



Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Naval y Oceánica

DISEÑO DE UN *TRAVELIFT* PARA EMBARCACIONES DE HASTA 50 TONELADAS



Universidad
Politécnica
de Cartagena

AUTOR: MARIO ALCARAZ MARTÍNEZ
DIRECTOR: PEDRO ADOLFO MEROÑO PÉREZ
CODIRECTOR: ANTONIO LÓPEZ NAVARRO

Año: 2018



ÍNDICE GENERAL.

DOCUMENTO 1. MEMORIA DESCRIPTIVA.....	7
DOCUMENTO 2. PLIEGO DE CONDICIONES.....	83
DOCUMENTO 3. PRESUPUESTO.....	99
DOCUMENTO 4. PLANOS.....	103



ÍNDICE.

DOCUMENTO 1. MEMORIA DESCRIPTIVA.	7
1. OBJETIVO Y ALCANCE.	8
1.1. Objetivos.....	8
1.2. Alcance.	8
2. INTRODUCCIÓN.....	9
2.1. Emplazamiento del proyecto.....	9
2.2. Sistemas de varada.....	12
2.2.1. Rampas de varada.	12
2.2.2. Grúas.....	13
2.2.3. Dique seco.	14
2.2.4. Dique flotante.....	15
2.2.5. <i>Synchrolift</i>	15
2.3. <i>Travelift</i>	17
2.3.1. Descripción general	17
2.3.2. Elementos.....	19
2.3.2.1. Bastidor Principal.	19
2.3.2.2. Mecanismo de giro.....	19
2.3.2.3. Ruedas.....	22
2.3.2.4. Mecanismo de traslación.	23
2.3.2.5. Mecanismo de elevación.....	23
2.3.2.6. Equipo hidráulico.	24
2.3.2.7. Grupo motor.....	25
2.4. Funcionamiento.	27
3. REQUISITOS DE DISEÑO.....	30
3.1. Requisitos de diseño de la estructura.	30
3.1.1. Diseño estructural del <i>travelift</i>	30
3.1.1.1. Dimensiones y características principales.....	30
3.1.2. Tabla resumen de las dimensiones.	32
3.2. Requisitos del motor.....	33
3.3. Requisitos de los dispositivos de elevación: cables, poleas, grilletes y eslingas.	33
4. CÁLCULO ESTRUCTURAL.	34
4.1. Vida del aparato.	34
4.2. Estado de la carga.....	34
4.3. Clasificación de los aparatos.	35
4.4. Tipos de solicitaciones a tener en cuenta.....	35
4.4.1. Solicitaciones principales que se ejercen sobre la estructura del aparato supuesto inmóvil, en el estado de la carga más desfavorable.....	37
4.4.2. Solicitaciones debidas a cargas verticales.	37
4.4.3. Solicitaciones debidas a cargas horizontales.	39
4.4.4. Solicitaciones debidas a efectos climatológicos.....	39



4.5. Determinación de combinaciones de solicitaciones.	43
4.5.1. Aparato en servicio sin viento.	43
4.5.2. Aparato en servicio con viento.	43
4.5.3. Aparato sometido a solicitaciones excepcionales.	44
5. Cálculo de la estructura empleando CYPECAD.	45
6. Comprobaciones fundamentales mediante cálculo convencional.	49
6.1. Comprobación de los fenómenos de inestabilidad o pandeo.	49
6.2. Comprobación de los momentos flectores.	50
6.3. Cálculo del módulo resistente.	53
7. Selección del motor diésel.	59
8. Selección del cable.	62
9. Selección de las poleas.	68
9.1. Cálculo de los metros de cable necesarios.	70
10. Cálculo del tambor de izado.	72
11. Selección del moto-reductor empleado para el mecanismo de elevación.	76
11.1. Verificación del par:	77
11.2. Verificación de giro a la entrada menor a 1500 rpm.	78
Por tanto, se puede afirmar que el moto-reductor seleccionado es valido.	78
11.3. Dimensiones generales y datos técnicos.	78
12. Selección de las eslingas.	79
13. Selección de los grilletes de unión.	80
14. Selección de los neumáticos.	81
15. NORMAS Y REFERENCIAS.	82
15.1. Normativa.	82
15.2. Referencias bibliográficas.	82
15.3. Programas de cálculo.	83
DOCUMENTO II. PLIEGO DE CONDICIONES.	85
PLIEGO DE CLAÚSULAS ADMINISTRATIVAS.	86
1. DISPOSICIONES GENERALES.	86
1.1. Objeto del pliego de condiciones.	86
1.2. Descripción de la obra.	86
1.3. Documentación que integra el contrato de obra.	86
1.4. Formalización del Contrato de Obra.	86
1.5. Causas de rescisión del contrato de obra.	87
2. DISPOSICIONES FACULTATIVAS.	88



2.1. Delimitación de funciones de los agentes intervinientes.	88
2.1.1. Promotor.	88
2.1.2. Proyectista	88
2.1.3. Contratista o Constructor.	88
2.1.4. Director de obra.	88
2.1.5. Director de la ejecución de la obra.	89
2.2. Obligaciones y derechos generales del Promotor y Contratista.....	89
2.3. Trabajos defectuosos.	89
2.4. Vicios ocultos.	90
2.5. Medidas de seguridad.....	90
2.6. Plazo de garantía.	90
2.7. Recepción definitiva.	90
3. DISPOSICIONES ECONÓMICAS.	91
3.1. Principio general.....	91
3.2. Fianzas.	91
3.2.1. Ejecución de trabajos con cargo a la fianza.	91
3.3. Devolución de la fianza.	91
3.4. Indemnizaciones.....	91
3.4.1. Indemnización por retraso del plazo de terminación de la obra.....	91
3.4.2. Demora de los pagos por parte del Promotor.	91
3.5. Mejoras de obra.	92
3.6. Pago de arbitrios.	92
PLIEGO DE CONDICIONES PARTICULARES.....	93
4. MONTAJE DE LA ESTRUCTURA.	93
5. MANTENIMIENTO.	93
5.1. Calendario de mantenimiento.....	93
5.2. Plan de seguridad y salud.....	95
5.2.1. Conducción de la máquina.	95
5.2.2. Dirección de la máquina.	95
5.2.3. Levantamiento de la carga.	95
5.2.4. Control de la carga.....	96
5.2.5. Carros superiores.....	96
5.2.6. Parada de emergencia.....	96
5.3. Mantenimiento del cable.....	97
5.4. Neumáticos	97
5.5. Estructura.....	97
DOCUMENTO III. PRESUPUESTO	99
DOCUMENTO IV. PLANOS.....	103



TABLA DE ILUSTRACIONES.

Ilustración 1. Vista espacial del varadero.	9
Ilustración 2. Nave industrial para actividades de pintado y chorreado.	10
Ilustración 3. Travelift de 160 toneladas.	10
Ilustración 4. Travelift antiguo. Capacidad 50 toneladas.	11
Ilustración 5. Rampas de varada clásicas.	12
Ilustración 6. Rampas de varada de hormigón.	12
Ilustración 7. Rampas actuales.	13
Ilustración 8. Grúa tipo pluma.	14
Ilustración 9. Dique seco.	14
Ilustración 10. Dique flotante.	15
Ilustración 11. Funcionamiento synchrolift.	16
Ilustración 12. Foso de varada	17
Ilustración 13. Travelift con capacidad de carga superior a 1000 toneladas.	18
Ilustración 14. Mecanismos de giro posibles.	19
Ilustración 15. Cilindro oleohidráulico de rotación.	20
Ilustración 16. Esquema de la dirección.	21
Ilustración 17. Rueda de travelift.	22
Ilustración 18. Mecanismo de translación.	23
Ilustración 19. Mecanismo de elevación. Cabrestante.	24
Ilustración 20. Grupo motor.	25
Ilustración 21. Motor y bombas.	25
Ilustración 22. Mando de control.	26
Ilustración 23. Travelift en bañera.	27
Ilustración 24. Travelift portando una embarcación.	28
Ilustración 25. Embarcación en cuna.	28
Ilustración 26. Embarcación sobre tacos de madera.	29
Ilustración 27. Dimensiones en el sentido longitudinal.	31
Ilustración 28. Dimensiones en el sentido transversal.	32
Ilustración 29. Capacidad de elevación según el ángulo	36
Ilustración 30. Descomposición de la fuerza	36
Ilustración 31. Representación de los valores de ξ	38
Ilustración 32. Pórtico con carga puntual.	45
Ilustración 33. Pórtico con dos cargas puntuales.	45
Ilustración 34. Valores seleccionados por el programa.	47
Ilustración 35. Coeficientes de pandeo.	49
Ilustración 36. Pórtico con dos cargas puntuales.	50
Ilustración 37. Dimensiones de un perfil	50
Ilustración 38. Diagrama de momentos.	53
Ilustración 39. Perfiles definitivos.	57
Ilustración 40. Vista 3D de la estructura final.	58
Ilustración 41. Vista 3D.	58
Ilustración 42. Catálogo de cables CYE.	67
Ilustración 43. Carro de poleas.	69
Ilustración 44. Pasteca.	69
Ilustración 45. Carro accionado con pistón hidráulico.	70
Ilustración 46. Eslingas preparadas para varada.	70
Ilustración 47. Detalles del tambor.	72
Ilustración 48. Ángulos de deflexión.	73
Ilustración 49. Croquis de la pieza	78
Ilustración 50. Tabla de datos y dimensiones.	78
Ilustración 51. Neumático similar al empleado.	81
Ilustración 52. Funcionamiento del pulsador de emergencia.	97





DOCUMENTO 1. MEMORIA DESCRIPTIVA.



1. OBJETIVO Y ALCANCE.

1.1. Objetivos.

El objetivo de este proyecto es el diseño de un sistema de varada tipo *travelift* para embarcaciones de hasta 50 Tm, lo que abarca a la mayoría de yates y veleros de recreo del mercado.

Para realizarlo, se seguirán los siguientes pasos:

- Recopilación de información sobre sistemas ya en funcionamiento y visitas a los que se encuentran próximos al entorno.
- Estudio de la normativa vigente a aplicar en los distintos ámbitos del proyecto.
- Realización de los cálculos de ingeniería necesarios para el adecuado diseño de los sistemas que integran el conjunto, intentando aportar mejoras a los diseños originales.
- Realización de un presupuesto.

1.2. Alcance.

Este proyecto se limita al cálculo estructural de la grúa en cuestión y de los elementos o accesorios necesarios para el levantamiento de la carga, partiendo de los requisitos de diseño. Por tanto, quedan fuera del ámbito de este proyecto:

- Cálculo de las uniones entre los diferentes elementos estructurales.
- Diseño y análisis de los elementos eléctricos.
- Diseño y análisis de los principales elementos hidráulicos.
- Diseño y análisis de los neumáticos.
- Diseño y análisis de los sistemas de control.



2. INTRODUCCIÓN.

2.1. Emplazamiento del proyecto.

El proyecto es propuesto para el varadero AMJOMAR. Esta empresa está situada en el puerto de San Pedro del Pinatar, Murcia. La empresa se dedica a la reparación y mantenimiento de embarcaciones de recreo de todo tipo (veleros, yates, catamaranes...) y de embarcaciones de pesca.

Cuenta con unas instalaciones de más de 12000 m^2 . Las instalaciones se dividen en dos zonas. La primera de ellas, es destinada al trabajo con embarcaciones menores, para lo que se hace uso de un *travelift* con una capacidad de carga de 50 toneladas.

La segunda zona, se destina al trabajo de embarcaciones mayores, como embarcaciones de pesca y yates de gran envergadura. Para ello, esta zona cuenta con un *travelift* con una capacidad de carga de 160 toneladas.



Ilustración 1. Vista espacial del varadero.



Además, dispone de una nave cerrada en la que se realizan las actividades de pintado y chorreado, destinando la zona abierta a la realización de otras actividades de mantenimiento y reparación.



Ilustración 2. Nave industrial para actividades de pintado y chorreado.

Como se ha comentado, la empresa tiene en su poder dos *travelifts*, uno de ellos con una capacidad de carga de 160 toneladas:



Ilustración 3. Travelift de 160 toneladas.

y otro, más pequeño, con una capacidad de carga inicial de 50 toneladas.



Ilustración 4. Travelift antiguo. Capacidad 50 toneladas.

Este último, lleva en uso 39 años, por lo que su capacidad de elevación se ha reducido sustancialmente, pudiendo elevar actualmente solo buques de un máximo de 25 toneladas de desplazamiento.

Este hecho mencionado, y motivos de seguridad varios, hacen plantearse a la empresa reemplazar esta grúa por una nueva que cumpla con los requerimientos especificados.

De esta manera, la intención del varadero es utilizar el *travelift* de 160 toneladas para buques grandes, como pesqueros o yates de gran envergadura, y limitar el uso del *travelift* de 50 toneladas para el izado de embarcaciones menores.

Por tanto, este proyecto se realiza como propuesta para reemplazar la grúa mencionada en párrafos anteriores por una más moderna que se adapte a la normativa vigente y que cumpla con requerimientos del contratante.



2.2. Sistemas de varada.

2.2.1. Rampas de varada.

Se considera el sistema de varada más antiguo. Consiste básicamente en un plano inclinado, a partir del cual se permite sacar la embarcación del agua con la simple ayuda de la fuerza manual, o con la ayuda de un pequeño motor eléctrico.

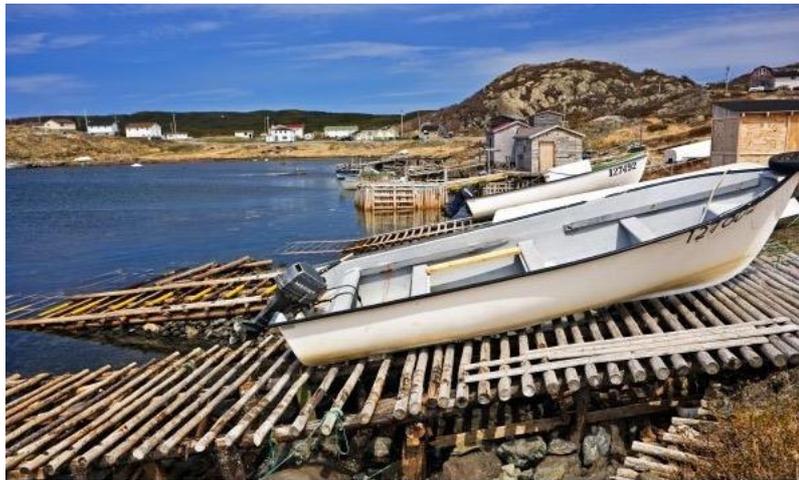


Ilustración 5. Rampas de varada clásicas.

Están proyectadas para la puesta a flote y varada de embarcaciones menores de toda clase, como motos de agua, lanchas neumáticas, embarcaciones de vela ligeras, etc. No es necesaria la ayuda de grúas u otros medios de elevación.

Para embarcaciones de mayor desplazamiento en las que no se pueda emplear la fuerza manual, se enganchará un remolque a un vehículo y se introducirá el remolque al agua, poniendo a flote de esta forma la embarcación.



Ilustración 6. Rampas de varada de hormigón.



Las rampas en las que se vaya a utilizar vehículos estarán construidas principalmente de hormigón.

Actualmente, las rampas han evolucionado mucho en cuanto a materiales de construcción se refiere. No obstante, el principio de funcionamiento sigue intacto, cientos de años después.

Los principales componentes de las rampas son los siguientes:

1. Estructura.

Construida a base de perfiles de acero protegidos contra la corrosión mediante un galvanizado. Se une al pantalán mediante bielas articuladas para que este mantenga siempre la horizontalidad independientemente de las variaciones del nivel del agua.

2. Pavimento.

Se emplea madera tropical altamente resistente a los agentes biológicos (hongos, termitas y otros insectos xilófagos), con un ranurado antideslizante.

3. Flotadores.

Se emplean de dos tipos: de revestimiento de hormigón o de polietileno. En ambos casos están rellenos de poliestireno expandido y su función es la de ofrecer una buena flotabilidad.



Ilustración 7. Rampas actuales.

