos la potencia máxima que el motor puede desarrollar se puede afirmar que el buque puede mantener los 18 nudos de navegación sin tener que llevar a cabo ninguna transformación y que tampoco es necesario establecer la velocidad de navegación en un valor inferior a 18 nudos.



#### 4.5. Características Hidrostáticas

Nos disponemos ahora a realizar el cálculo de las curvas hidrostáticas características de nuestro buque. Estas curvas se basan en el cálculo de diferentes parámetros a distintos calados de modo que tenemos un valor de cada parámetro para cada calado. De esta manera conseguimos trazar una serie de líneas que nos aportan información del buque para el rango de calados seleccionado.

Como rango de calados hemos seleccionado un calado mínimo de 5 metros y un calado máximo de 9 metros. Se entiende que por debajo de este valor de 5 el buque nunca va a trabajar ya que la hélice no quedaría totalmente sumergida. El valor máximo de 9 se debe a que como calado de trazado tenemos 8,15 metros y damos un margen superior.

Los parámetros que se obtienen en estas curvas se definen a continuación:

- Desplazamiento
- Calado en Popa
- Calado en Proa
- Calado en el centro de gravedad
- Trimado
- Eslora en la flotación
- Manga en la flotación
- Superficie mojada
- Superficie de la flotación
- Coeficiente prismático
- Coeficiente de bloque
- Coeficiente de la maestra
- Coeficiente de la flotación
- Posición del centro de gravedad longitudinal del volumen sumergido
- Posición del centro de gravedad vertical del volumen sumergido
- Radio metacéntrico transversal
- Radio metacéntrico longitudinal
- Toneladas por centímetro de inmersión
- Momento para variar el trimado un centímetro

Se van a evaluar las curvas hidrostáticas para los trimados de: -1.5, -1, -0.5, 0, 0.5 y 1.

Los distintos valores del calado se tomarán de 0,5 en 0,5.

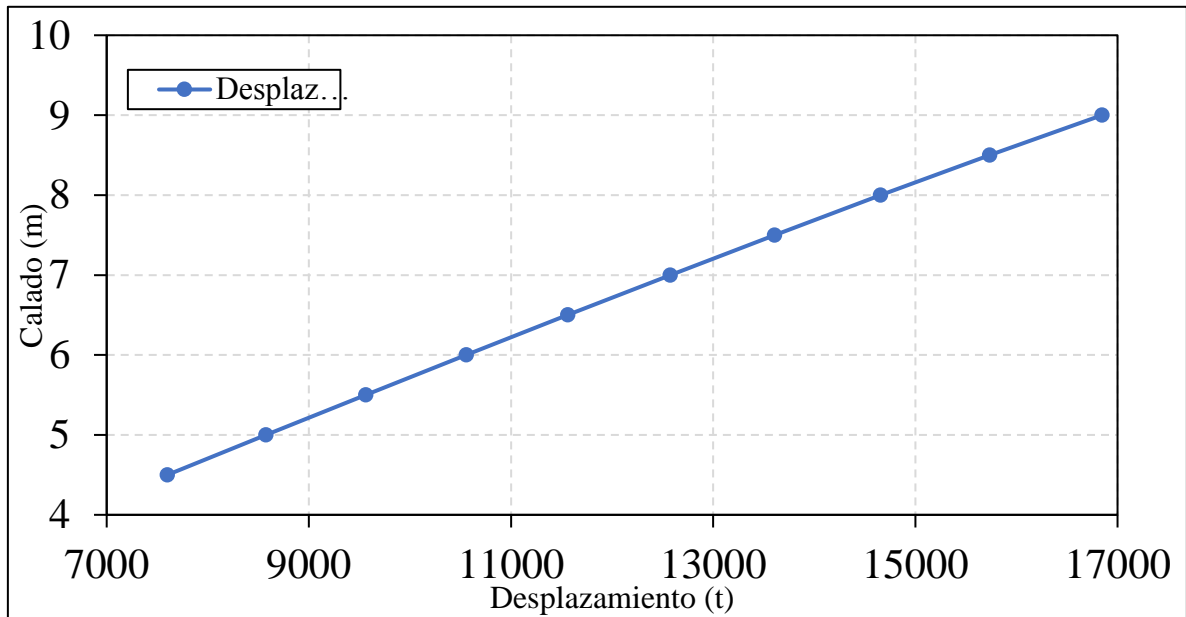
Se han representado únicamente las curvas correspondientes al desplazamiento y a los coeficientes del buque. El resto de las curvas vienen representadas en el anexo 3.



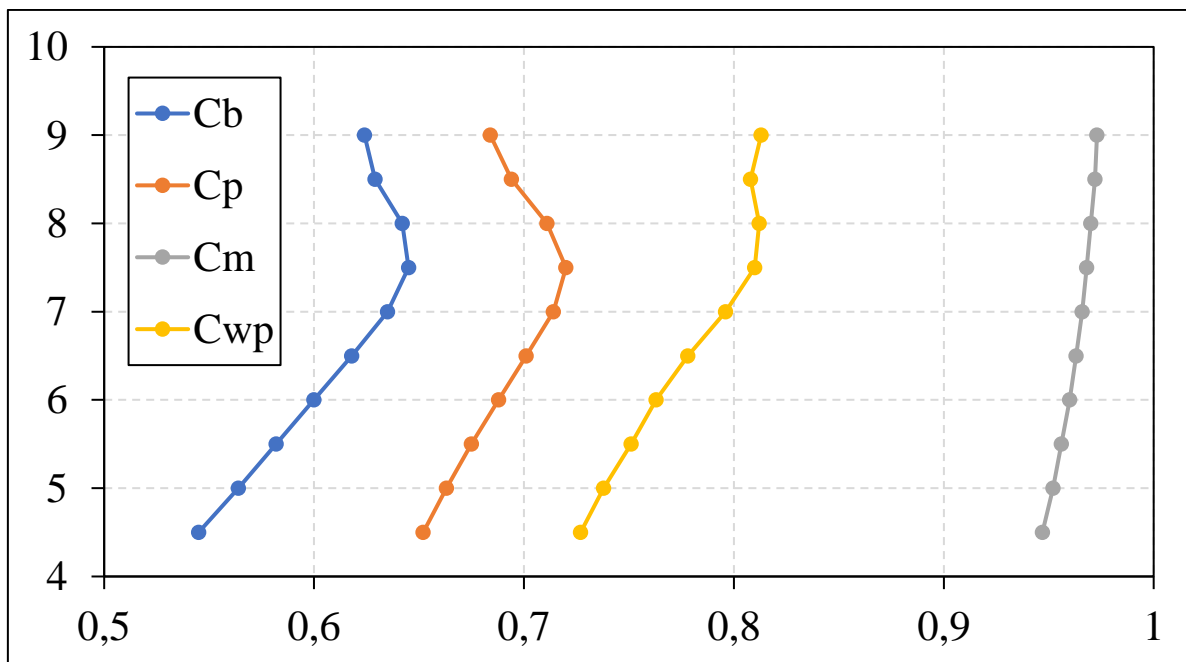


Trimado -1,5	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Draft (m)	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Displacement t	7601	8577	9563	10558	11562	12576	13606	14656	15735	16846
Draft at FP (m)	5,25	5,75	6,25	6,75	7,25	7,75	8,25	8,75	9,25	9,75
Draft at AP (m)	3,75	4,25	4,75	5,25	5,75	6,25	6,75	7,25	7,75	8,25
Draft at LCF (m)	4,493	4,991	5,489	5,986	6,483	6,98	7,478	7,974	8,468	8,962
Trim (+ve by stern) (m)	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5	-1,5
WL Length (m)	128,026	127,394	126,467	125,427	124,205	122,984	122,913	125,484	129,894	133,035
Beam max extents on WL (m)	20,357	20,359	20,36	20,361	20,362	20,361	20,361	20,36	20,36	20,36
Wetted Area (m <sup>2</sup> )	2585,551	2719,241	2852,714	2985,606	3117,863	3250,003	3385,532	3532,415	3692,82	3857,91
Waterpl. Area (m <sup>2</sup> )	1894,244	1914,905	1932,545	1949,334	1968,318	1992,929	2026,578	2074,441	2136,303	2201,65
Prismatic coeff. (Cp)	0,652	0,663	0,675	0,688	0,701	0,714	0,72	0,711	0,694	0,684
Block coeff. (Cb)	0,545	0,564	0,582	0,6	0,618	0,635	0,645	0,642	0,629	0,624
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,947	0,952	0,956	0,96	0,963	0,966	0,968	0,97	0,972	0,973
Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,727	0,738	0,751	0,763	0,778	0,796	0,81	0,812	0,808	0,813
LCB from zero pt. (+ve fwd) (m)	65,585	65,356	65,155	64,97	64,792	64,621	64,457	64,295	64,12	63,927
LCF from zero pt. (+ve fwd) (m)	63,654	63,499	63,302	63,065	62,794	62,551	62,344	62,008	61,467	60,982
KB (m)	2,431	2,694	2,957	3,219	3,481	3,743	4,007	4,273	4,544	4,819
KG (m)	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45
BMt (m)	7,083	6,432	5,898	5,455	5,082	4,767	4,501	4,277	4,091	3,935
BML (m)	215,346	194,147	176,346	161,654	150,129	141,982	137,29	136,477	138,902	141,868
KMt (m)	9,513	9,126	8,854	8,673	8,563	8,51	8,507	8,55	8,635	8,754
KML (m)	217,762	196,829	179,291	164,862	153,599	145,715	141,287	140,741	143,437	146,678
Immersion (TPc) (tonne/cm)	19,416	19,628	19,809	19,981	20,175	20,428	20,772	21,263	21,897	22,567
MTc (tonne.m)	123,815	125,744	127,147	128,517	130,601	134,348	140,659	150,894	165,303	181,236
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) (tonne.m)	139,104	99,322	65,869	39,699	21,594	12,381	13,219	25,649	51,25	90,556
Max deck inclination (deg)	0,6688	0,6688	0,6688	0,6688	0,6688	0,6688	0,6688	0,6688	0,6688	0,6688
Trim angle (+ve by stern) (deg)	-0,6688	-0,6688	-0,6688	-0,6688	-0,6688	-0,6688	-0,6688	-0,6688	-0,6688	-0,6688

**Tabla 4.5.1.** Resultados para un trimado de -1,5.



Gráfica 4.5.1. Curva de desplazamientos del buque en estudio.

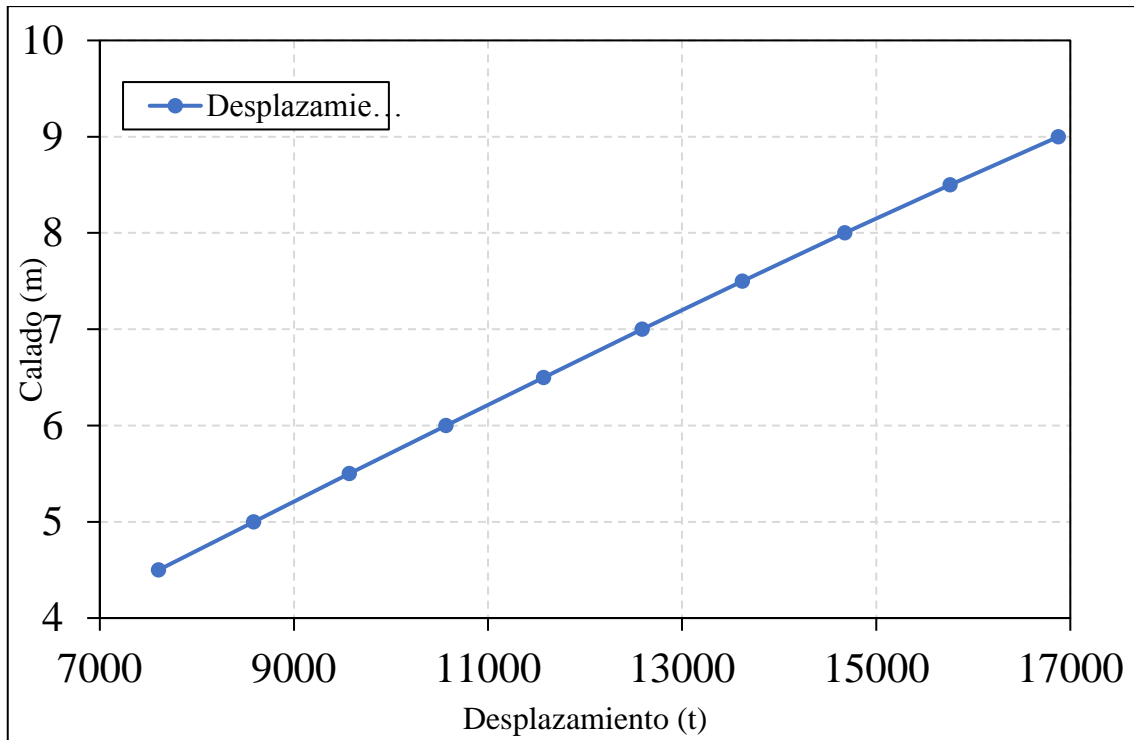


Gráfica 4.5.2. Curvas de coeficientes hidrostáticos del buque en estudio.

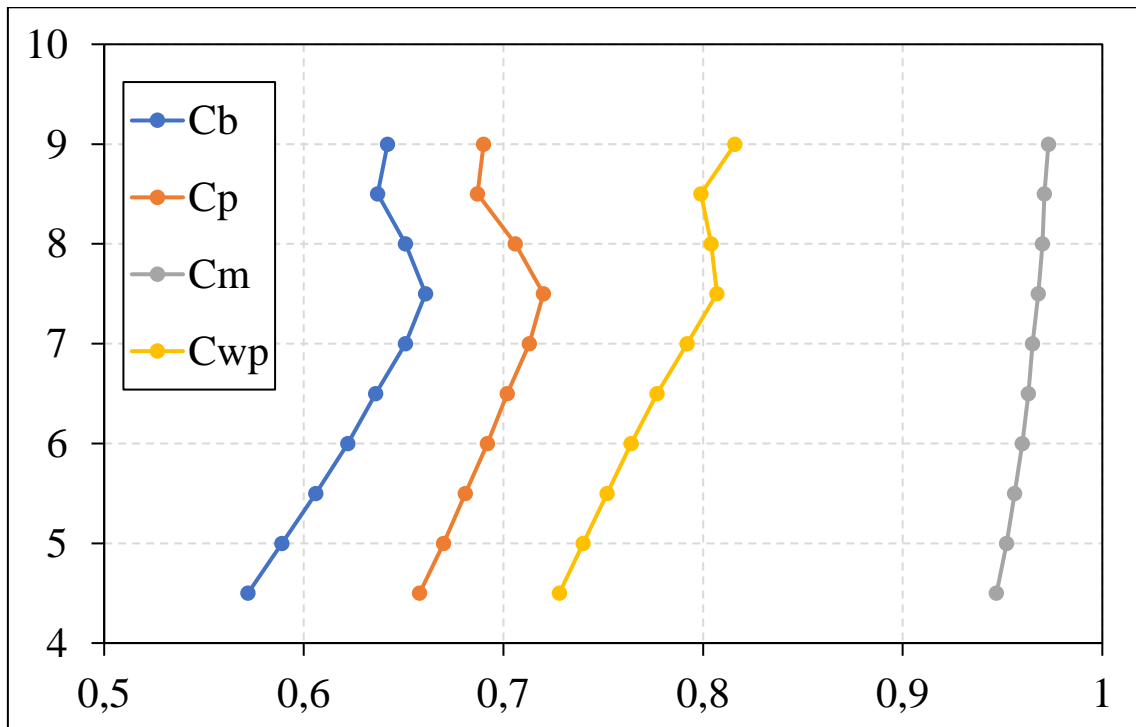


Trimado -1	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Draft (m)	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Displacement (t)	7606	8584	9571	10568	11574	12591	13623	14677	15762	16878
Draft at FP (m)	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
Draft at AP (m)	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5
Draft at LCF (m)	4,494	4,993	5,492	5,99	6,488	6,985	7,482	7,978	8,473	8,97
Trim (+ve by stern) (m)	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
WL Length (m)	127,867	127,2	126,357	125,54	124,728	123,822	123,689	127,285	132,029	132,839
Beam max extents on WL (m)	20,357	20,359	20,36	20,361	20,362	20,361	20,361	20,36	20,36	20,36
Wetted Area (m <sup>2</sup> )	2582,533	2716,046	2849,342	2982,154	3114,923	3249,275	3388,42	3541,072	3704,234	3864,679
Waterpl. Area (m <sup>2</sup> )	1896,055	1917,434	1935,878	1953,632	1973,161	1997,68	2032,404	2084,588	2148,06	2207,159
Prismatic coeff. (Cp)	0,658	0,67	0,681	0,692	0,702	0,713	0,72	0,706	0,687	0,69
Block coeff. (Cb)	0,572	0,589	0,606	0,622	0,636	0,651	0,661	0,651	0,637	0,642
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,947	0,952	0,956	0,96	0,963	0,965	0,968	0,97	0,971	0,973
Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,728	0,74	0,752	0,764	0,777	0,792	0,807	0,804	0,799	0,816
LCB from zero pt. (+ve fwd) (m)	64,745	64,599	64,466	64,337	64,204	64,065	63,918	63,757	63,57	63,368
LCF from zero pt. (+ve fwd) (m)	63,516	63,393	63,219	62,968	62,649	62,304	61,936	61,375	60,724	60,362
KB (m)	2,424	2,689	2,952	3,215	3,478	3,741	4,006	4,274	4,545	4,822
KG (m)	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45
BMt (m)	7,09	6,439	5,905	5,46	5,087	4,771	4,505	4,283	4,097	3,939
BML (m)	215,85	194,917	177,369	162,904	151,392	143,005	138,368	138,432	141,174	142,586
KMt (m)	9,514	9,128	8,857	8,675	8,565	8,512	8,511	8,556	8,642	8,761
KML (m)	218,268	197,6	180,316	166,114	154,865	146,742	142,37	142,701	145,715	147,404
Immersion (TPc) (tonne/cm)	19,435	19,654	19,843	20,025	20,225	20,476	20,832	21,367	22,018	22,623
MTc (tonne.m)	124,199	126,351	128,013	129,664	131,878	135,509	141,983	153,35	168,378	182,525
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) (tonne.m)	140,828	101,157	67,734	41,504	23,286	14,062	15,155	28,239	54,41	93,577
Max deck inclination (deg)	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459
Trim angle (+ve by stern) (deg)	-0,4459	-0,4459	-0,4459	-0,4459	-0,4459	-0,4459	-0,4459	-0,4459	-0,4459	-0,4459

**Tabla 4.5.2.** Resultados para un trimado de -1m.



Gráfica 4.5.3. Curva de desplazamientos del buque en estudio.

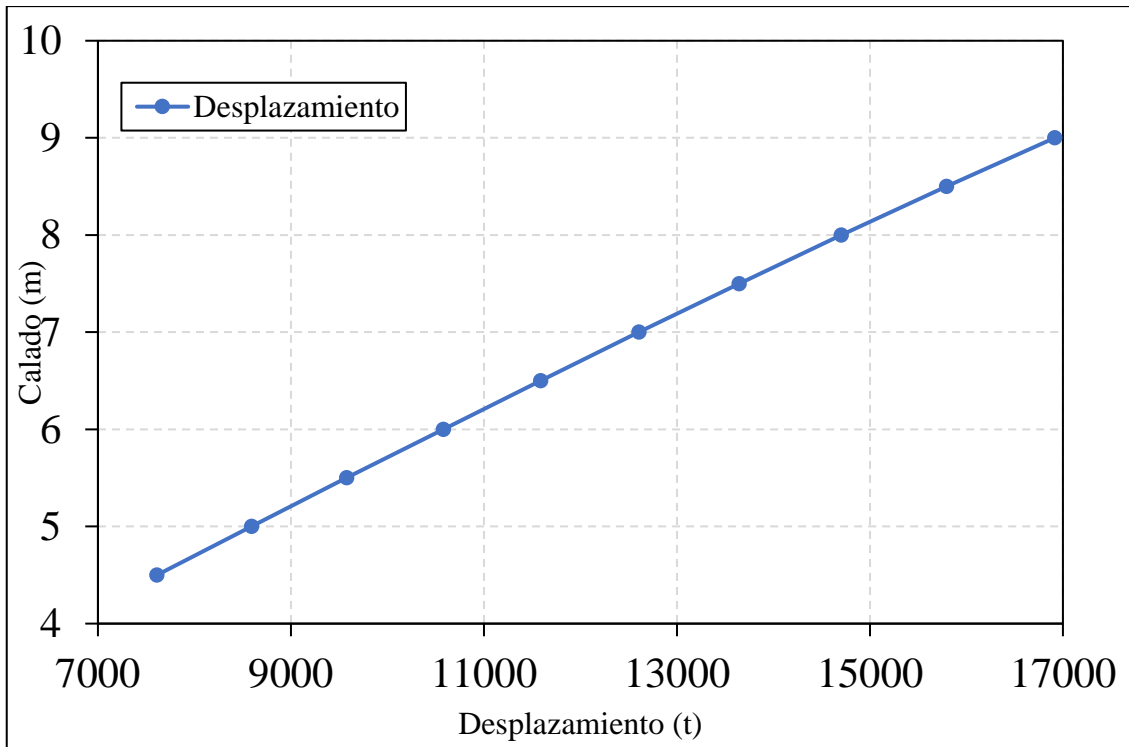


Gráfica 4.5.4. Curvas de coeficientes hidrostáticos del buque en estudio.

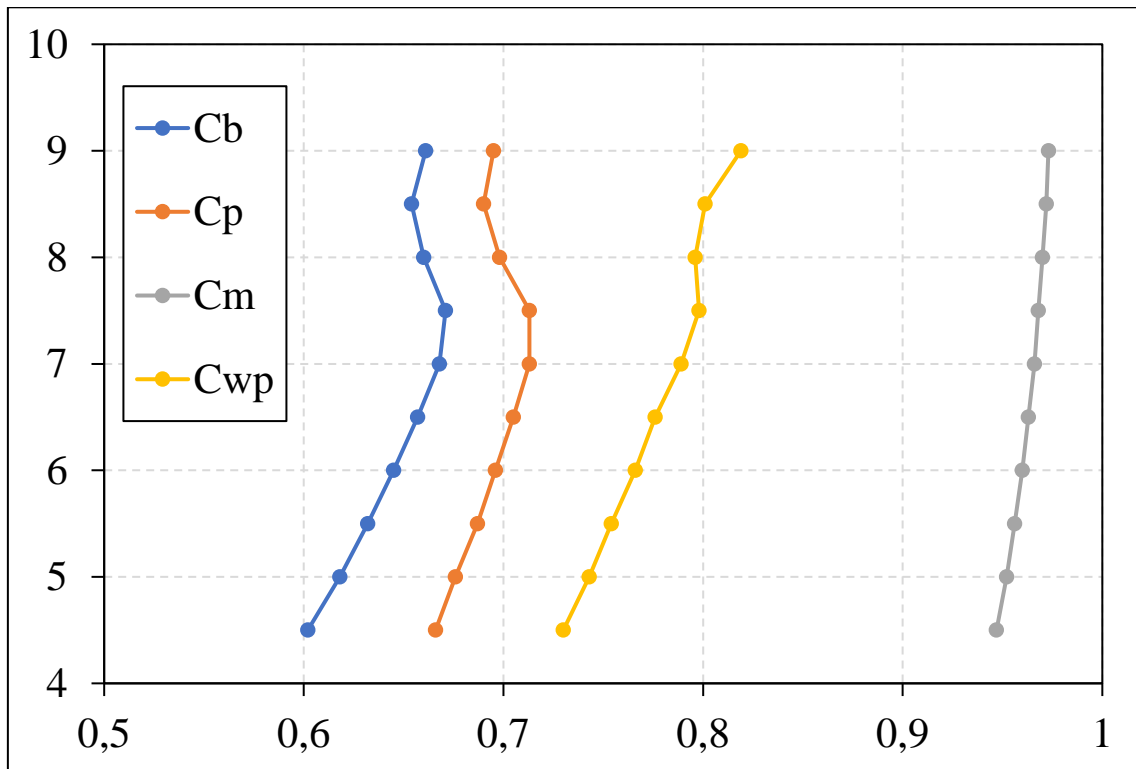


Trimado -0,5	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Draft (m)	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Displacement (t)	7612	8591	9579	10578	11587	12607	13644	14704	15795	16915
Draft at FP (m)	4,75	5,25	5,75	6,25	6,75	7,25	7,75	8,25	8,75	9,25
Draft at AP (m)	4,25	4,75	5,25	5,75	6,25	6,75	7,25	7,75	8,25	8,75
Draft at LCF (m)	4,497	4,996	5,496	5,995	6,493	6,991	7,489	7,986	8,484	8,983
Trim (+ve by stern) (m)	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5
WL Length (m)	127,65	126,957	126,249	125,641	125,209	124,751	125,683	129,445	132,309	132,648
Beam max extents on WL (m)	20,357	20,359	20,36	20,361	20,362	20,362	20,361	20,36	20,36	20,36
Wetted Area (m <sup>2</sup> )	2579,54	2713,051	2846,061	2978,688	3112,173	3249,098	3394,602	3552,396	3714,4	3870,822
Waterpl. Area (m <sup>2</sup> )	1897,305	1919,469	1939,131	1958,366	1979,06	2004,379	2042,489	2097,579	2158,151	2211,736
Prismatic coeff. (Cp)	0,666	0,676	0,687	0,696	0,705	0,713	0,713	0,698	0,69	0,695
Block coeff. (Cb)	0,602	0,618	0,632	0,645	0,657	0,668	0,671	0,66	0,654	0,661
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,947	0,952	0,956	0,96	0,963	0,966	0,968	0,97	0,972	0,973
Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,73	0,743	0,754	0,766	0,776	0,789	0,798	0,796	0,801	0,819
LCB from zero pt. (+ve fwd) (m)	63,904	63,838	63,773	63,699	63,611	63,503	63,373	63,209	63,011	62,805
LCF from zero pt. (+ve fwd) (m)	63,372	63,279	63,117	62,853	62,498	62,061	61,472	60,709	60,06	59,793
KB (m)	2,421	2,686	2,95	3,214	3,478	3,742	4,008	4,277	4,55	4,828
KG (m)	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45
BMt (m)	7,096	6,446	5,912	5,466	5,092	4,776	4,511	4,29	4,104	3,944
BML (m)	216,063	195,447	178,317	164,248	152,94	144,535	140,457	141,019	142,913	142,993
KMt (m)	9,518	9,132	8,862	8,68	8,57	8,518	8,519	8,567	8,655	8,771
KML (m)	218,483	198,131	181,266	167,461	156,417	148,276	144,464	145,295	147,462	147,819
Immersion (TPc) (tonne/cm)	19,447	19,675	19,876	20,073	20,285	20,545	20,936	21,5	22,121	22,67
MTc (tonne.m)	124,425	126,809	128,833	130,901	133,427	137,191	144,419	156,594	170,877	183,465
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) (tonne.m)	142,021	102,525	69,185	42,947	24,705	15,619	17,209	31,098	57,725	96,542
Max deck inclination (deg)	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229
Trim angle (+ve by stern) (deg)	-0,2229	-0,2229	-0,2229	-0,2229	-0,2229	-0,2229	-0,2229	-0,2229	-0,2229	-0,2229

**Tabla 4.5.3.** Resultado para un trimado de -0.5m.



Gráfica 4.5.5. Curva de desplazamientos del buque en estudio.

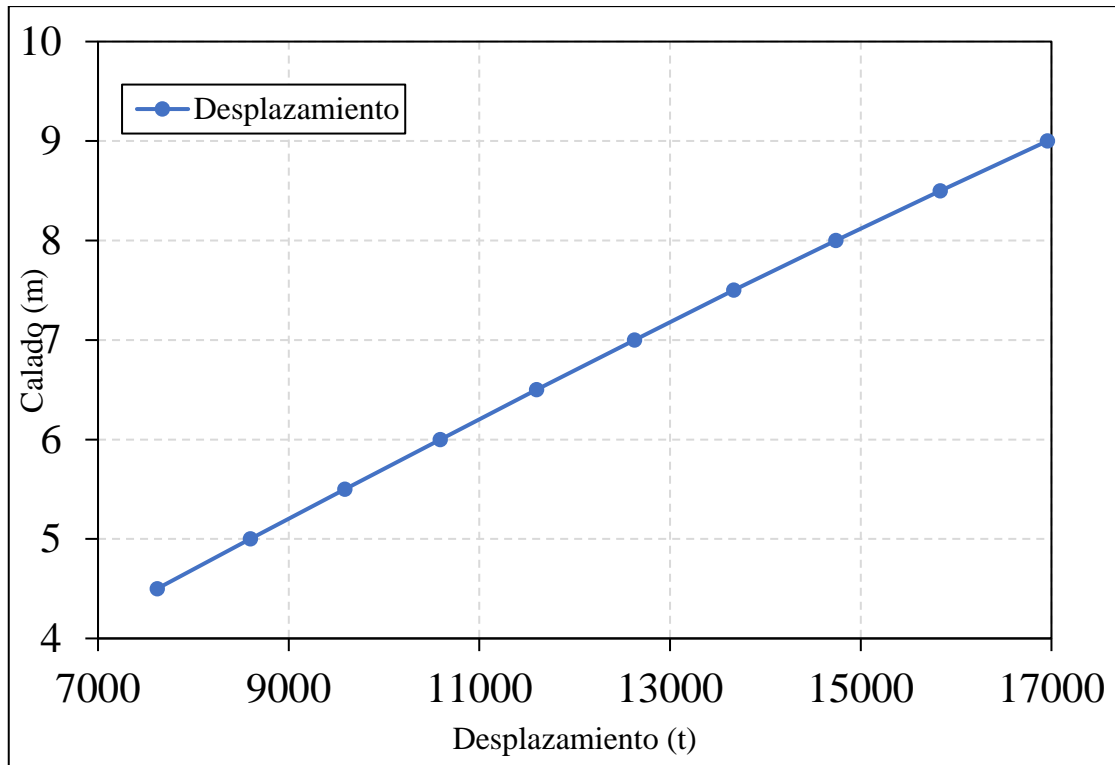


Gráfica 4.5.6. Curvas de coeficientes hidrostáticos del buque en estudio.

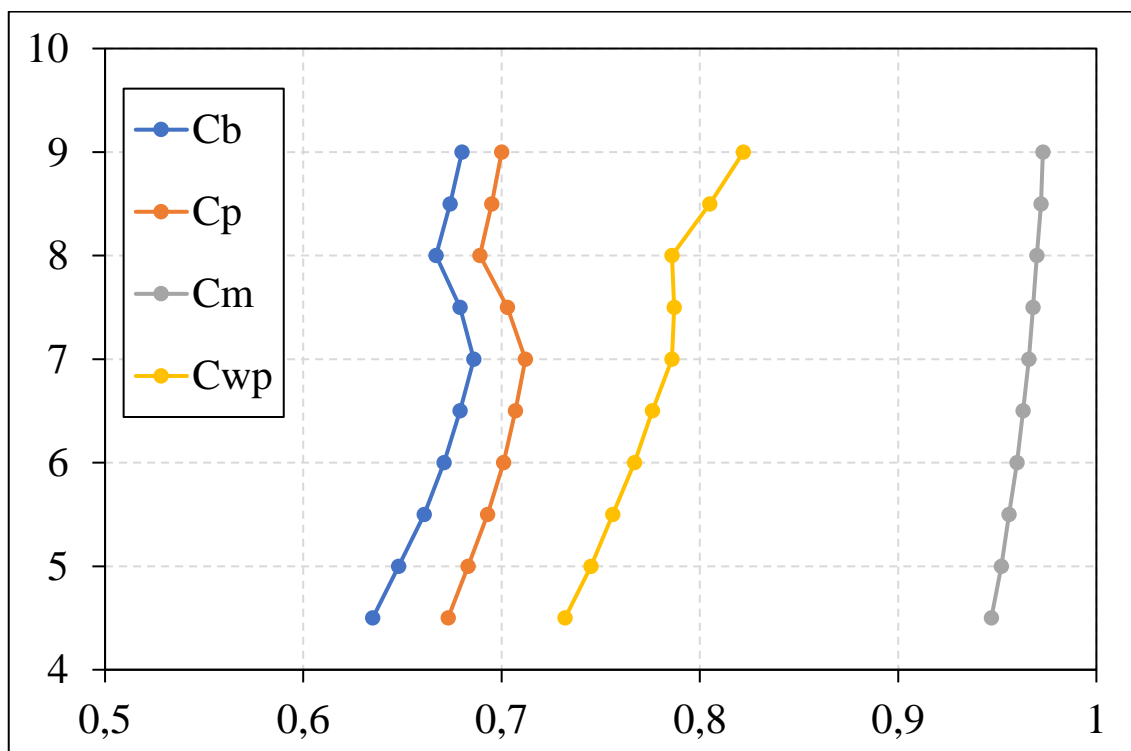


Trimado 0										
Draft (m)	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Displacement (t)	7620	8598	9589	10590	11601	12626	13668	14737	15833	16957
Draft at FP (m)	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Draft at AP (m)	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Draft at LCF (m)	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Trim (+ve by stern) (m)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
WL Length (m)	127,379	126,72	126,155	125,765	125,661	125,813	128,401	132,089	132,187	132,467
Beam max extents on WL (m)	20,356	20,359	20,36	20,361	20,362	20,362	20,361	20,36	20,36	20,36
Wetted Area (m <sup>2</sup> )	2576,281	2709,862	2842,693	2975,323	3110,125	3250,568	3403,808	3565,776	3722,942	3876,94
Waterpl. Area (m <sup>2</sup> )	1898,324	1921,308	1942,479	1963,52	1986	2013,864	2056,857	2112,988	2166,222	2215,891
Prismatic coeff. (Cp)	0,673	0,683	0,693	0,701	0,707	0,712	0,703	0,689	0,695	0,7
Block coeff. (Cb)	0,635	0,648	0,661	0,671	0,679	0,686	0,679	0,667	0,674	0,68
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,947	0,952	0,956	0,96	0,963	0,966	0,968	0,97	0,972	0,973
Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,732	0,745	0,756	0,767	0,776	0,786	0,787	0,786	0,805	0,822
LCB from zero pt. (+ve fwd) (m)	63,063	63,077	63,077	63,057	63,011	62,935	62,817	62,648	62,445	62,241
LCF from zero pt. (+ve fwd) (m)	63,213	63,147	62,992	62,719	62,327	61,785	60,955	60,03	59,491	59,268
KB (m)	2,422	2,687	2,951	3,216	3,481	3,746	4,013	4,284	4,559	4,837
KG (m)	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45
BMt (m)	7,101	6,452	5,918	5,472	5,097	4,782	4,518	4,299	4,112	3,949
BML (m)	216,135	195,858	179,248	165,686	154,745	146,776	143,605	144,175	144,055	143,237
KMt (m)	9,523	9,139	8,87	8,688	8,578	8,528	8,532	8,583	8,671	8,786
KML (m)	218,556	198,544	182,199	168,902	158,225	150,522	147,618	148,459	148,614	148,073
Immersion (TPc) (tonne/cm)	19,458	19,693	19,91	20,126	20,356	20,642	21,083	21,658	22,204	22,713
MTc (tonne.m)	124,585	127,2	129,651	132,226	135,223	139,596	148,032	160,564	172,707	184,244
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) (tonne.m)	142,687	103,415	70,207	44,022	25,87	17,104	19,456	34,149	61,001	99,322
Max deck inclination (deg)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Trim angle (+ve by stern) (deg)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

**Tabla 4.5.4.** Resultados para un trimado de 0m.



Gráfica 4.5.7. Curva de desplazamientos del buque en estudio.