2.2.2. Grúas.

Existe una amplia gama de grúas, pero las más usadas en los puertos para la manipulación y varada de las embarcaciones son las grúas tipo pluma.

Dentro de este tipo de grúas, existe a su vez, diferentes modelos dependiendo del puerto en el que vayan a ser usadas, pero en todas ellas son comunes los siguientes elementos. La columna principal, el castillete, la pluma y los mecanismos de giro y elevación.



El inconveniente de este sistema de elevación es que está limitado en cuanto a la capacidad de carga y no permiten desplazar la embarcación más allá de su radio de giro. Su operación se limita básicamente en sacar la embarcación del agua y colocarla sobre una cuna o remolque, siendo este último el que desplaza la embarcación por el varadero.



Ilustración 8. Grúa tipo pluma.

2.2.3. Dique seco.

El dique seco, o dique de carena, es el nombre de las instalaciones portuarias destinadas a poner las embarcaciones fuera del agua para efectuar reparaciones en su parte externa.

Cuando el buque esté situado dentro del dique, se cierran las esclusas y se draga el agua por medio de bombas hasta dejar el navío apoyado sobre una cama o picadero. Para que el buque sea puesto a flote de nuevo se lleva a cabo la acción inversa.



Ilustración 9. Dique seco.



2.2.4. Dique flotante.

Comenzaron a tener un importante papel a partir de la Segunda Guerra Mundial. Permiten reparar los buques sin necesidad de llevarlos a puerto.

Inundando sus tanques, se hunde la estructura del dique para permitir que la embarcación a reparar ingrese en su seno. Una vez en su sitio, se achican estos tanques provocando la elevación del conjunto, logrando así la puesta en seco.



Ilustración 10. Dique flotante.

2.2.5. *Synchrolift*.

Un *synchrolift* es un sistema para levantar embarcaciones fuera del agua para tareas de mantenimiento o reparación. El buque es maniobrado sobre una cuna sumergida que luego es izada por una serie de cabrestantes o montacargas electromecánicos sincronizados que colocan la plataforma a nivel del piso. Al ser puesta a seco, la embarcación es ubicada sobre bogíes a lo largo de su eslora, que permiten que sea remolcado sobre rieles a las gradas de trabajo mediante un carro de transferencia. La separación entre el lugar de elevación y el de reparación permite desocupar el *synchrolift* y trabaja con varios buques simultáneamente.

Los *synchrolifts* de mayor tamaño pueden levantar buques de hasta 100 000 toneladas de peso muerto. Debido a esta capacidad, los *synchrolifts* han reemplazado casi totalmente a los antiguos sistemas de dique seco, la mayoría de los cuales solo puede manejar un buque a la vez.

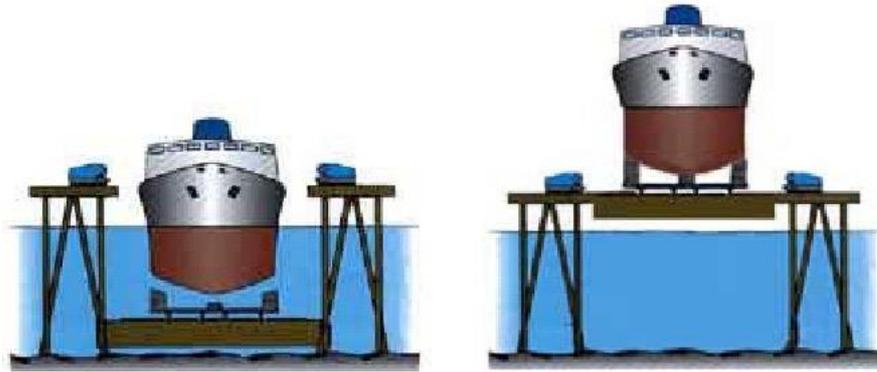


Ilustración 11. Funcionamiento synchrolift.



2.3. *Travelift*.

2.3.1. Descripción general.

Un *travelift* es una grúa motorizada que se utiliza para sacar los buques del agua y llevarlos a un punto requerido del varadero. Una vez ahí, se efectúan las operaciones que convengan.

Es una estructura de acero en forma de pórtico de 4 patas, equipada con ruedas neumáticas y con capacidad para ser guiada libremente. Dispone de eslingas fijadas al pórtico, que “abrazan” la embarcación para sacarla del agua. Para la operatividad de un *travelift* no sumergible ha de disponerse de un foso de varada (también llamado piscina o bañera).

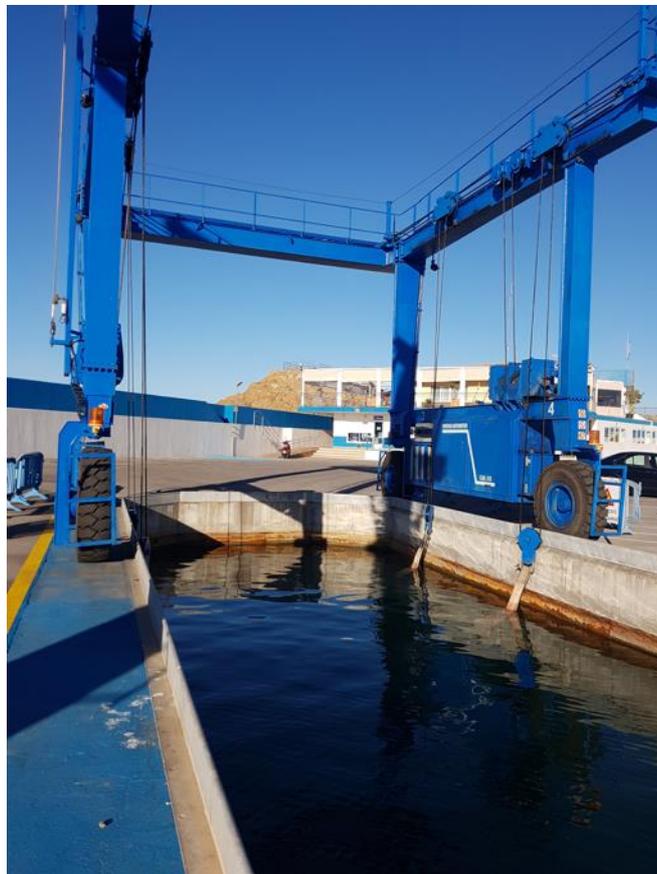


Ilustración 12. Foso de varada

Al disponer de ruedas giratorias y de un motor diésel, resulta muy sencillo sacar la embarcación del agua y dirigirla a la cuna donde vaya a ser apuntalada. Se elimina de esta manera algunas limitaciones de las plumas, como pueden ser el radio de acción de su brazo o la capacidad de carga.

Consta de un sistema estructural, que debe garantizar que se resista la carga de manera estable en el tiempo, un sistema hidráulico, encargado de aportar la potencia



necesaria al sistema mecánico, y un sistema mecánico, encargado de garantizar todos los movimientos con o sin carga de la grúa, mediante el aprovechamiento y conversión de la energía hidráulica en mecánica.

Sobre el sistema estructural se disponen los sistemas mecánico e hidráulico. Está compuesto por un pórtico principal y pórticos laterales menos rígidos, que contienen la maquinaria. El peso propio de esta estructura influye lógicamente sobre los requerimientos de potencia para levantar el conjunto y/o trasladarlo.

El sistema hidráulico es el responsable de aportar la potencia necesaria para las diferentes funciones de la grúa. Dichas funciones vienen representadas por varias secciones de potencia (levantar las eslingas con o sin embarcación, movimiento de giro de las ruedas, levantar el buque, movimiento de traslación de la grúa, movimiento de los carros de pastecas).

En general, y por motivos de seguridad, todas las secciones son independientes, de manera que nunca actúan dos a la vez, por lo que puede direccionarse toda la potencia disponible a la sección que en cada momento lo requiera.

El buque es izado mediante cables y cabrestantes, accionados por motores hidráulicos. El tambor donde se enrolla el cable se ancla mecánicamente cuando no actúa el motor, de modo que esta sección no requiera potencia una vez que el barco esté completamente levantado, asegurado y listo para ser transportado.

El sistema mecánico transmite la potencia suministrada por el fluido hidráulico, según una serie de movimientos y fuerzas determinados.

Existen diferentes modelos de *travelifts*, con capacidades de carga que oscilan desde 15 Tm hasta 1200 Tm.



Ilustración 13. Travelift con capacidad de carga superior a 1000 toneladas.



2.3.2. Elementos.

2.3.2.1. Bastidor Principal.

La estructura portante está formada por dos bastidores verticales, dispuestos en la máquina en la dirección longitudinal de la marcha y unidos transversalmente por una sola viga. Las vigas se unen mediante juntas atornilladas. La posición de las juntas de brida ha sido estudiada de forma que pueda realizarse el transporte de la máquina con medios de transporte articulados y el montaje in situ con aparatos de elevación normales.

El bastidor principal está formado por vigas de perfiles HE soldadas cuidadosamente para prevenir los efectos de corrosión interna.

Los perfiles HE están disponibles en las calidades de acero comunes, con alturas entre 100 y 1000 mm que corresponden a las dimensiones de la gama de perfiles HE. Existen tres series de perfiles HE. Perfil HEB: perfil base; Perfil HEA; más ligero que el HEB; HEM: más pesado que el HEB. En este proyecto se emplean los perfiles HEB para las vigas horizontales y de cierre de la estructura y los perfiles HEA para los pilares verticales. De esta forma, se consigue aligerar algo de peso en la estructura principal.

Al unir las vigas mediante placas atornilladas, se evitan las uniones soldadas que podrían dificultar acciones futuras, como podría ser la sustitución de un perfil por cualquier defecto.

2.3.2.2. Mecanismo de giro.

Existen dos tipos de giro en función del número de ruedas directrices de la grúa, giro con 2 ruedas directrices y giro con cuatro ruedas directrices.

El sistema con dos ruedas directrices tiene el inconveniente de que el radio de giro exterior es mayor. Por otro lado, su conducción y manipulación a la hora de encarar la grúa en la bañera es más fácil y sencilla.

El sistema con 4 ruedas directrices, tiene un radio de giro exterior menor, por lo que es ideal para maniobrar en espacios reducidos y recodos angostos. Mayor dificultad de conducción por parte del operario.

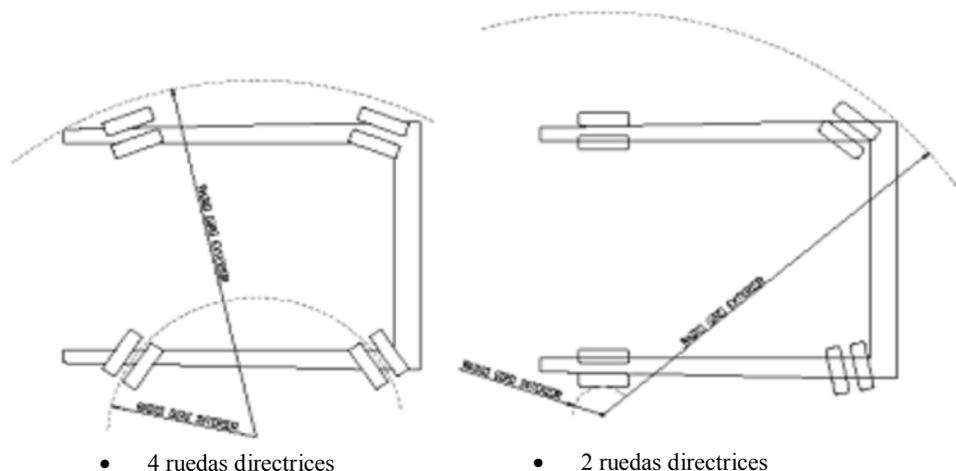


Ilustración 14. Mecanismos de giro posibles.



El sistema que se va a emplear va a ser el de 4 ruedas directrices por tener este sistema mayor maniobrabilidad. Con esta distribución, se podrá manejar la grúa de forma más sencilla cuando el varadero se encuentre lleno de barcos, reduciendo los tiempos de maniobra y el riesgo a sufrir alguna colisión accidental.

Un cilindro oleohidráulico de doble efecto permite la rotación de cada grupo de ruedas.

El mando de la dirección se realiza por medio de la consola o mando a distancia destinado al control y pilotaje de la maquinaria.



Ilustración 15. Cilindro oleohidráulico de rotación.

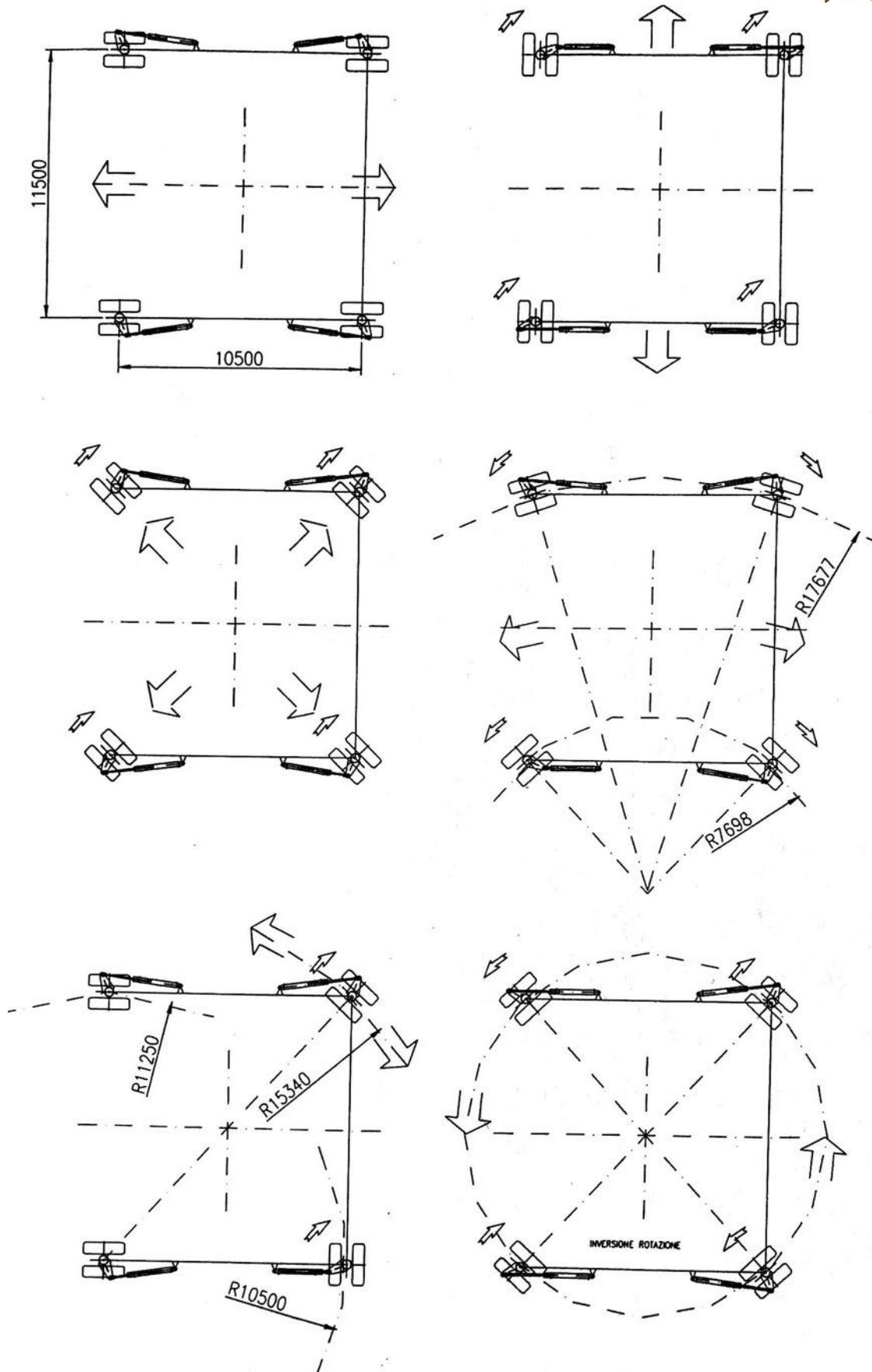


Ilustración 16. Esquema de la dirección.



2.3.2.3. Ruedas.

El uso de 4 ruedas se emplea en *travelifts* con capacidades de carga de hasta 150 Tm, mientras que el uso de 8 o 16 ruedas está reservado a grúas con mayor capacidad de carga.

En este proyecto, como el *travelift* tendrá una capacidad de carga de 50 Tm, como máximo, con montar 4 ruedas sería suficiente.

Toda la estructura se apoya sobre las cuatro ruedas neumáticas. El eje de estas es de acero templado y los cojinetes son de rodillos cónicos dobles, idóneos para soportar la carga radial y también la carga axial. La horquilla porta eje se prolonga 20 cm del suelo, en condiciones de plena carga, para limitar la altura de caída en caso de fallo de la rueda o pinchazo del neumático.



Ilustración 17. Rueda de travelift.



2.3.2.4. Mecanismo de traslación.

El mecanismo de traslación está compuesto por 4 motores hidráulicos de pistones axiales, montando un motor por rueda. Entre el reductor y el motor hay interpuesto un freno de estacionamiento de disco. Este freno funciona en ausencia de presión de alimentación. De esta forma, se garantiza la máxima seguridad incluso cuando el motor está apagado.



Ilustración 18. Mecanismo de translación.

2.3.2.5. Mecanismo de elevación.

El mecanismo de elevación está formado por cuatro cabrestantes hidráulicos que mueven los cables metálicos. Cada uno de ellos está constituido por un motor hidráulico y un reductor con freno negativo. Los cabrestantes están formados por un tambor acanalado en el que se enrollan las espiras en una única capa. El tambor está montado directamente en el eje lento del reductor y está sostenido por cojinetes de bolas. Los cabrestantes tienen una dimensión adecuada para sostener los bloques y su carga.

Un sistema hidráulico alimenta los motores conectados de manera separada. Los cabrestantes de elevación están alimentados por una bomba de pistones de caudal variables. El control del levantamiento se realiza por un distribuidor proporcional con válvula reguladora de máxima presión. Esta válvula se encarga de controlar el flujo del aceite en los motores de los cabrestantes para permitir el sincronismo perfecto.

Por otro lado, los mandos de este sistema están concentrados en el mando a distancia que controla el operador.



Ilustración 19. Mecanismo de elevación. Cabrestante.

2.3.2.6. Equipo hidráulico.

Del grupo termohidráulico parten todas las tuberías que alimentan los varios motores y los distribuidores. Dichas tuberías de diferentes diámetros y espesores, son flexibles y son realizadas con varias trenzas metálicas recubiertas de goma. Las tuberías se fijan a la estructura mediante elementos de fijación específicos. En función del caudal y la presión relativas, las tuberías serán de diferente tipo.

El circuito hidráulico de desplazamiento está constituido por un circuito cerrado de dos motores hidráulicos en paralelo. Estos, son activados por una bomba de pistones de cilindrada variable. Con este sistema, el arranque y la parada pueden regularse con precisión mediante el acelerador diésel y el control directo del distribuidor proporcional. Esto se obtiene por efecto de una válvula especial que varía automáticamente la cilindrada de la bomba obteniendo una variación gradual de la velocidad de desplazamiento en función del número de revoluciones. Al soltar la palanca de la bomba de desplazamiento, esta retorna a la posición central y la máquina se detiene lentamente y gradualmente.



2.3.2.7. Grupo motor.

El motor principal, las bombas de desplazamiento, de elevación, de dirección, de los servicios auxiliares, el tanque de aceite, los distribuidores, las electroválvulas, las baterías y otros componentes mecánicos se encuentran en un grupo cerrado e insonorizado, suspendido bajo un larguero inferior.



Ilustración 20. Grupo motor.

El motor diésel está refrigerado por agua. Acciona todas las bombas mediante un mecanismo de acoplamiento de engranajes. En una salida se monta la bomba de desplazamiento variable principal y por el otro lado las bombas múltiples que alimentan los cabrestantes, los carros y la dirección.

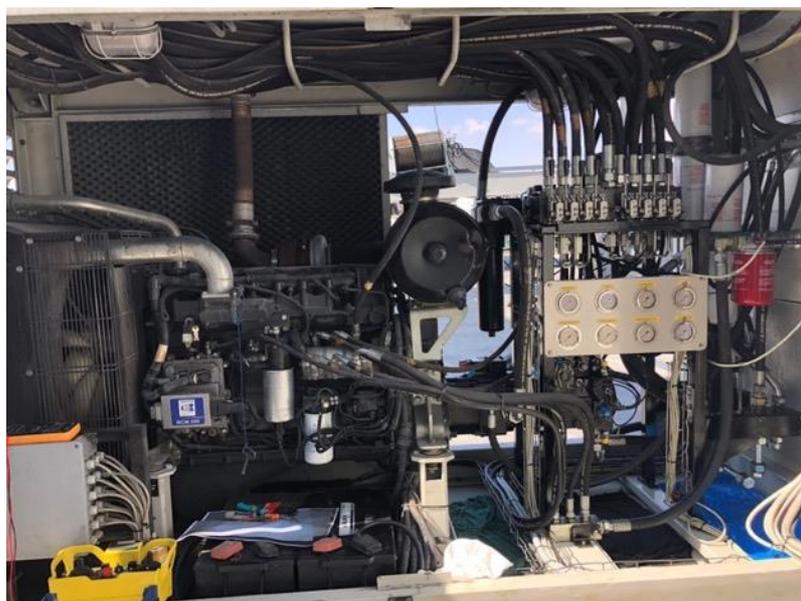


Ilustración 21. Motor y bombas.



2.3.2.8. Sistemas de accionamiento y control.

El control de la grúa se realiza mediante un mando a distancia como el que se muestra en la imagen. De esta forma, el operario que controla la grúa puede desplazarse a los puntos donde mejor visión tenga para la realización de cada maniobra.



Ilustración 22. Mando de control.

El estudio de cada uno de estos elementos por separado podría constituir la realización de un trabajo de fin de grado independiente al que se está realizando. Teniendo en cuenta esto, al no ser objetivo del presente proyecto, únicamente se han descrito brevemente cada uno de estos elementos y sistemas en páginas anteriores sin inquirir en ellos.



2.4. Funcionamiento.

El funcionamiento de la maquinaria en la acción de varar un buque es el siguiente.

Primeramente, se lleva el *travelift* hasta la bañera/piscina. Una vez allí, se bajan las eslingas hasta que queden sumergidas una profundidad mayor al calado de la embarcación para evitar que se enreden con la hélice o el timón.



Ilustración 23. Travelift en bañera.

A continuación, se procede al paso más complicado, que es el de colocar las eslingas de manera correcta para que no dañen el casco de la embarcación al levantarla. En muchos buques, el fabricante indica el punto en el que se deben colocar estas, pero hay otros tantos en los que no se indica, por lo que se debe de tener cuidado al colocarlas.

Posteriormente, con la embarcación suspendida se mueve el trafelift hasta el lugar deseado del varadero.



Ilustración 24. Travelift portando una embarcación.

Una vez allí, se bajan las eslingas y se apuntala la embarcación por medio de tacos de madera y/o puntales, o se hace descansar esta sobre una cuna, para poder trabajar con seguridad.



Ilustración 25. Embarcación en cuna.



Ilustración 26. Embarcación sobre tacos de madera.



3. REQUISITOS DE DISEÑO.

3.1. Requisitos de diseño de la estructura.

3.1.1. Diseño estructural del travelift.

Consultando los datos de varios fabricantes de este tipo de maquinaria y tomando como capacidad de carga máxima 50 Tm, se puede aproximar los valores del pórtico a los indicados a continuación.

3.1.1.1. Dimensiones y características principales.

Longitud del pórtico.

Es la longitud máxima que tiene el pórtico de extremo a extremo. Se ha fijado en 10,50 metros.

Separación máxima de eslingas.

Es la distancia máxima a la que se pueden colocar. Se ha establecido en 7 metros.

Luz o separación longitudinal entre ruedas.

La luz del pórtico es la distancia horizontal entre los ejes de las ruedas. Se ha establecido una distancia de 6,60 metros.

Recorrido portaeslingas.

Es la distancia longitudinal que puede recorrer cada portaeslingas sobre sus railes. Se ha fijado en 2,25 metros, pero podría ser variable.

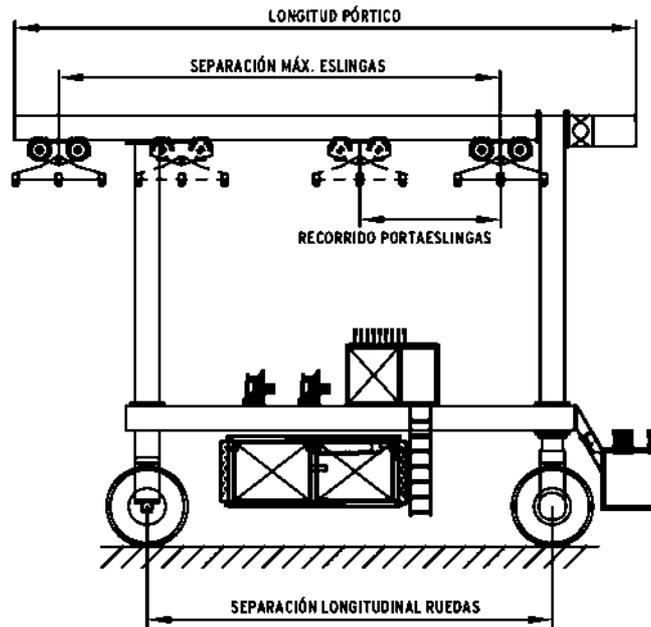


Ilustración 27. Dimensiones en el sentido longitudinal.

Ancho exterior.

Es la distancia transversal máxima entre los extremos de las ruedas. Para esta grúa se ha fijado en 7,80 metros.

Separación transversal entre ruedas.

Distancia trasversal entre los ejes de dos ruedas paralelas. Se ha establecido una distancia de 6,82 metros.

Ancho de bañera.

Es el espacio interior comprendido entre las ruedas. Este espacio condiciona la construcción de la bañera en el puerto. Se ha establecido en 6,10 metros.

Altura exterior.

Es la distancia vertical máxima de la grúa. Se ha fijado en 7,20 metros.

Altura interior.

Distancia vertical desde el punto de contacto de la grúa con el suelo hasta la parte alta de la viga vertical en contacto con la longitudinal. Se fija en 6,40 metros,

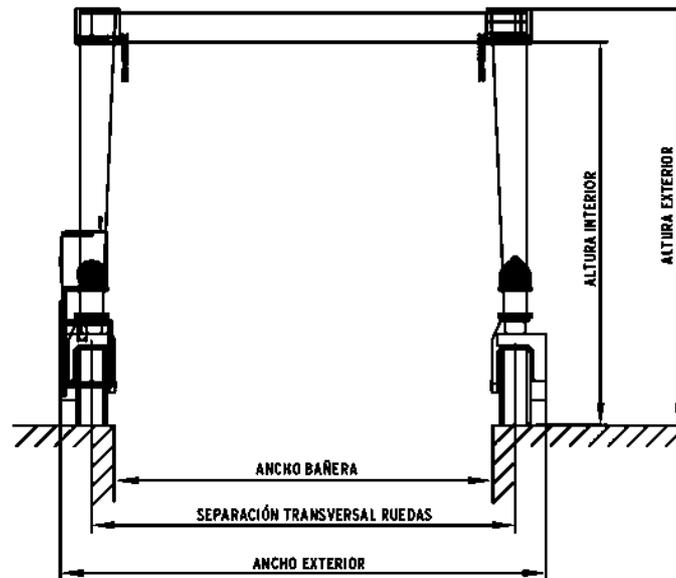


Ilustración 28. Dimensiones en el sentido transversal.

3.1.2. Tabla resumen de las dimensiones.

A continuación, se muestra una tabla a modo de resumen con las diferentes medidas del *travelift*.

Tabla 1. Resumen de las dimensiones del *travelift*.

Longitud del pórtico (m)	10,50
Separación máx eslingas (m)	7
Recorrido del portaeslingas (m)	2,5
Separación long ruedas (m)	6,60
Recorrido portaeslingas (m)	2,25
Ancho exterior (m)	7,80
Ancho de bañera (m)	6,10
Altura exterior (m)	7,20
Altura interior (m)	6,40
Separación transv ruedas (m)	6,82
Peso propio (Tm)	19



3.2. Requisitos del motor.

Para la selección del motor se deben de tener en cuenta las siguientes consideraciones.

El peso de la maquinaria al completo, por comparación con otros *travelift* similares, se fija en 19 toneladas. El peso máximo de la carga será de 50 toneladas. Por tanto, la fuerza máxima que se debe de vencer será de 69 toneladas.

Además, la velocidad de avance del *travelift* es de 0,1 m/s.

Con estos datos, se calculará más adelante la potencia requerida para la selección del motor diésel.

3.3. Requisitos de los dispositivos de elevación: cables, poleas, grilletes y eslingas.

La selección de los cables, poleas, grilletes y eslingas se realiza teniendo en cuenta la normativa vigente y las necesidades de carga del presente proyecto. De esta forma, se tomará siempre el estado de plena carga (50 toneladas) para la realización de los cálculos y para la selección de los diferentes elementos de elevación de la carga.



4. CÁLCULO ESTRUCTURAL.

El cálculo estructural del *travelift* se va a realizar siguiendo la normativa FEM parte 2. Esta normativa se encuentra de forma resumida en Mirarte, A; Larrodé, E; Castejón, L; Cuartero, J. (2002). Capítulo B9. Estructura. *Los transportes en la ingeniería industrial*. (pp 217-245). Barcelona: Reverté.

4.1. Vida del aparato.

La vida del aparato representa el número de horas de funcionamiento real que va a tener el mecanismo a lo largo de su servicio. Al ser este número de horas desconocidas se definen siete grupos.

Tabla 2. Definición de la vida del mecanismo.

Grupo	A	B	C	D	E	F	G
Vida en horas	800	1600	3200	6300	12500	25000	50000

El astillero solicitante del *travelift* demanda que el aparato funcione unas 1000 horas anuales. Además, estima que su vida útil debe ser de diez años. Por tanto, la vida útil del aparato será de aproximadamente 10000 horas.

De esta manera, el *travelift* que se va a diseñar pertenece al grupo E.

4.2. Estado de la carga.

El estado de la carga representa en qué medida, el aparato levanta la carga máxima o solamente una carga reducida. En la práctica, se consideran cuatro estados convencionales de carga, caracterizados por el valor k , representando la frecuencia máxima, durante el servicio en un número de ciclos determinado.

$$k = \frac{\text{Nº de veces de elevación de la carga máxima}}{\text{Nº de veces de elevación de cargas pequeñas, medianas y máximas}}$$

Tabla 3. Definición del estado de carga.

Estado de carga	Servicio	Factor k
1	Frecuencia muy reducida de la carga.	0,125
2	Frecuencia reducida de la carga.	0,250
3	Frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y máximas.	0,500
4	Frecuencia elevada de carga máxima	1,000



En nuestro caso, se va a trabajar con embarcaciones menores de 50 toneladas, ya que para desplazamientos mayores se dispone de un *travelift* que puede levantar hasta 160 toneladas. Además, hay que tener en cuenta que durante la temporada de invierno el *travelift* se va a mantener prácticamente fuera de servicio, por tener poca demanda de trabajo el varadero en cuestión. Con esto, se escoge un factor de carga de 0,25, frecuencia reducida de la carga máxima.

4.3. Clasificación de los aparatos.

A partir de la vida del mecanismo y del estado de la carga, los aparatos se clasifican en seis grupos según la FEM siguiendo la siguiente tabla.

Tabla 4. Clasificación de aparatos según la normativa FEM.