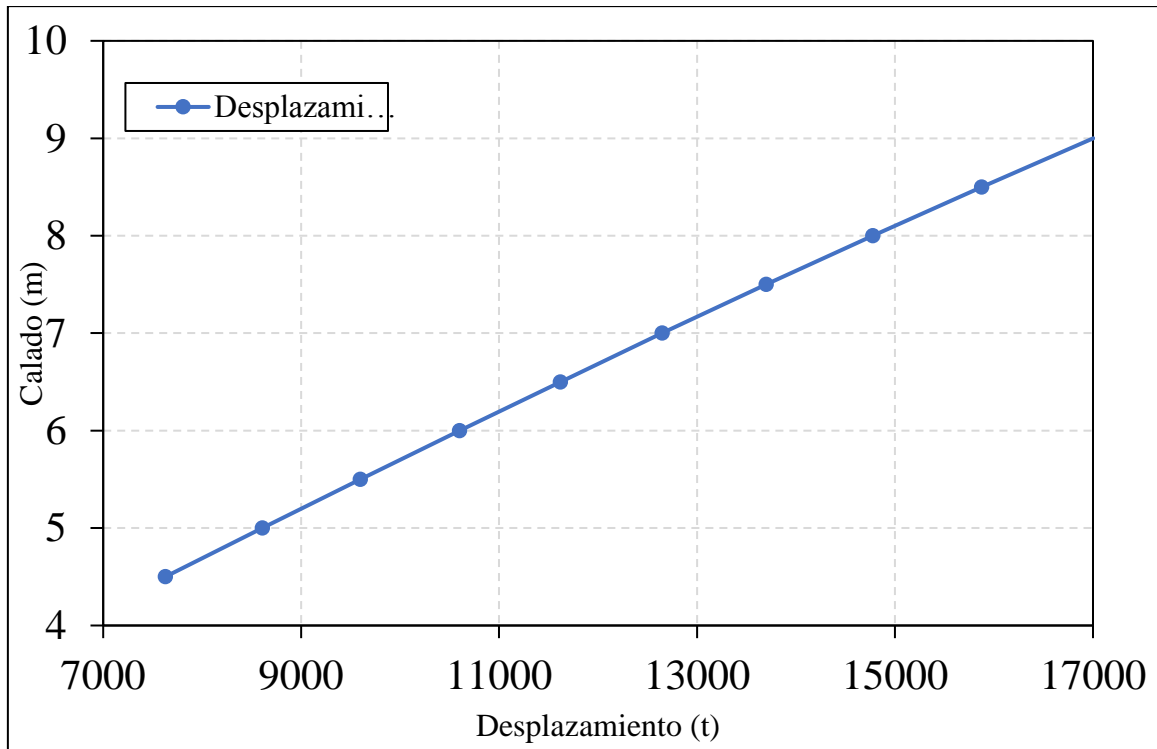
Gráfica 4.5.8. Curvas de coeficientes hidrostáticos del buque en estudio.



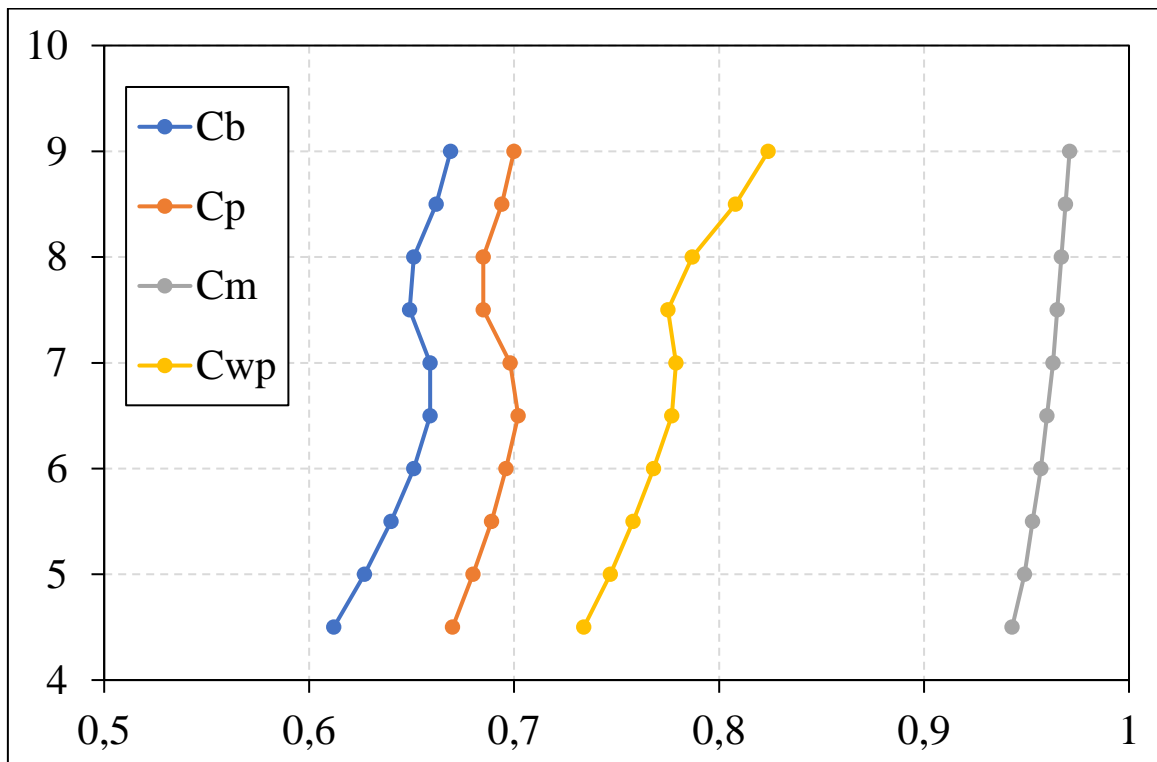


Trimado 0,5	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Draft (m)	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Displacement (t)	7628	8608	9599	10602	11618	12647	13698	14775	15877	17003
Draft at FP (m)	4,25	4,75	5,25	5,75	6,25	6,75	7,25	7,75	8,25	8,75
Draft at AP (m)	4,75	5,25	5,75	6,25	6,75	7,25	7,75	8,25	8,75	9,25
Draft at LCF (m)	4,505	5,005	5,505	6,007	6,508	7,011	7,515	8,019	8,52	9,021
Trim (+ve by stern) (m)	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
WL Length (m)	127,06	126,505	126,091	125,95	126,104	127,746	131,461	132,725	132,15	132,308
Beam max extents on WL (m)	20,356	20,359	20,36	20,361	20,362	20,362	20,361	20,36	20,36	20,36
Wetted Area (m <sup>2</sup> )	2573,13	2706,592	2839,237	2972,46	3109,148	3255,174	3415,256	3577,255	3731,013	3882,857
Waterpl. Area (m <sup>2</sup> )	1898,863	1923,031	1946,001	1968,991	1993,916	2027,125	2074,65	2126,859	2173,734	2219,658
Prismatic coeff. (Cp)	0,67	0,68	0,689	0,696	0,702	0,698	0,685	0,685	0,694	0,7
Block coeff. (Cb)	0,612	0,627	0,64	0,651	0,659	0,659	0,649	0,651	0,662	0,669
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,943	0,949	0,953	0,957	0,96	0,963	0,965	0,967	0,969	0,971
Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,734	0,747	0,758	0,768	0,777	0,779	0,775	0,787	0,808	0,824
LCB from zero pt. (+ve fwd) (m)	62,223	62,315	62,378	62,409	62,405	62,357	62,247	62,075	61,875	61,675
LCF from zero pt. (+ve fwd) (m)	63,047	62,997	62,839	62,558	62,127	61,432	60,402	59,462	58,984	58,78
KB (m)	2,425	2,691	2,956	3,221	3,486	3,753	4,022	4,295	4,571	4,849
KG (m)	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45
BMt (m)	7,105	6,458	5,924	5,478	5,103	4,789	4,527	4,308	4,12	3,954
BML (m)	215,95	196,176	180,178	167,154	156,764	149,975	147,642	146,86	145,003	143,336
KMt (m)	9,531	9,149	8,88	8,699	8,589	8,542	8,549	8,603	8,691	8,803
KML (m)	218,374	198,865	183,132	170,373	160,249	153,727	151,663	151,154	149,573	148,184
Immersion (TPc) (tonne/cm)	19,463	19,711	19,947	20,182	20,438	20,778	21,265	21,8	22,281	22,751
MTc (tonne.m)	124,612	127,545	130,483	133,593	137,234	142,978	152,655	164,071	174,356	184,883
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) (tonne.m)	142,821	103,822	70,792	44,728	26,811	18,611	21,903	37,274	64,101	101,799
Max deck inclination (deg)	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229
Trim angle (+ve by stern) (deg)	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229	0,2229

**Tabla 4.5.5.** Resultados para un trimado de 0,5m



Gráfica 4.5.9. Curva de desplazamientos del buque en estudio

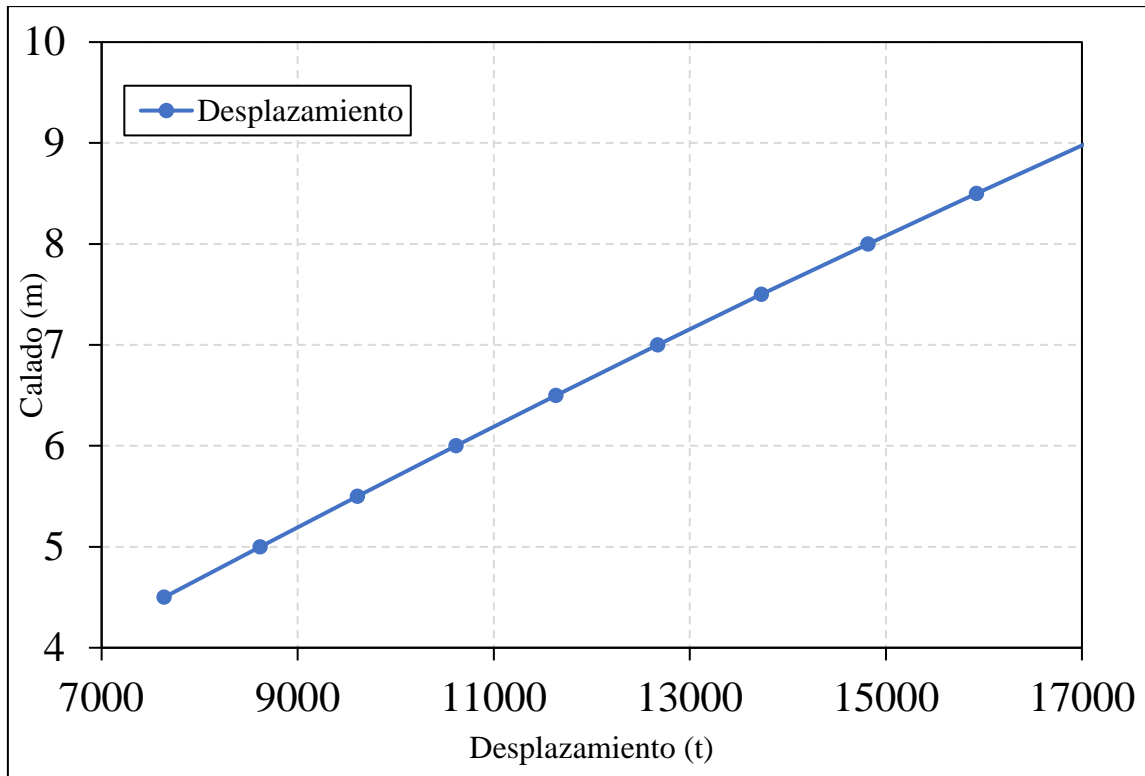


Gráfica 4.5.10. Curvas de coeficientes hidrostáticos del buque en estudio.

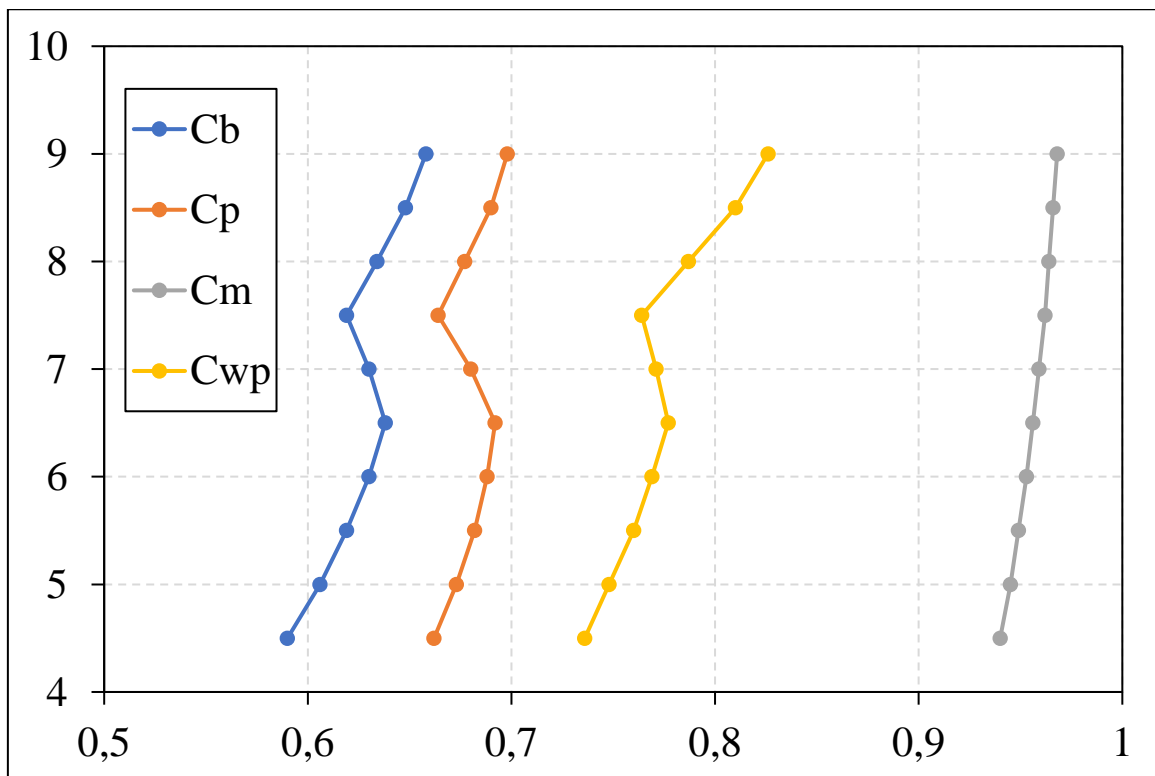


Trimado 1	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Draft (m)	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Displacement (t)	7638	8618	9611	10616	11635	12672	13732	14818	15925	17054
Draft at FP (m)	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5
Draft at AP (m)	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
Draft at LCF (m)	4,511	5,011	5,512	6,015	6,518	7,025	7,534	8,041	8,544	9,046
Trim (+ve by stern) (m)	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
WL Length (m)	126,744	126,316	126,076	126,198	126,683	130,176	134,643	133,433	132,289	132,191
Beam max extents on WL (m)	20,356	20,359	20,36	20,361	20,361	20,362	20,361	20,36	20,36	20,36
Wetted Area (m <sup>2</sup> )	2569,86	2703,213	2835,933	2970,223	3109,684	3263,393	3428,272	3586,531	3738,74	3888,744
Waterpl. Area (m <sup>2</sup> )	1899,136	1924,805	1949,676	1974,952	2003,345	2044,074	2094,784	2139,285	2181,152	2223,22
Prismatic coeff. (Cp)	0,662	0,673	0,682	0,688	0,692	0,68	0,664	0,677	0,69	0,698
Block coeff. (Cb)	0,59	0,606	0,619	0,63	0,638	0,63	0,619	0,634	0,648	0,658
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,94	0,945	0,949	0,953	0,956	0,959	0,962	0,964	0,966	0,968
Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,736	0,748	0,76	0,769	0,777	0,771	0,764	0,787	0,81	0,826
LCB from zero pt. (+ve fwd) (m)	61,385	61,552	61,676	61,757	61,79	61,764	61,659	61,492	61,3	61,108
LCF from zero pt. (+ve fwd) (m)	62,868	62,825	62,662	62,364	61,878	60,985	59,827	59,005	58,532	58,331
KB (m)	2,433	2,698	2,963	3,228	3,494	3,762	4,034	4,309	4,586	4,865
KG (m)	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45
BMt (m)	7,108	6,463	5,93	5,484	5,11	4,798	4,538	4,318	4,127	3,959
BML (m)	215,604	196,461	181,096	168,704	159,146	154,119	152,315	149,13	145,899	143,351
KMt (m)	9,54	9,16	8,893	8,712	8,605	8,56	8,572	8,627	8,713	8,823
KML (m)	218,03	199,153	184,053	171,927	162,635	157,877	156,345	153,435	150,481	148,212
Immersion (TPc) (tonne/cm)	19,466	19,729	19,984	20,243	20,534	20,952	21,472	21,928	22,357	22,788
MTc (tonne.m)	124,562	127,884	131,324	135,047	139,598	147,341	158,032	167,165	175,993	185,455
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) (tonne.m)	142,426	103,736	70,928	45,073	27,566	20,22	24,493	40,302	66,91	103,879
Max deck inclination (deg)	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459
Trim angle (+ve by stern) (deg)	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459	0,4459

**Tabla 4.5.6.** Resultados para un trimado de 1m.



Gráfica 4.5.11. Curva de desplazamientos del buque en estudio



Gráfica 4.5.12. Curvas de coeficientes hidrostáticos del buque en estudio.



#### **4.6. Situaciones de carga y criterios de estabilidad**

En este apartado vamos a realizar las comprobaciones exigidas por la administración para conocer si nuestro buque cumple con los criterios de estabilidad. El cumplimiento de estos criterios es de vital importancia ya que gracias al cumplimiento de estos se garantiza la seguridad de operación en el buque.

La evaluación de los criterios se realizará bajo las condiciones de carga exigidas por la administración por lo que es necesario tener información detallada de los distintos pesos del buque, así como la calibración de los diferentes tanques.

Tanto las condiciones de carga como los criterios de estabilidad marcados vienen recogidos en el Boletín Oficial del Estado, más específicamente en el “Código Internacional de Estabilidad sin avería, 2008 (Código IS 2008)” adoptado el 4 de diciembre de 2008 mediante Resolución MSC 267(85).

Dentro de este documento vamos a obtendremos los criterios de estabilidad de la Parte A, Sección 2.2, mientras que las condiciones de carga mínimas exigidas por la administración vendrán recogidas en la Parte B, Sección 3.4.1.2.

##### **4.6.1. Condiciones de carga**

En alusión a lo anteriormente mencionado en el BOE, Parte B, Sesión 3.4.1.2 vamos a determinar las diferentes condiciones de cargas para las que vamos a tener que aplicar los diferentes criterios.

- a. Buque en condición de salida a plena carga, distribuida esta de forma homogénea en todos los espacios de carga y con la totalidad de provisiones y combustible.
- b. Buque en condición de llegada a plena carga, distribuida esta de forma homogénea en todos los espacios de carga y con el 10% de provisiones y combustible.
- c. Buque en condición de salida en lastre, sin carga, pero con la totalidad de provisiones y combustible.
- d. Buque en la condición de llegada en lastre, sin carga, pero con el 10% de provisiones y combustible.

##### **4.6.2. Criterios de estabilidad**

Si vamos a la Parte A, Sección 2.2 del BOE encontraremos los diferentes criterios de estabilidad que hemos de satisfacer. Será necesario que todos los criterios nombrados a continuación se apliquen a las distintas condiciones de carga mencionadas anteriormente ya que así estaremos cumpliendo los requisitos marcados por la administración.

- a. El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) no será inferior a 0,055 metro-radián hasta un ángulo de escora  $\varphi=30$  ni inferior a 0,09 metro-radián hasta  $\varphi=40$ , o hasta el ángulo de inundación descendente  $\varphi_r^5$  si éste es inferior a  $\varphi=40^\circ$ . Además, el área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de



brazos GZ) entre los ángulos de escora de  $30^\circ$  y  $40^\circ$ , o entre  $30^\circ$  y  $\varphi_r$  si este ángulo es inferior a  $40^\circ$ , no será inferior a 0,03 metro-radián.

- b. El brazo adrizante GZ será como mínimo de 0,2 m a un ángulo de escora igual o superior a  $30^\circ$ .
- c. El brazo adrizante máximo corresponderá a un ángulo de escora no inferior a  $25^\circ$ . Si esto no es posible, podrán aplicarse, a reserva de lo que apruebe la Administración, criterios basados en un nivel de seguridad equivalente.
- d. La altura metacéntrica inicial GM0 no será inferior a 0,15 m.

Además de los criterios que hemos mencionado es necesario que nuestro buque cumpla con el criterio de viento y balances intensos que desarrollaremos a continuación.

#### 4.6.3. Criterio de viento

Habrá que demostrar la aptitud del buque para resistir los efectos combinados del viento de través y del balance, del siguiente modo:

1. Se someterá el buque a la presión de un viento constante que actúe perpendicularmente al plano de crujía, lo que dará como resultado el correspondiente brazo escorante ( $l_{w1}$ ).
2. Se supondrá que a partir del ángulo de equilibrio resultante ( $\varphi_0$ ), el buque se balancea por la acción de las olas hasta alcanzar un ángulo de balance ( $\varphi_1$ ) a barlovento. El ángulo de escora provocado por un viento constante ( $\varphi_0$ ) no deberá ser superior a  $16^\circ$  o al 80% del ángulo de inmersión del borde de cubierta, si este ángulo es menor.
3. A continuación, se someterá al buque a la presión de una ráfaga de viento que dará como resultado el correspondiente brazo escorante ( $l_{w2}$ ).
4. En estas circunstancias, el área b debe ser igual o superior al área a, como se indica en la figura X.

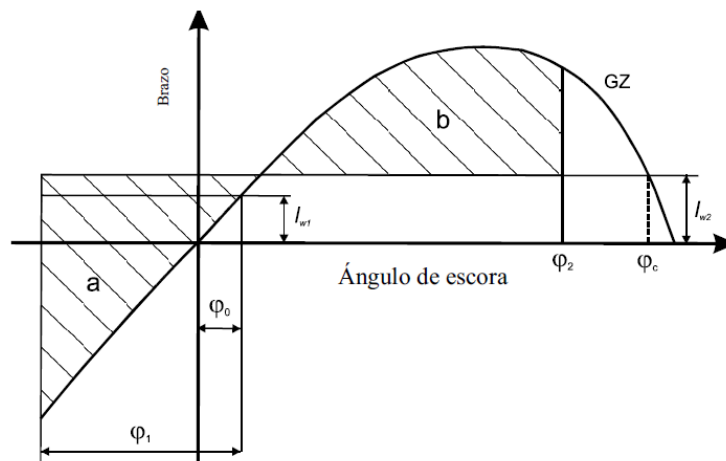


Figura 4.6.3.1. Viento y balance intensos [22].



Donde los ángulos de la figura X se definen del modo siguiente:

- $\varphi_0$  = ángulo de escora provocado por un viento constante
- $\varphi_1$  = ángulo de balance a barlovento debido a la acción de las olas
- $\varphi_2$  = ángulo de inundación descendente ( $\varphi_f$ ), o  $50^\circ$ , o ( $\varphi_c$ ), tomando de estos valores el menor.

Siendo:

- ( $\varphi_f$ ) = ángulo de escora al que se sumergen las aberturas del casco, superestructuras o casetas que no puedan cerrarse de modo estanco a la intemperie. Al aplicar este criterio no hará falta considerar abiertas las pequeñas aberturas por las que no pueda producirse inundación progresiva.
- ( $\varphi_c$ ) = ángulo de la segunda intersección entre la curva de brazos escorantes  $l_{w2}$  y la de brazos GZ.

Los brazos escorantes  $l_{w1}$  y  $l_{w2}$  provocados por el viento son valores constantes a todos los ángulos de inclinación y se calcularán del modo siguiente:

$$l_{w1} = \frac{P * A * Z}{1000 * g * \Delta}$$

$$l_{w2} = 1.5 * l_{w1}$$

Donde la P es la presión del viento, A es el área lateral proyectada de la parte del buque y la cubertada que quede por encima de la flotación, Z es la distancia vertical desde el centro del área A hasta el centro del área lateral de la obra viva, o aproximadamente hasta el punto medio del calado medio,  $\Delta$  es el desplazamiento y g es la aceleración debida a la gravedad.

Para finalizar vamos a establecer el método que utiliza la administración para el cálculo de los ángulos.

$$\varphi_1 = 109 * k * X_1 * X_2 * \sqrt{r * s}$$

Donde:

- $X_1$  = factor indicado en el cuadro X
- $X_2$  = factor indicado en el cuadro Y
- k = factor cuyo valor depende de:
  - o k = 1 respecto de un buque de pantoque redondo que no tenga quillas de balance ni quilla de barra.
  - o k = 0.7 respecto de un buque de pantoque quebrado.
  - o k = el valor indicado en el cuadro X respecto de un buque con quillas de balance, quilla de barra o ambas.
- $r = 0.73 + 0.6 * OG$

donde:

- o OG = KG-d
- o d = calado medio de trazado del buque



- $s$  = factor indicado en el cuadro Z donde T y C se definen como:

$$T = \frac{2 * C * B}{\sqrt{GM}}$$

$$C = 0.373 + 0.023 \left( \frac{B}{d} \right) - 0.043 \left( \frac{L_{w1}}{100} \right)$$

$B/d$	$X_1$
$\leq 2,4$	1,0
2,5	0,98
2,6	0,96
2,7	0,95
2,8	0,93
2,9	0,91
3,0	0,90
3,1	0,88
3,2	0,86
3,4	0,82
$\geq 3,5$	0,80

**Tabla 4.6.3.1.** Valores de  $X_1$  [22].

$C_B$	$X_2$
$\leq 0,45$	0,75
0,50	0,82
0,55	0,89
0,60	0,95
0,65	0,97
$\geq 0,70$	1,00

**Tabla 4.6.3.2.** Valores de  $X_2$  [22].





$\frac{A_k \times 100}{L_{wl} \times B}$	$k$
0	1,0
1,0	0,98
1,5	0,95
2,0	0,88
2,5	0,79
3,0	0,74
3,5	0,72
$\geq 4,0$	0,70

**Tabla 4.6.3.3.** Valores de k [22].

$T$	$s$
$\leq 6$	0,100
7	0,098
8	0,093
12	0,065
14	0,053
16	0,044
18	0,038
$\geq 20$	0,035

**Tabla 4.6.3.4.** Valores de s [22].



#### 4.7. Eliminación de escora permanente

Antes de realizar ninguna comprobación de estabilidad es necesario corregir la escora permanente que hemos generado en nuestro buque. Dado que el diseño del buque deja el centro de gravedad transversal en crujía, el buque quedaba completamente adrizado.

Sin embargo, ya que hemos introducido dos cargas nuevas como son las grúas a una banda del buque esto nos ha generado una escora permanente debido a que el centro de gravedad transversal ha sido desplazado de crujía.

Si queremos conocer cuál ha sido el desplazamiento de dicho centro de gravedad simplemente debemos aplicar equilibrio de momentos para obtener la posición final.

Antes de realizar el cálculo es importante resaltar que se ha realizado para la condición de plena carga y con el 100 % de los combustibles y que para el resto de las cargas se comprobaran mediante Maxsurf si el llenado del tanque de lastre satisface nuestras necesidades de adrizamiento.

Se proporcionan a continuación los datos necesarios para realizar el cálculo.

$$\Delta_{sin.gruas} = 14344.863 \text{ tn}$$

$$YG = 0.088 \text{ m}$$

Tanque seleccionado: Lateral alto, estribor, Pr, B3.

$$Peso_{tanque} = 144.014 \text{ tn}$$

$$Yg = 8.746 \text{ m}$$

$$YG_{final} = \frac{\Delta_{sin.gruas} * YG + Peso_{tanque} * Yg}{\Delta_{sin.gruas} + Peso_{tanque}}$$

$$YG_{final} = \frac{14344.863 * 0.088 + 144.014 * 8.746}{14344.863 + 144.014} = 0.000193 \text{ m}$$

Por lo tanto, este tanque es válido para adrizar el buque.

Para seleccionar el tanque se siguen dos criterios: el primero es que el peso del tanque sea muy similar al peso de las dos grúas, y el segundo que su centro de gravedad este en una posición similar al de las grúas, pero en la banda de estribor.

Si nos fijamos en el tanque seleccionado este tiene un peso de 144.014 toneladas y su centro de gravedad está en 8,746 que es similar al de las grúas.

Como ultima consideración se debe advertir que el tanque simétrico a este que se dispone en la otra banda quedara inutilizado ya que de ser llenado volvería a aparecer la escora permanente.



#### 4.8. Comprobación de la escora en el resto de las condiciones

Como se ha mencionado antes la corrección de la escora permanente se ha hecho en base a la condición de plena carga y salida de puerto, por lo que es necesario si el llenado de ese mismo tanque satisface la corrección de la escora permanente en el resto de las condiciones. Para esto solo vamos a comprobar donde queda el centro de gravedad transversal de nuestro buque en cada condición.

	Posición transversal del centro de gravedad (m)
Plena carga (10% combustible)	-0.03

	Posición transversal del centro de gravedad (m)
Lastre	-0.04

	Posición transversal del centro de gravedad (m)
Lastre (10% combustible)	-0.05

Como se puede apreciar el centro de gravedad se encuentra prácticamente en crujía por lo que es válido el llenado de ese tanque para la corrección de la escora permanente para todas las condiciones de carga.

#### 4.9. Tanque hidráulico

Como ya se ha visto en apartados anteriores para el suministro del circuito hidráulico es necesario disponer de un tanque con la suficiente capacidad. Como se ha calculado es necesario disponer de un tanque cuya capacidad ha de ser de  $1 \text{ m}^3$ . Dicho tanque es necesario que le busquemos una ubicación en nuestro buque.

Para comenzar vamos a imponer una condición que nos determinara mucho el posicionamiento del tanque en el buque. Se trata de obligarnos a disponer el tanque cerca de las bombas que va a alimentar. Las bombas hemos decidido que su posición en el buque sea en la propia cámara de máquinas por lo que el tanque quedara cerca de esta.

Esto es importante ya que cuanta más distancia tengamos entre el tanque y las bombas a las que presta suministro más longitud de tubería tendremos y por lo tanto mayores pérdidas de carga. Por lo tanto, una forma de disminuir estas pérdidas de carga al mínimo es eliminar tramos de tuberías acercando los elementos del circuito hidráulico en la medida que esto sea posible.

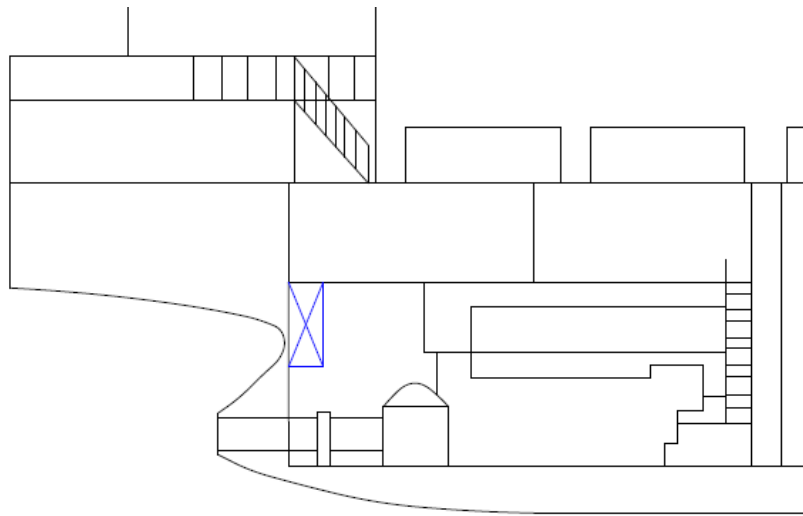


La posición del tanque en el buque es la siguiente:

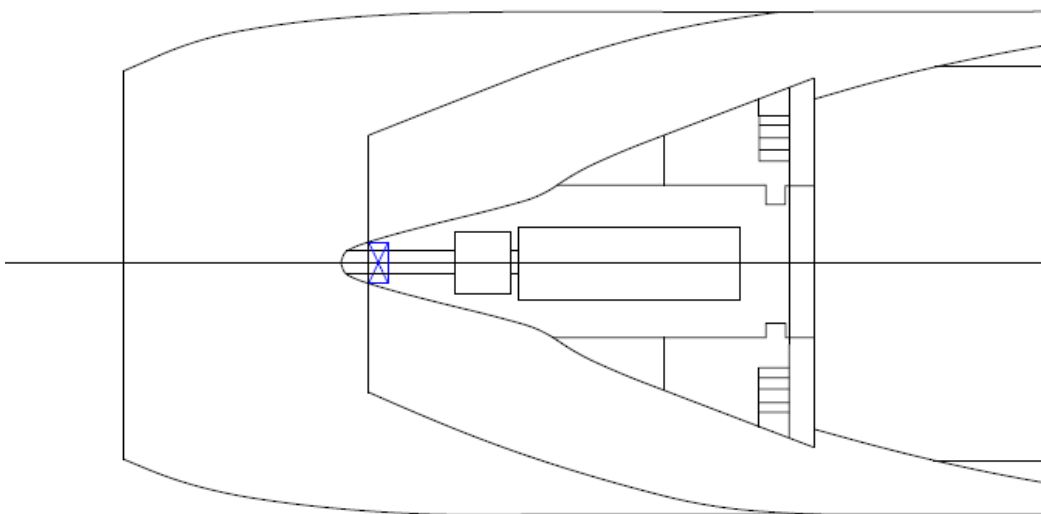
	Popa (m)	Proa (m)	Babor(m)	Estribor (m)	Fondo (m)	Cubierta (m)
Tanque hidráulico	13	13.625	-0.5	0.5	0.8	1.6

**Tabla 4.9.1.** Posición del tanque hidráulico en el buque.

En los planos de disposición general el tanque hidráulico tendría la siguiente disposición.



**Figura 4.9.1.** Disposición del tanque hidráulico en Cámara de Máquinas (I).



**Figura 4.9.2.** Disposición del tanque hidráulico en Cámara de Máquinas (II).



## 4.10. Condiciones de carga

### 4.10.1. Salida a plena carga y con el 100% de combustibles

Evaluaremos en primer lugar la condición de salida de puerto a plena carga y con el 100% de los combustibles. Las tablas donde vienen indicadas las diferentes cargas, así como el llenado de los distintos tanques.

	Cantidad	Masa unitaria(t)	Masa total(t)	Distancia long. (m)	Distancia trans. (m)	Distancia vert. (m)
Peso acero	1	2101,646	2101,646	57,873	-0.004	7,557
Peso equipos	1	828,007	828,007	64,498	0	6,904
Peso maquinaria	1	1020,245	1020,245	16,276	0	3,363
Peso Habilitación	1	109,759	109,759	4,949	0	20,804
Margen de peso	1	175,166	175,166	52,919	0	6,058
Grúa de Proa	1	67,819	67,819	96,701	-9,6	23,326
Grúa de Popa	1	67,819	67,819	57,799	-9,6	23,326
Contenedores Fila 1	1	1020	1020	66,402	0	15,105
Contenedores Fila 2	1	1020	1020	63,25	0	17,705
Contenedores Fila 3	1	600	600	43,074	0	20,305
Bodega 1	1	1183,75	1183,75	89,5	0	6,74
Bodega 2	1	1194,2	1194,2	37,206	0	1,6
Bodega 3	1	1167,6	1167,6	89,075	0	6,722
Bodega 4	1	221,36	221,36	109,233	0	8,104
Víveres	1	2,529	2,529	6,74	0	16,292
Pertrechos	1	15	15	10	0	9,5
Tripulación	1	2,375	2,375	5	0	22

**Tabla 4.10.1.1** Cargas del buque [4].



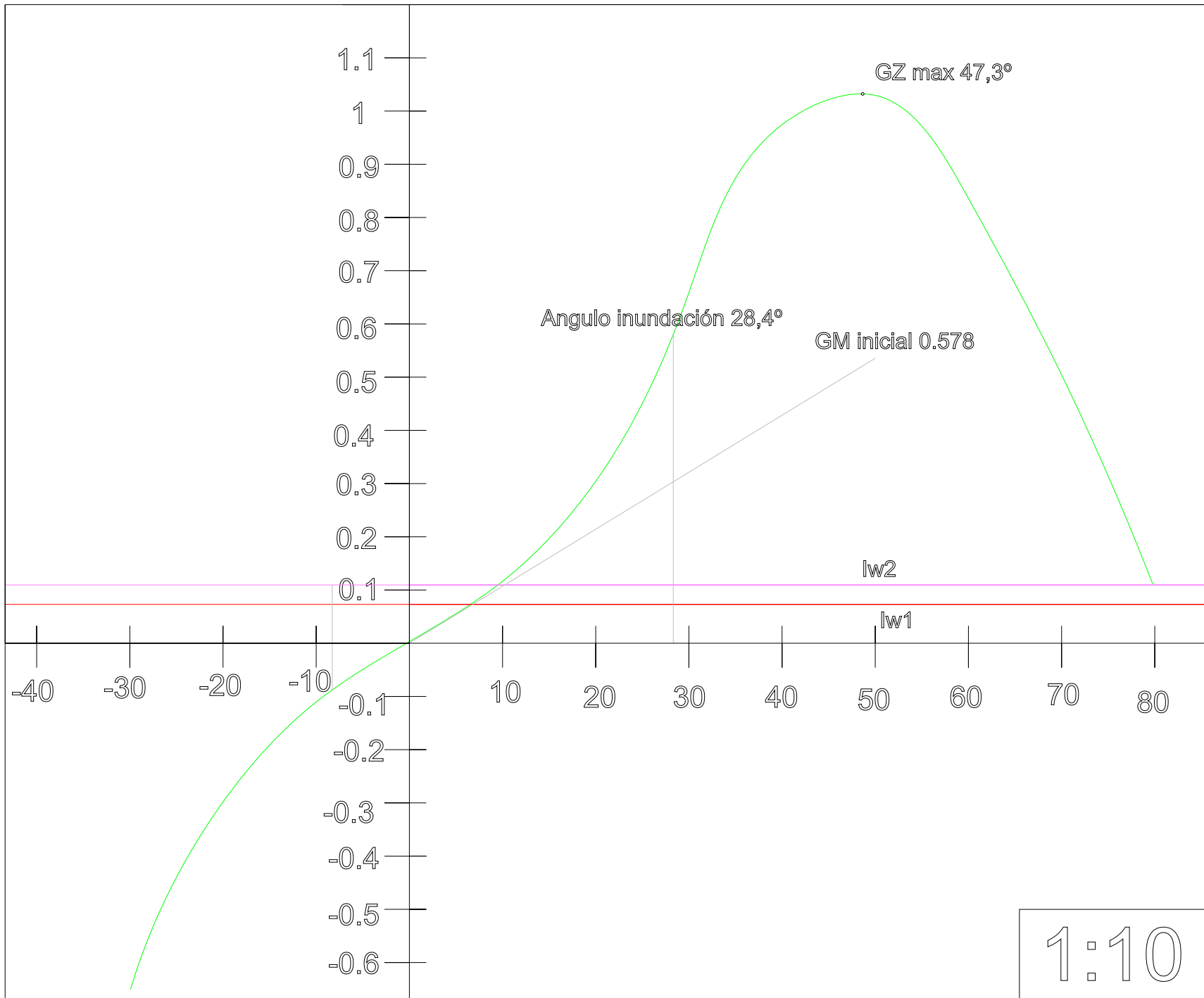
Desplazamiento (t)	14482
Calado en la Ppp (m)	7,682
Calado en la Ppr (m)	8,058
Calado en LCF (m)	7,883
Trimado (m)	0,376
Eslora en la flotación (m)	132,896
Manga en la flotación (m)	20,36
Área mojada (m <sup>2</sup> )	3533,24
Área de la flotación (m <sup>2</sup> )	2110,302
Coefficiente prismático (Cp)	0,683
Coefficiente de bloque (Cb)	0,651
Coefficiente de la maestra (Cm)	0,967
Coefficiente de flotación (Cwp)	0,78
LCB desde el punto 0 (m)	62,268
LCF desde el punto 0 (m)	59,79
KB (m)	4,221
KG (m)	8,45
BMt (m)	4,359
BML (m)	146,501
GMt (m)	0,124
GML (m)	142,266
KMt (m)	8,58
KML (m)	150,721
Toneladas por centímetro de inmersión (TPc) (ton/cm)	21,631
Momento para alterar el trimado un centímetro (ton.m)	160,335
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) (ton.m)	31,376
Máximo ángulo de inclinación (grados)	0,1677
Ángulo de trimado (grados)	0,1677

**Tabla 4.10.1.2.** Características principales buque [4].



	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80
GZ (m)	-0,65	-0,297	-0,11	0,003	0,116	0,303	0,655	0,973	1,03	0,841	0,511	0,111
Área bajo la curva GZ (m.grados)	7,07	2,43	0,51	0	0,5726	2,55	7,25	15,53	25,79	35,30	42,14	45,29
Desplazamiento (t)	14481	14480	14480	14480	14480	14480	14481	14481	14480	14480	14480	14480
Calado en Ppp (m)	7,633	7,692	7,686	7,679	7,687	7,692	7,631	7,518	7,32	7,077	6,744	6,01
Calado en Ppr (m)	7,6	7,858	8,008	8,059	8,008	7,858	7,602	7,372	7,301	7,301	7,366	7,617
Eslora en la flotación (m)	132,54	132,31	132,86	132,90	132,86	132,31	132,55	133,35	133,96	134,81	135,70	136,67
Manga en la flotación (m)	22,878	21,662	20,674	20,36	20,674	21,662	22,879	20,148	17,458	16,853	16,438	15,928
Área mojada (m <sup>2</sup> )	3667,65	3576,51	3543,32	3533,06	3543,31	3576,51	3667,61	3866,12	3947,39	3980,51	3990,74	3993,00
Área en la flotación (m <sup>2</sup> )	2427,61	2259,15	2147,10	2110,33	2147,09	2259,15	2427,63	2292,39	2075,41	1924,07	1841,54	1806
Coefficiente prismático (Cp)	0,709	0,696	0,685	0,683	0,685	0,696	0,709	0,73	0,751	0,764	0,771	0,775
Coefficiente de bloque (Cb)	0,442	0,501	0,577	0,651	0,577	0,501	0,442	0,478	0,537	0,552	0,57	0,606
LCB desde el punto 0 (m)	62,281	62,27	62,265	62,264	62,266	62,27	62,276	62,278	62,276	62,271	62,268	62,265
LCF desde el punto 0 (m)	60,913	60,114	59,823	59,788	59,824	60,114	60,91	62,613	64,421	65,565	66,423	67,031
Ángulo de máxima inclinación (grados)	30	20,0001	10,001	0,1693	10,001	20,0001	30	40	50	60	70	80
Ángulo de trimado (grados)	-0,015	0,074	0,143	0,169	0,143	0,074	-0,013	-0,065	-0,009	0,100	0,277	0,717

**Tabla 4.10.1.3.** Curva de brazos adrizantes [4].







	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
23	267(85) Ch	2.2.1: Area 0 to 30				Pass	
24		<i>from the greater of</i>					
25		spec. heel angle	0,0	deg	0,0		
26		<i>to the lesser of</i>					
27		spec. heel angle	30,0	deg	30,0		
28		angle of vanishing stability	82,7	deg			
29		shall not be less than ( $\geq$ )	3,1513	m.deg	7,1820	Pass	+127,90

**Tabla 4.10.1.4.** Criterio de estabilidad área de 0 a 30 grados [4].

	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
31	267(85) Ch	2.2.1: Area 0 to 40				Pass	
32		<i>from the greater of</i>					
33		spec. heel angle	0,0	deg	0,0		
34		<i>to the lesser of</i>					
35		spec. heel angle	40,0	deg	40,0		
36		first downflooding angle	n/a	deg			
37		angle of vanishing stability	82,7	deg			
38		shall not be less than ( $\geq$ )	5,1566	m.deg	15,4877	Pass	+200,35

**Tabla 4.10.1.5.** Criterio de estabilidad área de 0 a 40 grados [4].

	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
40	267(85) Ch	2.2.2: Max GZ at 30 or greater				Pass	
41		<i>in the range from the greater of</i>					
42		spec. heel angle	30,0	deg	30,0		
43		<i>to the lesser of</i>					
44		spec. heel angle	90,0	deg			
45		angle of max. GZ	46,8	deg	46,8		
46		shall not be less than ( $\geq$ )	0,200	m	1,044	Pass	+422,00
47		<i>Intermediate values</i>					
48		angle at which this GZ occurs		deg	46,8		

**Tabla 4.10.1.6.** Criterio de estabilidad máximo GZ a 30 grados [4].

	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
50	267(85) Ch	2.2.3: Angle of maximum GZ				Pass	
51		shall not be less than ( $\geq$ )	25,0	deg	46,8	Pass	+87,27
52							
53	267(85) Ch	2.2.4: Initial GMt				Pass	
54		spec. heel angle	0,0	deg			
55		shall not be less than ( $\geq$ )	0,150	m	0,577	Pass	+284,67

**Tabla 4.10.1.7.** Criterio de estabilidad GZ máximo y GM inicial [4].



	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
57	267(85) C	2.3: Severe wind and rolling				Pass	
58		Wind am: $a P A (h - H) / (g disp.) \cos^2$					
59		constant: a =	0,99966				
60		wind pressure: P =	504,0	Pa			
61		area centroid height (from zero point):	15,500	m			
62		total area: A =	1777,000	m <sup>2</sup>			
63		H = vert. centre of projected lat. u/wat	3,986	m			
64		cosine power: n =	0				
65		gust ratio	1,5				
66		Area2 integrated to the lesser of					
67		2.3: IMO roll back angle from equilibri	14,8 (-8,2)	deg	-8,2		
68		Area 1 upper integration range, to the					
69		spec. heel angle	28,4	deg	28,4		
70		first downflooding angle	n/a	deg			
71		angle of vanishing stability (with gust	80,0	deg			
72		Angle for GZ(max) in GZ ratio, the less					
73		angle of max. GZ	46,8	deg	46,8		
74		Select required angle for angle of ste	DeckEdge				
75		Criteria:				Pass	
76		Angle of steady heel shall not be gre	16,0	deg	6,6	Pass	+58,91
77		Angle of steady heel / Deck edge im	80,00	%	22,87	Pass	+71,41
78		Area1 / Area2 shall not be less than	100,00	%	207,52	Pass	+107,52
79		Intermediate values					
80		Heel arm amplitude		m	0,073		
81		Equilibrium angle with gust heel arm		deg	9,5		
82		Deck edge immersion angle		deg	28,8		
83		Area1 (under GZ), from 9,5 to 28,4 de		m.deg	5,6813		
84		Area1 (under HA), from 9,5 to 28,4 de		m.deg	2,0586		
85		Area1, from 9,5 to 28,4 deg.		m.deg	3,6227		
86		Area2 (under GZ), from -8,2 to 9,5 deg		m.deg	0,1792		
87		Area2 (under HA), from -8,2 to 9,5 deg		m.deg	1,9250		
88		Area2, from -8,2 to 9,5 deg.		m.deg	1,7458		

Tabla 4.10.1.8. Criterio de estabilidad comprobación frente al viento [4].

90	267(85) Ch	2.2.1: Area 30 to 40				Pass	
91		from the greater of					
92		spec. heel angle	30,0	deg	30,0		
93		to the lesser of					
94		spec. heel angle	40,0	deg	40,0		
95		first downflooding angle	n/a	deg			
96		angle of vanishing stability	82,7	deg			
97		shall not be less than (>=)	1,7189	m.deg	8,3058	Pass	+383,20

Tabla 4.10.1.9. Criterio de estabilidad área de 30 a 40 grados [4].



#### 4.10.2. Llegada a plena carga con el 10% de los combustibles y víveres

Como se puede apreciar en la tabla es necesario que los víveres del barco solo se tengan en cuenta al 10% como establece la administración, esto también es necesario que se realice en la condición de lastre de llegada a puerto con el 10% de los víveres y del combustible.

	Cantidad	Masa unitaria(t)	Masa total(t)	Distancia long. (m)	Distancia trans. (m)	Distancia vert. (m)
Peso acero	1	2101,65	2101,65	57,87	-0,004	7,56
Peso equipos	1	828,01	828,01	64,50	0	6,90
Peso maquinaria	1	1020,25	1020,25	16,28	0	3,36
Peso Habilitación	1	109,76	109,76	4,95	0	20,80
Margen de peso	1	175,17	175,17	52,92	0	6,06
Grúa de Proa	1	67,82	67,819	96,701	-9,6	23,33
Grúa de Popa	1	67,82	67,819	57,799	-9,6	23,33
Contenedores Fila 1	1	1020	1020	66,402	0	15,11
Contenedores Fila 2	1	1020	1020	63,25	0	17,71
Contenedores Fila 3	1	600	600	43,074	0	20,31
Bodega 1	1	1183,75	1183,75	89,5	0	6,74
Bodega 2	1	1194,20	1194,2	37,206	0	1,6
Bodega 3	1	1167,60	1167,6	89,075	0	6,72
Bodega 4	1	221,36	221,36	109,233	0	8,10
Viveres	0,1	2,53	0,253	6,74	0	16,29
Pertrechos	1	15	15	10	0	9,5
Tripulación	1	2,38	2,375	5	0	22

**Tabla 4.10.2.1.** Pesos del buque [4].

Al igual que hemos hecho con los víveres debido a las exigencias de la administración es necesario que solo contemos con el 10% del combustible total del buque. Por esta razón se ha calculado el total de combustible que el buque es capaz de transportar y se calcula el 10%. Luego ese 10% se ha repartido en dos tanques que presentan la misma situación en eslora y puntal uno a cada banda.

$$V_{Total.combustible} = 1719.08 \text{ m}^3$$

$$0.1 * V_{Total.combustible} = 171.908 \text{ m}^3$$

Se seleccionan los tanques Lateral alto de la bodega 2 de capacidad  $162.234 \text{ m}^3/\text{tanque}$ .

$$\%Tanque = \frac{171.908}{\frac{2}{162.234}} * 100 = 53\%$$



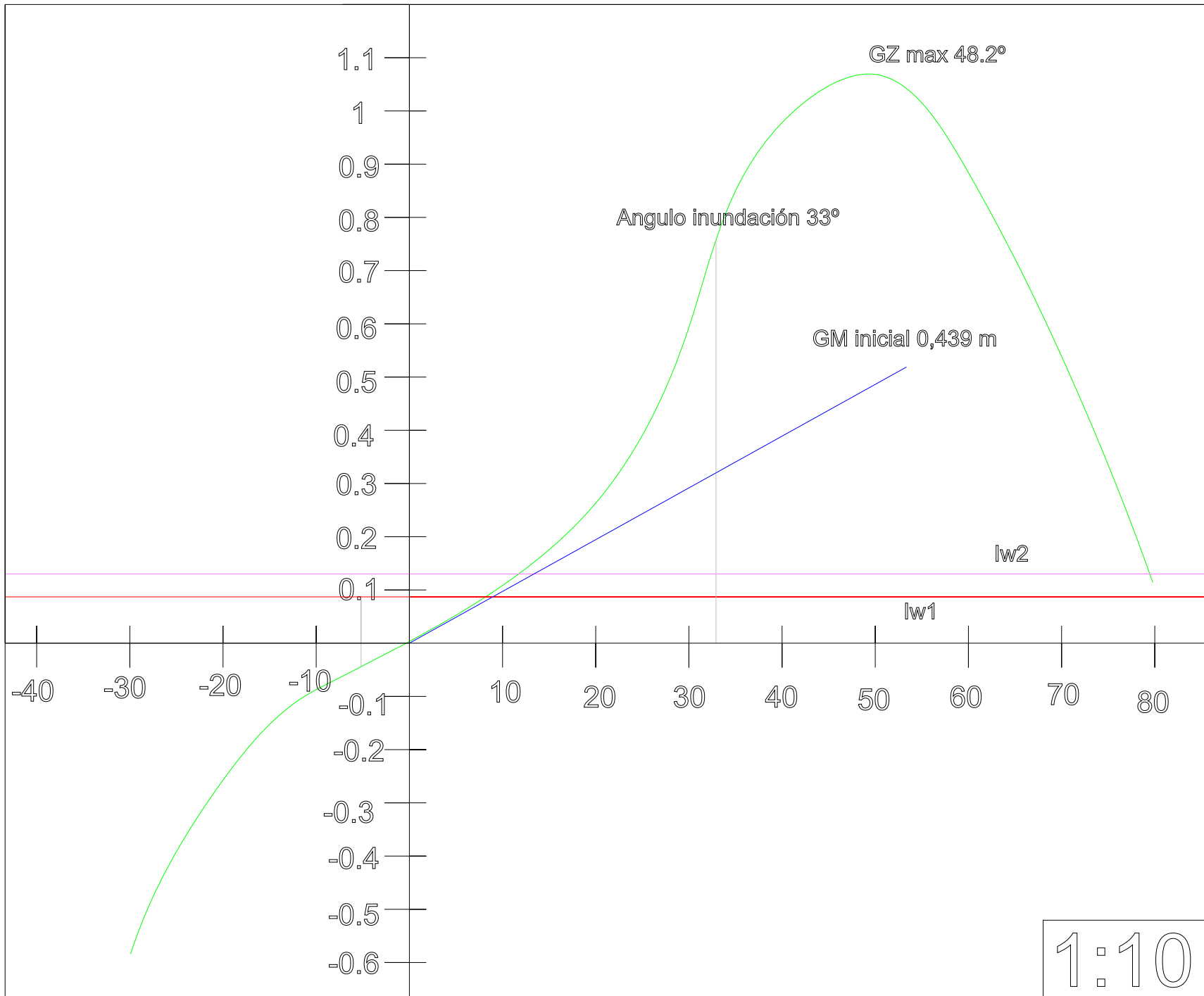
Desplazamiento (t)	12816
Calado en la Ppp (m)	6,657
Calado en la Ppr (m)	7,489
Calado en LCF (m)	7,094
Trimado (m)	0,832
Eslora en la flotación (m)	129,927
Manga en la flotación (m)	20,362
Área mojada (m <sup>2</sup> )	3283,591
Área de la flotación (m <sup>2</sup> )	2044,783
Coefficiente prismático (Cp)	0,684
Coefficiente de bloque (Cb)	0,638
Coefficiente de la maestra (Cm)	0,961
Coefficiente de flotación (Cwp)	0,773
LCB desde el punto 0 (m)	61,954
LCF desde el punto 0 (m)	60,991
KB (m)	3,798
KG (m)	8,45
BMt (m)	4,754
BML (m)	152,188
GMt (m)	0,087
GML (m)	147,521
KMt (m)	8,552
KML (m)	155,983
Toneladas por centímetro de inmersión (TPc) (ton/cm)	20,959
Momento para alterar el trimado un centímetro (ton.m)	147,131
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) (ton.m)	19,496
Máximo ángulo de inclinación (grados)	0,371
Ángulo de trimado (grados)	0,371

**Tabla 4.10.2.2.** Características principales [4].



	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80
GZ (m)	-0,584	-0,256	-0,087	0,003	0,093	0,262	0,589	0,976	1,069	0,889	0,546	0,114
Área bajo la curva GZ (m.grados)	6,09	1,99	0,39	0	0,4546	2,13	6,25	14,18	24,69	34,65	41,92	45,29
Desplazamiento (t)	12816	12816	12816	12816	12816	12816	12816	12816	12816	12815	12815	12815
Calado en Ppp (m)	6,661	6,686	6,666	6,657	6,666	6,686	6,664	6,494	6,109	5,484	4,394	1,372
Calado en Ppr (m)	6,992	7,283	7,44	7,489	7,44	7,283	6,99	6,55	6,101	5,546	4,579	1,875
Eslora en la flotación (m)	132,21	130,90	129,84	129,92	129,84	130,90	132,20	134,04	135,55	135,82	135,94	136,22
Manga en la flotación (m)	22,827	21,647	20,674	20,362	20,674	21,647	22,827	20,477	18,401	17,539	16,631	16,006
Área mojada (m <sup>2</sup> )	3399,98	3328,57	3295,59	3283,57	3295,58	3328,57	3400,04	3564,21	3654,03	3689,54	3704,38	3713,81
Área en la flotación (m <sup>2</sup> )	2355,07	2187,55	2082,13	2044,77	2082,10	2187,54	2355,02	2302,64	2111,26	1958,22	1862,64	1808,519
Coeficiente prismático (Cp)	0,701	0,691	0,688	0,684	0,688	0,691	0,701	0,714	0,727	0,74	0,75	0,757
Coeficiente de bloque (Cb)	0,421	0,484	0,568	0,638	0,568	0,484	0,421	0,443	0,479	0,503	0,541	0,585
LCB desde el punto 0 (m)	61,964	61,961	61,956	61,954	61,957	61,962	61,971	61,98	61,983	61,981	61,98	61,979
LCF desde el punto 0 (m)	61,054	60,747	60,864	60,992	60,865	60,747	61,058	62,451	64,315	65,439	66,22	66,701
Ángulo de máxima inclinación (grados)	30,0002	20,0015	10,0057	0,3708	10,0057	20,0015	30,0002	40	50	60	70	80
Ángulo de trimado (grados)	0,148	0,266	0,345	0,371	0,345	0,266	0,145	0,025	-0,003	0,028	0,083	0,224

**Tabla 4.10.2.3.** Curva de brazos adrizantes [4].



1:10





	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
23	267(85) Ch	2.2.1: Area 0 to 30				Pass	
24		<i>from the greater of</i>					
25		spec. heel angle	0,0	deg	0,0		
26		<i>to the lesser of</i>					
27		spec. heel angle	30,0	deg	30,0		
28		angle of vanishing stability	82,4	deg			
29		shall not be less than ( $\geq$ )	3,1513	m.deg	6,2154	Pass	+97,23

Tabla 4.10.2.4. Criterio de estabilidad área de 0 a 30 grados [4].

	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
31	267(85) Ch	2.2.1: Area 0 to 40				Pass	
32		<i>from the greater of</i>					
33		spec. heel angle	0,0	deg	0,0		
34		<i>to the lesser of</i>					
35		spec. heel angle	40,0	deg	40,0		
36		first downflooding angle	n/a	deg			
37		angle of vanishing stability	82,4	deg			
38		shall not be less than ( $\geq$ )	5,1566	m.deg	14,2166	Pass	+175,70

Tabla 4.10.2.5. Criterio de estabilidad área de 0 a 40 grados [4].

	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
40	267(85) Ch	2.2.2: Max GZ at 30 or greater				Pass	
41		<i>in the range from the greater of</i>					
42		spec. heel angle	30,0	deg	30,0		
43		<i>to the lesser of</i>					
44		spec. heel angle	90,0	deg			
45		angle of max. GZ	47,7	deg	47,7		
46		shall not be less than ( $\geq$ )	0,200	m	1,074	Pass	+437,00
47		<i>Intermediate values</i>					
48		angle at which this GZ occurs		deg	47,7		

Tabla 4.10.2.6. Criterio de estabilidad GZ máximo a 30 grados [4].

	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
50	267(85) Ch	2.2.3: Angle of maximum GZ				Pass	
51		shall not be less than ( $\geq$ )	25,0	deg	47,7	Pass	+90,90
52							
53	267(85) Ch	2.2.4: Initial GMt				Pass	
54		spec. heel angle	0,0	deg			
55		shall not be less than ( $\geq$ )	0,150	m	0,438	Pass	+192,00

Tabla 4.10.2.7. Criterio de estabilidad ángulo de GZ máximo y GM inicial [4].



	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
57	267(85) C	2.3: Severe wind and rolling				Pass	
58		Wind am: $a P A (h - H) / (g disp.) \cos^A$					
59		constant: a =	0,99986				
60		wind pressure: P =	504,0	Pa			
61		area centroid height (from zero point):	14,914	m			
62		total area: A =	1907,130	m <sup>2</sup>			
63		H = vert. centre of projected lat. u/wat	3,581	m			
64		cosine power: n =	0				
65		gust ratio	1,5				
66		Area2 integrated to the lesser of					
67		2.3: IMO roll back angle from equilibri	14,6 (-5,1)	deg	-5,1		
68		Area 1 upper integration range, to the					
69		spec. heel angle	33,0	deg	33,0		
70		first downflooding angle	n/a	deg			
71		angle of vanishing stability (with gust	79,6	deg			
72		Angle for GZ(max) in GZ ratio, the less					
73		angle of max. GZ	47,7	deg	47,7		
74		Select required angle for angle of ste	DeckEdge				
75		Criteria:				Pass	
76		Angle of steady heel shall not be gre	16,0	deg	9,4	Pass	+41,07
77		Angle of steady heel / Deck edge im	80,00	%	29,04	Pass	+63,70
78		Area1 / Area2 shall not be less than	100,00	%	289,57	Pass	+189,57
79		Intermediate values					
80		Heel arm amplitude		m	0,087		
81		Equilibrium angle with gust heel arm		deg	12,9		
82		Deck edge immersion angle		deg	32,5		
83		Area1 (under GZ), from 12,9 to 33,0 d		m.deg	7,4155		
84		Area1 (under HA), from 12,9 to 33,0 d		m.deg	2,6161		
85		Area1, from 12,9 to 33,0 deg.		m.deg	4,7994		
86		Area2 (under GZ), from -5,1 to 12,9 de		m.deg	0,6812		
87		Area2 (under HA), from -5,1 to 12,9 de		m.deg	2,3386		
88		Area2, from -5,1 to 12,9 deg.		m.deg	1,6574		

Tabla 4.10.2.8. Criterio de estabilidad comprobación frente al viento [4].

90	267(85) Ch	2.2.1: Area 30 to 40				Pass	
91		from the greater of					
92		spec. heel angle	30,0	deg	30,0		
93		to the lesser of					
94		spec. heel angle	40,0	deg	40,0		
95		first downflooding angle	n/a	deg			
96		angle of vanishing stability	82,4	deg			
97		shall not be less than (>=)	1,7189	m.deg	8,0011	Pass	+365,48

Tabla 4.10.2.9. Criterio de estabilidad área de 30 a 40 grados [4].





#### 4.10.3. Salida en lastre y con el 100% de los combustibles

	Cantidad	Masa unitaria(t)	Masa total(t)	Distancia long. (m)	Distancia trans. (m)	Distancia vert. (m)
Peso acero	1	2101,65	2101,65	57,873	-0.004	7,557
Peso equipos	1	828,007	828,007	64,498	0	6,904
Peso maquinaria	1	1020,25	1020,25	16,276	0	3,363
Peso Habilitación	1	109,759	109,759	4,949	0	20,804
Margen de peso	1	175,166	175,166	52,919	0	6,058
Grúa de Proa	1	67,819	67,819	96,701	-9,6	23,326
Grúa de Popa	1	67,819	67,819	57,799	-9,6	23,326
Contenedores Fila 1	0	1020	0	66,402	0	15,105
Contenedores Fila 2	0	1020	0	63,25	0	17,705
Contenedores Fila 3	0	600	0	43,074	0	20,305
Bodega 1	0	1183,75	0	89,5	0	6,74
Bodega 2	0	1194,2	0	37,206	0	1,6
Bodega 3	0	1167,6	0	89,075	0	6,722
Bodega 4	0	221,36	0	109,233	0	8,104
Viveres	1	2,529	2,529	6,74	0	16,292
Pertrechos	1	15	15	10	0	9,5
Tripulación	1	2,375	2,375	5	0	22

**Tabla 4.10.3.1.** Pesos del buque [4].



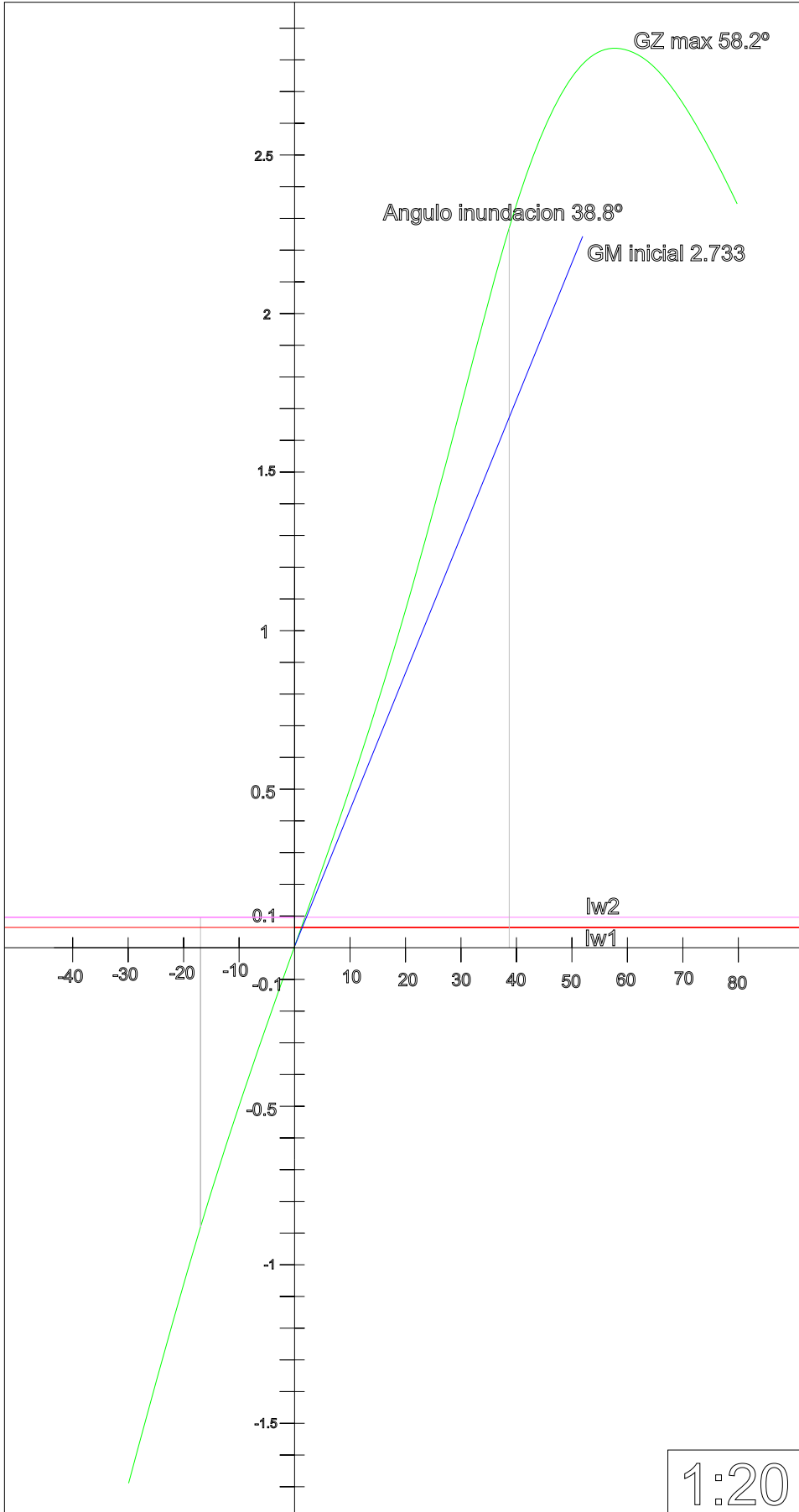
Desplazamiento (t)	10448
Calado en la Ppp (m)	5,297
Calado en la Ppr (m)	6,529
Calado en LCF (m)	5,932
Trimado (m)	1,232
Eslora en la flotación (m)	126,265
Manga en la flotación (m)	20,36
Área mojada (m <sup>2</sup> )	2945,87
Área de la flotación (m <sup>2</sup> )	1973,2
Coficiente prismático (Cp)	0,683
Coficiente de bloque (Cb)	0,619
Coficiente de la maestra (Cm)	0,953
Coficiente de flotación (Cwp)	0,768
LCB desde el punto 0 (m)	61,438
LCF desde el punto 0 (m)	62,327
KB (m)	3,187
KG (m)	8,45
BMt (m)	5,559
BML (m)	171,347
GMt (m)	0,269
GML (m)	166,057
KMt (m)	8,745
KML (m)	174,526
Toneladas por centímetro de inmersión (TPc) (ton/cm)	20,225
Momento para alterar el trimado un centímetro (ton.m)	135,016
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) (ton.m)	49,014
Máximo ángulo de inclinación (grados)	0,5493
Ángulo de trimado (grados)	0,5493

**Tabla 4.10.3.2.** Características principales [4].



	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80
GZ (m)	-1,689	-1,037	-0,484	0,004	0,492	1,045	1,696	2,384	2,796	2,884	2,711	2,346
Area bajo la curva GZ (m.grados)	23,47	9,89	2,37	0	2,4481	10,06	23,67	44,17	70,35	99,00	127,16	152,58
Desplazamiento (t)	10449	10448	10448	10448	10448	10448	10448	10448	10448	10449	10449	10449
Calado en Ppp (m)	5,255	5,295	5,298	5,298	5,298	5,295	5,256	5,008	4,386	3,233	1,026	-5,499
Calado en Ppr (m)	6,037	6,354	6,491	6,53	6,491	6,354	6,036	5,382	4,427	3,088	0,654	-6,302
Eslora en la flotación (m)	129,54	126,74	126,24	126,27	126,24	126,74	129,53	131,95	135,58	135,65	134,69	135,29
Manga en la flotación (m)	21,98	21,519	20,669	20,36	20,669	21,519	21,979	20,626	19,558	18,007	16,766	15,936
Área mojada (m <sup>2</sup> )	3041,94	2984,84	2954,16	2945,93	2954,16	2984,85	3041,87	3113,10	3212,70	3261,59	3281,39	3266,96
Área en la flotación (m <sup>2</sup> )	2200,79	2090,19	2002,29	1973,21	2002,28	2090,17	2200,71	2251,26	2106,25	1954,54	1832,63	1715,39
Coefficiente prismático (Cp)	0,695	0,693	0,686	0,683	0,686	0,693	0,695	0,701	0,697	0,707	0,72	0,726
Coefficiente de bloque (Cb)	0,404	0,462	0,549	0,619	0,549	0,462	0,404	0,404	0,41	0,451	0,503	0,556
LCB desde el punto 0 (m)	61,443	61,441	61,439	61,437	61,44	61,442	61,447	61,457	61,466	61,469	61,472	61,472
LCF desde el punto 0 (m)	61,576	61,864	62,219	62,327	62,219	61,865	61,579	61,964	63,611	64,818	65,485	65,086
Ángulo de máxima inclinación (grados)	30,0014	20,0047	10,0136	0,5494	10,0136	20,0047	30,0014	40	50	60	70	80
Ángulo de trimado (grados)	0,349	0,473	0,532	0,549	0,532	0,472	0,348	0,167	0,018	-0,065	-0,166	-0,358

**Tabla 4.10.3.3.** Curva de brazos adrizantes [4].





	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
23	267(85) Ch	2.2.1: Area 0 to 30				Pass	
24		<i>from the greater of</i>					
25		spec. heel angle	0,0	deg	0,0		
26		<i>to the lesser of</i>					
27		spec. heel angle	30,0	deg	30,0		
28		angle of vanishing stability	110,0	deg			
29		shall not be less than (>=)	3,1513	m.deg	23,6843	Pass	+651,57

Tabla 4.10.3.4. Criterio de estabilidad área de 0 a 30 grados [4].