ESTADO DE CARGA		VIDA EN HORAS DE FUNCIONAMIENTO REAL DEL MECANISMO						
Factor k	SERVICIO	800	1600	3200	6300	12500	25000	50000
0,125	Frecuencia muy reducida de la carga.			M3	M4	M5	M6	M7
0,250	Frecuencia reducida de la carga.		M3	M4	M5	M6	M7	M8
0,500	Frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y máximas.	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
1,000	Frecuencia elevada de carga máxima	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8

A la vista de la tabla anterior, se puede concluir este apartado clasificando el *travelift* en el grupo M6. Este dato se usará más adelante para calcular los elementos principales y secundarios de la estructura (estructura principal, cables, poleas, etc.).

4.4. Tipos de solicitaciones a tener en cuenta.

Según la norma FEM existen cinco tipos diferentes de solicitaciones a tener en cuenta. Son las siguientes:



- Solicitaciones principales que se ejercen sobre la estructura del aparato supuesto inmóvil, en el estado de la carga más desfavorable.
- Solicitaciones debidas a cargas verticales.
- Solicitaciones debidas a cargas horizontales.
- Solicitaciones debidas a efectos climáticos.
- Solicitaciones diversas.

Antes de proceder al cálculo de las solicitaciones se tiene que considerar que la carga que se ejerce sobre cada punto tendrá dos componentes, uno vertical y otro horizontal, ya que el cable no está completamente vertical cuando se llevan a cabo las operaciones de izado.

El ángulo que forman las eslingas con la vertical, θ , va a variar en función de la manga de la embarcación y de las formas del casco. Por tanto, θ no toma un valor constante. Para realizar los cálculos se va a tomar el valor de θ más desfavorable. Existe un ángulo límite a partir del cual la fuerza que se ejerce sobre la carga se ve restringida, sobrecargando la estructura y limitando de esta manera la capacidad de carga. Según varios fabricantes, este ángulo límite se puede tomar como 15°

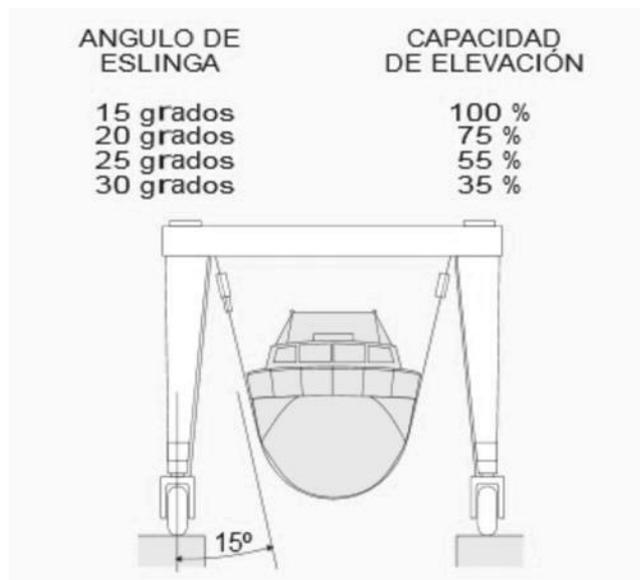


Ilustración 29. Capacidad de elevación según el ángulo

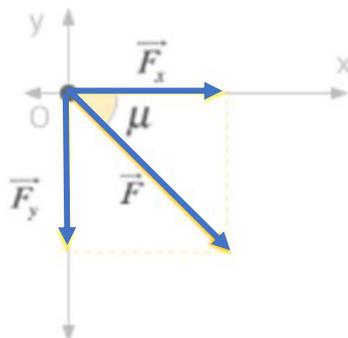


Ilustración 30. Descomposición de la fuerza



4.4.1. Solicitaciones principales que se ejercen sobre la estructura del aparato supuesto inmóvil, en el estado de la carga más desfavorable.

Dentro de este grupo de solicitaciones se encuentran las debidas a la carga de servicio, o peso de la carga útil más el peso de los elementos accesorios: ganchos, eslingas, poleas etc. También las debidas al peso propio, o el peso de todos los elementos que componen el *travelift*, excluyendo la carga de servicio.

Según diversos catálogos de fabricantes, el peso de la estructura completa para un *travelift* con una capacidad de carga de 50 toneladas, ronda las 19 toneladas.

Por tanto, el peso propio de la estructura es el siguiente.

$$\text{Peso propio} \equiv S_G = 19 \text{ Tm} = 186,39 \text{ KN}$$

Las solicitaciones debidas a la carga útil más el peso de los accesorios quedan de la siguiente manera.

La grúa dispone de dos de eslingas que son las encargadas de abrazar la embarcación y soportar su peso. A su vez, las eslingas están unidas a la estructura del pórtico de banda a banda. De esta forma, se tienen cuatro puntos de apoyo, dos por banda. Por tanto, a cada punto de apoyo de las eslingas le corresponde la siguiente carga.

Peso máximo de la embarcación = 50 toneladas.

Puntos de apoyo = 4

$$\text{Carga por punto} \equiv S_L = \frac{50}{4} = 12,5 \text{ t} = 122,625 \text{ KN}$$

4.4.2. Solicitaciones debidas a cargas verticales.

Las solicitaciones debidas a los movimientos verticales provienen de la carga de servicio, aceleraciones o deceleraciones sobre el movimiento de elevación de la carga o choques producidos por el movimiento de la grúa sobre el terreno.

Se tiene que considerar las solicitaciones debidas a la manipulación de la carga de servicio. Estas, se tienen en cuenta según la normativa, multiplicando la carga de servicio por un factor denominado “coeficiente dinámico”. Este coeficiente está definido por la siguiente expresión:

$$\psi = 1 + \xi \cdot V_L \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde:

$$V_L = \text{velocidad de elevación} \left(\frac{m}{s} \right)$$

ξ = coeficiente experimental.



Siendo ξ 0,6 para puentes grúa y pórticos o 0,3 para grúas.

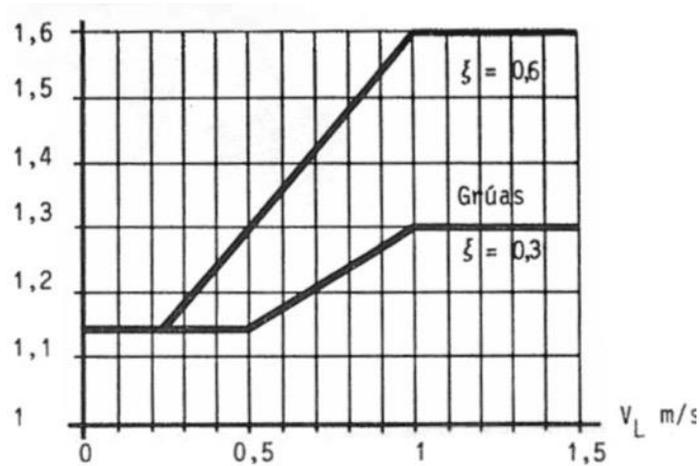


Ilustración 31. Representación de los valores de ξ

Tomando una $V_L = 0,1 \text{ m/s}$ y siendo $\xi = 0,6$, entramos el gráfico y obtenemos un $\psi = 1,14$.

Se sabe que la fuerza de servicio en los cuatro puntos de izado es de 12,5 toneladas. Esta fuerza se divide en dos componentes, un componente horizontal y otro vertical.

De esta manera, la componente vertical de la fuerza quedaría:

$$S_V' = \frac{P}{4} \cdot \cos \theta \quad \text{Ecuación 2}$$

$$S_V' = 122,625 \cdot \cos 15 = 118,446 \text{ KN}$$

Multiplicando la carga de servicio por el coeficiente dinámico, se calcula la sollicitación debida a movimientos verticales.

$$S_V = S_V' \cdot \psi = 118,446 \cdot 1,14 = 135,029 \text{ KN}$$



4.4.3. Solicitaciones debidas a cargas horizontales.

Se producen por efectos de inercia debidos a aceleraciones o deceleraciones de movimientos de dirección, translación, orientación y recuperación de flecha y efectos de la fuerza centrífuga.

Además, cuando se eleva una embarcación, se produce una componente horizontal de la fuerza en los cuatro puntos de apoyo que se puede expresar mediante la siguiente ecuación:

$$S_H = \frac{P}{4} \cdot \sin \theta \quad \text{Ecuación 3}$$

Siendo θ el ángulo que forman las eslingas con la vertical.

$$\theta_{lim} = 15^\circ$$
$$S_H = 122,625 \cdot \sin 15 = 31,737 \text{ KN}$$

4.4.4. Solicitaciones debidas a efectos climatológicos.

Son debidas a la acción del viento, sobrecargas de nieve y variaciones de temperatura.

En este apartado solo se tiene en consideración la acción debida al viento. La norma no contempla la sobrecarga por nieve para el cálculo de cualquier grúa portuaria. Tampoco se tienen en cuenta las solicitaciones debidas a variación de temperatura, solo en los casos particulares en que los elementos no puedan dilatarse libremente.

La fuerza que ejerce el viento sobre un objeto se expresa de la siguiente manera:

$$F = q \cdot A \cdot C \quad \text{Ecuación 4}$$

Siendo:

F = fuerza sobre la superficie actuando en la dirección del viento.

q = presión estática a la altura h del objeto.

A = área del objeto sobre la que actúa el viento.

C= coeficiente de forma.

La expresión para calcular la presión del viento en unidades del sistema internacional es la siguiente.

$$q = \frac{5}{8} \cdot v_{w0}^2 \cdot \left(\frac{h}{h_0}\right)^{2p} \quad \text{Ecuación 5}$$



Donde:

v_{w0} = velocidad de referencia a la altura estándar de 10 metros.

h = altura a la que se quiere conocer la velocidad del viento.

h_0 = altura de referencia (10 metros)

Los valores de la v_{w0} se obtienen de la siguiente tabla.

Tabla 5. Valores de la fuerza del viento.

Altura del elemento por encima del suelo	Viento límite de servicio			Viento máximo		
	Velocidad v_w		Presión aerodinámica	Velocidad v_w		Presión aerodinámica
	m/s	Km/h		m/s	Km/h	
m			$\frac{kgf}{m^2}$			$\frac{kgf}{m^2}$
0 a 20	20	72	25	36	130	80
20 a 100				42	150	110
Más de 100				46	165	130

El valor de h se va a fijar en 2 metros. Ya que la mayor superficie expuesta a la acción del viento es el casco del buque, y este no va a estar a gran distancia del suelo. Por tanto, $h = 2m$.

Por último, $p = 1/7$ para terreno abierto y zonas costeras.

Definidos todos los parámetros ya se puede calcular el valor de la presión del viento.

$$q = \frac{5}{8} \cdot 36^2 \cdot \left(\frac{2}{10}\right)^{2 \cdot \frac{1}{7}} = 511,422 \text{ N/m}^2$$

En cuanto al cálculo del valor del área del objeto sobre la que actúa el viento (A), es necesario conocer la dimensión de los perfiles que forman la estructura y la superficie expuesta al viento de la embarcación.

La situación más desfavorable en cuanto al viento se refiere, se da cuando este incide de manera lateral. De esta forma, mayor superficie de embarcación está expuesta al viento.

El área expuesta al viento de la embarcación se va a asemejar a una placa plana debido a la complejidad y a la diversidad de superficies que el *travelift* va a levantar (cada buque tendrá una superficie diferente).

El área del rectángulo considerado va a tener las dimensiones de altura interior del *travelift* por la longitud máxima del mismo.



Esto es,

$$A = 10,50 \times 6,40 = 67,2 \text{ m}^2$$

El coeficiente de forma se halla con la siguiente tabla:

Tabla 6. Coeficiente de forma.

	f/b	C_f
Placas planas por encima del nivel del suelo	≥ 80	2,00
	60	1,85
	40	1,75
	20	1,50
	15	1,40
	10	1,30
	≤ 5	1,20
Cable metálico	Viento perpendicular al cable	1,20

$$C_f = 1,20$$

Conviene calcular también el área expuesta al viento de la viga transversal superior.

Las dimensiones de esta viga transversal van a ser de 60x30x3 cm. La dimensión longitudinal de la viga es 10,5 metros.

Por tanto,

$$A = 10,5 \cdot 0,6 = 6,3 \text{ m}^2$$

Por último, hallamos el coeficiente de forma.

A partir de la siguiente tabla, podemos hallar mediante interpolación el valor de C_f .

Siendo:

$$\frac{f}{b} = \frac{10,5}{0,6} = 17,5$$

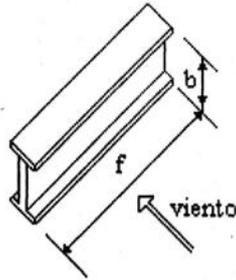
Interpolando en la tabla se halla el valor de C_f .

$$C_f = 1,537 \approx 1,54$$



Tabla 7. Valores de C para perfiles.

Perfiles, angulares,
vigas cajón
(pequeños)



f/b	C_f
50	1,90
40	1,70
30	1,65
20	1,60
10	1,35
5	1,30

Ya se puede obtener el valor de la fuerza del viento, será la suma de la fuerza del viento sobre la embarcación, más la fuerza del viento que se ejerce sobre la viga.

$$F \equiv S_w = S_{Wembarcación} + S_{Wviga}$$

Ecuación 6

$$F \equiv S_w = (511,422 \cdot 67,2 \cdot 1,2) + (511,422 \cdot 6,3 \cdot 1,54) = 46202,886 N$$



4.5. Determinación de combinaciones de solicitaciones.

4.5.1. Aparato en servicio sin viento.

En este caso la solicitación toma el siguiente valor:

$$[M(S_G + \psi \cdot S_L + S_H)] \cdot C_S \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde C_S es el coeficiente de seguridad cuyo valor es 1,5

M es un coeficiente que varía en función del grupo al que pertenece el aparato.

Tabla 8. Valores de M en función del grupo.

Grupo	M3	M4	M5	M6	M7	M8
M	1	1	1	1,06	1,12	1,2

4.5.2. Aparato en servicio con viento.

La solicitación toma el siguiente valor:

$$[M(S_G + \psi \cdot S_L + S_H) + S_W] \cdot C_S \quad \text{Ecuación 8}$$

El coeficiente de seguridad C_S toma el mismo valor que en el apartado anterior,

$$\begin{aligned} S_2 &= [1,06 \cdot (186390 + 1,14 \cdot 122625 + 31737) + 46202,88] \cdot 1,5 \\ &= 638396,32 \text{ N} \end{aligned}$$



4.5.3. Aparato sometido a solicitaciones excepcionales.

Se adoptan como solicitaciones:

- I. Viento en tempestad.

$$(S_G + S_{W \text{ máx}}) \cdot C_S$$

Ecuación 9

- II. Ensayos estático y dinámico.

$$(S_G + \psi \cdot \rho_1 \cdot S_L) \cdot C_S$$

Ecuación 10

$$(S_G + \rho_2 \cdot S_L) \cdot C_S$$

Ecuación 11

En este caso $C_S = 1,1$

Además:

$S_{W \text{ máx}}$ = se representa en la tabla de la pág 7. Poner referencia.

ρ_1 = coeficiente de mayoración de la carga nominal prevista en
los ensayos dinámicos : 1,2

ρ_2 = coeficiente de mayoración de la carga nominal prevista en
los ensayos estáticos : 1,4



5. Cálculo de la estructura empleando CYPECAD.

Con la ayuda de *CYPECAD versión académica*, que es un programa de cálculo de estructuras desarrollado por *CYPE ingenieros S.A.*, se va a realizar el dimensionamiento de la estructura y la selección de los perfiles necesarios para la construcción de la grúa.

Para reducir el número de cálculos se va a considerar directamente la hipótesis más desfavorable.

La hipótesis más desfavorable para un pórtico con carga puntual, es que el total de la carga se concentre en el centro de la estructura, tal y como se muestra en la imagen.

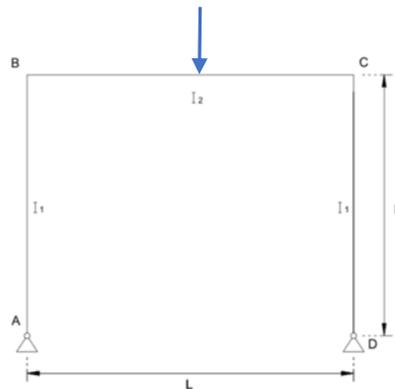


Ilustración 32. Pórtico con carga puntual.