	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
31	267(85) Ch	2.2.1: Area 0 to 40				Pass	
32		<i>from the greater of</i>					
33		spec. heel angle	0,0	deg	0,0		
34		<i>to the lesser of</i>					
35		spec. heel angle	40,0	deg	40,0		
36		first downflooding angle	n/a	deg			
37		angle of vanishing stability	110,0	deg			
38		shall not be less than (>=)	5,1566	m.deg	44,1187	Pass	+755,58

Tabla 4.10.3.5. Criterio de estabilidad área de 0 a 40 grados [4].

	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
40	267(85) Ch	2.2.2: Max GZ at 30 or greater				Pass	
41		<i>in the range from the greater of</i>					
42		spec. heel angle	30,0	deg	30,0		
43		<i>to the lesser of</i>					
44		spec. heel angle	90,0	deg			
45		angle of max. GZ	57,7	deg	57,7		
46		shall not be less than (>=)	0,200	m	2,891	Pass	+1345,50
47		<i>Intermediate values</i>					
48		angle at which this GZ occurs		deg	57,7		

Tabla 4.10.3.6. Criterio de estabilidad GZ máximo a 30 grados [4].

	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
50	267(85) Ch	2.2.3: Angle of maximum GZ				Pass	
51		shall not be less than (>=)	25,0	deg	57,7	Pass	+130,79
52							
53	267(85) Ch	2.2.4: Initial GMT				Pass	
54		spec. heel angle	0,0	deg			
55		shall not be less than (>=)	0,150	m	2,733	Pass	+1722,00

Tabla 4.10.3.7. Criterio de estabilidad ángulo de GZ máximo y GM inicial [4].



	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
57	267(85) C	2.3: Severe wind and rolling				Pass	
58		Wind am: $a P A (h - H) / (g disp.) \cos^A$					
59		constant: a =	0,99988				
60		wind pressure: P =	504,0	Pa			
61		area centroid height (from zero point):	12,883	m			
62		total area: A =	1341,150	m <sup>2</sup>			
63		H = vert. centre of projected lat. u/wat	2,998	m			
64		cosine power: n =	0				
65		gust ratio	1,5				
66		Area2 integrated to the lesser of					
67		2.3: IMO roll back angle from equilibri	18,3 (-17,	deg	-17,0		
68		Area 1 upper integration range, to the					
69		spec. heel angle	38,8	deg	38,8		
70		first downflooding angle	n/a	deg			
71		angle of vanishing stability (with gust	110,0	deg			
72		Angle for GZ(max) in GZ ratio, the less					
73		angle of max. GZ	57,7	deg	57,7		
74		Select required angle for angle of ste	DeckEdge				
75		Criteria:				Pass	
76		Angle of steady heel shall not be gre	16,0	deg	1,3	Pass	+92,18
77		Angle of steady heel / Deck edge im	80,00	%	3,32	Pass	+95,85
78		Area1 / Area2 shall not be less than	100,00	%	429,39	Pass	+329,39
79		intermediate values					
80		Heel arm amplitude		m	0,064		
81		Equilibrium angle with gust heel arm		deg	1,9		
82		Deck edge immersion angle		deg	37,7		
83		Area1 (under GZ), from 1,9 to 38,8 de		m.deg	41,2080		
84		Area1 (under HA), from 1,9 to 38,8 de		m.deg	3,5263		
85		Area1, from 1,9 to 38,8 deg.		m.deg	37,6816		
86		Area2 (under GZ), from -17,0 to 1,9 de		m.deg	-6,9853		
87		Area2 (under HA), from -17,0 to 1,9 de		m.deg	1,8103		
88		Area2, from -17,0 to 1,9 deg.		m.deg	8,7756		

Tabla 4.10.3.8. Criterio de estabilidad comprobación frente al viento [4].

90	267(85) Ch	2.2.1: Area 30 to 40				Pass	
91		from the greater of					
92		spec. heel angle	30,0	deg	30,0		
93		to the lesser of					
94		spec. heel angle	40,0	deg	40,0		
95		first downflooding angle	n/a	deg			
96		angle of vanishing stability	110,0	deg			
97		shall not be less than (>=)	1,7189	m.deg	20,4344	Pass	+1088,81

Tabla 4.10.3.9. Criterio de estabilidad área de 30 a 40 grados [4].



#### 4.10.4. Llegada a puerto en lastre y con el 10% de los combustibles

	Cantidad	Masa unitaria(t)	Masa total(t)	Distancia long. (m)	Distancia trans. (m)	Distancia vert. (m)
Peso acero	1	2101,6	2101,65	57,873	-0.004	7,557
Peso equipos	1	828,01	828,007	64,498	0	6,904
Peso maquinaria	1	1020,2	1020,25	16,276	0	3,363
Peso Habilitación	1	109,76	109,759	4,949	0	20,804
Margen de peso	1	175,17	175,166	52,919	0	6,058
Grua de Proa	1	67,819	67,819	96,701	-9,6	23,326
Grua de Popa	1	67,819	67,819	57,799	-9,6	23,326
Contenedores Fila 1	0	1020	0	66,402	0	15,105
Contenedores Fila 2	0	1020	0	63,25	0	17,705
Contenedores Fila 3	0	600	0	43,074	0	20,305
Bodega 1	0	1183,8	0	89,5	0	6,74
Bodega 2	0	1194,2	0	37,206	0	1,6
Bodega 3	0	1167,6	0	89,075	0	6,722
Bodega 4	0	221,36	0	109,233	0	8,104
Viveres	0,1	2,529	0,253	6,74	0	16,292
Pertrechos	1	15	15	10	0	9,5
Tripulacion	1	2,375	2,375	5	0	22

Tabla 4.10.4.1. Pesos del buque [4].

Como ya hicimos en la condición de llegada a puerto con el 10% de los combustibles a plena carga, en este caso es necesario que se realice el mismo cálculo y se seleccionen los tanques que quedarán con el combustible sobrante.

$$V_{Total.combustible} = 1719.08 \text{ m}^3$$

$$0.1 * V_{Total.combustible} = 171.908 \text{ m}^3$$

Se seleccionan los tanques Trans de la bodega 2 de capacidad 122.055 m<sup>3</sup>/tanque por razones de trimado.

$$\%Tanque = \frac{122.055}{171.908} * 100 = 71\%$$





Desplazamiento (t)	8772
Calado en la Ppp (m)	4,343
Calado en la Ppr (m)	5,802
Calado en LCF (m)	5,091
Trimado (m)	1,459
Eslora en la flotación (m)	126,146
Manga en la flotación (m)	20,359
Área mojada (m <sup>2</sup> )	2719,26
Área de la flotación (m <sup>2</sup> )	1930,48
Coeficiente prismático (Cp)	0,666
Coeficiente de bloque (Cb)	0,589
Coeficiente de la maestra (Cm)	0,946
Coeficiente de flotación (Cwp)	0,752
LCB desde el punto 0 (m)	60,881
LCF desde el punto 0 (m)	62,628
KB (m)	2,746
KG (m)	8,45
BMt (m)	6,383
BML (m)	194,379
GMt (m)	0,641
GML (m)	188,637
KMt (m)	9,128
KML (m)	197,112
Toneladas por centímetro de inmersión (TPc) (ton/cm)	19,787
Momento para alterar el trimado un centímetro (ton.m)	128,772
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) (ton.m)	98,105
Máximo ángulo de inclinación (grados)	0,6505
Ángulo de trimado (grados)	0,6505

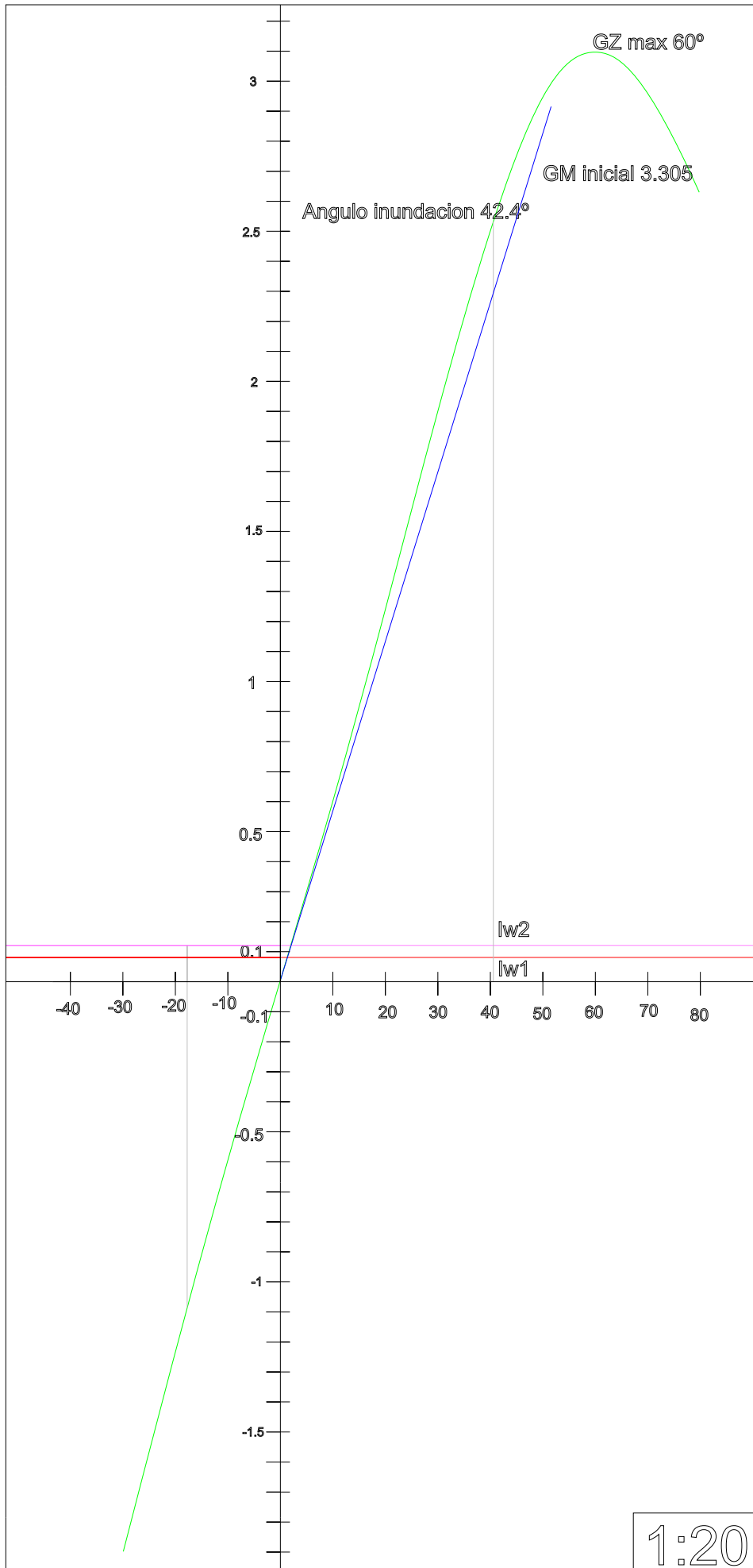
**Tabla 4.10.4.2.** Características principales [4].





	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80
GZ (m)	-1,898	-1,222	-0,582	0,005	0,591	1,231	1,906	2,518	2,995	3,158	3,019	2,63
Area bajo la curva GZ (m.grados)	27,41	11,83	2,86	0	2,9535	12,01	27,71	49,91	77,66	108,70	139,81	168,22
Desplazamiento (t)	8772	8772	8772	8772	8772	8772	8772	8772	8772	8772	8771	8772
Calado en Ppp (m)	4,208	4,307	4,336	4,343	4,337	4,307	4,21	3,88	3,088	1,55	-1,576	-11,163
Calado en Ppr (m)	5,304	5,637	5,766	5,802	5,766	5,637	5,303	4,561	3,277	1,386	-2,084	-11,944
Eslora en la flotación (m)	126,56	126,22	126,16	126,15	126,16	126,22	126,55	129,35	132,89	134,49	132,32	134,21
Manga en la flotación (m)	20,994	21,186	20,653	20,359	20,653	21,186	20,994	19,975	19,712	18,142	16,742	15,788
Área mojada (m <sup>2</sup> )	2778,25	2747,60	2724,73	2719,22	2724,73	2747,60	2778,29	2795,61	2876,00	2934,40	2933,98	2920,74
Área en la flotación (m <sup>2</sup> )	2073,24	2014,56	1953,44	1930,48	1953,44	2014,55	2073,25	2126,61	2047,01	1905,43	1743,07	1619,442
Coeficiente prismático (Cp)	0,693	0,679	0,669	0,666	0,669	0,679	0,693	0,692	0,683	0,682	0,702	0,704
Coeficiente de bloque (Cb)	0,397	0,438	0,52	0,589	0,52	0,438	0,397	0,388	0,381	0,417	0,478	0,537
LCB desde el punto 0 (m)	60,887	60,885	60,883	60,88	60,884	60,886	60,891	60,901	60,917	60,922	60,926	60,925
LCF desde el punto 0 (m)	61,874	62,313	62,553	62,628	62,554	62,313	61,875	61,649	62,719	63,988	64,005	63,578
Ángulo de máxima inclinación (grados)	30,0027	20,007	10,0195	0,6508	10,0195	20,0074	30,0027	40,0006	50	60	70	80
Ángulo de trimado (grados)	0,489	0,593	0,638	0,651	0,637	0,593	0,488	0,304	0,084	-0,073	-0,227	-0,349

**Tabla 4.10.4.3.** Curva de brazos adrizantes [4].





	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
23	267(85) Ch	2.2.1: Area 0 to 30				Pass	
24		<i>from the greater of</i>					
25		spec. heel angle	0,0	deg	0,0		
26		<i>to the lesser of</i>					
27		spec. heel angle	30,0	deg	30,0		
28		angle of vanishing stability	110,0	deg			
29		shall not be less than (>=)	3,1513	m.deg	23,6843	Pass	+651,57

**Tabla 4.10.4.4.** Criterio de estabilidad área 0 a 30 grados [4].

	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
31	267(85) Ch	2.2.1: Area 0 to 40				Pass	
32		<i>from the greater of</i>					
33		spec. heel angle	0,0	deg	0,0		
34		<i>to the lesser of</i>					
35		spec. heel angle	40,0	deg	40,0		
36		first downflooding angle	n/a	deg			
37		angle of vanishing stability	110,0	deg			
38		shall not be less than (>=)	5,1566	m.deg	44,1187	Pass	+755,58

**Tabla 4.10.4.5.** Criterio de estabilidad área de 0 a 40 grados [4].

	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
40	267(85) Ch	2.2.2: Max GZ at 30 or greater				Pass	
41		<i>in the range from the greater of</i>					
42		spec. heel angle	30,0	deg	30,0		
43		<i>to the lesser of</i>					
44		spec. heel angle	90,0	deg			
45		angle of max. GZ	57,7	deg	57,7		
46		shall not be less than (>=)	0,200	m	2,891	Pass	+1345,50
47		<i>intermediate values</i>					
48		angle at which this GZ occurs		deg	57,7		

**Tabla 4.10.4.6.** Criterio de estabilidad GZ máximo a 30 grados [4].

	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
50	267(85) Ch	2.2.3: Angle of maximum GZ				Pass	
51		shall not be less than (>=)	25,0	deg	57,7	Pass	+130,79
52							
53	267(85) Ch	2.2.4: Initial GMT				Pass	
54		spec. heel angle	0,0	deg			
55		shall not be less than (>=)	0,150	m	2,733	Pass	+1722,00

**Tabla 4.10.4.7.** Criterio de estabilidad máximo ángulo de GZ y GM inicial [4].



	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
57	267(85) C	2.3: Severe wind and rolling				Pass	
58		Wind am.: $a P A (h - H) / (g disp.) \cos^A$					
59		constant: a =	0,99986				
60		wind pressure: P =	504,0	Pa			
61		area centroid height (from zero point):	12,663	m			
62		total area: A =	1341,150	m <sup>2</sup>			
63		H = vert. centre of projected lat. u/wat	2,998	m			
64		cosine power: n =	0				
65		gust ratio	1,5				
66		Area2 integrated to the lesser of					
67		2.3: IMO roll back angle from equilibri	18,3 (-17,	deg	-17,0		
68		Area 1 upper integration range, to the					
69		spec. heel angle	38,8	deg	38,8		
70		first downflooding angle	n/a	deg			
71		angle of vanishing stability (with gust	110,0	deg			
72		Angle for GZ(max) in GZ ratio, the less					
73		angle of max. GZ	57,7	deg	57,7		
74		Select required angle for angle of ste	DeckEdge				
75		Criteria:				Pass	
76		Angle of steady heel shall not be gre	16,0	deg	1,3	Pass	+92,18
77		Angle of steady heel / Deck edge im	80,00	%	3,32	Pass	+95,85
78		Area1 / Area2 shall not be less than	100,00	%	429,39	Pass	+329,39
79		Intermediate values					
80		Heel arm amplitude		m	0,064		
81		Equilibrium angle with gust heel arm		deg	1,9		
82		Deck edge immersion angle		deg	37,7		
83		Area1 (under GZ), from 1,9 to 38,8 de		m.deg	41,2080		
84		Area1 (under HA), from 1,9 to 38,8 de		m.deg	3,5263		
85		Area1, from 1,9 to 38,8 deg.		m.deg	37,6818		
86		Area2 (under GZ), from -17,0 to 1,9 de		m.deg	-6,9653		
87		Area2 (under HA), from -17,0 to 1,9 de		m.deg	1,8103		
88		Area2, from -17,0 to 1,9 deg.		m.deg	8,7756		

Tabla 4.10.4.8. Criterio de estabilidad comportamiento frente al viento [4].

90	267(85) Ch	2.2.1: Area 30 to 40				Pass	
91		from the greater of					
92		spec. heel angle	30,0	deg	30,0		
93		to the lesser of					
94		spec. heel angle	40,0	deg	40,0		
95		first downflooding angle	n/a	deg			
96		angle of vanishing stability	110,0	deg			
97		shall not be less than (>=)	1,7189	m.deg	20,4344	Pass	+1088,81

Tabla 4.10.4.9. Criterio de estabilidad área de 30 a 40 grados [4].



## Capítulo 5. Análisis de las modificaciones, presupuesto y conclusiones

### 5.1. Análisis de las modificaciones

Una vez finalizados todos los cálculos y comprobaciones para asegurarnos de que el buque puede navegar en condiciones óptimas, se resumen las modificaciones que ha sido necesario realizar con el fin de poder establecer una comparación entre el buque original y nuestro nuevo buque.

Se dividen estas dos modificaciones en dos apartados uno correspondiente a los sistemas que el buque tiene instalado y otro correspondiente a los parámetros de arquitectura naval.

#### 5.1.1. Modificaciones en los sistemas del buque

En cuanto a las modificaciones que se han realizado en los sistemas del buque la más evidente es la incorporación de dos grúas sobre la cubierta del buque. Esto hace que el buque final presente un subsistema nuevo que en el buque original no estaba.

La incorporación de ambas grúas tiene efecto tanto en la parte de sistemas con los correspondientes nuevos circuitos hidráulicos, nuevas bombas hidráulicas y nuevos circuitos electrónicos. Finalmente se ha comprobado que el margen de potencia de los grupos generadores era suficiente para satisfacer la nueva demanda que iban a producir las grúas, por lo que no ha sido necesario la incorporación de un nuevo grupo generador.

En cuanto al circuito hidráulico se puede dividir en tres subcircuitos uno para cada elemento móvil de la grúa y como hemos instalado dos grúas podemos afirmar que tenemos 3 subcircuitos que en el buque original no estaban presentes. Esto presenta un gran cambio con respecto al buque general ya que estamos instalando un gran número de válvulas y tuberías las cuales precisan de instalación y mantenimiento.

En cuanto a los circuitos electrónicos si bien no van a suponer un gran cambio en el buque ya que no son muy voluminosos, en el puente si es necesario realizar los cambios pertinentes para incorporar el circuito de mando del puente. El resto de los circuitos van a ir incorporados en el interior de las propias grúas por lo que no suponen un cambio en el buque, aunque estos circuitos si es necesario conectarlos a la red eléctrica del buque. Esto no va a suponer una demanda considerable de potencia.

Otro de los cambios más importantes en nuestro buque va a ser la incorporación de un grupo de bombas hidráulicas las cuales no estaban presentes. Si en el buque original solo estaban las bombas de achique, contra incendios, aguas residuales y de lastre, ahora tenemos un nuevo grupo las cuales son las bombas hidráulicas pertenecientes al sistema de las grúas.





### **5.1.2. Modificaciones en la arquitectura naval**

En lo referente a los cambios en la arquitectura naval teniendo en cuenta que se han añadido pesos como los de las grúas y se han eliminado otros como pueden ser los de las guías para los contenedores el centro de gravedad de nuestro buque ha variado para todas las condiciones de carga por lo que ha sido necesario realizar un estudio de las condiciones de estabilidad para las diferentes condiciones de carga.

Este cambio de pesos ha provocado que en los tanques de lastre se produzcan modificaciones ya que hemos necesitado lastrear una serie de tanques para eliminar la escora permanente, lo que ha provocado que los tanques simétricos a estos no puedan ser utilizados por lo que la capacidad de lastre de nuestro buque final ha disminuido. Como la capacidad de lastre es menor esto también repercute en el centro de gravedad en la condición de lastre.

Otra de las modificaciones ha sido la estructural en la zona de las grúas. Se ha comprobado que la estructura del buque original no era capaz de soportar las nuevas cargas que se han incorporado por lo que ha tenido que ser sustituida. Ha sido necesario sustituir los refuerzos de llanta con bulbo por otros de mayores dimensiones en H. Esto ha ocasionado que en el buque final la estructura sea igual al buque original en todo el buque excepto en la zona de la grúa donde las cuadernas presentan un nuevo perfil en forma de H. Se ha respetado la separación entre refuerzos con el fin de que los nuevos refuerzos coincidan con las cuadernas de los costados.

En cuanto a la velocidad de navegación se ha demostrado que no es necesario variarla ya que el conjunto hélice motor nos sigue permitiendo mantener la que había fijada en el buque original.

Como última modificación en la cámara de máquinas ahora tenemos un nuevo tanque de fluido hidráulico el cual da suministro a todo el sistema hidráulico del buque. Aunque es un nuevo tanque sus dimensiones son pequeñas y no produce un gran cambio en las características del buque.



## 5.2. Presupuesto y análisis económico

Por último, se va a realizar una estimación del precio aproximado que podría costar realizar la reconversión del buque para tener una idea del presupuesto que se debería destinar al proyecto. Se trata de uno de los parámetros más importantes a la hora de realizar un proyecto ya que el factor económico suele ser el que determine si un proyecto se realiza o no.

En este caso y puesto que no podemos estimar el periodo que podría transcurrir durante la reconversión se realizara un análisis basado en el precio de los componentes, por lo que, la estimación que se realiza excluye parámetros como el precio de la mano de obra. Para solucionar esto aplicaremos al valor final un porcentaje para aproximar de una forma más correcta el valor económico.

Ya hemos mencionado todos los cambios que nuestro buque ha sufrido y ahora es momento de transformar esos cambios en cifras económicas. Se muestra a continuación una breve tabla en la que se describen los elementos que se han incorporado al buque y los cuales calcularemos su valor económico. Como hay elementos que se repiten se mostrará la cantidad de cada uno de ellos.

Grúa	2
Ruedas dentadas 25 dientes	6
Ruedas dentadas 7 dientes	6
Motor de giro	6
Válvulas cilindro	12
Válvula cabrestante	2
Válvula motor de giro	2
Tramo de tubería Grúa Pr	190 m
Tramo de tubería Grúa Pp	100 m
Bomba hidráulica cilindro	4
Bomba hidráulica cabrestante	2
Bomba hidráulica motor de giro	2
Anclaje (tornillos)	20
Refuerzos	4

**Tabla 5.2.1.** Elementos incluidos en el buque.

Una vez que conocemos los diferentes elementos que hemos incorporado a nuestro buque es necesario que conozcamos el valor de cada uno de ellos. Por temas de como las casas comerciales muestran sus precios el cálculo se ha realizado en dólares y cuando se tenga un resultado final se transformará en euros.



Grúa	320000 \$/unidad
Ruedas dentadas 25 dientes	195,8 \$/unidad
Ruedas dentadas 7 dientes	100 \$/unidad
Motor de giro	10000 \$/unidad
Válvulas cilindro	552 \$/unidad
Válvula cabrestante	323 \$/unidad
Válvula motor de giro	500 \$/unidad
Bomba hidráulica cilindro	2101,38 \$/unidad
Bomba hidráulica cabrestante	1183,48 \$/unidad
Bomba hidráulica motor de giro	1524,13 \$/unidad
Anclaje (tornillos)	228 \$/unidad
Refuerzos	2571,52 \$/unidad

**Tabla 5.2.2.** Coste de los elementos incluidos en el buque.

Como se puede apreciar no ha definido el valor de las tuberías y el motivo es porque dependiendo del elemento al que presta suministro el diámetro de la tubería cambia. Es decir, como el circuito hidráulico presenta diferentes valores para el caudal, a cada calor del caudal le corresponde un valor del diámetro y si cambia el diámetro de la tubería cambia el precio. Por este motivo se ha decidido que este cálculo se realice aparte.

Tubería diámetro 70 mm (cilindro)	29 \$/m
Tubería diámetro 30 mm (cabrestante)	1,8 \$/m
Tubería diámetro 45 mm (motor giro)	17 \$/m

**Tabla 5.2.3.** Coste de los elementos incluidos en el buque.

Ya se han definido todos los elementos y sus costes, por lo que solamente quedaría calcular cual sería el precio de todos los elementos en conjunto.

Grúa	2 unidades	320000 \$/unidad	640000 \$
Ruedas dentadas 25 dientes	6 unidades	195,8 \$/unidad	1174 \$
Ruedas dentadas 7 dientes	6 unidades	100 \$/unidad	600 \$
Motor de giro	6 unidades	10000 \$/unidad	60000 \$
Válvulas cilindro	12 unidades	552 \$/unidad	6624 \$
Válvula cabrestante	2 unidades	323 \$/unidad	646 \$
Válvula motor de giro	2 unidades	500 \$/unidad	1000 \$
Bomba hidráulica cilindro	4 unidades	2101,38 \$/unidad	8405 \$
Bomba hidráulica cabrestante	2 unidades	1183,48 \$/unidad	2366 \$
Bomba hidráulica motor de giro	2 unidades	1524,13 \$/unidad	3048 \$
Anclaje (tornillos)	20 unidades	228 \$/unidad	4560 \$
Refuerzos	4 unidades	2571,52 \$/unidad	10286 \$
Tubería diámetro 70 mm (cilindro)	290 m	29 \$/m	8410 \$
Tubería diámetro 30 mm (cabrestante)	290 m	10 \$/m	2900 \$
Tubería diámetro 45 mm (motor giro)	290 m	17 \$/m	4930 \$

**Tabla 5.2.4.** Costes totales.





Si se realiza la suma de los diferentes precios que se han obtenido se obtiene que el precio de la reconversión es de 754951\$.

Como se ha menciona anteriormente en este cálculo solo se ha tenido en cuenta el valor de cada elemento y se ha omitido lo que costaría la mano de obra, el proyecto...

Por este motivo al valor obtenido se le va a sumar un 20% de ese valor de modo que un 10% iría para lo mencionado anteriormente y el otro 10% se toma como un aumento del coste para prevenir errores en el cálculo o posibles errores que puedan ocurrir durante el proceso de reconversión y que produzcan un aumento del coste total.

De este modo el precio final de nuestro proyecto quedaría en 905941\$ que pasado a euros son 823583€, aproximadamente 830000€.

### **5.3. Conclusiones**

Para finalizar el proyecto se muestran las diferentes conclusiones que se han podido obtener durante la realización del este de modo que también se realizara un análisis de la viabilidad del este.

En cuanto a la incorporación de las grúas se puede afirmar que para el buque en estudio no supone un gran cambio en los parámetros principales de este. Es decir, si realizamos una comparación entre las características principales del buque originario y como ha quedado al finalizar la transformación vemos como parámetros tan importantes como la velocidad no han variado y otros como centros de gravedad no han supuesto un gran cambio ya que han sido corregidos con lastre sin mucha dificultad.

Además, pese a que cada grúa peso 50 toneladas y es un peso relativamente elevado, la disminución de la capacidad de carga no ha sido significativa ya que al eliminar varias filas de contenedores sobre cubierta en las bodegas hemos podido mantener la capacidad de carga e incluso aumentarla. Importante mencionar es que antes la unidad de carga estaba estandarizada y su peso presentaba un valor máximo. En este caso el buque de carga general puede presentar cargas muy voluminosas pero que presenten menor densidad que los propios contenedores por lo que en ocasiones la limitación no solo vendrá por peso sino también por volumen.

En cuanto a uno de los cambios más significativos que se pueden apreciar es el cambio de refuerzos en las zonas de las grúas. Si que es cierto que se ha modificado la estructura original del buque, algo que en un principio se intentó no realizar comprobando si los refuerzos eran capaces de soportar las nuevas cargas. Como no cumplían ha sido necesario una remodelación en la estructura lo que implica procesos de corte y soldadura los cuales es mejor evitar. Este podría ser uno de los inconvenientes que tiene la realización de este proyecto ya que no es recomendable modificar la estructura de un buque ya construido.



Otro de los puntos que quizá en el trabajo no se le ha dado mucha importancia ha sido la diferencia entre diseñar la grúa desde 0 o seleccionar la de una casa comercial. Se ha comprobado que al seleccionar una grúa que nos proporciona un fabricante se produce una simplificación evidente en ellos cálculos ya que solo es necesario conocer valores de presión y caudal necesarios para el funcionamiento óptimo de la grúa. Nos hemos evitado una parte de cálculo estructural y de resistencia de materiales que de haber tenido que realizarlo nos habría supuesto un mayor tiempo.