Esta hipótesis no se puede contemplar en este caso ya que la estructura siempre soportará el peso que se reparte entre las dos eslingas. Por tanto, la hipótesis más desfavorable para un pórtico con dos cargas puntuales se dará cuando la distancia entre estas dos cargas sea mínima.

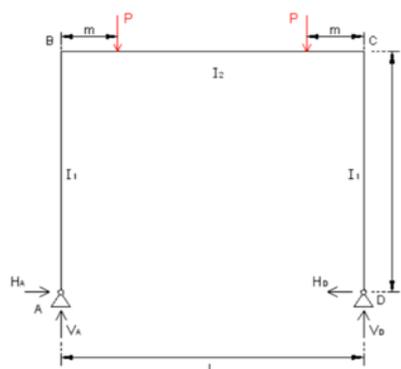


Ilustración 33. Pórtico con dos cargas puntuales.



Sabiendo que la separación máxima entre eslingas es de 7 metros y que el recorrido del portaeslingas es de 2,25 metros, la distancia mínima entre las dos eslingas, que coincide con la separación entre los dos portaeslingas, será de 2,5 metros. Pero esta separación mínima solo va a ser empleada cuando la eslora de los buques sea pequeña. Es decir, solo para buques de pequeño desplazamiento y eslora reducida se va a emplear esta separación mínima.

Esta situación no interesa contemplarla ya que se busca el caso de máxima carga. Para este caso, a mayor desplazamiento del buque, mayor eslora tendrá este. Por tanto, las eslingas tendrán una separación mayor que la separación mínima, ya que siempre se debe colocar una eslinga en la proa y otra en la popa del buque. Para que la hipótesis se asemeje más a la realidad, se va a suponer que la separación crítica de las eslingas en el caso del levantamiento de la máxima carga va a ser de 3,5 metros.

De esta forma, la posición relativa de las eslingas va a ser:

$$m = 3,5 \text{ metros con respecto a ambos extremos.}$$

Se sabe que, a lo sumo, cada punto de izamiento va a soportar una carga de 12,5 toneladas. Pero esta carga tendrá una componente vertical y otra componente horizontal de la fuerza, como ya se ha mencionado anteriormente, debido a que los cables no están completamente verticales a la hora de levantar una embarcación.

De esta forma, las fuerzas resultantes horizontal y vertical, quedarían:

$$F_H \equiv S_H = 3,235 t \quad \text{Ecuación 12}$$

$$F_V \equiv S_V = 13,76 t$$

A su vez, se debe de tener en cuenta la fuerza de tracción que ejercen los cables sobre los cabrestantes, situados en la viga horizontal inferior. La fuerza total ejercida sobre los cabrestantes es:

$$F_C = \frac{F_p}{i} \quad \text{Ecuación 13}$$

Siendo:

F_p : la fuerza por punto de izada

i : el número de ramales.

$$F_C = \frac{12,5}{4} = 3,125 t$$

Además, sobre una de las vigas horizontales inferiores se coloca el grupo el motor con sus bombas y tanques de combustible y aceite. Estos pesos también se deben de tener en cuenta a la hora de calcular la estructura.

$$P_{GM} \approx 850 \text{ kg}$$



Introduciendo las cargas mencionadas a las distancias correspondientes, se hace una simulación aproximada con la condición mas desfavorable.

Los perfiles que se van a emplear en la construcción de la estructura son perfiles HEA para las vigas verticales y horizontales inferiores; y perfiles HEB para las vigas horizontales y de cierre de la estructura, todas ellas de acero S355.

Con todo esto, el programa hace la siguiente selección:

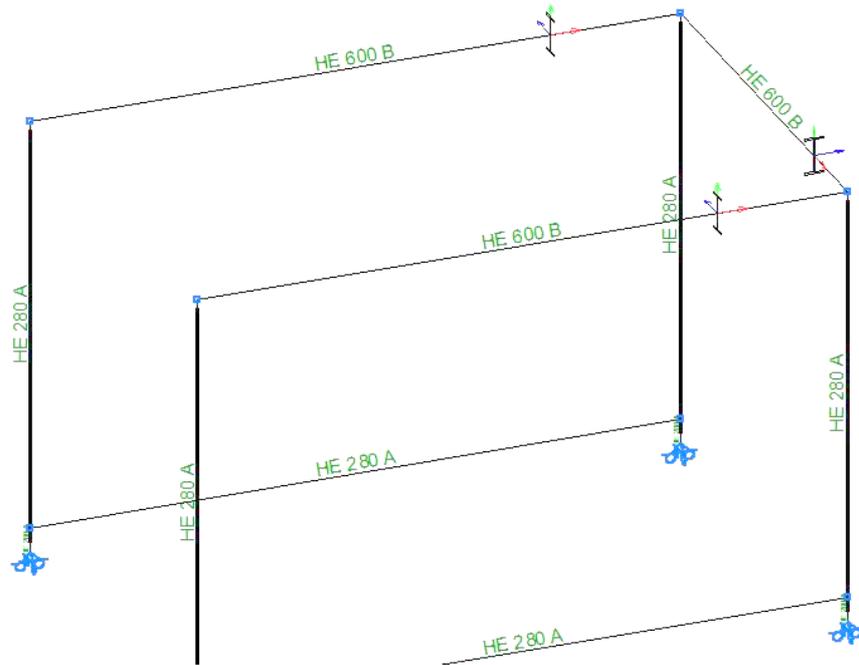


Ilustración 34. Valores seleccionados por el programa.

- Vigas verticales: HE 280 A (vigas 1,2,3 y 4).
- Vigas horizontales superiores: HE 600 B (vigas 5 y 6).
- Viga de cierre: HE 600 B (viga 7).
- Vigas horizontales inferiores: HE 280 A (vigas 8 y 9)





6. Comprobaciones fundamentales mediante cálculo convencional.

6.1. Comprobación de los fenómenos de inestabilidad o pandeo.

Llama la atención que las vigas verticales sean de dimensiones mucho menores que las horizontales superiores. A modo de comprobación y para evitar un mal dimensionamiento de la estructura se va a proceder a comprobar manualmente los fenómenos de inestabilidad elástica o de pandeo en las vigas verticales.

Con la ayuda de la *fórmula de Euler* se puede calcular el valor del momento de inercia necesario para soportar la carga crítica de pandeo.

$$N_p = \frac{\pi \cdot E \cdot I_z}{l_p^2} \quad \text{Ecuación 14}$$

Siendo:

N_p = la carga crítica de pandeo

E = módulo elástico del acero

I_z = momento de inercia respecto al eje débil

l_p = dos veces la longitud de la viga; para el caso más desfavorable

Columna articulada-articulada	Columna empotrada-articulada	Columna empotrada-empotrada	Columna empotrada-libre
$L_e = L$	$L_e = 0.699L$	$L_e = 0.5L$	$L_e = 2L$
$K = 1$	$K = 0.699$	$K = 0.5$	$K = 2$

Ilustración 35. Coeficientes de pandeo.

Conocidos todos los valores, se puede despejar de la *ecuación 13* el valor del momento de inercia de inercia necesario para soportar esa carga crítica.

$$12500 = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot I_z}{(2 \cdot 720)^2}$$

Despejando,

$$I_z = 3928,85 \text{ cm}^4$$



Consultando el prontuario de perfiles HEA, se escoge el perfil que tenga un valor de I_z similar o superior al que se ha obtenido con la *fórmula de Euler*.

De esta forma, HE 280 A tiene un valor de $I_z = 4763 \text{ cm}^4$

Por tanto, la elección de perfiles por parte del programa ha sido correcta.

6.2. Comprobación de los momentos flectores.

Con la ayuda del PRONTUARIO ARCELORMITTAL “Manual para el cálculo de estructuras metálicas” se va a proceder a calcular los momentos flectores de una estructura pórtico como la que se muestra en la *ilustración 36*. Esta estructura se asemeja a la que se está calculando en dicho proyecto.

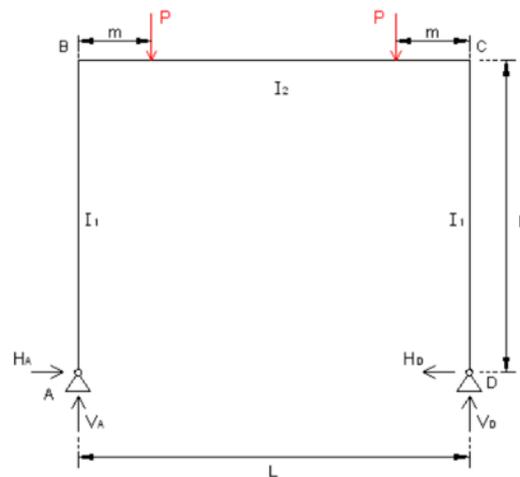


Ilustración 36. Pórtico con dos cargas puntuales.

El procedimiento a seguir para realizar el cálculo de momentos es el siguiente.

Una vez seleccionado por el programa de cálculo estructural el tipo de perfil a emplear y definidas sus dimensiones se calculan los momentos de inercia de cada perfil I_1 e I_2 .

Los perfiles seleccionados por el programa para los postes verticales son perfiles HE 280 A de acero S355.

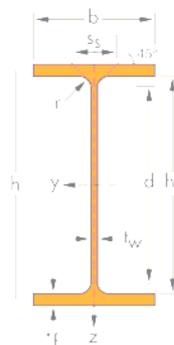


Ilustración 37. Dimensiones de un perfil



Las dimensiones de este perfil consultando el catálogo del fabricante que se adjunta son $h=270$ mm y $b=280$ mm. Por tanto, las dimensiones del perfil teniendo en cuenta la altura del pórtico son:

$$l \times h \times b = 720 \times 27 \times 28 \text{ (cm)}$$

Tabla 9. Valores perfil HE 280 A.

Perfil: HE 280 A Material: Acero (S355)							
Nudos	Nudos		Longitud (m)	Características mecánicas			
	Inicial	Final		Área (cm ²)	$I_y^{(1)}$ (cm ⁴)	$I_z^{(1)}$ (cm ⁴)	$I_t^{(2)}$ (cm ⁴)
	N8	N7	7.200	97.30	13670.00	4763.00	62.10
Notas: ⁽¹⁾ Inercia respecto al eje indicado ⁽²⁾ Momento de inercia a torsión uniforme							
	Pandeo		Pandeo lateral				
			Plano XY	Plano XZ	Ala sup.	Ala inf.	
	β		1.00	1.00	0.00	0.00	
	L_k		7.200	7.200	0.000	0.000	
	C_m		1.000	1.000	1.000	1.000	
	C_1		-	-	1.000		
Notación: β : Coeficiente de pandeo L_k : Longitud de pandeo (m) C_m : Coeficiente de momentos C_1 : Factor de modificación para el momento crítico							

De esta forma, los momentos de inercia según se muestran en el programa, y que coincide con los que se muestran en el prontuario, son:

$$I_y = 13670 \text{ cm}^4$$

$$I_z = 4763 \text{ cm}^4$$

Para las vigas horizontales el programa selecciona perfiles HE 600 B del mismo acero que el anterior. Según el catálogo del fabricante de perfiles HE las dimensiones del perfil son de $h=600$ mm y $b=300$ mm. Sus dimensiones son:

$$l \times h \times b = 1050 \times 60 \times 30 \text{ (cm)}$$

Tabla 10. Valores perfil HE 600 B.

Perfil: HE 600 B Material: Acero (S355)							
Nudos	Nudos		Longitud (m)	Características mecánicas			
	Inicial	Final		Área (cm ²)	$I_y^{(1)}$ (cm ⁴)	$I_z^{(1)}$ (cm ⁴)	$I_t^{(2)}$ (cm ⁴)
	N2	N3	10.500	270.00	171000.00	13530.00	667.20
Notas: ⁽¹⁾ Inercia respecto al eje indicado ⁽²⁾ Momento de inercia a torsión uniforme							
	Pandeo		Pandeo lateral				
			Plano XY	Plano XZ	Ala sup.	Ala inf.	
	β		1.00	1.00	0.00	0.00	
	L_k		10.500	10.500	0.000	0.000	
	C_m		1.000	1.000	1.000	1.000	
	C_1		-	-	1.000		
Notación: β : Coeficiente de pandeo L_k : Longitud de pandeo (m) C_m : Coeficiente de momentos C_1 : Factor de modificación para el momento crítico							



Los momentos de inercia son, por tanto:

$$I_y = 171000 \text{ cm}^4$$

$$I_z = 13530 \text{ cm}^4$$

De esta forma, los momentos de inercia de las secciones transversales de las vigas (que corresponden con el eje fuerte) necesarios para la realización de los cálculos que proceden a continuación son:

$$I_1 = 13670 \text{ cm}^4$$

$$I_2 = 171000 \text{ cm}^4$$

Una vez calculados los momentos de inercia, empleando la *ecuación 11* se calcula k .

$$k = \frac{I_2}{I_1} \cdot \frac{h}{L} \quad \text{Ecuación 15}$$

Siendo h y L la altura y la longitud del pórtico respectivamente.

$$k = \frac{171000}{13670} \cdot \frac{720}{1050} = 8,578$$

Calculada k , se puede calcular N mediante la siguiente expresión.

$$N = 3 + 2k \quad \text{Ecuación 16}$$

$$N = 3 + 2 \cdot 8,578 = 20,155$$

Definidas todas las dimensiones de relevancia y calculados todos los parámetros necesarios, se pueden calcular las reacciones y los momentos mediante las siguientes ecuaciones.

$$V_A = V_D = F_V \quad \text{Ecuación 17}$$

- Siendo F_V la fuerza resultante vertical.

$$V_A = V_D = 13,76 \text{ t}$$



$$H_A = H_D = 3 \cdot \frac{P \cdot m(L - m)}{NLh}$$

Ecuación 18

$$H_A = H_D = 3 \cdot \frac{13,76 \cdot 3,5 \cdot (10,5 - 3,5)}{20,155 \cdot 10,5 \cdot 7,2} = 0,664 \text{ t} \cdot \text{m}$$

$$M_B = -3 \cdot \frac{P \cdot m(L - m)}{NL}$$

Ecuación 19

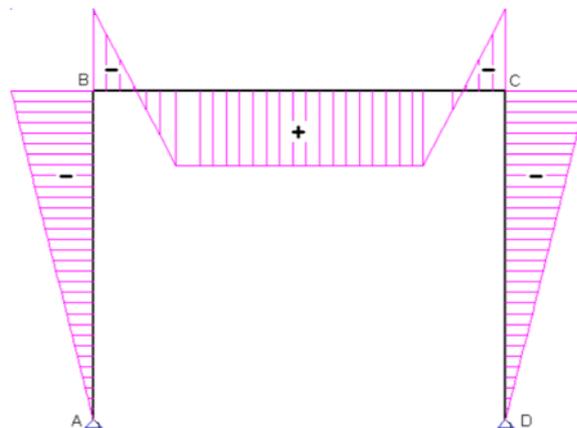
$$M_B = M_C = -3 \cdot \frac{13,76 \cdot 3,5 \cdot (10,5 - 3,5)}{20,155 \cdot 10,5} = -4,77 \text{ t} \cdot \text{m}$$

$$M_{Py} = P \cdot m + M_B$$

Ecuación 20

$$M_{Py} = 13,76 \cdot 3,5 + (-4,77) = 43,381 \text{ t} \cdot \text{m}$$

Conociendo los valores de los momentos en los extremos y en el punto de aplicación de la carga P , el diagrama de momentos resultante sería como el que se muestra en la siguiente ilustración.

*Ilustración 38. Diagrama de momentos.*

6.3. Cálculo del módulo resistente.

El momento resistente o módulo resistente es una magnitud geométrica que caracteriza la resistencia de un prisma mecánico sometido a flexión. De hecho, el momento resistente es calculable a partir de la forma y dimensiones de la sección



transversal, y representa la relación entre las tensiones máximas sobre ella y el esfuerzo de flexión aplicado. Se calcula mediante la siguiente expresión.

$$W = \frac{M}{\sigma_E} \quad \text{Ecuación 21}$$

Calculando el módulo resistente del material a partir del momento flector obtenido en los cálculos anteriores y comparándolo con el módulo resistente que aporta el fabricante de perfiles se puede comprobar si el perfil seleccionado es válido.