Como se ha podido apreciar durante la realización del trabajo los cambios producidos en el buque no son excesivos, es decir, muchos de los cálculos que se han realizado no han supuesto tener que llevar a cabo una transformación en el buque, como podría ser el caso de la estabilidad. Se ha comprobado que peso a la variación de pesos se sigue cumpliendo las condiciones de estabilidad que marca la norma. Además, también hemos comprobado que en nuestro caso la nueva potencia demandada estaba cubierta por los diesel generadores, lo que nos ha eliminado tener que incluir uno nuevo.

Para concluir vamos a realizar un análisis del aspecto económico. Como se ha calculado de forma aproximada producir todos estos cambios no llega al millón de euros. Si queremos disponer de un buque de carga general nuevo su precio se iría mucho más alto que al de un millón de euros. Se puede extraer de esto que es más económico realizar una reconversión de un buque que la construcción de uno nuevo. Esto depende de una serie de factores como que los buques son similares, es decir, no hay mucha diferencia entre un portacontenedores y un buque de carga general, sin embargo, si la transformación del portacontenedores se hace para obtener un gasero las diferencias son más grandes y el precio de la reconversión aumentaría en gran medida haciendo inviable el proyecto.

Además, hemos supuesto el barco en propiedad, es decir el buque ya pertenecía a un armador y este solamente quería otro tipo de buque para un transporte de mercancía diferente. En el caso de que el armador no dispusiese de un buque al que realizarle la transformación la compra de un buque portacontenedores de segundo mano aumentaría en gran medida el coste de la operación. Pese a esto adquirir un buque en el mercado de segunda mano siempre es más barato que una nueva construcción.



## Anexo 1: Viento en grúas

De acuerdo con la norma DNVGL-ST-0378 se va a calcular el efecto del viento en la grúa. Este cálculo viene indicado en el Apéndice A de la norma y a continuación se realizará una breve explicación del proceso a seguir.

En este caso la norma nos da dos consideraciones:

- Viento sobre superficies planas
- Viento sobre superficies curvas

Dado que en la grúa tenemos presentes ambas superficies se explicarán el proceso de cálculo de ambos casos.

### 1.1. Viento sobre superficies planas

La fuerza normal a una superficie plana viene indicada por las siguientes expresiones:

$$P_1 = A_1 * q * C_1 * \sin \alpha_1$$

$$P_2 = A_2 * q * C_2 * \sin \alpha_2$$

Siendo  $P_1$  y  $P_2$  la fuerza del viento en N,  $A_1$  y  $A_2$  las áreas donde incide el viento en  $m^2$ ,  $q$  la velocidad del aire,  $C_1$  y  $C_2$  son dos coeficientes que se establecen gracias a la tabla 1 y  $\alpha_1$  y  $\alpha_2$  los ángulos de incidencia del aire sobre las superficies  $A_1$  y  $A_2$ .

Se muestra a continuación una imagen aclaratoria de lo anteriormente mencionado.

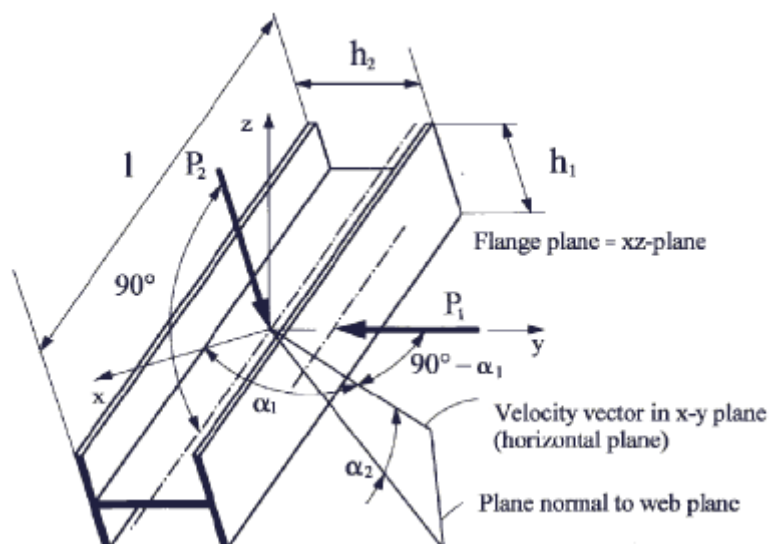


Figura 1.1.1. Esquema incidencia del viento sobre superficie plana [18].



Type of member	Coefficient C		
	Pressure	Suction	Total
Flat-sided section			2.0
<i>Tubular member:</i>			
diameter < 0.3 m			1.2
diameter ≥ 0.3 m			0.7
Trusses of flat-sided sections			1.8
Trusses of tubular members			1.1
For leeward truss in case of two trusses behind each other			2/3 of above values
Machinery houses, cabins, counterweights and the like	Max:1.0 Average:0.7	Max:1.0 Average:0.7	1.2
<i>Working load:</i>			
Containers and similar shapes	(0.7)	(0.5)	1.2
Other shapes			1.0

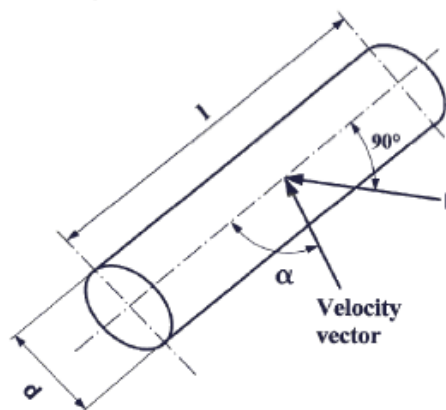
**Tabla 1.1.1.** Coeficientes C [18].

## 1.2. Viento sobre superficies curvas

De igual modo que se ha hecho para una superficie plana la fuerza que genera el viento sobre la grúa también se va a disponer mediante la expresión:

$$P = A * q * C * \sin \alpha$$

En este caso tenemos la diferencia que solo tendremos un ángulo de incidencia y por lo tanto un único valor de la fuerza. Además, el área de incidencia también será solamente una.



**Figura 1.2.1.** Esquema incidencia del viento sobre superficie curva [18].



### 1.3. Velocidad del aire

Para terminar la norma nos indica como debemos calcular la velocidad del aire,  $q$ .

$$q = q_{10} * (0.9 + 0.1 * H)$$

Donde  $q_{10}$  es la velocidad del aire a 10 metros sobre el nivel del mar,  $H$  es la altura a la que se encuentra la grúa en metros.

El valor de  $q_{10}$  se obtiene de la tabla 2.

<i>Location</i>	<i>Crane condition</i>	<i>v<sub>10</sub></i>	<i>q<sub>10</sub></i>
Inland and sheltered conditions	"Working"	≈ 20	250
Ship in harbour	"Out of service"	≈ 36	800
Offshore and open areas	"Working"	≈ 24	360
Ship at sea	"Out of service"	≈ 44	1200

**Tabla 1.3.1.** Valores de  $q_{10}$  [18].



## Anexo 2: Llenado de tanques

En este anexo se van establece como ha sido el llenado de tanques para las distintas condiciones de cargas establecidas según reglamento.

### 2.1. Plena carga

	Fluid type	Quantity	Unit Mass(t)	Total Mass(t)	Unit Vol.(m3)	Total Vol(m3)	Long. Arm(m)	Trans Arm(m)	Vert Arm(m)
Lateral alto, babor, Pp, B1	Ballast	0%	247,307	0	241,276	0	29,565	-7,939	1,6
Lateral alto, estribor, Pp, B1	Ballast	0%	247,307	0	241,276	0	29,565	7,939	1,6
Lateral alto, babor, Pr, B3	Ballast	0%	144,014	0	140,502	0	89,922	-7,973	1,6
Lateral alto, estribor, Pr, B3	Ballast	100%	144,014	144,014	140,502	140,502	94,695	8,746	8,576
Lateral alto, babor, Pp, B4	Ballast	0%	9,549	0	9,316	0	103,735	-7,9	8,522
Lateral alto, estribor, Pp, B4	Ballast	0%	9,549	0	9,316	0	103,735	7,9	8,522
DF, int, Pp, Br, B1	Ballast	100%	102,197	102,197	99,704	99,704	30,929	-2,536	0,831
DF, ext Pp, Br, B1	Ballast	100%	32,771	32,771	31,971	31,971	32,047	-6,318	1,02
DF, int, Pp, Est, B1	Ballast	100%	102,197	102,197	99,704	99,704	30,929	2,536	0,831
DF, ext , Pp, Est, B1	Ballast	100%	32,771	32,771	31,971	31,971	32,047	6,318	1,02
DF, int, Pr, Br, B1	Ballast	100%	103,951	103,951	101,416	101,416	43,256	-2,587	0,807
DF, ext Pr, Br, B1	Ballast	100%	49,422	49,422	48,216	48,216	43,36	-6,509	0,871
DF, int, Pr, Est, B1	Ballast	100%	103,951	103,951	101,416	101,416	43,256	2,587	0,807
DF, ext , Pr, Est, B1	Ballast	100%	49,422	49,422	48,216	48,216	43,36	6,509	0,871
DF, int, Pp, Br, B2	Ballast	0%	105,664	0	103,087	0	50,828	-0,025	0
DF, ext Pp, Br, B2	Ballast	0%	51,768	0	50,506	0	50,828	-5,201	0,044
DF, int, Pp, Est, B2	Ballast	0%	105,664	0	103,087	0	50,828	0,025	0
DF, ext , Pp, Est, B2	Ballast	0%	51,768	0	50,506	0	50,828	5,201	0,044
DF, int, Pr, Br, B2	Ballast	100%	105,323	105,323	102,754	102,754	69,475	-2,589	0,806
DF, ext Pr, Br, B2	Ballast	100%	51,66	51,66	50,4	50,4	69,471	-6,527	0,85
DF, int, Pr, Est, B2	Ballast	100%	105,323	105,323	102,754	102,754	69,475	2,589	0,806
DF, ext , Pr, Est, B2	Ballast	100%	51,66	51,66	50,4	50,4	69,471	6,527	0,85
DF, int, Pp, Br, B3	Ballast	0%	103,252	0	100,734	0	77,51	-0,025	0
DF, ext Pp, Br, B3	Ballast	0%	44,65	0	43,561	0	77,51	-5,201	0,056
DF, int, Pp, Est, B3	Ballast	0%	103,252	0	100,734	0	77,51	0,025	0
DF, ext , Pp, Est, B3	Ballast	0%	44,65	0	43,561	0	77,51	5,201	0,056
DF, int, Pr, Br, B3	Ballast	0%	97,321	0	94,947	0	89,922	-0,005	0
DF, ext Pr, Br, B3	Ballast	0%	15,172	0	14,802	0	89,922	-5,2	0,24
DF, int, Pr, Est, B3	Ballast	0%	97,321	0	94,947	0	89,922	0,005	0
DF, ext , Pr, Est, B3	Ballast	0%	15,172	0	14,802	0	89,922	5,2	0,24
DF, ext, Pp, Est, B4	Ballast	0%	27,837	0	27,158	0	103,735	0,018	0
DF, ext, Pp, Br, B4	Ballast	0%	27,837	0	27,158	0	103,735	-0,018	0
DF, ext, Pr, Est, B4	Ballast	0%	33,074	0	32,267	0	110,067	0,001	0
DF, ext, Pr, Br, B4	Ballast	0%	33,074	0	32,267	0	110,067	-0,001	0
DF Pique de Proa	Ballast	0%	12,678	0	12,368	0	122,579	0	0
Sup1, pr, Est, B4	Ballast	100%	206,575	206,575	201,537	201,537	115,368	1,608	4,411
Sup1, pr, Br, B4	Ballast	100%	206,575	206,575	201,537	201,537	115,368	-1,608	4,411
Sup1, pp, Est, B4	Ballast	0%	79,01	0	77,083	0	103,685	3,92	1,6
Sup1, pp, Br, B4	Ballast	0%	79,01	0	77,083	0	103,685	-3,92	1,6
Sup2, pr, Est, B4	Ballast	100%	50,972	50,972	49,729	49,729	119,047	1,592	8,292
Sup2, pr, Br, B4	Ballast	100%	50,972	50,972	49,729	49,729	119,047	-1,592	8,292
Pique de Proa	Ballast	100%	86,672	86,672	84,558	84,558	128,203	0	4,822
Pique de Popa	Ballast	0%	84,343	0	82,286	0	6,225	0	6
Trans, CM	Ballast	0%	79,815	0	77,868	0	23,407	0	1,6
Sup2, pp1, Br, B4	Ballast	0%	131,257	0	128,055	0	109,936	3,528	4,88
Sup2, pp1, Est, B4	Ballast	0%	131,257	0	128,055	0	109,936	-3,528	4,88
Sup2, pp2, Br, B4	Ballast	0%	44,523	0	43,437	0	103,735	6,39	9,5
Sup2, pp2, Est, B4	Ballast	0%	44,523	0	43,437	0	103,735	-6,39	9,5
Sup3, pr, Br, B4	Ballast	0%	44,006	0	42,933	0	116,235	3,641	9,5
Sup3, pr Est, B4	Ballast	0%	44,006	0	42,933	0	116,235	-3,641	9,5
Pique de proa, Sup	Ballast	0%	87,829	0	85,687	0	125,812	0	9,1
DF, CM, Br	Ballast	0%	20,686	0	20,182	0	12,983	0	0
DF, CM, Est	Ballast	0%	20,686	0	20,182	0	12,983	0	0

Tabla 2.1.1. Tanques de lastre.



	Fluid type	Quantity	Unit Mass(t)	Total Mass(t)	Unit Vol.(m3)	Total Vol(m3)	Long. Arm(m)	Trans Arm(m)	Vert Arm(m)
Lateral alto, babor, Pr, B1	Fuel Oil	100%	161,534	161,534	171,062	171,062	44,03	-8,6	6,75
Lateral alto, estribor, Pr, B1	Fuel Oil	100%	161,534	161,534	171,062	171,062	44,03	8,6	6,75
Lateral alto, babor, Pp, B2	Fuel Oil	100%	145,311	145,311	153,882	153,882	57,175	-8,6	6,75
Lateral alto, estribor, Pp, B2	Fuel Oil	100%	145,311	145,311	153,882	153,882	57,175	8,6	6,75
Lateral alto, babor, Pr, B2	Fuel Oil	100%	162,234	162,234	171,804	171,804	70,35	-8,6	6,75
Lateral alto, estribor, Pr, B2	Fuel Oil	100%	162,234	162,234	171,804	171,804	70,35	8,6	6,75
Lateral alto, babor, Pp, B3	Fuel Oil	100%	142,443	142,443	150,845	150,845	83,427	-8,595	6,824
Lateral alto, estribor, Pp, B3	Fuel Oil	100%	142,443	142,443	150,845	150,845	83,427	8,595	6,824
Trans, Est, B1	Fuel Oil	100%	96,047	96,047	101,713	101,713	50,075	3,95	6,75
Trans, Br, B1	Fuel Oil	100%	96,047	96,047	101,713	101,713	50,075	-3,95	6,75
Trans, Est, B2	Fuel Oil	100%	115,257	115,257	122,055	122,055	76,5	3,95	6,75
Trans, Br, B2	Fuel Oil	100%	115,257	115,257	122,055	122,055	76,5	-3,95	6,75
Trans, B3	Diesel	100%	144,183	144,183	171,647	171,647	102,825	0	6,75
Aceite bocina	Lube Oil	100%	0,946	0,946	1,028	1,028	6,998	0	1,308
Tanque sedimentación Est	Fuel Oil	100%	21,87	21,87	23,16	23,16	23,981	5,083	4,325
Tanque sedimentación Br	Fuel Oil	100%	21,87	21,87	23,16	23,16	23,981	-5,083	4,325
Tanque almacén aceite Br	Lube Oil	100%	8,227	8,227	8,942	8,942	10,148	-4,003	6,81
Tanque almacen aceite Est	Lube Oil	100%	8,227	8,227	8,942	8,942	10,148	4,003	6,81
Tanque retorno	Lube Oil	100%	5,962	5,962	6,48	6,48	17,65	0	1,2
Tanque reductora	Lube Oil	100%	0,368	0,368	0,4	0,4	13,25	0	1,2
Tanque aceite sucio	Lube Oil	0%	11,9	0	12,935	0	7,531	0	0,8
Tanque serv. diario FO Est	Fuel Oil	100%	20,587	20,587	21,802	21,802	21,166	4,628	2,402
tanque serv. diario FO Br	Fuel Oil	100%	20,587	20,587	21,802	21,802	21,166	-4,628	2,402
Tanque serv. diario FO alto Est	Fuel Oil	100%	3,67	3,67	3,887	3,887	20,58	7,997	6,67
Tanque serv. diario FO alto Br	Fuel Oil	100%	3,67	3,67	3,887	3,887	20,58	-7,997	6,67
Reboses Est	Fuel Oil	0%	5,954	0	6,305	0	15,025	3,123	1,6
Reboses Br	Fuel Oil	0%	5,954	0	6,305	0	15,025	-3,123	1,6
Tanque serv.diario MDO Br	Diesel	100%	17,831	17,831	21,227	21,227	23,98	5,1	9,45
Tanque serv.diario MDO Est	Diesel	100%	17,831	17,831	21,227	21,227	23,98	-5,1	9,45
Refrigeracion bocina	Water	100%	9,153	9,153	9,153	9,153	5,657	0	3,106
Tanque agua dulce Est	Water	100%	47,642	47,642	47,642	47,642	22,731	8,484	9,719
Tanque agua dulce Br	Water	100%	47,642	47,642	47,642	47,642	22,731	-8,484	9,719
Lodos		0%	12,962	0	12,962	0	21,709	0	0
Sentinas Est		0%	12,041	0	12,041	0	23,286	2,5	0,084
Sentinas Br		0%	12,041	0	12,041	0	23,286	-2,5	0,084
Tanque aguas residuales Est	Water	0%	13,838	0	13,838	0	18,361	8,418	9,5
Tanque aguas residuales Br	Water	0%	13,838	0	13,838	0	18,361	-8,418	9,5
Tanque Hidraulico	Hidr. Fluid	100%	0,92	0,92	1	1	13,312	0	1,2

Tabla 2.1.2. Resto de tanques.



## 2.2. Plena carga con el 10% de combustibles y víveres

	Fluid type	Quantity	Unit Mass(t)	Total Mass(t)	Unit Vol.(m3)	Total Vol(m3)	Long. Arm(m)	Trans Arm(m)	Vert Arm(m)
Lateral alto, babor, Pp, B1	Ballast	100%	247,307	247,307	241,276	241,276	31,221	-8,92	7,394
Lateral alto, estribor, Pp, B1	Ballast	100%	247,307	247,307	241,276	241,276	31,221	8,92	7,394
Lateral alto, babor, Pr, B3	Ballast	0%	144,014	0	140,502	0	89,922	-7,973	1,6
Lateral alto, estribor, Pr, B3	Ballast	100%	144,014	144,014	140,502	140,502	94,695	8,746	8,576
Lateral alto, babor, Pp, B4	Ballast	100%	9,549	9,549	9,316	9,316	105,925	-8,429	11,143
Lateral alto, estribor, Pp, B4	Ballast	100%	9,549	9,549	9,316	9,316	105,925	8,429	11,143
DF, int, Pp, Br, B1	Ballast	100%	102,197	102,197	99,704	99,704	30,929	-2,536	0,831
DF, ext Pp, Br, B1	Ballast	100%	32,771	32,771	31,971	31,971	32,047	-6,318	1,02
DF, int, Pp, Est, B1	Ballast	100%	102,197	102,197	99,704	99,704	30,929	2,536	0,831
DF, ext , Pp, Est, B1	Ballast	100%	32,771	32,771	31,971	31,971	32,047	6,318	1,02
DF, int, Pr, Br, B1	Ballast	100%	103,951	103,951	101,416	101,416	43,256	-2,587	0,807
DF, ext Pr, Br, B1	Ballast	100%	49,422	49,422	48,216	48,216	43,36	-6,509	0,871
DF, int, Pr, Est, B1	Ballast	100%	103,951	103,951	101,416	101,416	43,256	2,587	0,807
DF, ext , Pr, Est, B1	Ballast	100%	49,422	49,422	48,216	48,216	43,36	6,509	0,871
DF, int, Pp, Br, B2	Ballast	100%	105,664	105,664	103,087	103,087	57	-2,588	0,807
DF, ext Pp, Br, B2	Ballast	100%	51,768	51,768	50,506	50,506	57,002	-6,526	0,851
DF, int, Pp, Est, B2	Ballast	100%	105,664	105,664	103,087	103,087	57	2,588	0,807
DF, ext , Pp, Est, B2	Ballast	100%	51,768	51,768	50,506	50,506	57,002	6,526	0,851
DF, int, Pr, Br, B2	Ballast	100%	105,323	105,323	102,754	102,754	69,475	-2,589	0,806
DF, ext Pr, Br, B2	Ballast	100%	51,66	51,66	50,4	50,4	69,471	-6,527	0,85
DF, int, Pr, Est, B2	Ballast	100%	105,323	105,323	102,754	102,754	69,475	2,589	0,806
DF, ext , Pr, Est, B2	Ballast	100%	51,66	51,66	50,4	50,4	69,471	6,527	0,85
DF, int, Pp, Br, B3	Ballast	100%	103,252	103,252	100,734	100,734	83,462	-2,568	0,818
DF, ext Pp, Br, B3	Ballast	100%	44,65	44,65	43,561	43,561	83,143	-6,467	0,933
DF, int, Pp, Est, B3	Ballast	100%	103,252	103,252	100,734	100,734	83,462	2,568	0,818
DF, ext , Pp, Est, B3	Ballast	100%	44,65	44,65	43,561	43,561	83,143	6,467	0,933
DF, int, Pr, Br, B3	Ballast	100%	97,321	97,321	94,947	94,947	95,771	-2,481	0,85
DF, ext Pr, Br, B3	Ballast	100%	15,172	15,172	14,802	14,802	93,447	-5,999	1,122
DF, int, Pr, Est, B3	Ballast	100%	97,321	97,321	94,947	94,947	95,771	2,481	0,85
DF, ext , Pr, Est, B3	Ballast	100%	15,172	15,172	14,802	14,802	93,447	5,999	1,122
DF, ext Pp, Est, B4	Ballast	100%	27,837	27,837	27,158	27,158	106,741	1,404	0,84
DF, ext Pp, Br, B4	Ballast	100%	27,837	27,837	27,158	27,158	106,741	-1,404	0,84
DF, ext, Pr, Est, B4	Ballast	100%	33,074	33,074	32,267	32,267	115,121	0,975	0,952
DF, ext, Pr, Br, B4	Ballast	100%	33,074	33,074	32,267	32,267	115,121	-0,975	0,952
DF Pique de Proa	Ballast	100%	12,678	12,678	12,368	12,368	125,12	0	1,087
Sup1, pr, Est, B4	Ballast	100%	206,575	206,575	201,537	201,537	115,368	1,608	4,411
Sup1, pr, Br, B4	Ballast	100%	206,575	206,575	201,537	201,537	115,368	-1,608	4,411
Sup1, pp, Est, B4	Ballast	100%	79,01	79,01	77,083	77,083	106,377	4,19	4,621
Sup1, pp, Br, B4	Ballast	100%	79,01	79,01	77,083	77,083	106,377	-4,19	4,621
Sup2, pr, Est, B4	Ballast	100%	50,972	50,972	49,729	49,729	119,047	1,592	8,292
Sup2, pr, Br, B4	Ballast	100%	50,972	50,972	49,729	49,729	119,047	-1,592	8,292
Pique de Proa	Ballast	100%	86,672	86,672	84,558	84,558	128,203	0	4,822
Pique de Popa	Ballast	100%	84,343	84,343	82,286	82,286	2,98	0	8,268
Trans, CM	Ballast	100%	79,815	79,815	77,868	77,868	24	0	6,75
Sup2, pp1, Br, B4	Ballast	100%	131,257	131,257	128,055	128,055	112,744	4,218	9,26
Sup2, pp1, Est, B4	Ballast	100%	131,257	131,257	128,055	128,055	112,744	-4,218	9,26
Sup2, pp2, Br, B4	Ballast	100%	44,523	44,523	43,437	43,437	106,734	6,349	10,729
Sup2, pp2, Est, B4	Ballast	100%	44,523	44,523	43,437	43,437	106,734	-6,349	10,729
Sup3, pr, Br, B4	Ballast	100%	44,006	44,006	42,933	42,933	119,014	4,03	10,896
Sup3, pr Est, B4	Ballast	100%	44,006	44,006	42,933	42,933	119,014	-4,03	10,896
Pique de proa, Sup	Ballast	100%	87,829	87,829	85,687	85,687	126,84	0	12,377
DF, CM, Br	Ballast	100%	20,686	20,686	20,182	20,182	17,21	-1,358	0,47
DF, CM, Est	Ballast	100%	20,686	20,686	20,182	20,182	17,21	1,358	0,47

Tabla 2.2.1. Tanques de lastre.





	Fluid type	Quantity	Unit Mass(t)	Total Mass(t)	Unit Vol.(m3)	Total Vol(m3)	Long. Arm(m)	Trans Arm(m)	Vert Arm(m)
Lateral alto, babor, Pr, B1	Fuel Oil	0%	161,534	0	171,062	0	37,377	-9,193	1,6
Lateral alto, estribor, Pr, B1	Fuel Oil	0%	161,534	0	171,062	0	37,128	8	1,6
Lateral alto, babor, Pp, B2	Fuel Oil	0%	145,311	0	153,882	0	50,961	-9,2	1,6
Lateral alto, estribor, Pp, B2	Fuel Oil	0%	145,311	0	153,882	0	50,961	8	1,6
Lateral alto, babor, Pr, B2	Fuel Oil	53%	162,234	82,269	171,804	87,122	70,324	-8,613	4,216
Lateral alto, estribor, Pr, B2	Fuel Oil	53%	162,234	82,269	171,804	87,122	70,324	8,587	4,216
Lateral alto, babor, Pp, B3	Fuel Oil	0%	142,443	0	150,845	0	77,51	-9,2	1,6
Lateral alto, estribor, Pp, B3	Fuel Oil	0%	142,443	0	150,845	0	77,51	8	1,6
Trans, Est, B1	Fuel Oil	0%	96,047	0	101,713	0	49,457	0	1,6
Trans, Br, B1	Fuel Oil	0%	96,047	0	101,713	0	49,457	-7,9	1,6
Trans, Est, B2	Fuel Oil	0%	115,257	0	122,055	0	75,759	0	1,6
Trans, Br, B2	Fuel Oil	0%	115,257	0	122,055	0	75,759	-7,9	1,6
Trans, B3	Diesel	10%	144,183	14,418	171,647	17,165	102,824	-3,049	2,755
Aceite bocina	Lube Oil	10%	0,946	0,095	1,028	0,103	7,175	-0,344	1,04
Tanque sedimentación Est	Fuel Oil	100%	21,87	21,87	23,16	23,16	23,981	5,083	4,325
Tanque sedimentación Br	Fuel Oil	100%	21,87	21,87	23,16	23,16	23,981	-5,083	4,325
Tanque almacén aceite Br	Lube Oil	10%	8,227	0,823	8,942	0,894	11,107	-3,812	5,69
Tanque almacén aceite Est	Lube Oil	10%	8,227	0,823	8,942	0,894	10,878	3,408	5,59
Tanque retorno	Lube Oil	100%	5,925	5,925	6,44	6,44	17,675	0	1,2
Tanque reductora	Lube Oil	100%	0,368	0,368	0,4	0,4	13,25	0	1,2
Tanque aceite sucio	Lube Oil	0%	11,9	0	12,935	0	12,869	-1,863	0,8
Tanque serv. diario FO Est	Fuel Oil	100%	20,587	20,587	21,802	21,802	21,166	4,628	2,402
tanque serv. diario FO Br	Fuel Oil	100%	20,587	20,587	21,802	21,802	21,166	-4,628	2,402
Tanque serv. diario FO alto Est	Fuel Oil	100%	3,67	3,67	3,887	3,887	20,58	7,997	6,67
Tanque serv. diario FO alto Br	Fuel Oil	100%	3,67	3,67	3,887	3,887	20,58	-7,997	6,67
Reboses Est	Fuel Oil	0%	5,954	0	6,305	0	15,025	3,11	1,6
Reboses Br	Fuel Oil	0%	5,954	0	6,305	0	18,275	-4,415	1,6
Tanque serv. diario MDO Br	Diesel	100%	17,831	17,831	21,227	21,227	23,98	5,1	9,45
Tanque serv. diario MDO Est	Diesel	100%	17,831	17,831	21,227	21,227	23,98	-5,1	9,45
Refrigeración bocina	Water	10%	9,153	0,915	9,153	0,915	5,83	-0,23	1,685
Tanque agua dulce Est	Water	10%	47,642	4,764	47,642	4,764	22,71	7,709	7,909
Tanque agua dulce Br	Water	10%	47,642	4,764	47,642	4,764	22,767	-9,183	7,927
Lodos		90%	12,962	11,666	12,962	11,666	22,525	-0,217	0,762
Sentinas Est		90%	12,041	10,837	12,041	10,837	21,544	3,561	0,962
Sentinas Br		90%	12,041	10,837	12,041	10,837	21,609	-3,816	0,965
Tanque aguas residuales Est	Water	90%	13,838	12,454	13,838	12,454	19,316	8,385	10,605
Tanque aguas residuales Br	Water	90%	13,838	12,454	13,838	12,454	19,316	-8,601	10,605
Tanque Hidráulico	Hidr. Fluid	100%	0,92	0,92	1	1	13,312	0	1,2

**Tabla 2.2.2.** Resto de tanques del buque.



### 2.3. Lastre

	Fluid type	Quantity	Unit Mass(t)	Total Mass(t)	Unit Vol.(m3)	Total Vol(m3)	Long. Arm(m)	Trans Arm(m)	Vert Arm(m)
Lateral alto, babor, Pp, B1	Ballast	100%	247,307	247,307	241,276	241,276	31,221	-8,92	7,394
Lateral alto, estribor, Pp, B1	Ballast	100%	247,307	247,307	241,276	241,276	31,221	8,92	7,394
Lateral alto, babor, Pr, B3	Ballast	0%	144,014	0	140,502	0	89,994	-7,962	1,6
Lateral alto, estribor, Pr, B3	Ballast	100%	144,014	144,014	140,502	140,502	94,695	8,746	8,576
Lateral alto, babor, Pp, B4	Ballast	100%	9,549	9,549	9,316	9,316	105,925	-8,429	11,143
Lateral alto, estribor, Pp, B4	Ballast	100%	9,549	9,549	9,316	9,316	105,925	8,429	11,143
DF, int, Pp, Br, B1	Ballast	100%	102,197	102,197	99,704	99,704	30,929	-2,536	0,831
DF, ext Pp, Br, B1	Ballast	100%	32,771	32,771	31,971	31,971	32,047	-6,318	1,02
DF, int, Pp, Est, B1	Ballast	100%	102,197	102,197	99,704	99,704	30,929	2,536	0,831
DF, ext , Pp, Est, B1	Ballast	100%	32,771	32,771	31,971	31,971	32,047	6,318	1,02
DF, int, Pr, Br, B1	Ballast	100%	103,951	103,951	101,416	101,416	43,256	-2,587	0,807
DF, ext Pr, Br, B1	Ballast	100%	49,422	49,422	48,216	48,216	43,36	-6,509	0,871
DF, int, Pr, Est, B1	Ballast	100%	103,951	103,951	101,416	101,416	43,256	2,587	0,807
DF, ext , Pr, Est, B1	Ballast	100%	49,422	49,422	48,216	48,216	43,36	6,509	0,871
DF, int, Pp, Br, B2	Ballast	100%	105,664	105,664	103,087	103,087	57	-2,588	0,807
DF, ext Pp, Br, B2	Ballast	100%	51,768	51,768	50,506	50,506	57,002	-6,526	0,851
DF, int, Pp, Est, B2	Ballast	100%	105,664	105,664	103,087	103,087	57	2,588	0,807
DF, ext , Pp, Est, B2	Ballast	100%	51,768	51,768	50,506	50,506	57,002	6,526	0,851
DF, int, Pr, Br, B2	Ballast	100%	105,323	105,323	102,754	102,754	69,475	-2,589	0,806
DF, ext Pr, Br, B2	Ballast	100%	51,66	51,66	50,4	50,4	69,471	-6,527	0,85
DF, int, Pr, Est, B2	Ballast	100%	105,323	105,323	102,754	102,754	69,475	2,589	0,806
DF, ext , Pr, Est, B2	Ballast	100%	51,66	51,66	50,4	50,4	69,471	6,527	0,85
DF, int, Pp, Br, B3	Ballast	100%	103,252	103,252	100,734	100,734	83,462	-2,568	0,818
DF, ext Pp, Br, B3	Ballast	100%	44,65	44,65	43,561	43,561	83,143	-6,467	0,933
DF, int, Pp, Est, B3	Ballast	100%	103,252	103,252	100,734	100,734	83,462	2,568	0,818
DF, ext , Pp, Est, B3	Ballast	100%	44,65	44,65	43,561	43,561	83,143	6,467	0,933
DF, int, Pr, Br, B3	Ballast	100%	97,321	97,321	94,947	94,947	95,771	-2,481	0,85
DF, ext Pr, Br, B3	Ballast	100%	15,172	15,172	14,802	14,802	93,447	-5,999	1,122
DF, int, Pr, Est, B3	Ballast	100%	97,321	97,321	94,947	94,947	95,771	2,481	0,85
DF, ext , Pr, Est, B3	Ballast	100%	15,172	15,172	14,802	14,802	93,447	5,999	1,122
DF, ext, Pp, Est, B4	Ballast	100%	27,837	27,837	27,158	27,158	106,741	1,404	0,84
DF, ext, Pp, Br, B4	Ballast	100%	27,837	27,837	27,158	27,158	106,741	-1,404	0,84
DF, ext, Pr, Est, B4	Ballast	100%	33,074	33,074	32,267	32,267	115,121	0,975	0,952
DF, ext, Pr, Br, B4	Ballast	100%	33,074	33,074	32,267	32,267	115,121	-0,975	0,952
DF Pique de Proa	Ballast	100%	12,678	12,678	12,368	12,368	125,12	0	1,087
Sup1, pr, Est, B4	Ballast	100%	206,575	206,575	201,537	201,537	115,368	1,608	4,411
Sup1, pr, Br, B4	Ballast	100%	206,575	206,575	201,537	201,537	115,368	-1,608	4,411
Sup1, pp, Est, B4	Ballast	100%	79,01	79,01	77,083	77,083	106,377	4,19	4,621
Sup1, pp, Br, B4	Ballast	100%	79,01	79,01	77,083	77,083	106,377	-4,19	4,621
Sup2, pr, Est, B4	Ballast	100%	50,972	50,972	49,729	49,729	119,047	1,592	8,292
Sup2, pr, Br, B4	Ballast	100%	50,972	50,972	49,729	49,729	119,047	-1,592	8,292
Pique de Proa	Ballast	100%	86,672	86,672	84,558	84,558	128,204	0	4,822
Pique de Popa	Ballast	100%	84,343	84,343	82,286	82,286	3,014	0	8,266
Trans, CM	Ballast	100%	79,815	79,815	77,868	77,868	24	0	6,75
Sup2, pp1, Br, B4	Ballast	100%	131,257	131,257	128,055	128,055	112,744	4,218	9,26
Sup2, pp1, Est, B4	Ballast	100%	131,257	131,257	128,055	128,055	112,744	-4,218	9,26
Sup2, pp2, Br, B4	Ballast	100%	44,523	44,523	43,437	43,437	106,734	6,349	10,729
Sup2, pp2, Est, B4	Ballast	100%	44,523	44,523	43,437	43,437	106,734	-6,349	10,729
Sup3, pr, Br, B4	Ballast	100%	44,006	44,006	42,933	42,933	119,014	4,03	10,896
Sup3, pr Est, B4	Ballast	100%	44,006	44,006	42,933	42,933	119,014	-4,03	10,896
Pique de proa, Sup	Ballast	100%	87,829	87,829	85,687	85,687	126,84	0	12,377
DF, CM, Br	Ballast	100%	20,686	20,686	20,182	20,182	17,21	-1,358	0,47
DF, CM, Est	Ballast	100%	20,686	20,686	20,182	20,182	17,21	1,358	0,47

Tabla 2.3.1. Tanques de lastre.