Como los perfiles con los que se trabaja son de acero S355, el valor del límite elástico del material es,

$$\sigma_E = 355 \text{ MPa} = 36187563,71 \frac{\text{Kp}}{\text{m}^2}$$

Por tanto,

$$W_y' = \frac{43381}{36187563,71} \cdot \left(\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\frac{\text{kp}}{\text{m}^2}} \right) = 1,199 \cdot e^{-3} \text{ m}^3 = 1199 \text{ cm}^3$$

Consultando en el prontuario de perfiles HE el valor del módulo de resistencia W para un perfil HE 280 A se observa que toma un valor para el eje fuerte de,

$$W_y = 1013 \text{ cm}^3$$

De esta forma,

$$W_y < W_y'$$

Por tanto, el perfil seleccionado no es válido. Cogiendo el perfil inmediato superior se tiene:

$$W_y' = 1260 \text{ cm}^3$$

Siendo, por tanto, el perfil HE 300 A válido.



Tabla 11. Valores perfil HE 300 A.

Perfil: HE 300 A Material: Acero (S355)							
	Nudos		Longitud (m)	Características mecánicas			
	Inicial	Final		Área (cm ²)	I _y ⁽¹⁾ (cm ⁴)	I _x ⁽¹⁾ (cm ⁴)	I _t ⁽²⁾ (cm ⁴)
	N1	N2	7.200	112.50	18260.00	6310.00	85.17
Notas: ⁽¹⁾ Inercia respecto al eje indicado ⁽²⁾ Momento de inercia a torsión uniforme							
				Pandeo		Pandeo lateral	
				Plano XY	Plano XZ	Ala sup.	Ala inf.
	β	1.00		1.00	1.00	0.00	0.00
	L _k	7.200		7.200	7.200	0.000	0.000
	C _m	1.000		1.000	1.000	1.000	1.000
	C ₁			-	-	1.000	
Notación: β: Coeficiente de pandeo L _k : Longitud de pandeo (m) C _m : Coeficiente de momentos C ₁ : Factor de modificación para el momento crítico							

Se debe calcular también el módulo resistente del eje débil siguiendo el mismo procedimiento empleado anteriormente.

Tomando ahora para las vigas verticales el perfil HE 300 A validado en el apartado anterior.

Se tiene para este caso,

$$I_1 = 6310 \text{ cm}^4$$

$$I_2 = 13530 \text{ cm}^4$$

$$k = \frac{6310}{13530} \cdot \frac{720}{1050} = 1,47$$

$$N = 3 + 2 \cdot 1,47 = 5,94$$

$$V_A = V_D = 3,235 \text{ t}$$

$$H_A = H_D = 3 \cdot \frac{3,235 \cdot 3,5 \cdot (10,5 - 3,5)}{5,94 \cdot 10,5 \cdot 7,2} = 0,529 \text{ t} \cdot \text{m}$$

$$M_B = M_C = -3 \cdot \frac{3,235 \cdot 3,5 \cdot (10,5 - 3,5)}{5,94 \cdot 10,5} = -3,812 \text{ t} \cdot \text{m}$$

$$M_P = 3,235 \cdot 3,5 + (-3,812) = 7,51 \text{ t} \cdot \text{m}$$

Conocidos todos los valores necesarios para el cálculo del módulo resistente se procede a su cálculo.



El módulo resistente del eje débil (eje z),

$$W_z' = \frac{M_{Pz}}{\sigma_E}$$

$$W_z' = \frac{7510}{36187563,71} = 2,075 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 207,53 \text{ cm}^3$$

Según el prontuario,

$$W_z = 420,6 \text{ cm}^3$$

Y,

$$W_z > W_z'$$

Siendo válido el perfil seleccionado.

En conclusión, se tiene que los perfiles óptimos seleccionados son los siguientes:

- Vigas verticales: HE 300 A (vigas 1,2,3 y 4).
- Vigas horizontales: HE 600 B (vigas 5 y 6).
- Viga de cierre: HE 600 B (viga 7).
- Vigas horizontales inferiores: HE 280 A (vigas 8 y 9).

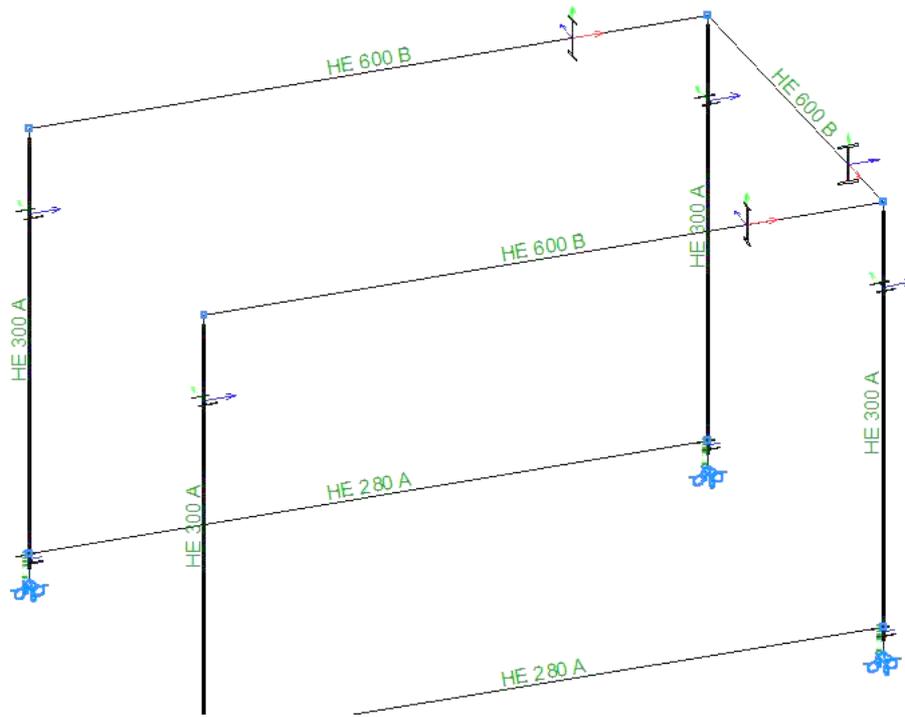


Ilustración 39. Perfiles definitivos.



Ilustración 40. Vista 3D de la estructura final.

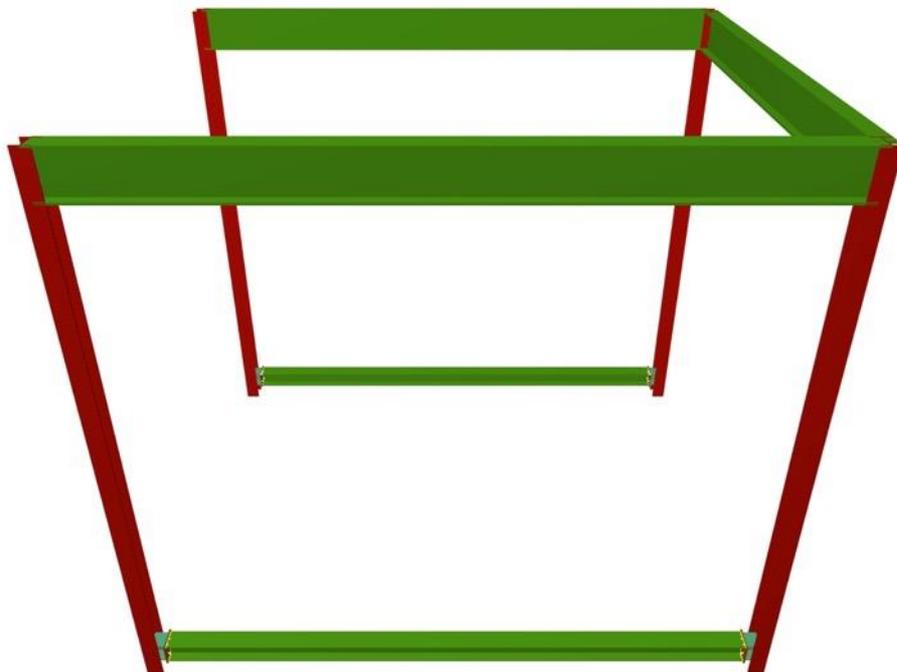


Ilustración 41. Vista 3D.



7. Selección del motor diésel.

Para la selección del motor se debe tener en cuenta las siguientes solicitudes:

- Peso de la maquinaria: 19 toneladas.
- Peso máximo del buque: 50 toneladas
- Velocidad de avance: 0,1 m/s

Con estos datos se puede hacer una estimación de la potencia necesaria a instalar.

$$W = F \cdot v$$

Ecuación 22

Siendo:

F, la fuerza total a desplazar.

v, la velocidad de avance.

$$W = (19000 + 50000) \cdot 9,81 \cdot 0,1 = 67689 \text{ W}$$

$$W = 92,1 \text{ CV}$$

A esta potencia necesaria para poder mover la estructura y la carga, se le debe añadir un coeficiente de mayoración para tener en cuenta la potencia requerida por las bombas hidráulicas que se encargan de la dirección de la grúa.

Este coeficiente se puede estimar como:

$$C_m = 1,1$$

Por tanto, la potencia necesaria a instalar teniendo en cuenta este coeficiente de mayoración será:

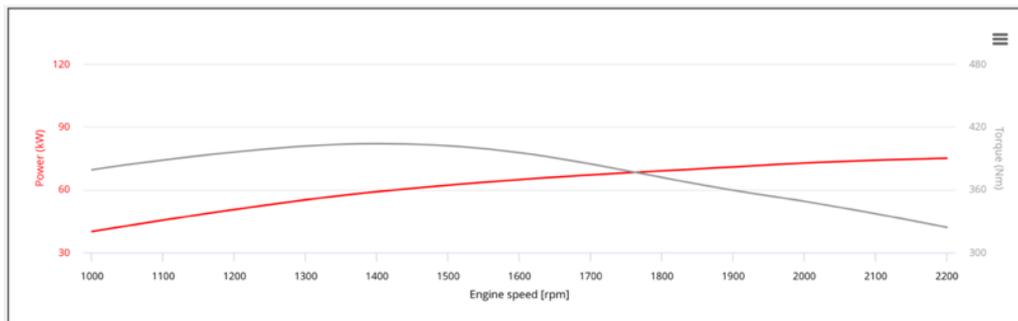
$$W = 92,1 \cdot 1,1 = 101,31 \text{ CV}$$

El motor seleccionado va a ser un motor diésel de la marca *IVECO*, siendo las características del mismo las siguientes.



Motor diésel	IVECO N45 MNA M10
Potencia máxima	76 kW – 102 CV
Par máximo	404 Nm
Refrigeración	Líquido
Peso en seco	450 kg
Capacidad depósito de combustible	150 litros
Capacidad del tanque de aceite hidráulico	225 litros
Autonomía al 50% de la potencia	8 horas

A continuación, se muestra una gráfica dada por el fabricante con los valores del par y de la potencia para diferentes valores de las revoluciones. Se adjunta también la ficha técnica del motor.



**N45 MNA M10 FOR MARINE APPLICATIONS**

Thermodynamic cycle		Diesel 4 stroke - D.I.
Air intake		NA
Arrangement		4L
Bore x Stroke	mm	104 X 132
Total displacement	l	4.5
Valves per cylinder		2
Cooling		liquid
Direction of rotation (viewed facing flywheel)		CCW
Compression ratio		17.5 : 1
Rotation mass moment of inertia (without flywheel)	kgm ²	0.16
Standard flywheel inertia	kgm ²	0.69

Air induction

Max suggested intake restriction with clean air filter	kPa(bar)	3.5 (0.035)
Max allowable restriction with dirty air filter	kPa(bar)	6.5 (0.065)
Air requirement for combustion at 100% load/rated speed (comb. + ventilation)	kg/h (m ³ /h)	2700 (2300)
Turbocharging pressure at full load/rated speed	kPa(bar)	-
Turbocharging air max temperature (engine inlet)	°C	-

Exhaust system

Max allowable backpressure	kPa(bar)	7 (0.07)
Max exhaust temperature at maximum power	°C	700
Exhaust flow at max output	kg/h	400

Lubrication system

Minimum oil pressure at idle (at 100°C)	kPa(bar)	70 (0.7)
Max oil temperature at full load/rated speed	°C	120
Engine angularity limits continuous operation: max front up and front down	0/360	28
max left hand and right hand	0/360	28
Total system capacity including pipes, filters etc.	liters	11.5

Sea water cooling system (open circuit)

Max intake restriction	kPa(bar)	20 (0.2)
Sea water pump flow	m ³ /h	8.6
Heat rejected (total) at max power	kJ/s(kcal/h)	56 (48,000)
Sacrificial zinc anodes	n°	1

Cooling system (closed circuit)

Coolant capacity (engine only)	liters	21
Water pump flow at rated speed	m ³ /h	10.5
Thermostat (modulating range)	°C	72 ÷ 84
Cooling liquid max temperature	°C	106
Min/max inner pressure in the cooling circuit (for keel cooling)	kPa(bar)	30/100 (0.3/1)
External cooling system max pressure drop (for keel cooling)	kPa(bar)	35 (0.35)

Fuel system

Injection system		mechanical pump
Gas oil max intake restriction	kPa(bar)	10 (0.1)
Gas oil max intake temperature	°C	60
Max fuel backpressure to tank	kPa(bar)	10 (0.1)



8. Selección del cable.

Los cables se emplean como órganos flexibles de las máquinas destinadas al levantamiento de carga. Un cable metálico es un elemento constituido por alambres agrupados formando cordones, que a su vez se enrollan sobre un alma formando un conjunto apto para resistir esfuerzos de extensión.

Para realizar el cálculo de los cables, se utiliza la normativa DIN 15400 o la normativa FEM. En Mirarte, A; Larrodé, E; Castejón, L; Cuartero, J. (2002). Capítulo B2. Cables. *Los transportes en la ingeniería industrial*. (pp 89-118). Barcelona: Reverté, se encuentra el procedimiento a seguir para realizar el correcto dimensionamiento y selección de los cables.

La normativa DIN 15400 marca unas reglas para el dimensionamiento basadas en ensayos y experiencias prácticas. Es necesario tener en cuenta las condiciones de trabajo de la máquina.

En nuestro caso, se va a trabajar con una frecuencia reducida de la carga y aproximadamente unas 10000 horas de funcionamiento real del mecanismo. Por tanto, el grupo en el que se va a clasificar el mecanismo va a ser el M6 (FEM) o 3m (DIN).

$$FEM : seguridad Z_p \geq \frac{F_0}{S} \frac{(carga \text{ de rotura del cable})}{(tracción \text{ máxima en el cable})}$$

$$DIN : d = K_C * \sqrt{S} \quad K_C = \text{coeficiente indicado en la Tabla 12}$$

Tabla 12. Coeficientes según normativa FEM o DIN

FEM			DIN				
GRUPO	SEGURIDAD MINIMA Z _p		GRUPO	COEFICIENTE K _c			
	NORMAL	CARGA PELIGROSA		NORMAL		CARGA PELIGROSA	
				180	200	180	200
M3	3,55	4	1 Bm	0,250	0,235	0,265	0,250
M4	4	4,5	1 Am	0,265	0,250	0,280	0,265
M5	4,5	5,6	2m	0,280	0,265	0,315	0,280
M6	5,6	7,1	3m	0,315	0,280	0,335	0,325
M7	7,1	9	4m	0,335	0,325	0,375	0,365
M8	9	11,2	5m	0,375	0,365	0,425	0,400



La tracción máxima S en el cable de elevación se obtiene considerando:

Q_u = Carga máxima nominal del aparato.

F_w = Fuerza del viento sobre la superficie de la embarcación.

Q_{es} = Peso propio del aparejo o elemento de suspensión de la carga.

i = Relación del aparejo.

η = Rendimiento del aparejo.

$$S = \frac{Q_u + Q_{es} + F_w}{i \cdot \eta} \quad \text{Ecuación 23}$$

- Q_u será igual a la carga máxima nominal (50 toneladas) dividida por el número de eslingas (4 eslingas).

$$Q_u = \frac{50000}{4} = 12500 \text{ kg}$$

- Q_{es} se puede suponer 0, ya que el peso de los aparejos es despreciable en comparación a la carga nominal del aparato.
- i es la relación de fuerzas de entrada y salida. Se consideran las siguientes hipótesis.

Para reducir al máximo posible el diámetro del cable se va a utilizar un mecanismo de poleas que se describirá con más detalle en el *capítulo 9*. El funcionamiento resumido del sistema el siguiente.

Las eslingas se acoplan mediante un grillete de unión a la parte inferior de la pasteca. El cable procedente del cabrestante se hace pasar por el carro de poleas (tres poleas) y por cada una de las dos poleas que lleva acopladas la pasteca, reduciendo de esta manera la fuerza necesaria para levantar las embarcaciones.

De este modo, se forman cuatro ramales que reducirán la fuerza necesaria para levantar la embarcación entre cuatro.

$$P' = \left(\frac{F}{4} \cdot \frac{F}{4}\right) = \frac{P}{16}$$

Siendo P el peso total de la embarcación a levantar y P' el peso que realmente soportan los cables.

Con todo esto:

$$i = 4$$



- η . El número de ramales es igual a 4. Por tanto, el rendimiento del aparejo es igual a 0,97.
- El cálculo de la fuerza del viento se realiza con la siguiente ecuación.

$$F = q \cdot A \cdot C$$

Ecuación 24

Siendo:

F = fuerza sobre la superficie actuando en la dirección del viento.

q = presión estática a la altura h del objeto.

A = área del objeto sobre la que actúa el viento.

C= coeficiente de forma.

La expresión para calcular la presión del viento en unidades del sistema internacional es la siguiente.

$$q = \frac{5}{8} \cdot v_{w0}^2 \cdot \left(\frac{h}{h_0}\right)^{2p}$$

Ecuación 25

Donde:

v_{w0} = velocidad de referencia a la altura estándar de 10 metros.

h = altura a la que se quiere conocer la velocidad del viento.

h_0 = altura de referencia (7 metros).

Los valores se extraen de la tabla.

Tabla 13. Valores de velocidad y presión del viento.

Altura del elemento por encima del suelo	Viento límite de servicio			Viento máximo		
	Velocidad v_w		Presión aerodinámica	Velocidad v_w		Presión aerodinámica
	m/s	Km/h		m/s	Km/h	
M			$\frac{kgf}{m^2}$			$\frac{kgf}{m^2}$
0 a 20	20	72	25	36	130	80
20 a 100				42	150	110
Más de 100				46	165	130

Por último, $p = 1/7$ para terreno abierto y zonas costeras.

Definidos todos los parámetros ya se puede calcular el valor de la presión del viento.



$$q = \frac{5}{8} \cdot 36^2 \cdot \left(\frac{2}{7}\right)^{2 \cdot \frac{1}{7}} = 566,287 \text{ N/m}^2$$

El área expuesta al viento se va a asemejar a una placa plana de forma rectangular. En este caso, no es necesario considerar el área de la estructura por no influir esta en la labor de los cables.

El área del rectángulo considerado va a tener las dimensiones de altura interior del *travelift* por la longitud máxima del mismo.

Esto es,

$$A = 10,50 \times 6,40 = 67,2 \text{ m}^2$$

El coeficiente de forma se halla interpolando los valores de la tabla 13:

Tabla 14. Coeficiente C_f para placas planas.

	f/b	C_f
Placas planas por encima del nivel del suelo	≥ 80	2,00
	60	1,85
	40	1,75
	20	1,50
	15	1,40
	10	1,30
	≤ 5	1,20
Cable metálico	Viento perpendicular al cable	1,20

$$C_f = 1,20$$

Con todo esto ya se puede calcular el valor de F.

$$F_w = 566,287 \cdot 67,2 \cdot 1,2 = 44858,98 \text{ N}$$

- Coeficiente de seguridad para cables de labor, elevación y guías tiene un valor comprendido entre 5-9.



Tabla 15. Coeficientes de seguridad de cables.

	Coeficientes de seguridad
Cables fijos de puentes colgantes	8-13
Cables carriles para teleféricos	3,5-5
Cables tractores para teleféricos	5-7
Cables de labor, elevación y guías	5-9
Cables para instalaciones importantes	8-12
Cables para transporte de personal	8-12
Cables para pozos de extracción	8-12
Cables para ascensores	12-22
Cables para montacargas	8-12

El fabricante ya tiene en cuenta este coeficiente de seguridad en los valores de fuerza de rotura mostrados en los catálogos. De esta forma, se omite el valor de este coeficiente.

Definidos todos los valores de la ecuación, se puede calcular el valor de la tracción máxima S .

$$S = \frac{(12500 \cdot 9,81) + 0 + 44858,98}{4 \cdot 0,97} = 43165,97 \text{ N}$$

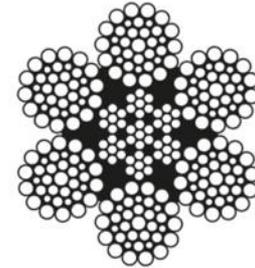
Con la fórmula de la normativa FEM se obtiene el valor de la carga de rotura del cable:

$$5,6 \geq \frac{F_0}{43165,97} \rightarrow F_0 = 5,6 \cdot 43165,97 = 241729,455 \text{ N} \rightarrow 241,729 \text{ kN}$$

Buscando en el catálogo de CYE que se adjunta en el anexo valores similares de carga de rotura se encuentra lo siguiente.



6x36WS-IWRC



6 x 36 WS + 0

Certificación: UNE-EN 12385-4
 Construcción: 6x36WS-IWRC
 Alma: 6x7-WSC

Referencia CYE 1770 N/mm ²	Referencia CYE 1960 N/mm ²	Diámetro mm	Área sección transversal metálica mm ²	Fuerza mínima de rotura		Peso kg/100m
				1770 N/mm ²	1960 N/mm ²	
Y106360Lxy08	Y106360Nxy08	8	29,4	40,3	44,7	26,2
Y106360Lxy09	Y106360Nxy09	9	37,3	51,0	56,5	33,1
Y106360Lxy10	Y106360Nxy10	10	46,0	63,0	69,8	40,9
Y106360Lxy11	Y106360Nxy11	11	55,7	76,2	84,4	49,5
Y106360Lxy12	Y106360Nxy12	12	66,2	90,7	100	58,9
Y106360Lxy13	Y106360Nxy13	13	77,7	106	118	69,1
Y106360Lxy14	Y106360Nxy14	14	90,2	124	137	80,2
Y106360Lxy15	Y106360Nxy15	15	104	142	157	92,0
Y106360Lxy16	Y106360Nxy16	16	118	161	179	105
Y106360Lxy18	Y106360Nxy18	18	149	204	226	133
Y106360Lxy20	Y106360Nxy20	20	184	252	279	164
Y106360Lxy22	Y106360Nxy22	22	223	305	338	198
Y106360Lxy24	Y106360Nxy24	24	265	363	402	236
Y106360Lxy26	Y106360Nxy26	26	311	426	472	276
Y106360Lxy28	Y106360Nxy28	28	361	494	547	321
Y106360Lxy30	Y106360Nxy30	30	414	567	628	368
Y106360Lxy32	Y106360Nxy32	32	471	645	715	419
Y106360Lxy34	Y106360Nxy34	34	532	728	807	473
Y106360Lxy36	Y106360Nxy36	36	596	817	904	530
Y106360Lxy38	Y106360Nxy38	38	664	910	1008	591
Y106360Lxy40	Y106360Nxy40	40	736	1008	1120	654
Y106360Lxy42	Y106360Nxy42	42	811	1112	1231	721
Y106360Lxy44	Y106360Nxy44	44	891	1220	1351	792
Y106360Lxy46	Y106360Nxy46	46	973	1333	1476	865
Y106360Lxy48	Y106360Nxy48	48	1060	1452	1608	942
Y106360Lxy50	Y106360Nxy50	50	1150	1575	1744	1023
Y106360Lxy52	Y106360Nxy52	52	1244	1704	1887	1106
Y106360Lxy54	Y106360Nxy54	54	1341	1837	2035	1193
Y106360Lxy56	Y106360Nxy56	56	1443	1976	2188	1283
Y106360Lxy58	Y106360Nxy58	58	1547	2120	2347	1376
Y106360Lxy60	Y106360Nxy60	60	1656	2268	2512	1472

x: G (galvanizado) / N (negro) 1 kN (und. de fuerza) = 0,102 t (und. de masa)
 y: D (derecha sZ) / I (izquierda zS)

* Galvanizado A: consultar disponibilidad / especificaciones

Ilustración 42. Catálogo de cables CYE.

Por tanto, el cable seleccionado tendrá un diámetro $D = 20$ mm y una carga de rotura $F_0 = 252$ kN.

La longitud de cable necesaria se calculará más adelante teniendo en cuenta el tipo de poleas que se van a instalar.



9. Selección de las poleas.

La polea es un elemento de un aparato de elevación cuyo objeto es cambiar la dirección del cable o servir de elemento de acoplamiento entre aparato y carga como componente de un aparejo. En la actualidad se realizan poleas en acero y en plástico, siendo las de plástico las más usadas. Por temas de seguridad y fiabilidad es aconsejable montar poleas de acero en el *travelift*.

Para determinar el diámetro primitivo mínimo de una polea se vuelve a emplear la normativa DIN, la cual se encuentra en el libro Mirarte, A; Larrodé, E; Castejón, L; Cuartero, J. (2002). Capítulo B3. Poleas. *Los transportes en la ingeniería industrial*. (pp 119-154). Barcelona: Reverté.

El diámetro primitivo mínimo de una polea se determina verificando la relación:

$$D \geq d_1 \cdot h_1 \cdot h_2 \quad \text{Ecuación 26}$$

Siendo:

d_1 = diámetro del cable.

h_1 = coeficiente dependiente del grupo en el que está clasificado el mecanismo de elevación

h_2 = coeficiente de mayoración de h_1 (función del montaje)

D = diámetro de enrollamiento sobre las poleas, tambores o poleas de equilibrio contando desde el eje del cable

Los valores de los diferentes parámetros descritos son los siguientes:

- $d_1 = 20 \text{ mm}$
- h_1 . Depende del grupo en el que esté clasificado el mecanismo, y para tambores, poleas y poleas de equilibrio con cables normales y antigiratorios pueden verse en la siguiente tabla.

Tabla 16. Valores de h_1 en función del grupo.

GRUPO		CABLE NORMAL			CABLE ANTIGIRATORIO		
FEM	DIN	POLEA DE CABLE	POLEA COMENSADORA	TAMBOR	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA	TAMBOR
M3	1 Bm	16	12,5	16	18	14	16
M4	1 Am	18	14	16	20	16	18
M5	2m	20	14	18	22,4	16	20
M6	3m	22,4	16	20	25	18	22,4
M7	4m	25	16	22,4	28	18	25
M8	5m	28	18	25	31,5	20	28



$$h_1 = 22,4$$

- $h_2 = 1$. Sea cual sea el tipo del montaje.

Con todo esto,

$$D \geq 20 \cdot 22,4 \cdot 1 = 448 \text{ mm}$$

El mecanismo de poleas que se va a emplear se define a continuación:

El cable procedente del cabrestante se hace pasar por la primera polea de un sistema de poleas como el que se muestra en la imagen.

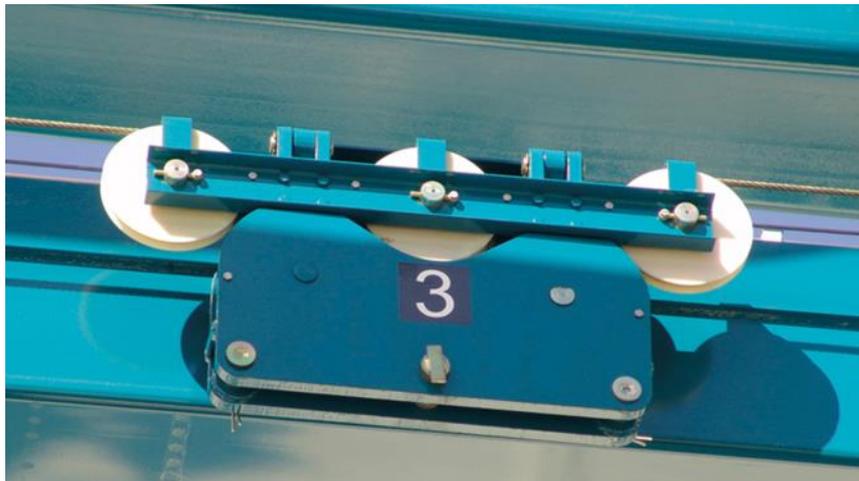


Ilustración 43. Carro de poleas.

El cable baja hasta un mecanismo denominado pasteca, el cual está formado a su vez por dos poleas. En este sistema se enganchan las eslingas. Se muestra en la imagen.



Ilustración 44. Pasteca.

Se forman de esta manera cuatro ramales de igual longitud. Un extremo del cable se fija al cabrestante y el otro extremo se fija a la estructura.



El desplazamiento del carro de poleas se consigue ubicando el mismo sobre una viga horizontal soldada directamente a la estructura principal. El carro de poleas se podrá desplazar por esta viga por medio de un cilindro hidráulico.

Por el interior de esta viga se hace pasar un eje. Este eje permite la inclinación de la viga, y en su efecto la del carro de poleas para permitir que las poleas adopten la inclinación necesaria para que se mantengan en la misma vertical que los cables, y así conseguir que los cables no se salgan de las mismas mientras trabajan.



Ilustración 45. Carro accionado con pistón hidráulico.

9.1. Cálculo de los metros de cable necesarios.

Conocido el tipo de mecanismo que se va a emplear se puede definir la cantidad de cable necesaria.

Se debe de tener en cuenta que el cable nunca toca el agua, es decir, son las eslingas las que se sumergen y “abrazan” el casco de la embarcación. Se puede ver un ejemplo en la *ilustración 46*.



Ilustración 46. Eslingas preparadas para varada.



Teniendo en cuenta lo mencionado en el párrafo anterior, los cables tendrán un recorrido igual a la altura interior del *travelift*. Esta altura es igual a 6,40 metros. Los cables realizan este recorrido en 5 ocasiones cuando las eslingas se sumergen en el agua, siguiendo este orden:

El cable sale del cabrestante y sube hasta pasar por la primera polea del carro. Cambia el sentido en la primera polea del carro y baja para hacerlo pasar por la primera polea de la pasteca. En la pasteca cambia el sentido y sube hasta la polea central del carro de poleas. En esta polea central vuelve a cambiar de sentido bajando hasta la segunda polea de la pasteca. Aquí, vuelve a ascender hasta la polea final del carro de poleas. En esta polea, cambia 90° de dirección y es dirigido hasta el extremo de la estructura principal, donde es anclado. La distancia desde la polea final del carro hasta el anclaje será de un máximo de 5 metros.

Además, se debe de tener en cuenta también el diámetro de las poleas para ser más preciso en el cálculo. Las poleas tendrán un diámetro de 448 mm y los cables sobresaldrán la mitad de ese diámetro en 3 ocasiones cuando alcanzan las poleas superiores del carro.

De esta manera, los metros de cable necesarios son los siguientes:

$$\text{Longitud de cable} = (6,40 \cdot 5) + 5 + \left(\frac{0,448}{2} \pi \cdot 5 \right) = 40,51 \text{ metros}$$

Para que el tambor nunca llegue a liberar todo el cable, se le añade un margen de un 10% de cable. De esta forma, nos aseguremos que siempre quede algo de cable en el tambor para facilitar el enrollamiento.

La longitud final del cable será de 45 metros por cabrestante.