	Fluid type	Quantity	Unit Mass(t)	Total Mass(t)	Unit Vol.(m3)	Total Vol(m3)	Long. Arm(m)	Trans Arm(m)	Vert Arm(m)
Lateral alto, babor, Pr, B1	Fuel Oil	100%	161,534	161,534	171,062	171,062	44,03	-8,6	6,75
Lateral alto, estribor, Pr, B1	Fuel Oil	100%	161,534	161,534	171,062	171,062	44,03	8,6	6,75
Lateral alto, babor, Pp, B2	Fuel Oil	100%	145,311	145,311	153,882	153,882	57,175	-8,6	6,75
Lateral alto, estribor, Pp, B2	Fuel Oil	100%	145,311	145,311	153,882	153,882	57,175	8,6	6,75
Lateral alto, babor, Pr, B2	Fuel Oil	100%	162,234	162,234	171,804	171,804	70,35	-8,6	6,75
Lateral alto, estribor, Pr, B2	Fuel Oil	100%	162,234	162,234	171,804	171,804	70,35	8,6	6,75
Lateral alto, babor, Pp, B3	Fuel Oil	100%	142,443	142,443	150,845	150,845	83,427	-8,595	6,824
Lateral alto, estribor, Pp, B3	Fuel Oil	100%	142,443	142,443	150,845	150,845	83,427	8,595	6,824
Trans, Est, B1	Fuel Oil	100%	96,047	96,047	101,713	101,713	50,075	3,95	6,75
Trans, Br, B1	Fuel Oil	100%	96,047	96,047	101,713	101,713	50,075	-3,95	6,75
Trans, Est, B2	Fuel Oil	100%	115,257	115,257	122,055	122,055	76,5	3,95	6,75
Trans, Br, B2	Fuel Oil	100%	115,257	115,257	122,055	122,055	76,5	-3,95	6,75
Trans, B3	Diesel	100%	144,183	144,183	171,647	171,647	102,825	0	6,75
Aceite bocina	Lube Oil	100%	0,946	0,946	1,028	1,028	6,998	0	1,308
Tanque sedimentación Est	Fuel Oil	100%	21,87	21,87	23,16	23,16	23,981	5,083	4,325
Tanque sedimentación Br	Fuel Oil	100%	21,87	21,87	23,16	23,16	23,981	-5,083	4,325
Tanque almacén aceite Br	Lube Oil	100%	8,227	8,227	8,942	8,942	10,148	-4,003	6,81
Tanque almacén aceite Est	Lube Oil	100%	8,227	8,227	8,942	8,942	10,148	4,003	6,81
Tanque retorno	Lube Oil	100%	5,962	5,962	6,48	6,48	17,65	0	1,2
Tanque reductora	Lube Oil	100%	0,368	0,368	0,4	0,4	13,25	0	1,2
Tanque aceite sucio	Lube Oil	0%	11,9	0	12,935	0	10,84	0	0,8
Tanque serv. diario FO Est	Fuel Oil	100%	20,587	20,587	21,802	21,802	21,166	4,628	2,402
tanque serv. diario FO Br	Fuel Oil	100%	20,587	20,587	21,802	21,802	21,166	-4,628	2,402
Tanque serv. diario FO alto Est	Fuel Oil	100%	3,67	3,67	3,887	3,887	20,58	7,997	6,67
Tanque serv. diario FO alto Br	Fuel Oil	100%	3,67	3,67	3,887	3,887	20,58	-7,997	6,67
Reboses Est	Fuel Oil	0%	5,954	0	6,305	0	17,188	3,543	1,6
Reboses Br	Fuel Oil	0%	5,954	0	6,305	0	17,188	-3,543	1,6
Tanque serv. diario MDO Br	Diesel	100%	17,831	17,831	21,227	21,227	23,98	5,1	9,45
Tanque serv. diario MDO Est	Diesel	100%	17,831	17,831	21,227	21,227	23,98	-5,1	9,45
Refrigeración bocina	Water	100%	9,153	9,153	9,153	9,153	5,657	0	3,106
Tanque agua dulce Est	Water	100%	47,642	47,642	47,642	47,642	22,731	8,484	9,719
Tanque agua dulce Br	Water	100%	47,642	47,642	47,642	47,642	22,731	-8,484	9,719
Lodos		0%	12,962	0	12,962	0	22,657	0	0
Sentinas Est		0%	12,041	0	12,041	0	23,328	2,5	0,084
Sentinas Br		0%	12,041	0	12,041	0	23,328	-2,5	0,084
Tanque aguas residuales Est	Water	0%	13,838	0	13,838	0	19,323	8,456	9,5
Tanque aguas residuales Br	Water	0%	13,838	0	13,838	0	19,323	-8,456	9,5
Tanque Hidraulico	Hidr. Fluid	100%	0,92	0,92	1	1	13,312	0	1,2

Tabla 2.3.2. Resto de tanque del buque.



## 2.4. Lastre con el 10% de combustibles y víveres

	Fluid type	Quantity	Unit Mass(t)	Total Mass(t)	Unit Vol.(m3)	Total Vol(m3)	Long. Arm(m)	Trans Arm(m)	Vert Arm(m)
Lateral alto, babor, Pp, B1	Ballast	100%	247,307	247,307	241,276	241,276	31,221	-8,92	7,394
Lateral alto, estribor, Pp, B1	Ballast	100%	247,307	247,307	241,276	241,276	31,221	8,92	7,394
Lateral alto, babor, Pr, B3	Ballast	0%	144,014	0	140,502	0	89,994	-7,962	1,6
Lateral alto, estribor, Pr, B3	Ballast	100%	144,014	144,014	140,502	140,502	94,695	8,746	8,576
Lateral alto, babor, Pp, B4	Ballast	100%	9,549	9,549	9,316	9,316	105,925	-8,429	11,143
Lateral alto, estribor, Pp, B4	Ballast	100%	9,549	9,549	9,316	9,316	105,925	8,429	11,143
DF, int, Pp, Br, B1	Ballast	100%	102,197	102,197	99,704	99,704	30,929	-2,536	0,831
DF, ext Pp, Br, B1	Ballast	100%	32,771	32,771	31,971	31,971	32,047	-6,318	1,02
DF, int, Pp, Est, B1	Ballast	100%	102,197	102,197	99,704	99,704	30,929	2,536	0,831
DF, ext , Pp, Est, B1	Ballast	100%	32,771	32,771	31,971	31,971	32,047	6,318	1,02
DF, int, Pr, Br, B1	Ballast	100%	103,951	103,951	101,416	101,416	43,256	-2,587	0,807
DF, ext Pr, Br, B1	Ballast	100%	49,422	49,422	48,216	48,216	43,36	-6,509	0,871
DF, int, Pr, Est, B1	Ballast	100%	103,951	103,951	101,416	101,416	43,256	2,587	0,807
DF, ext , Pr, Est, B1	Ballast	100%	49,422	49,422	48,216	48,216	43,36	6,509	0,871
DF, int, Pp, Br, B2	Ballast	100%	105,664	105,664	103,087	103,087	57	-2,588	0,807
DF, ext Pp, Br, B2	Ballast	100%	51,768	51,768	50,506	50,506	57,002	-6,526	0,851
DF, int, Pp, Est, B2	Ballast	100%	105,664	105,664	103,087	103,087	57	2,588	0,807
DF, ext , Pp, Est, B2	Ballast	100%	51,768	51,768	50,506	50,506	57,002	6,526	0,851
DF, int, Pr, Br, B2	Ballast	100%	105,323	105,323	102,754	102,754	69,475	-2,589	0,806
DF, ext Pr, Br, B2	Ballast	100%	51,66	51,66	50,4	50,4	69,471	-6,527	0,85
DF, int, Pr, Est, B2	Ballast	100%	105,323	105,323	102,754	102,754	69,475	2,589	0,806
DF, ext , Pr, Est, B2	Ballast	100%	51,66	51,66	50,4	50,4	69,471	6,527	0,85
DF, int, Pp, Br, B3	Ballast	100%	103,252	103,252	100,734	100,734	83,462	-2,568	0,818
DF, ext Pp, Br, B3	Ballast	100%	44,65	44,65	43,561	43,561	83,143	-6,467	0,933
DF, int, Pp, Est, B3	Ballast	100%	103,252	103,252	100,734	100,734	83,462	2,568	0,818
DF, ext , Pp, Est, B3	Ballast	100%	44,65	44,65	43,561	43,561	83,143	6,467	0,933
DF, int, Pr, Br, B3	Ballast	100%	97,321	97,321	94,947	94,947	95,771	-2,481	0,85
DF, ext Pr, Br, B3	Ballast	100%	15,172	15,172	14,802	14,802	93,447	-5,999	1,122
DF, int, Pr, Est, B3	Ballast	100%	97,321	97,321	94,947	94,947	95,771	2,481	0,85
DF, ext , Pr, Est, B3	Ballast	100%	15,172	15,172	14,802	14,802	93,447	5,999	1,122
DF, ext, Pp, Est, B4	Ballast	100%	27,837	27,837	27,158	27,158	106,741	1,404	0,84
DF, ext, Pp, Br, B4	Ballast	100%	27,837	27,837	27,158	27,158	106,741	-1,404	0,84
DF, ext, Pr, Est, B4	Ballast	100%	33,074	33,074	32,267	32,267	115,121	0,975	0,952
DF, ext, Pr, Br, B4	Ballast	100%	33,074	33,074	32,267	32,267	115,121	-0,975	0,952
DF Pique de Proa	Ballast	100%	12,678	12,678	12,368	12,368	125,12	0	1,087
Sup1, pr, Est, B4	Ballast	100%	206,575	206,575	201,537	201,537	115,368	1,608	4,411
Sup1, pr, Br, B4	Ballast	100%	206,575	206,575	201,537	201,537	115,368	-1,608	4,411
Sup1, pp, Est, B4	Ballast	100%	79,01	79,01	77,083	77,083	106,377	4,19	4,621
Sup1, pp, Br, B4	Ballast	100%	79,01	79,01	77,083	77,083	106,377	-4,19	4,621
Sup2, pr, Est, B4	Ballast	100%	50,972	50,972	49,729	49,729	119,047	1,592	8,292
Sup2, pr, Br, B4	Ballast	100%	50,972	50,972	49,729	49,729	119,047	-1,592	8,292
Pique de Proa	Ballast	100%	86,672	86,672	84,558	84,558	128,204	0	4,822
Pique de Popa	Ballast	100%	84,343	84,343	82,286	82,286	3,014	0	8,266
Trans, CM	Ballast	100%	79,815	79,815	77,868	77,868	24	0	6,75
Sup2, pp1, Br, B4	Ballast	100%	131,257	131,257	128,055	128,055	112,744	4,218	9,26
Sup2, pp1, Est, B4	Ballast	100%	131,257	131,257	128,055	128,055	112,744	-4,218	9,26
Sup2, pp2, Br, B4	Ballast	100%	44,523	44,523	43,437	43,437	106,734	6,349	10,729
Sup2, pp2, Est, B4	Ballast	100%	44,523	44,523	43,437	43,437	106,734	-6,349	10,729
Sup3, pr, Br, B4	Ballast	100%	44,006	44,006	42,933	42,933	119,014	4,03	10,896
Sup3, pr Est, B4	Ballast	100%	44,006	44,006	42,933	42,933	119,014	-4,03	10,896
Pique de proa, Sup	Ballast	100%	87,829	87,829	85,687	85,687	126,84	0	12,377
DF, CM, Br	Ballast	100%	20,686	20,686	20,182	20,182	17,21	-1,358	0,47
DF, CM, Est	Ballast	100%	20,686	20,686	20,182	20,182	17,21	1,358	0,47

Tabla 2.4.1. Tanques de lastre.



	Fluid type	Quantity	Unit Mass(t)	Total Mass(t)	Unit Vol.(m3)	Total Vol(m3)	Long. Arm(m)	Trans Arm(m)	Vert Arm(m)
Lateral alto, babor, Pr, B1	Fuel Oil	0%	161,534	0	171,062	0	44,031	-8,6	1,6
Lateral alto, estribor, Pr, B1	Fuel Oil	0%	161,534	0	171,062	0	44,031	8,6	1,6
Lateral alto, babor, Pp, B2	Fuel Oil	0%	145,311	0	153,882	0	57,175	-8,6	1,6
Lateral alto, estribor, Pp, B2	Fuel Oil	0%	145,311	0	153,882	0	57,175	8,6	1,6
Lateral alto, babor, Pr, B2	Fuel Oil	0%	162,234	0	171,804	0	70,35	-8,6	1,6
Lateral alto, estribor, Pr, B2	Fuel Oil	0%	162,234	0	171,804	0	70,35	8,6	1,6
Lateral alto, babor, Pp, B3	Fuel Oil	0%	142,443	0	150,845	0	82,181	-8,523	1,6
Lateral alto, estribor, Pp, B3	Fuel Oil	0%	142,443	0	150,845	0	82,181	8,523	1,6
Trans, Est, B1	Fuel Oil	0%	96,047	0	101,713	0	50,075	3,95	1,6
Trans, Br, B1	Fuel Oil	0%	96,047	0	101,713	0	50,075	-3,95	1,6
Trans, Est, B2	Fuel Oil	71%	115,257	82,293	122,055	87,147	76,5	3,95	5,277
Trans, Br, B2	Fuel Oil	71%	115,257	82,293	122,055	87,147	76,5	-3,95	5,277
Trans, B3	Diesel	0%	144,183	0	171,647	0	102,823	0	1,6
Aceite bocina	Lube Oil	10%	0,946	0,095	1,028	0,103	7,117	0	0,929
Tanque sedimentacion Est	Fuel Oil	100%	21,87	21,87	23,16	23,16	23,981	5,083	4,325
Tanque sedimentacion Br	Fuel Oil	100%	21,87	21,87	23,16	23,16	23,981	-5,083	4,325
Tanque almacen aceite Br	Lube Oil	10%	8,227	0,823	8,942	0,894	10,963	-3,493	5,568
Tanque almacen aceite Est	Lube Oil	10%	8,227	0,823	8,942	0,894	10,963	3,493	5,568
Tanque retorno	Lube Oil	100%	5,962	5,962	6,48	6,48	17,65	0	1,2
Tanque reductora	Lube Oil	100%	0,368	0,368	0,4	0,4	13,25	0	1,2
Tanque aceite sucio	Lube Oil	0%	11,9	0	12,935	0	10,84	0	0,8
Tanque serv.diario FO Est	Fuel Oil	100%	20,587	20,587	21,802	21,802	21,166	4,628	2,402
tanque serv.diario FO Br	Fuel Oil	100%	20,587	20,587	21,802	21,802	21,166	-4,628	2,402
Tanque serv.diario FO alto Est	Fuel Oil	100%	3,67	3,67	3,887	3,887	20,58	7,997	6,67
Tanque serv.diario FO alto Br	Fuel Oil	100%	3,67	3,67	3,887	3,887	20,58	-7,997	6,67
Reboses Est	Fuel Oil	0%	5,954	0	6,305	0	17,188	3,543	1,6
Reboses Br	Fuel Oil	0%	5,954	0	6,305	0	17,188	-3,543	1,6
Tanque serv.diario MDO Br	Diesel	100%	17,831	17,831	21,227	21,227	23,98	5,1	9,45
Tanque serv.diario MDO Est	Diesel	100%	17,831	17,831	21,227	21,227	23,98	-5,1	9,45
Refrigeracion bocina	Water	10%	9,153	0,915	9,153	0,915	5,811	0	1,619
Tanque agua dulce Est	Water	10%	47,642	4,764	47,642	4,764	22,754	8,416	7,732
Tanque agua dulce Br	Water	10%	47,642	4,764	47,642	4,764	22,754	-8,416	7,732
Lodos		90%	12,962	11,666	12,962	11,666	22,526	0	0,736
Sentinas Est		90%	12,041	10,837	12,041	10,837	21,598	3,683	0,948
Sentinas Br		90%	12,041	10,837	12,041	10,837	21,598	-3,683	0,948
Tanque aguas residuales Est	Water	90%	13,838	12,454	13,838	12,454	19,317	8,493	10,584
Tanque aguas residuales Br	Water	90%	13,838	12,454	13,838	12,454	19,317	-8,493	10,584
Tanque Hidraulico	Hidr. Fluid	100%	0,92	0,92	1	1	13,312	0	1,2

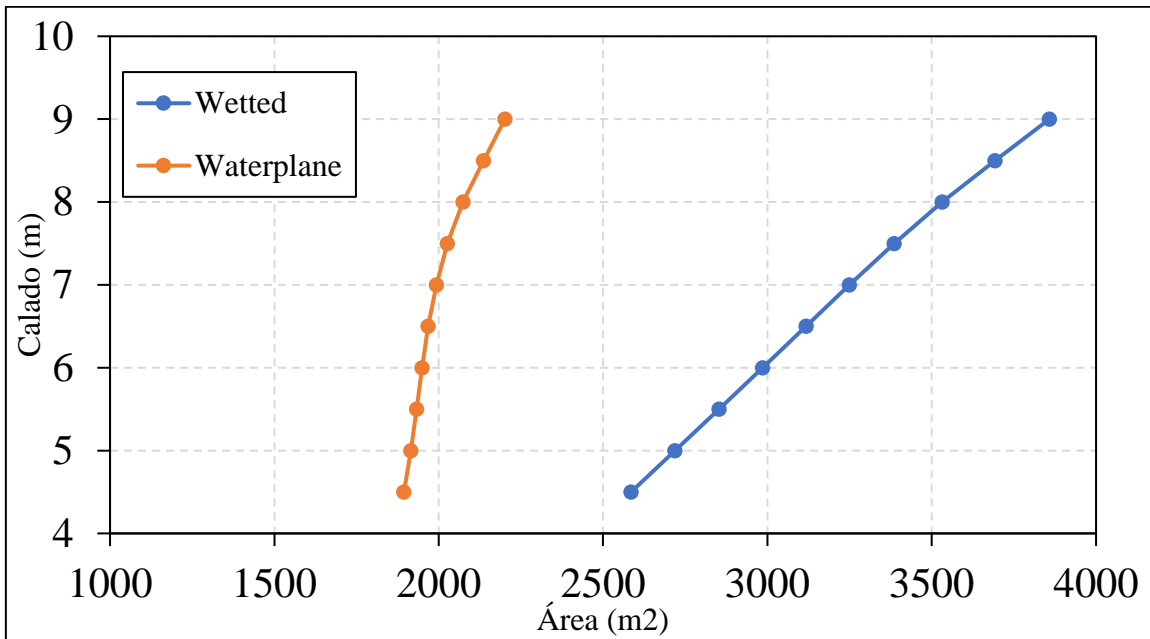
Tabla 2.4.2. Resto de tanques.



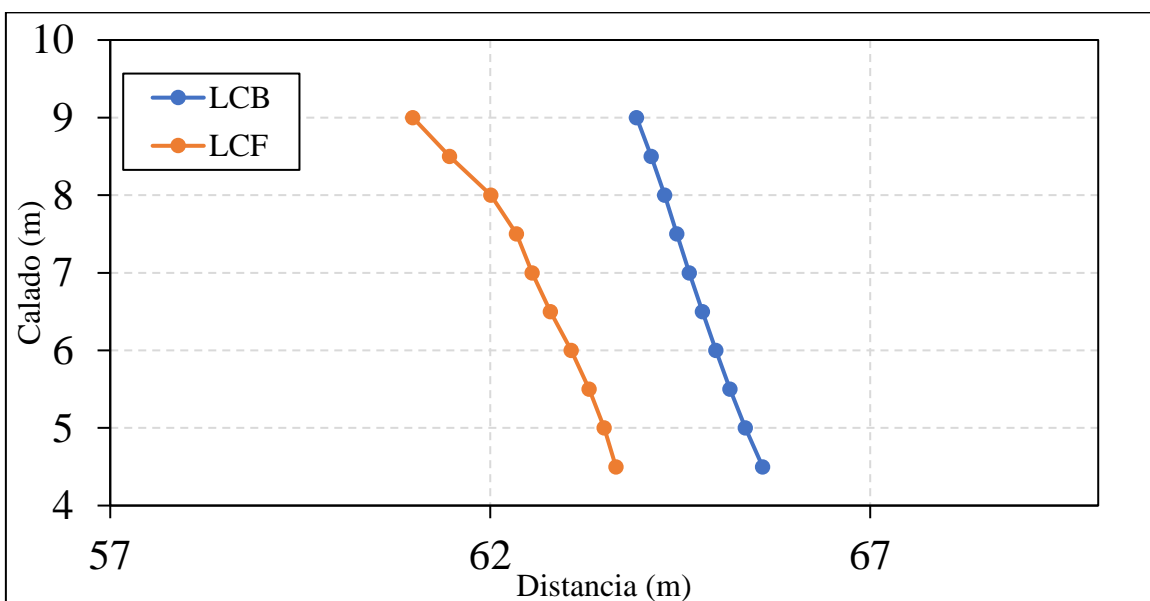
### Anexo 3: Curvas hidrostáticas

En este anexo se han representado el resto de las curvas hidrostáticas que no se han representado en el apartado correspondiente al trabajo. No se dispondrán de nuevo de las tablas hidrostáticas, sino que, únicamente se colocarán las curvas en forma de gráficas.

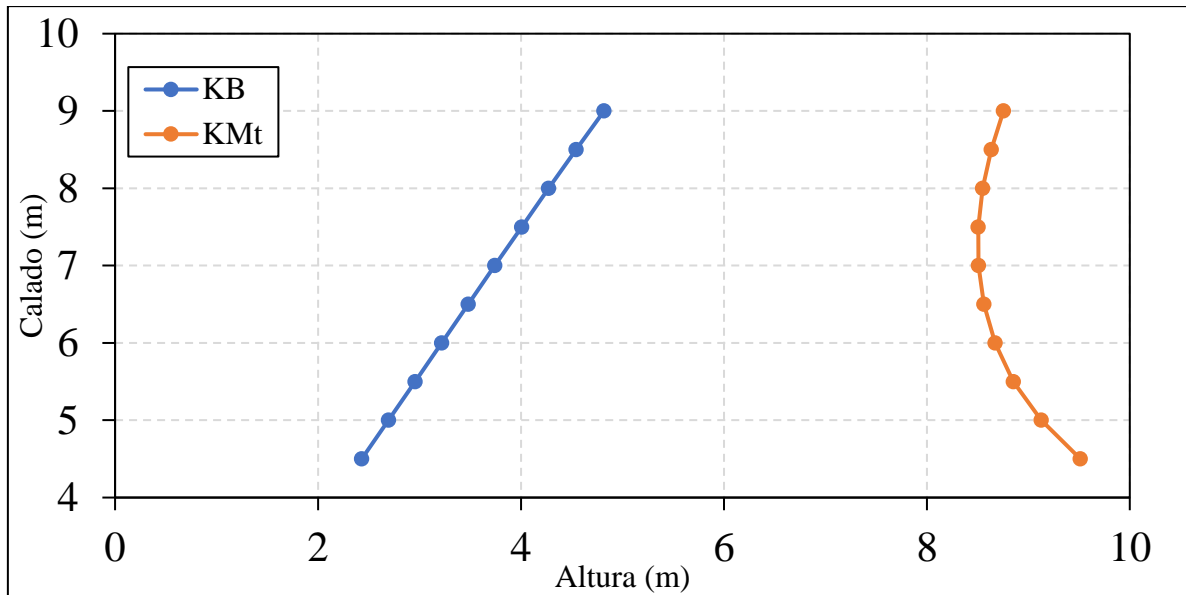
#### 3.1. Trimado -1,5m



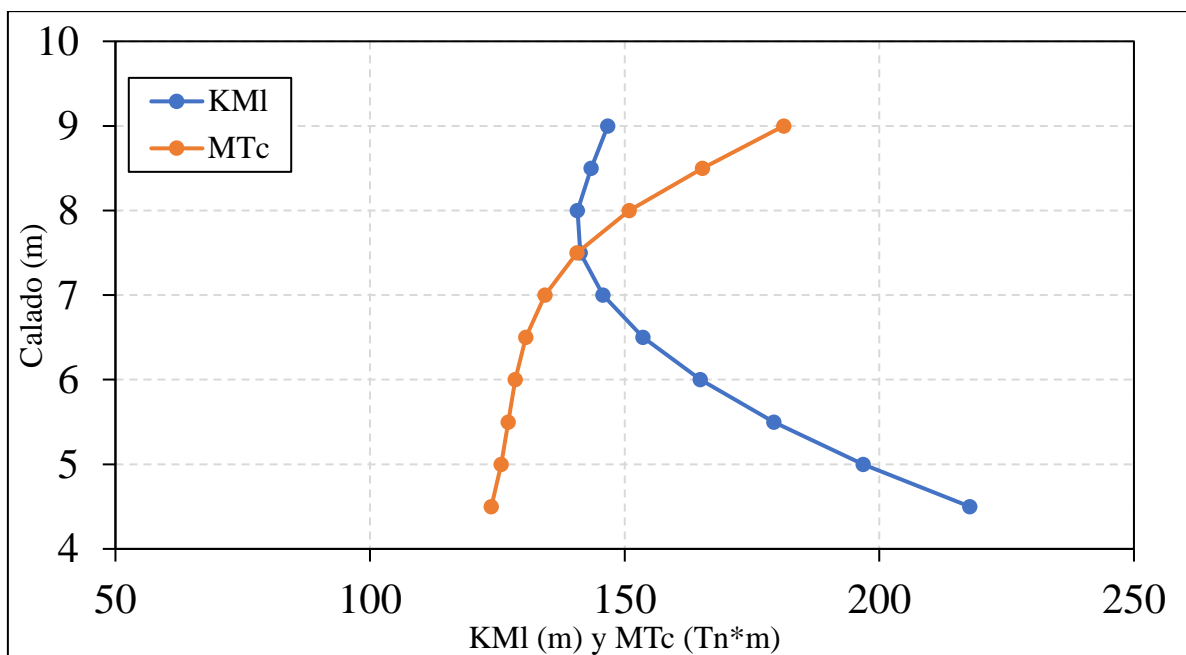
Gráfica 3.1.1. Curvas de la superficie mojada y área de la flotación del buque en estudio.



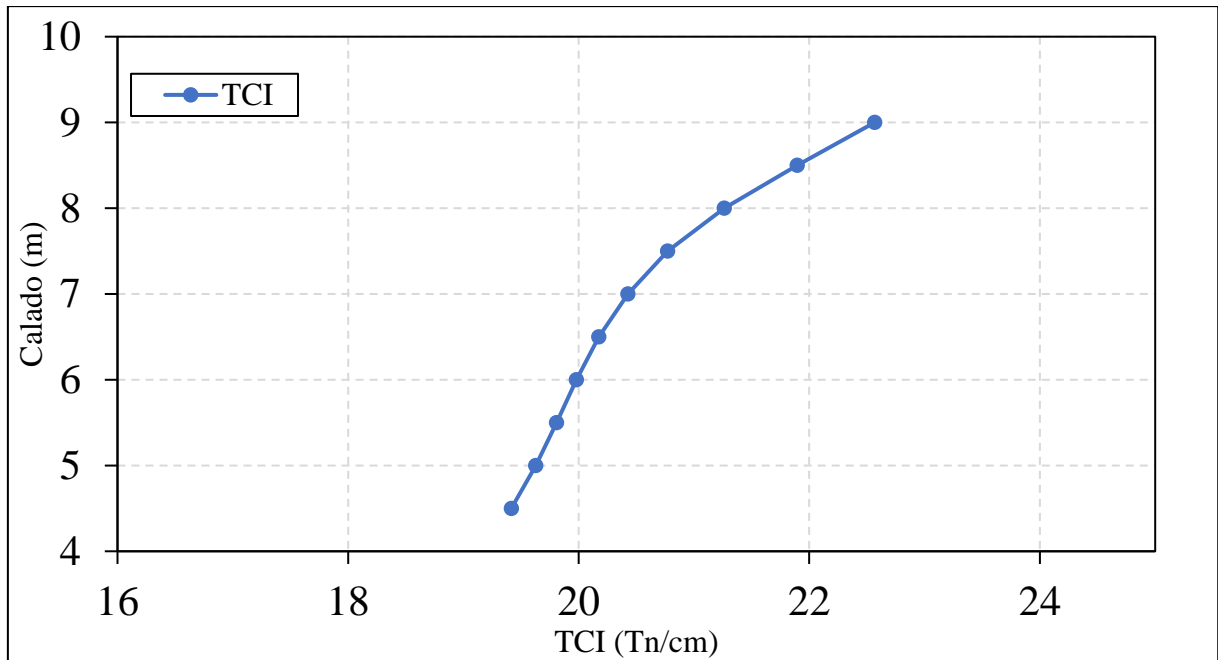
Gráfica 3.1.2. Curvas de distancia longitudinal al centro de carena y centro de la flotación del buque en estudio.



**Gráfica 3.1.3.** Curvas de distancia transversal al centro de carena y altura metacéntrica transversal del buque en estudio.

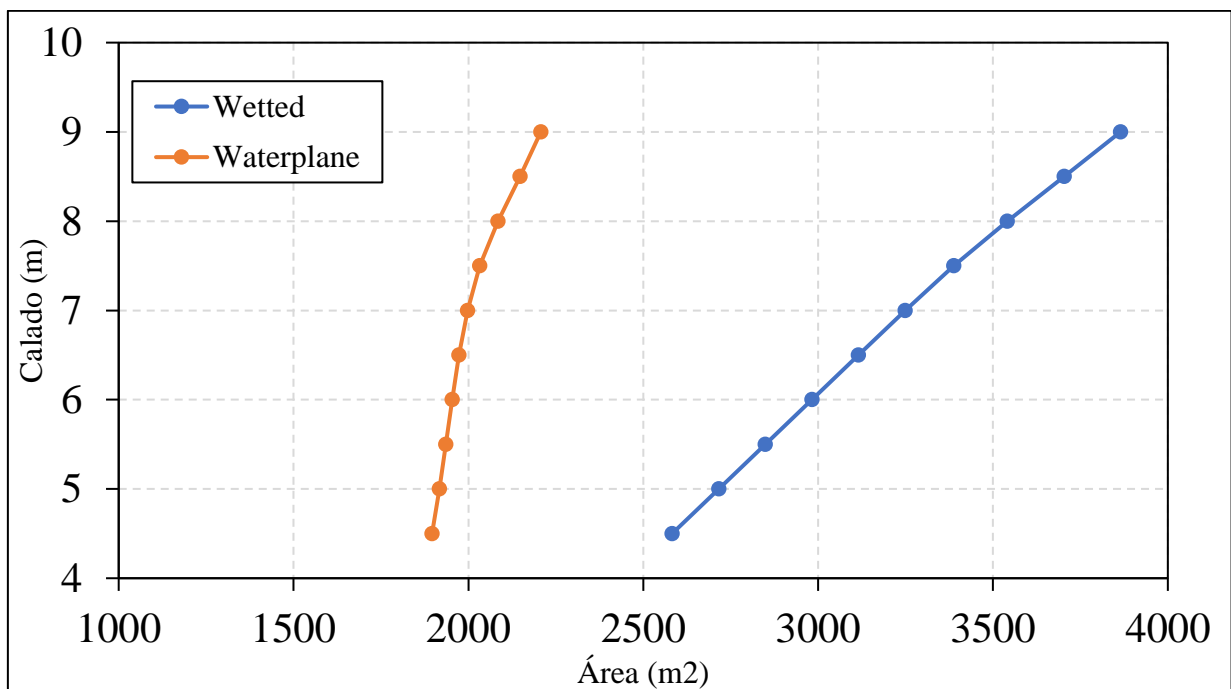


**Gráfica 3.1.4.** Curva de altura metacéntrica longitudinal y momento para alterar el trimado un centímetro del buque en estudio.



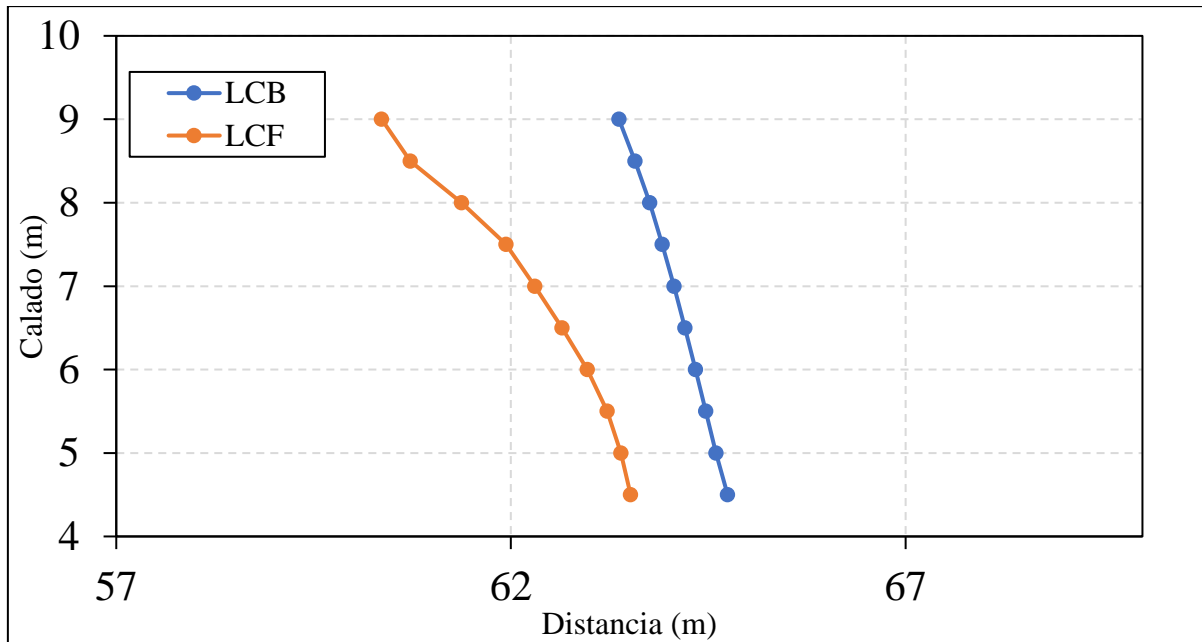
Gráfica 3.1.5. Curva de las toneladas por centímetro de inmersión del buque en estudio.

### 3.2. Trimado -1m

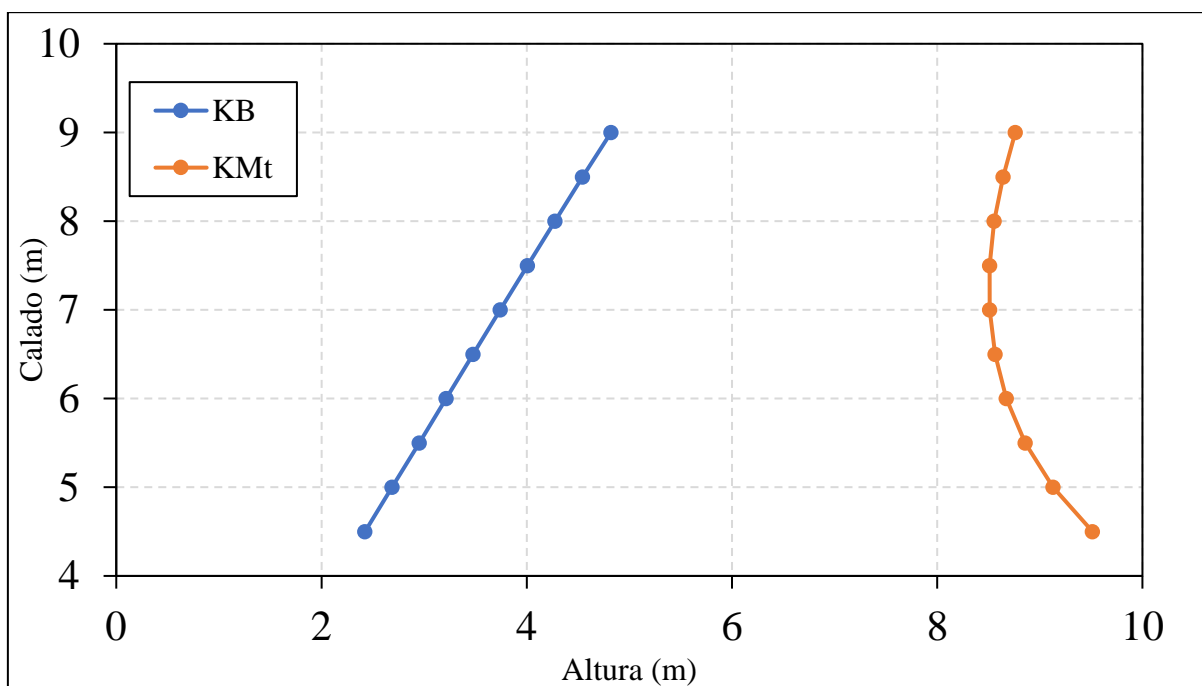


Gráfica 3.2.1. Curvas de la superficie mojada y área de la flotación del buque en estudio.

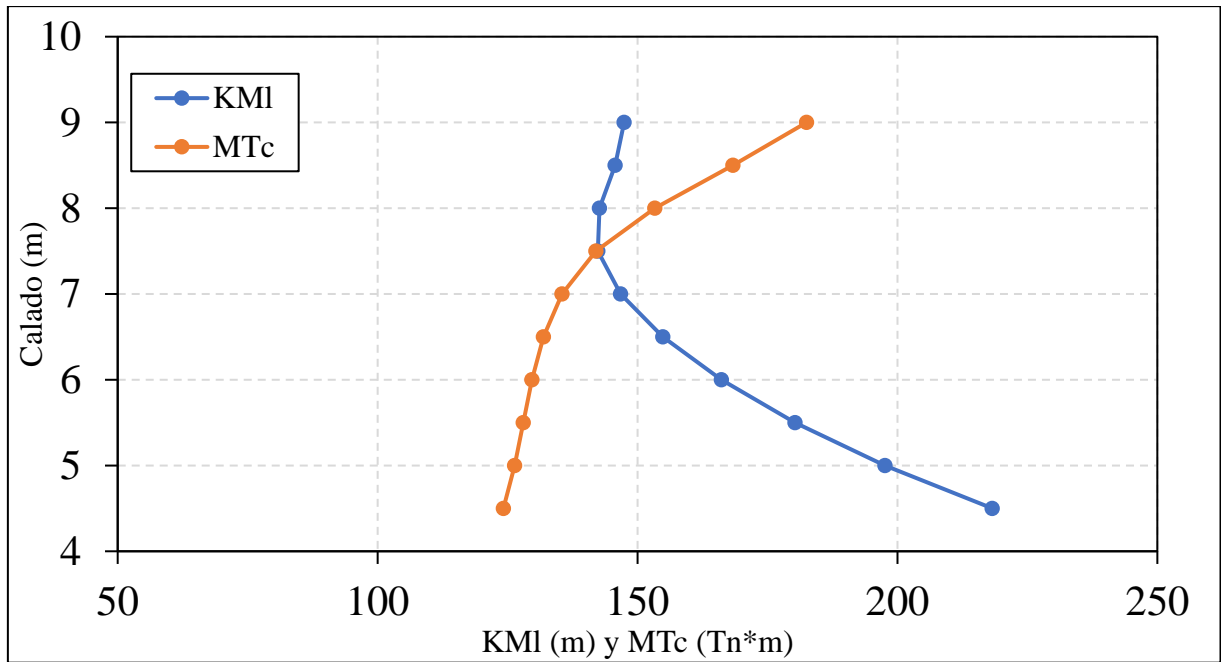




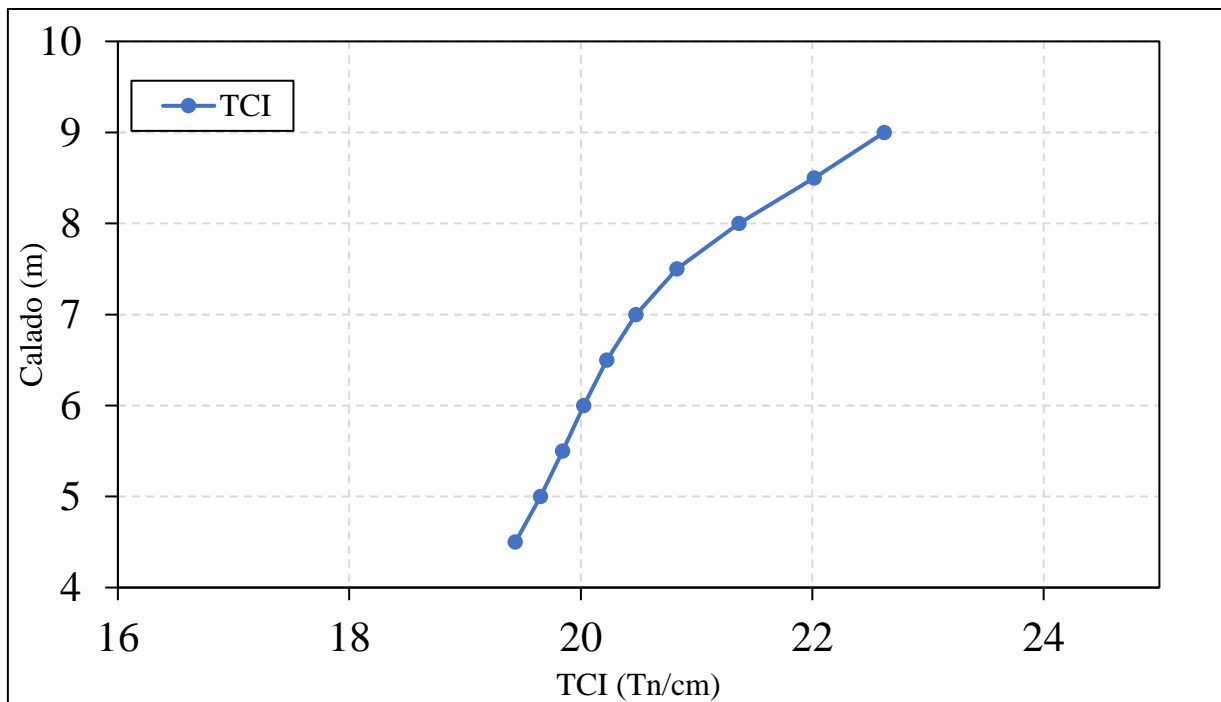
**Gráfica 3.2.2.** Curvas de distancia longitudinal al centro de carena y centro de la flotación del buque en estudio.



**Gráfica 3.2.3.** Curvas de distancia transversal al centro de carena y altura metacéntrica transversal del buque en estudio.



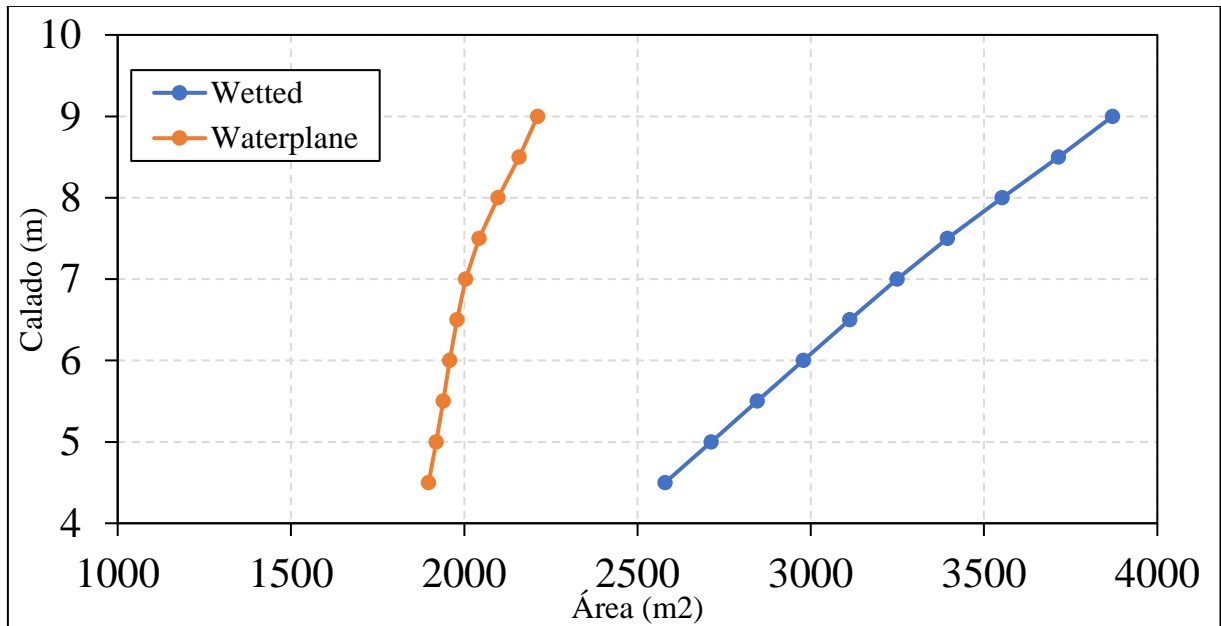
**Gráfica 3.2.4.** Curva de altura metacéntrica longitudinal y momento para alterar el trimado un centímetro del buque en estudio.



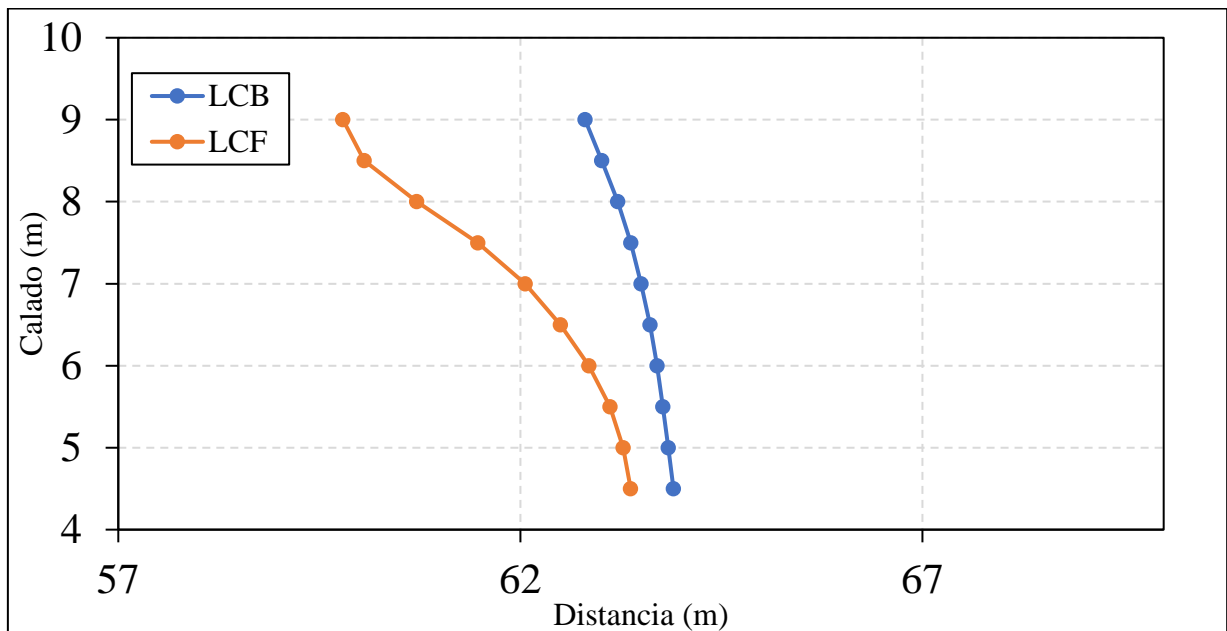
**Gráfica 3.2.5.** Curva de las toneladas por centímetro de inmersión del buque en estudio.



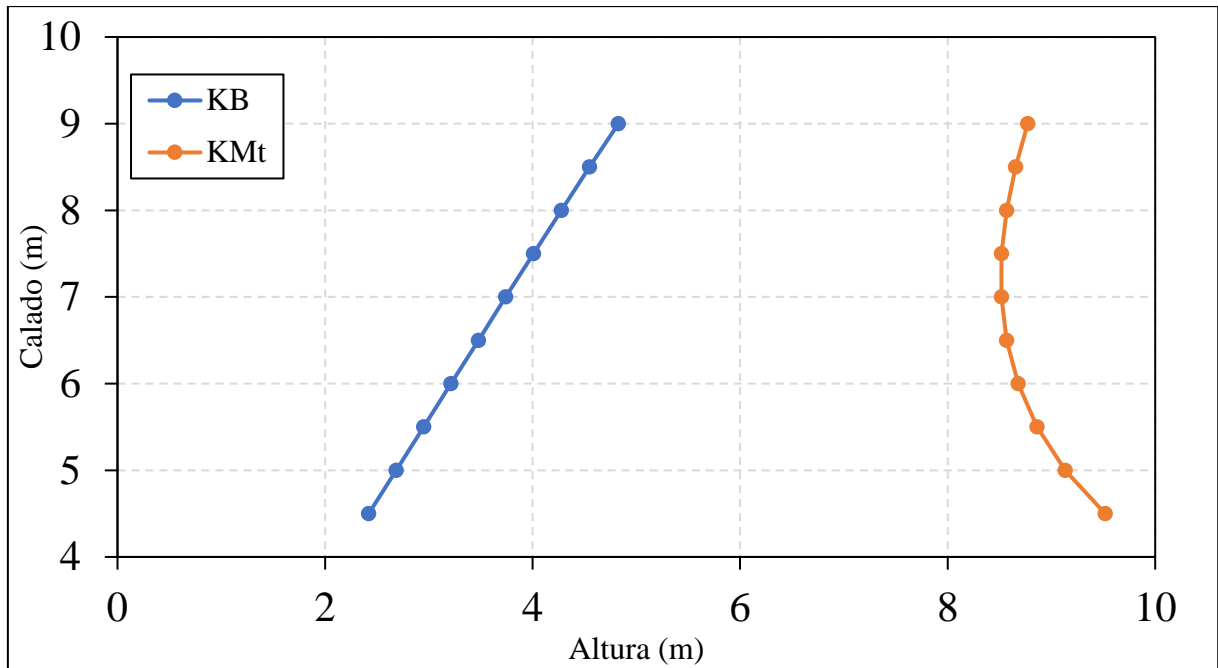
### 3.3. Trimado -0,5m



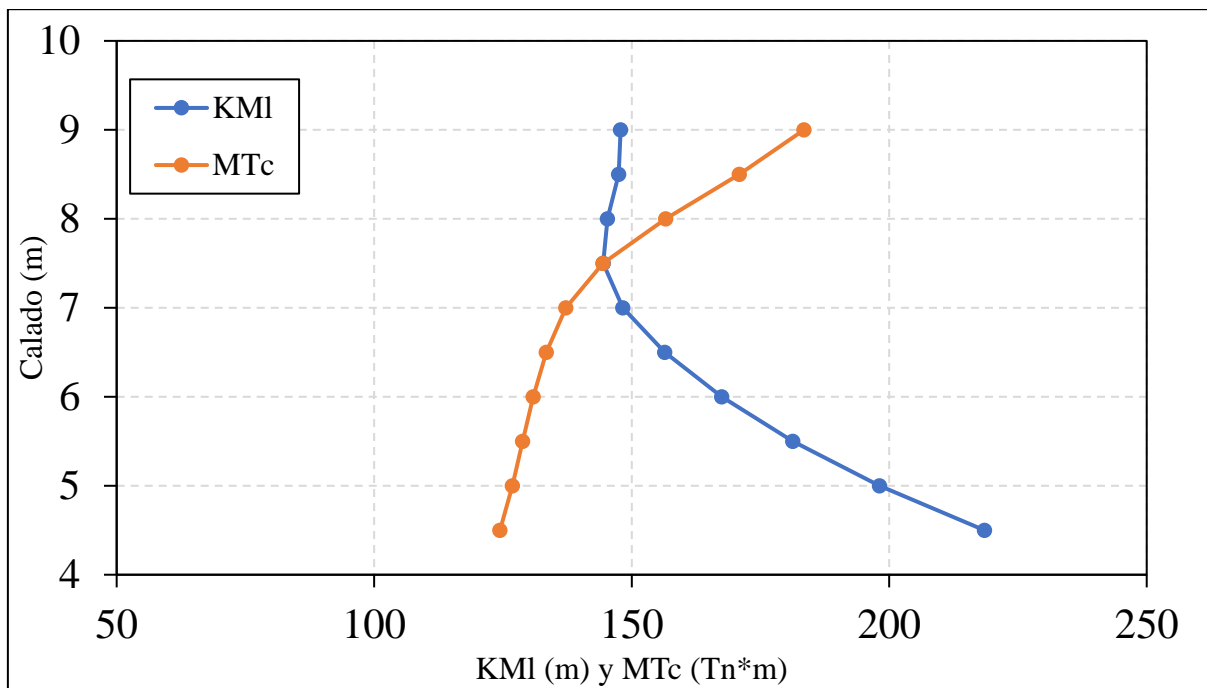
Gráfica 3.3.1. Curvas de la superficie mojada y área de la flotación del buque en estudio.



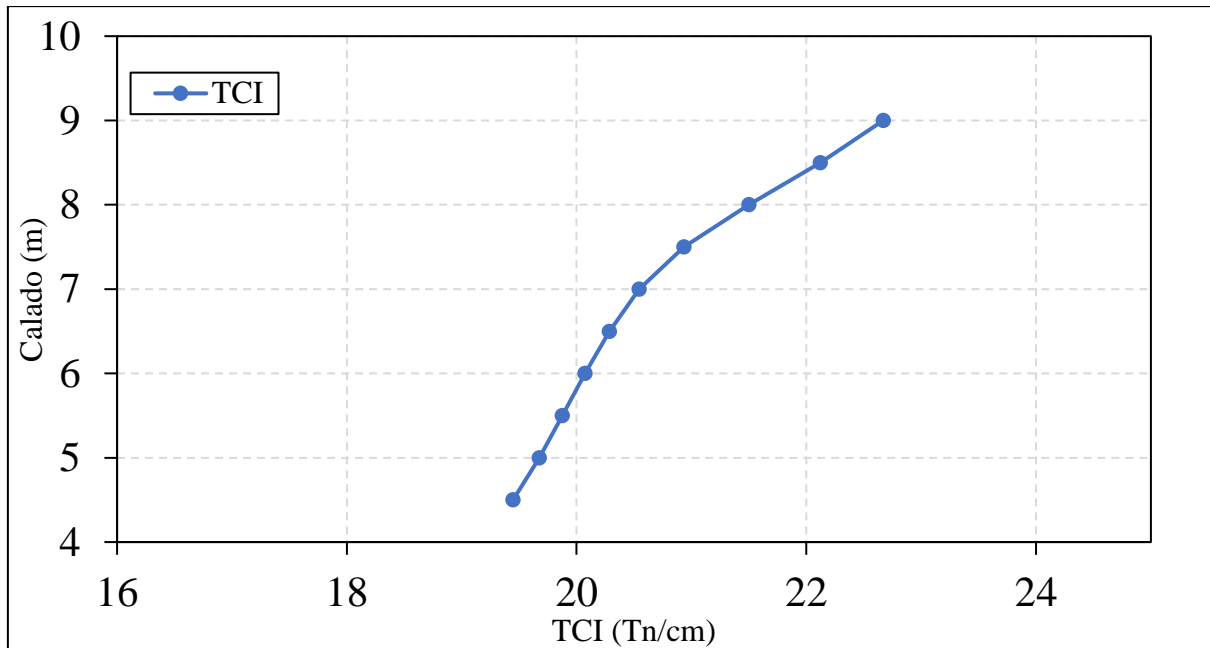
Gráfica 3.3.2. Curvas de distancia longitudinal al centro de carena y centro de la flotación del buque en estudio.



**Gráfica 3.3.3.** Curvas de distancia transversal al centro de carena y altura metacéntrica transversal del buque en estudio.

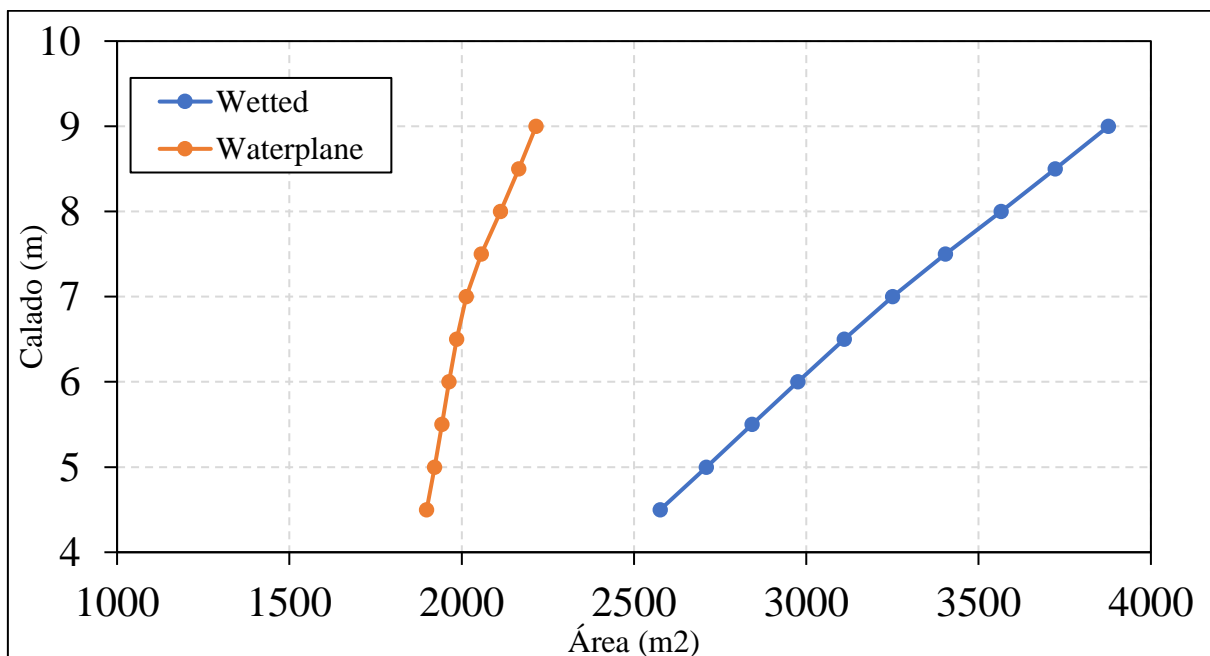


**Gráfica 3.3.4.** Curva de altura metacéntrica longitudinal y momento para alterar el trimado un centímetro del buque en estudio.

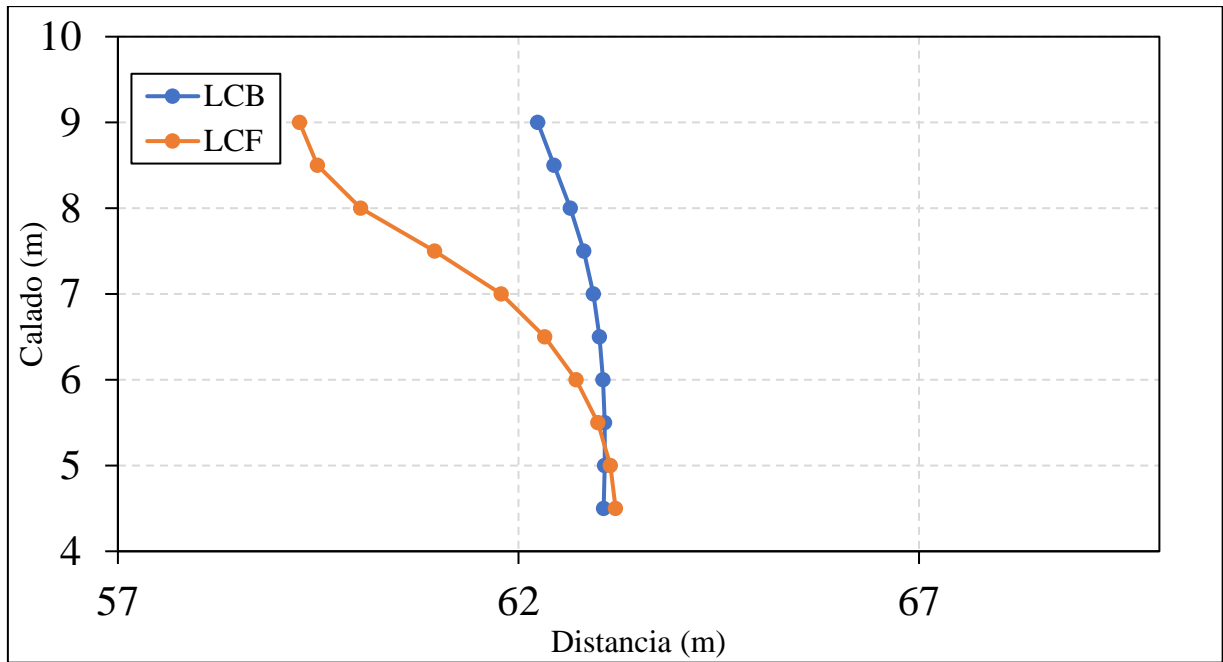


Gráfica 3.3.5. Curva de las toneladas por centímetro de inmersión del buque en estudio.

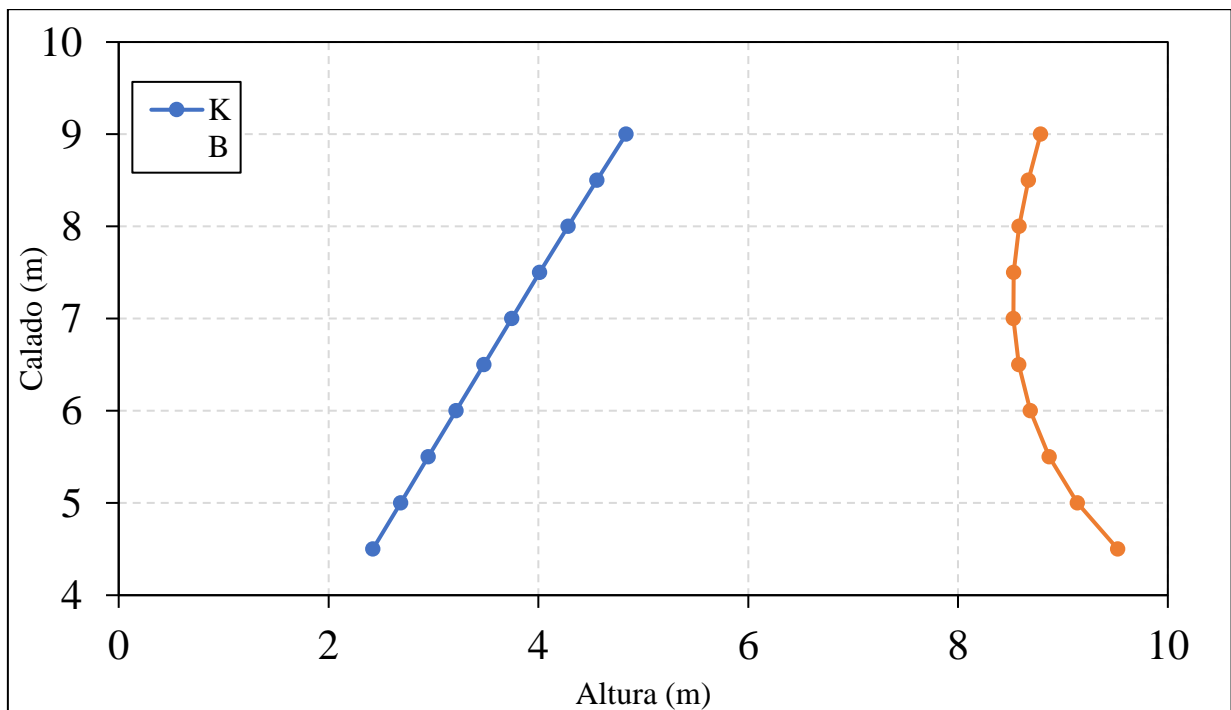
### 3.4. Trimado 0m



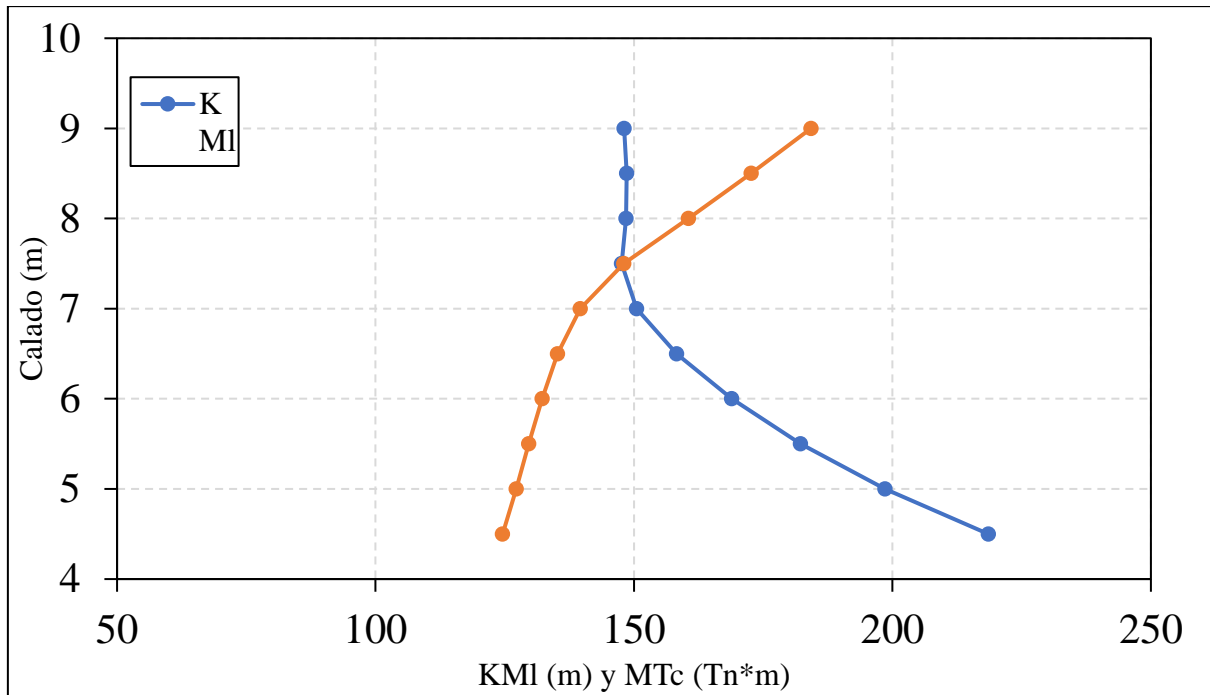
Gráfica 3.4.1. Curvas de la superficie mojada y área de la flotación del buque en estudio.



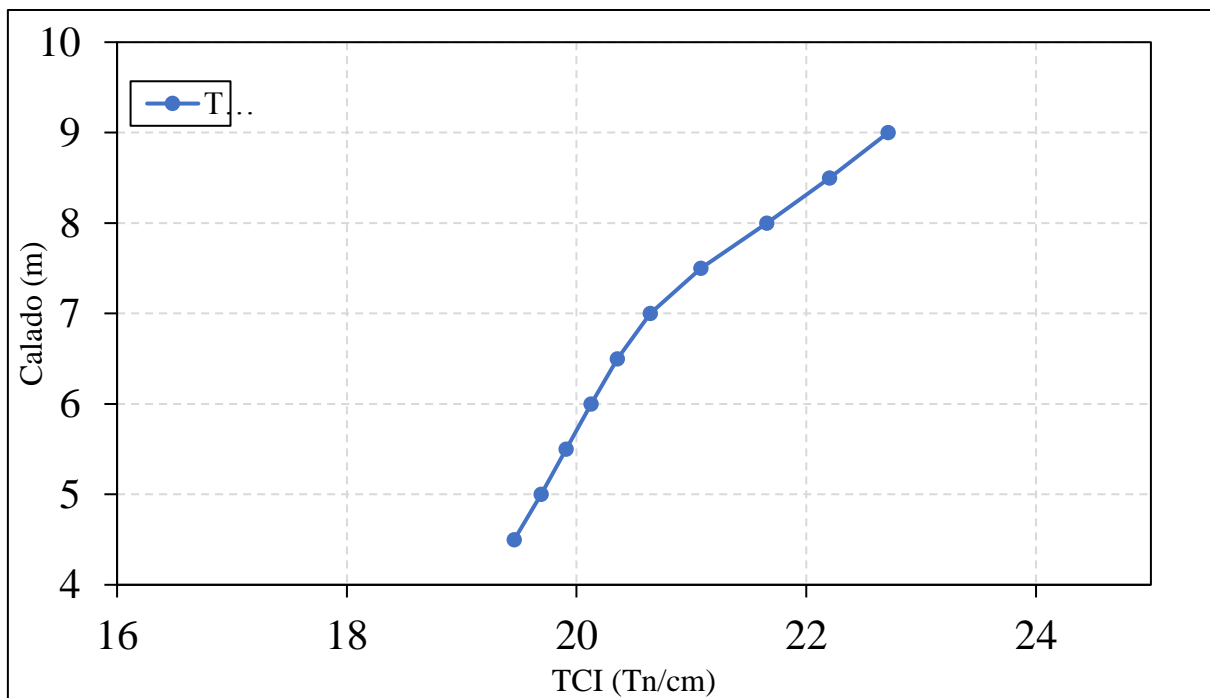
**Gráfica 3.4.2.** Curvas de distancia longitudinal al centro de carena y centro de la flotación del buque en estudio.



**Gráfica 3.4.3.** Curvas de distancia transversal al centro de carena y altura metacéntrica transversal del buque en estudio.



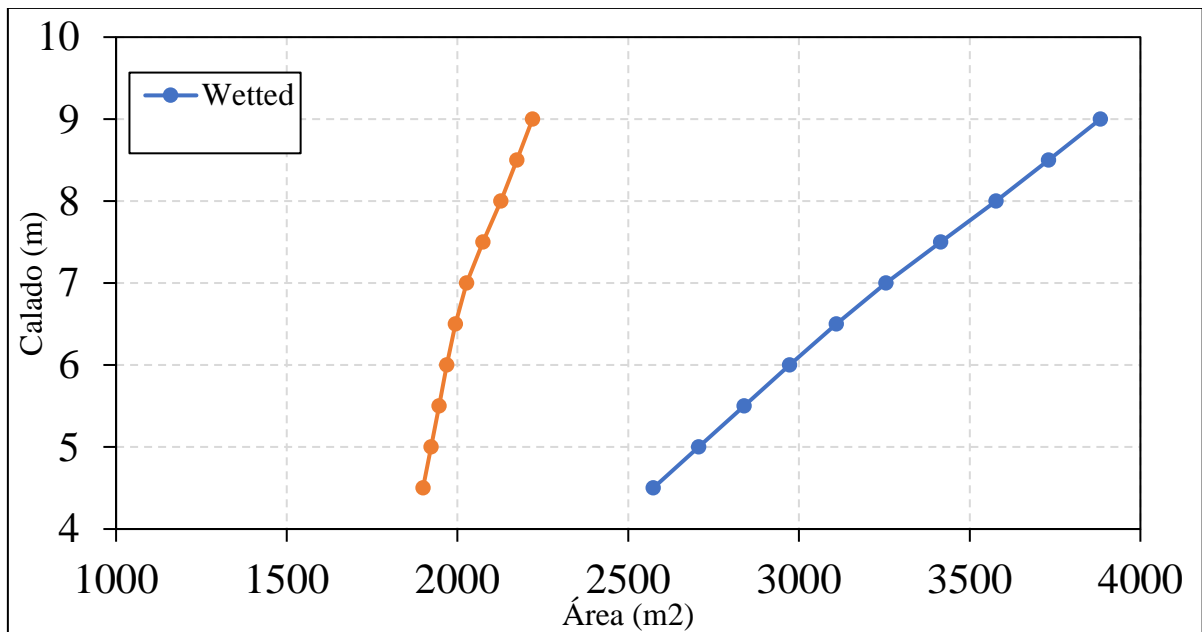
**Gráfica 3.4.4.** Curva de altura metacéntrica longitudinal y momento para alterar el trimado un centímetro del buque en estudio.



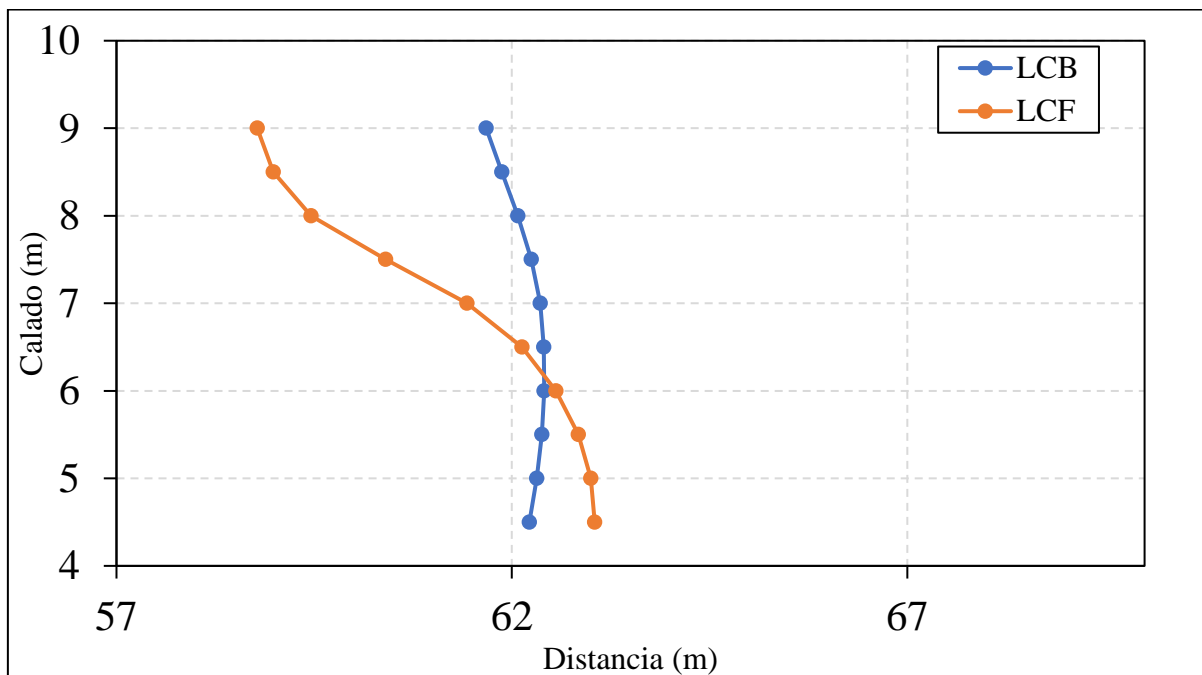
**Gráfica 3.4.5.** Curva de las toneladas por centímetro de inmersión del buque en estudio.



### 3.5. Trimado 0,5m

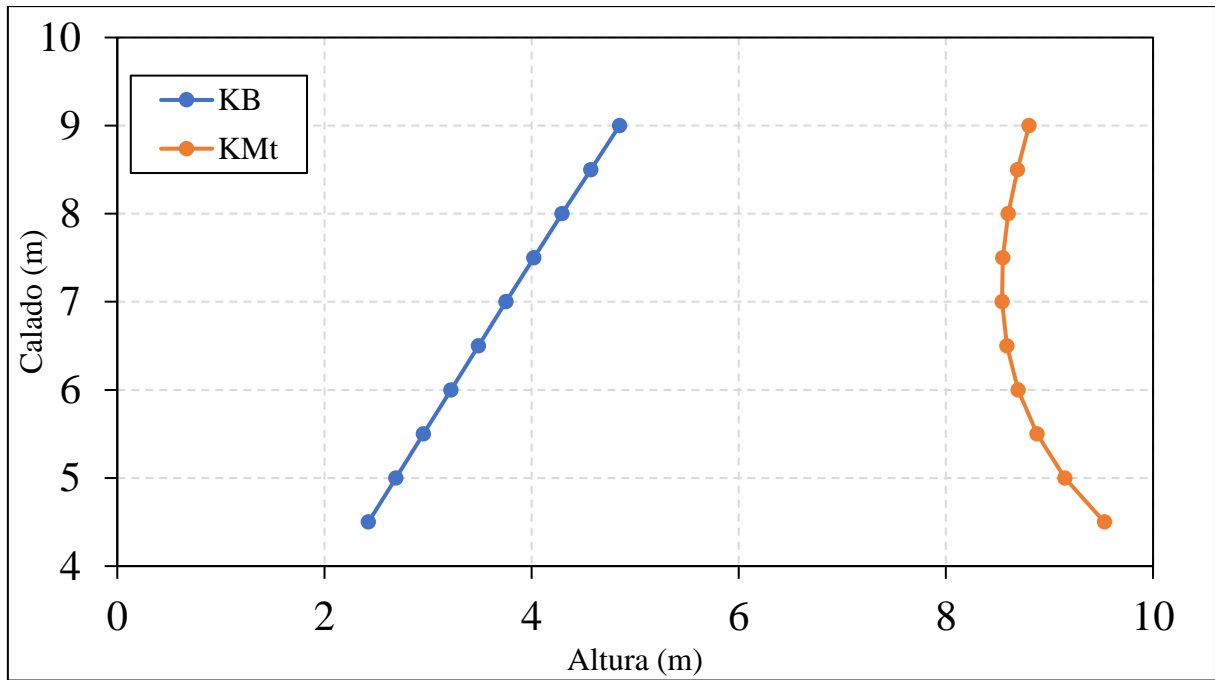


Gráfica 3.5.1. Curvas de la superficie mojada y área de la flotación del buque en estudio.

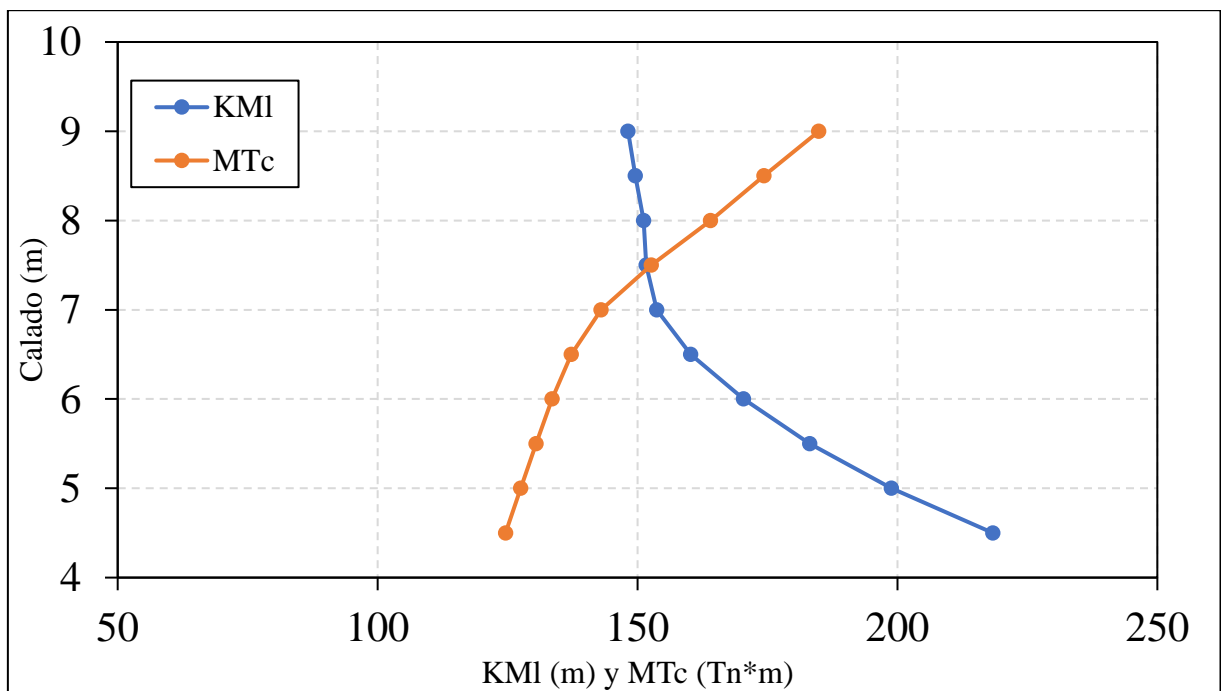


Gráfica 3.5.2. Curvas de distancia longitudinal al centro de carena y centro de la flotación del buque en estudio.

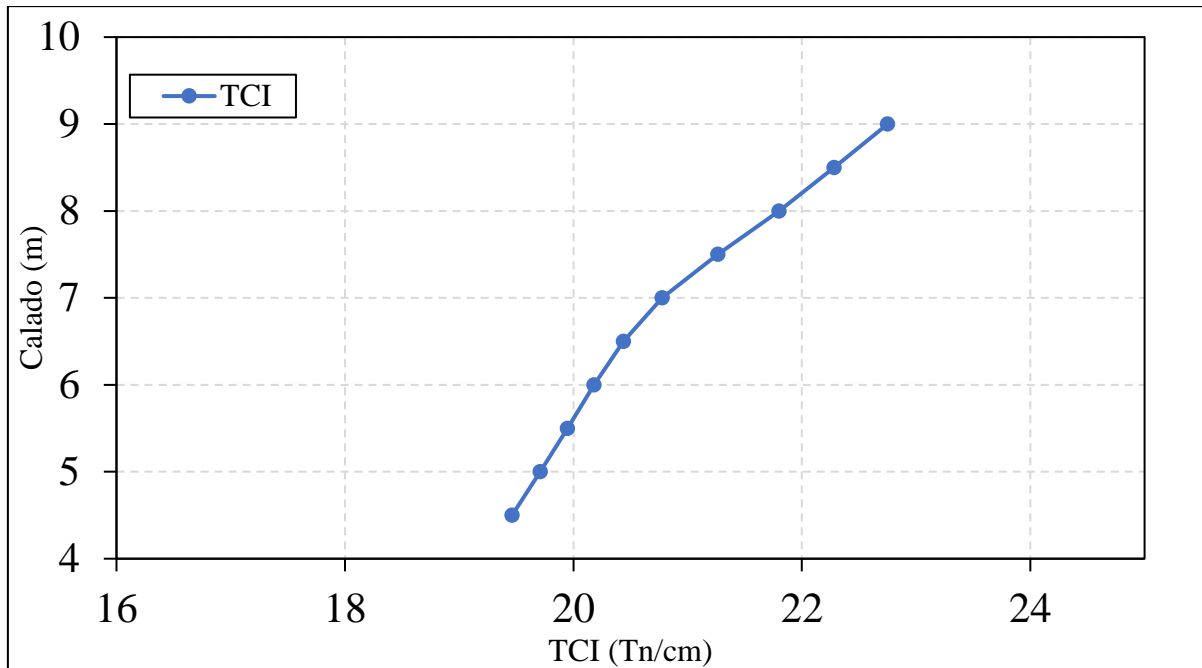




**Gráfica 3.5.3.** Curvas de distancia transversal al centro de carena y altura metacéntrica transversal del buque en estudio.

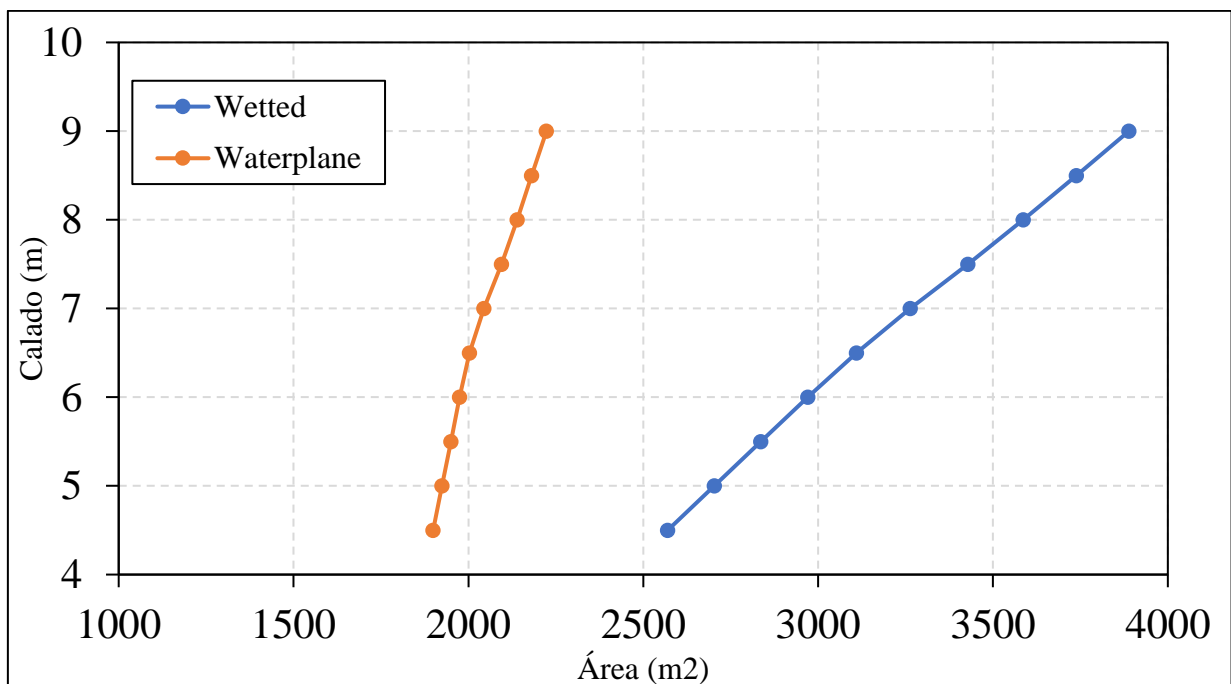


**Gráfica 3.5.4.** Curva de altura metacéntrica longitudinal y momento para alterar el trimado un centímetro del buque en estudio.

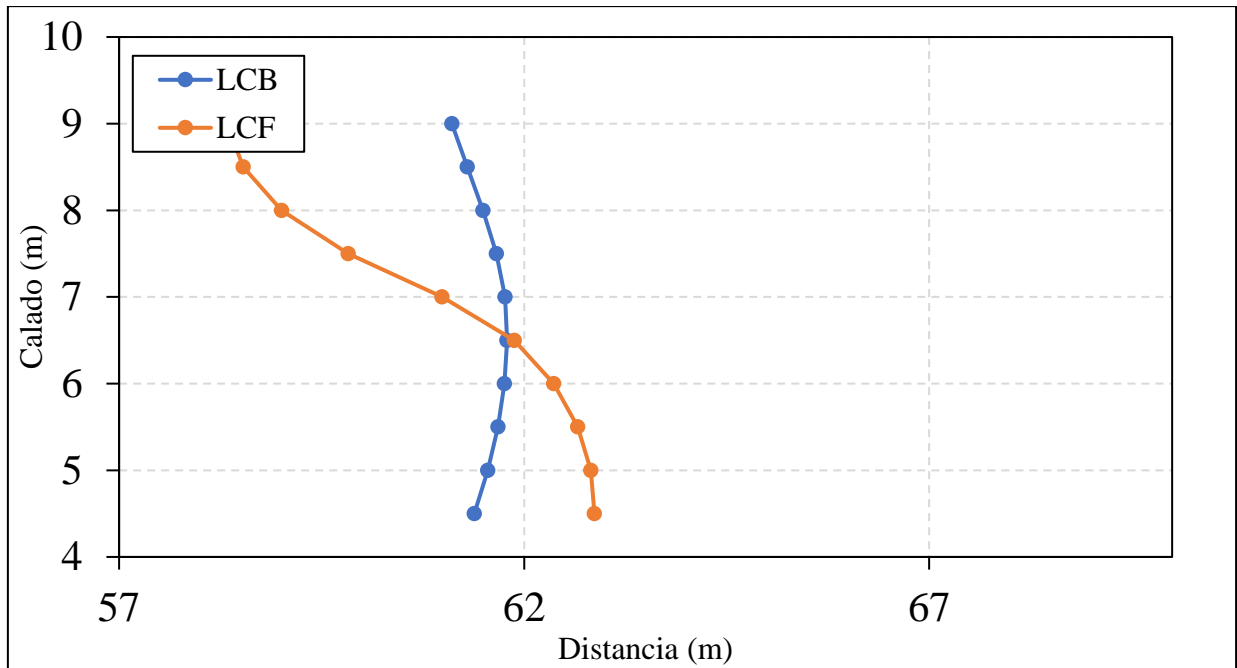


Gráfica 3.5.5. Curva de las toneladas por centímetro de inmersión del buque en estudio.

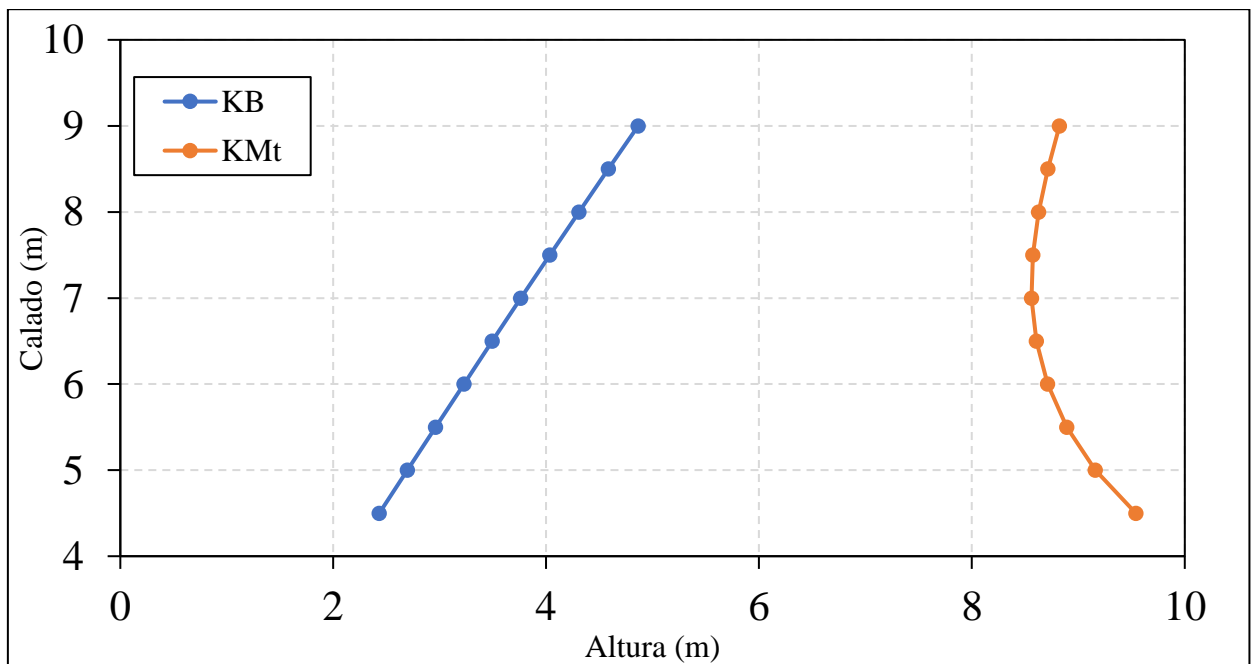
### 3.6. Trimado 1m



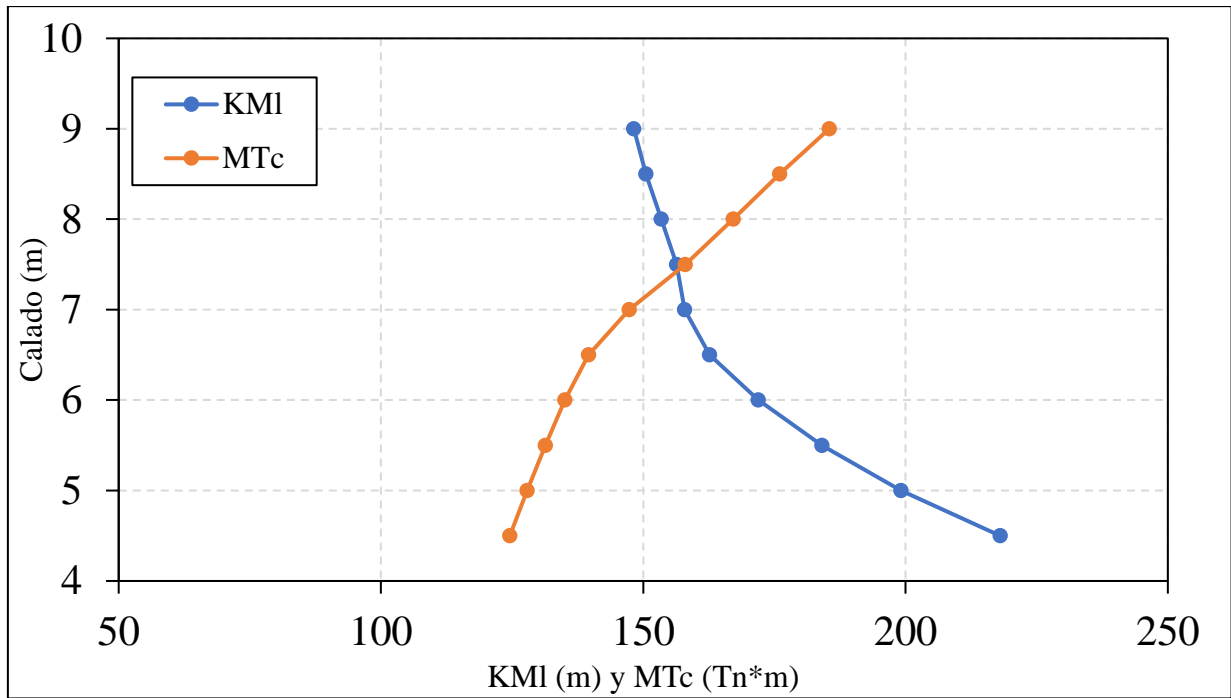
Gráfica 3.6.1. Curvas de la superficie mojada y área de la flotación del buque en estudio.



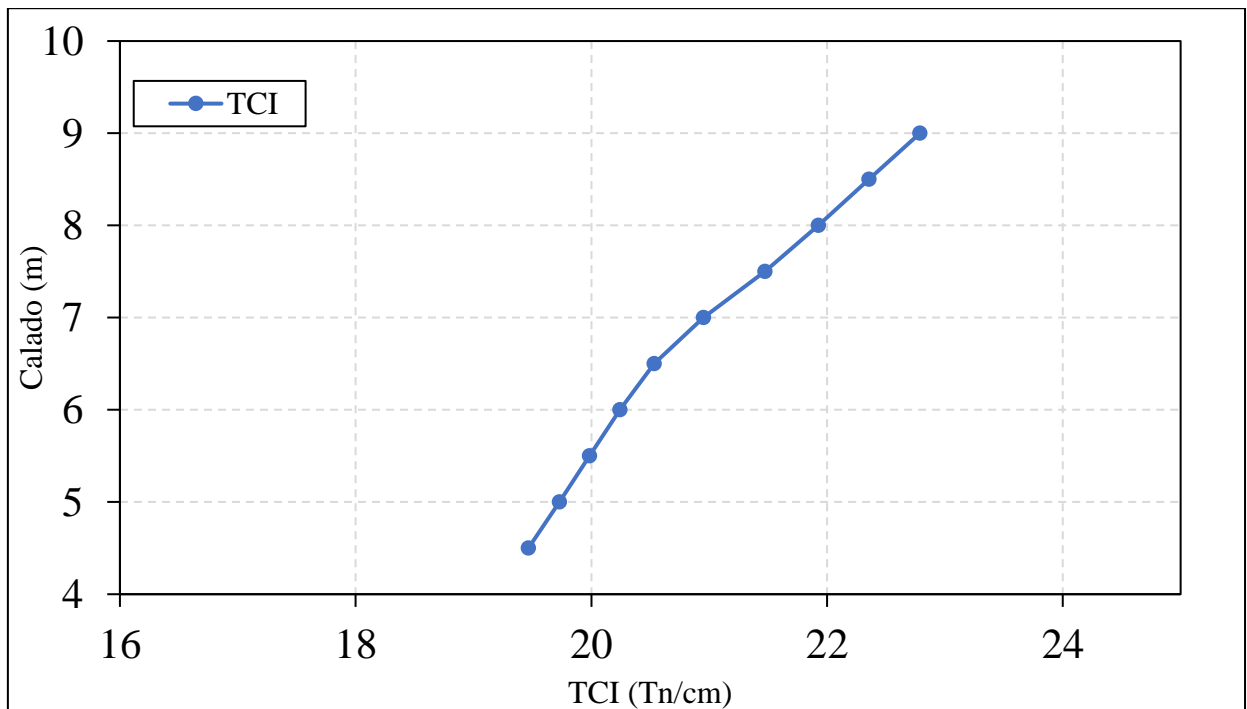
**Gráfica 3.6.2.** Curvas de distancia longitudinal al centro de carena y centro de la flotación del buque en estudio.



**Gráfica 3.6.3.** Curvas de distancia transversal al centro de carena y altura metacéntrica transversal del buque en estudio.



Gráfica 3.6.4. Curva de altura metacéntrica longitudinal y momento para alterar el trimado un centímetro del buque en estudio.



Gráfica 3.6.5. Curva de las toneladas por centímetro de inmersión del buque en estudio.



## Bibliografía

[1] Buque en estudio

### Programas

[2] <https://www.rhino3d.com/es/>

[3] <https://www.design-simulation.com/wm2d/> (Working Model)

[4] <https://www.bentley.com/es/products/brands/maxsurf>

[5] <https://www.festo-didactic.com/es-es/productos/software-e-learning/fluidsim/fluidsim-5.htm?fbid=ZXMuZXMuNTQ3LjE0LjE4LjU5MS43OTc1>

[6] <https://www.solidworks.com/es>

### Grúa

[7] <http://www.ttsgroup.com/Market-Segments/MPG/>

[8] NTP 155: Cables de acero

[9] <https://www.insst.es/>

[10] <https://www.cyesa.com/>

[11] <https://emce.com/>

[12] <https://www.hydratech-industries.com/>

[13] <https://www.liebherr.com/es/esp/productos/componentes/rodamientos-de-gran-tamano/rodamientos-de-gran-tamano.html>

[14] <https://rotarypower.com/>

[15] <https://www.boschrexroth.com/es/es/>

[16] <https://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.223a4a3cce02eb6315731910237ad1ca/?vgnextoid=5c464f9d37a5e210VgnVCM10000048021dacRCRD&vgnnextfnt=ES>



## Arquitectura naval

[17] <https://www.hilti.es/>

[18] DNV-ST-0378: Standard for offshore and platform lifting appliances

[19] [https://uahe.es/wordpress/?wpfb\\_dl=51](https://uahe.es/wordpress/?wpfb_dl=51)

[20] [https://constructalia.arcelormittal.com/es/productos/perfiles\\_h](https://constructalia.arcelormittal.com/es/productos/perfiles_h)

[21] Approximate power prediction method. Holtrop.

[22] Código Internacional de Estabilidad sin avería, 2008 (Código IS 2008), adoptado el 4 de diciembre de 2008 mediante Resolución MSC 267(85). (Anexo 4)

-Apuntes de la asignatura Hidrodinámica. Resistencia y Propulsión. (Domingo L. García López). Universidad Politécnica de Cartagena.

-Apuntes de la asignatura Diseño y Cálculo de Estructuras Navales. (José Alfonso Martínez García). Universidad Politécnica de Cartagena.

-Apuntes de la asignatura de Proyectos. (José Enrique Gutiérrez Romero y Leandro Ruiz Peñalver). Universidad Politécnica de Cartagena.

-Apuntes de la asignatura Hidrostática y Estabilidad. (Domingo L. García López). Universidad Politécnica de Cartagena.

-Apuntes de la asignatura Electricidad Naval. (José Martínez Lorente). Universidad Politécnica de Cartagena.

-Apuntes de la asignatura Mecánica de Maquinas. (Manuel Antonio Burgos Olmos). Universidad Politécnica de Cartagena.

-Apuntes de la asignatura Dibujo Naval. (Leandro Ruiz Peñalver). Universidad Politécnica de Cartagena.

- Apuntes de la asignatura de Sistemas Hidráulicos y Neumáticos. (José Pérez García). Universidad Politécnica de Cartagena.