10. Cálculo del tambor de izado.

El cabrestante se diseñará acorde a las normativas UNE-EN-14492, UNE-EN-13135 y UNE-58513, teniendo en cuenta los metros de cable necesarios para la realización de las maniobras de izado, así como el número de ramales.

Las dimensiones del tambor vendrán determinadas sobre todo por el diámetro del cable que se va a emplear y por los ángulos de deflexión que experimenta el cable al llegar a los diferentes elementos de elevación.

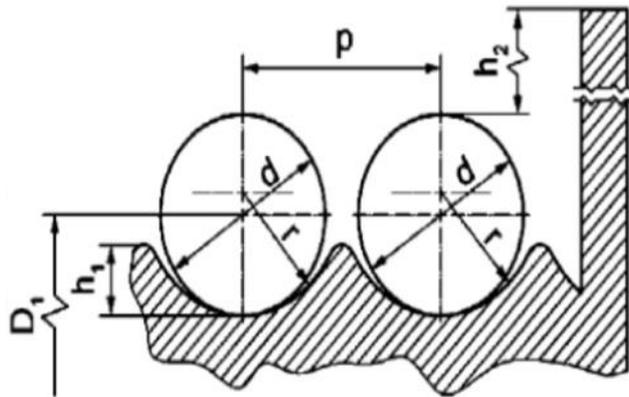


Ilustración 47. Detalles del tambor.

Tabla 17. Dimensiones del tambor.

Dimensiones de las acanaladuras		
Radio de garganta "r"	$0,54 \cdot d_{\text{cable}}$	10,8 mm
Profundidad "g"	$0,365 \cdot d_{\text{cable}}$	57,3 mm
Paso "p"	$1,2 \cdot d_{\text{cable}}$	24 mm
d_{cable}	20 mm	

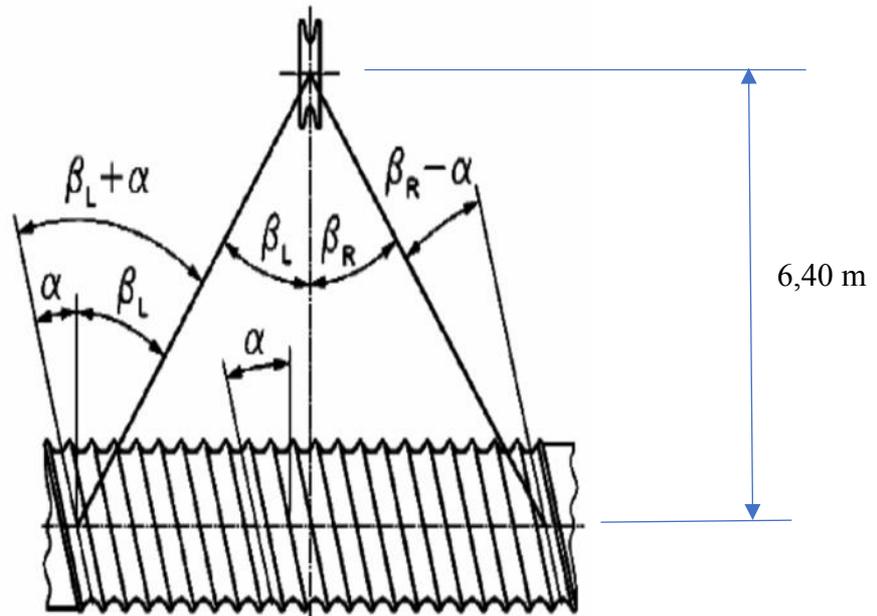
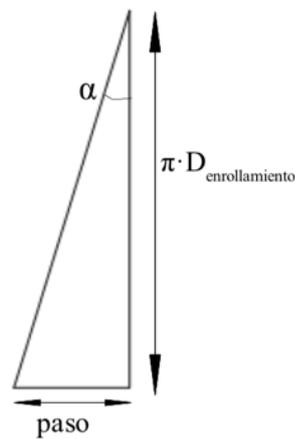


Ilustración 48. Ángulos de deflexión.



Para la selección del ángulo α :

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\text{paso}}{\pi \cdot D_{\text{enrollamiento}}} \right) = 0,78^\circ \rightarrow \alpha = 1^\circ$$

- Selección de los ángulos de deflexión:

$$\beta_L + \alpha \leq 4^\circ; \beta_L \leq 4^\circ$$

$$\beta_R - \alpha \leq 4^\circ; \beta_R \leq 4^\circ$$

$$\beta_L = 3^\circ$$

$$\beta_R = 4^\circ$$



$$L_{enrollamiento}^{m\acute{a}x} = 6,4 \cdot 1000 \cdot \tan(3) + \tan(4) = 783$$

$$L_{enrollamiento}^{m\acute{a}x} = (n_{\acute{u}tiles} - 1) \cdot p$$

Ecuaci3n 27

$$n_{\acute{u}tiles} = 34$$

$$n_{max} = n_{\acute{u}tiles} + 2 = 36$$

$$n_{\acute{u}tiles} \cdot \pi \cdot D_{enrollamiento} \geq L_{cable}^{deseada} \rightarrow D_{enrollamiento} = 400 \text{ mm}$$

Siendo:

$L_{enrollamiento}^{m\acute{a}x}$: Longitud m\acute{a}xima del tambor.

n_{max} : N\acute{u}mero de vueltas m\acute{a}xima despu\acute{e}s de dejar 2 vueltas de seguridad.

$n_{\acute{u}tiles}$: N\acute{u}mero de vueltas de cable sobre el tambor.

$D_{enrollamiento}$: Di\acute{a}metro efectivo del tambor.

Se debe comprobar que, para las dimensiones de tambor asignadas se cumple la condici3n de ofrecer los 45 metros de cable necesarios para llevar a cabo las operaciones de izado.

$$n_{\acute{u}tiles} \cdot \pi \cdot D_{enrollamiento} \leq L_{cable}^{deseada} \quad \text{Ecuaci3n 28}$$

$$34 \cdot \pi \cdot 400 \geq 45 \cdot 1000 \rightarrow 42725,66 \leq 45000 \rightarrow \text{Verifica}$$

Conocido el $D_{enrollamiento}$, se determina el di\acute{a}metro del flanco y el tama\~no total del tambor teniendo en cuenta las dos vueltas de seguridad, as\~i como una separaci3n del flanco con respecto a la \acute{u}ltima vuelta del cable de $0,5 \cdot \text{paso}$.

$$D_{flanco} = D_{enrollamiento} + d_{cable} + 2 \cdot h_2 \quad \text{Ecuaci3n 29}$$

$$D_{flanco} = 400 + 20 + 2 \cdot 30 = 480 \text{ mm}$$

$$h_2 = 1,5 \cdot d_{cable} = 30 \text{ mm}$$



$$L_{tambor}^{Total} = (n_{utiles} - 1) \cdot p + 2 \cdot p + \frac{2 \cdot p}{2}$$

$$L_{tambor}^{Total} = 864 \text{ mm}$$



11. Selección del moto-reductor empleado para el mecanismo de elevación.

Para llevar a cabo la correcta selección del moto-reductor se realizan las siguientes consideraciones:

Maniobra de elevación	
Carga a elevar (kN)	490,5
V _{elevación} (m/s)	0,1
V _{recogida} (m/s)	0,5
Q _{diseño} (kN)	150
Número de ramales	4

Datos relativos al tambor	
D _{enrollamiento}	400
W _{tambor} (rad/s)	2
W _{tambor} (rpm)	19,1

Para la obtención de la V_{recogida}, se supone que no existe deslizamiento entre el cable y el tambor. Además, se tiene que tener en cuenta el número de ramales.

$$V_{recogidaCable} = N^{\circ}Ramales \cdot V_{elevación} \quad \text{Ecuación 31}$$

$$V_{recogidaCable} = 4 \cdot 0,1 = 0,4$$

Una vez conocida la V_{recogidaCable} y el diámetro del tambor, D_{enrollamiento}, ya se puede conocer w_{Tambor}:

$$w_{Tambor} = \frac{V_{recogidaCable}}{D_{enrollamiento}/2} \quad \text{Ecuación 32}$$

$$w_{Tambor} = \frac{0,4}{400/2} = 2 \text{ rad/s}$$



Para que la selección sea correcta, se debe verificar que el par y la velocidad de giro del moto-reductor seleccionado está dentro de los márgenes dados por el fabricante.

11.1. Verificación del par:

$$M_{\text{moto-reductor}} (kN \cdot m) \geq \frac{M_{\text{Resistente}}}{\eta} \quad \text{Ecuación 33}$$

Siendo:

$$M_{\text{Resistente}} (kN \cdot m) = 2 Q_{\text{diseño}} (kN) \cdot \frac{D_{\text{enrollamiento}} (m)}{2} \quad \text{Ecuación 34}$$

Sabiendo esto:

$$M_{\text{Resistente}} = 8,75 (kN \cdot m)$$
$$M_{\text{moto-reductor}} = \frac{8,75}{0,92} = 9,51 kN \cdot m$$

Una vez conocido el par resistente, se seleccionará aquel moto-reductor capaz de proporcionarlo con cierto margen.

Consultando el catálogo del fabricante *TECNOTRAN*, se escoge de la serie *WinchDrives 800*, el 810 F2. Este moto-reductor es capaz de dar 17,5 kN·m.

$M_{\text{Requerido}} (kN \cdot m)$	$M_{\text{moto-reductor}}^{\text{seleccionado}} (kN \cdot m)$	$M_{\text{Requerido}} \leq M_{\text{moto-reductor}}^{\text{seleccionado}}$
9,51	17,5	Cumple



11.2. Verificación de giro a la entrada menor a 1500 rpm.

Las relaciones de reducción para la máquina seleccionada, oscilan entre 21-46. Se debe de elegir la relación de reducción que permita obtener una w_{Tambor} de tal forma que no se supere la velocidad de giro a la entrada del moto-reductor de 1500 rpm ofrecida por este.

$w_{Tambor}(rpm)$	Relacion de reducción	$w_{entrada}(rpm)$	$w_{entrada} < 1500 rpm$
19,1	30	573	Cumple

Por tanto, se puede afirmar que el moto-reductor seleccionado es valido.

11.3. Dimensiones generales y datos técnicos.

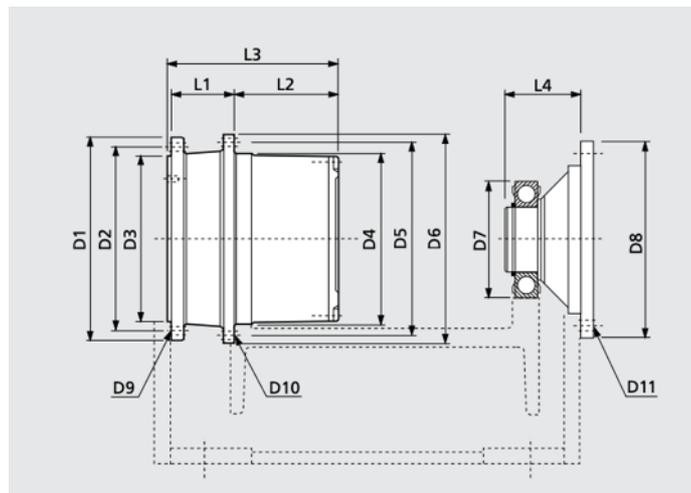


Ilustración 49. Croquis de la pieza

TYPE	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9	D10	D11	L1	D11	L1	L4
805 W2	265	240	215	225	250	270	140	210	M12x1.75 n°16	ø13 n°16	ø13 n°8	75	158	250	95
806 W2	330	300	270	280	315	340	140	210	M16x2 n°12	ø17 n°12	ø13 n°8	100	165	280	95
810 F2	270	240	215	350	375	410	190	320	M16x2 n°18	ø13 n°24	ø19 n°12	25	310	360	110
811 W2	420	325	280	410	455	490	190	320	M20x2.5 n°21	ø22 n°24	ø19 n°12	110	260	390	110
813 W3	420	325	280	410	455	490	190	320	M20x2.5 n°21	ø22 n°24	ø19 n°12	110	275	405	110

Ilustración 50. Tabla de datos y dimensiones.



12. Selección de las eslingas.

Las eslingas, en su mayoría, están hechas de un tejido de hilos de poliéster multifilamento de alta resistencia. Las que se va a emplear en esta grúa serán eslingas de poliéster y planas.

Para saber qué eslinga se va a emplear, hay que suponer que la capacidad de carga máxima de la grúa será de 50 toneladas. Como el *travelift* va a llevar por lo general dos eslingas, ese peso se reparte entre las dos. De esta manera,

$$p = \frac{50}{2} = 25 \text{ Tm}$$

El fabricante clasifica sus eslingas en colores y según la forma que vaya a tomar esta durante el trabajo.

En este caso, la función de las eslingas es “abrazar” la embarcación. Y como las embarcaciones tienen mayoritariamente forma de “U” o “V”, esta forma será a su vez la que adopten las eslingas durante el izamiento.

Sabiendo esto, se busca en el catálogo del fabricante (*Unitex Spain*) una eslinga capaz de soportar 25 toneladas en forma de “U”. Por seguridad, y sabiendo que el ambiente en el que van a trabajar las eslingas va a ser un ambiente corrosivo y que las eslingas van a ser mojadas frecuentemente con agua del mar, el fabricante construye las eslingas en dos o cuatro bandas para garantizar su larga duración. Además, serán insensibles a la humedad. El coeficiente de seguridad empleado por el fabricante es 7:1.

Tabla 18. Tipos de eslingas según la carga de trabajo

Carga de Trabajo	6 T.	8 T.	10 T.	12 T.	15 T.	20 T.	30 T.	40 T.
Número de bandas	2	2	2	2	4	4	4	4
Ancho de la banda	180 mm	240 mm.	300 mm.	300 mm.	240 mm.	300 mm.	480 mm.	600 mm.
Color de la eslinga	MARRÓN	AZUL	NARANJA	NARANJA	NARANJA	NARANJA	NARANJA	NARANJA

Las eslingas seleccionadas tienen una capacidad de carga de 30 toneladas, con un ancho de la banda de 480 mm y una longitud de 12 metros de largo.

Se debe tener en cuenta que para acelerar los cálculos de las eslingas se ha supuesto la situación de máxima carga para la selección de estas. Para buques con un desplazamiento menor se pueden emplear otro tipo de eslingas de dimensiones y capacidades de carga menores. La elección del tipo de eslinga adecuada a emplear y del número de eslingas necesarias en el izado de las embarcaciones corre a cargo del operario encargado de dichas operaciones.



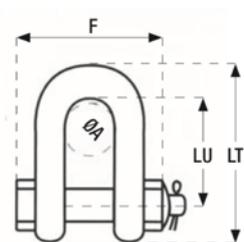
13. Selección de los grilletes de unión.

En este apartado se seleccionan los grilletes de unión entre las eslingas y las poleas.

Como ya se ha mencionado, la máxima carga de la grúa son 50 Tm. Este peso se divide en 4 puntos de izado, por lo que la capacidad de carga que debe aguantar cada grillete es de 12,5 Tm.

En el catálogo del fabricante *Unitex Spain* se encuentran una amplia gama de grilletes y accesorios de unión. La clase de grillete que se va a elegir será el grillete recto con C/hexagonal. Además, tiene un factor de seguridad 4:1.

Tabla 19. Tipos de grilletes en función de la capacidad de carga.



TG 50 GRILLETE RECTO C/ HEXAGONAL					
Tamaño Nominal (pulgadas)	CMU 4:1 tons	Dimensiones mm			
		LT Longitud Total	LU Longitud Útil	D Diámetro Ojo	F Ancho
1/4	1/2	11,9	19,1	40,4	39,6
5/16	3/4	13,5	25,4	48,5	46,2
3/8	1	16,8	31,0	58,5	55,0
7/16	1-1/2	19,1	36,1	67,5	63,5
1/2	2	20,6	41,4	77,0	71,0
5/8	3-1/4	26,9	51,0	95,5	89,5
3/4	4-3/4	31,8	60,5	115	103
7/8	6-1/2	36,6	71,5	135	120
1	8-1/2	42,9	81,0	151	135
1-1/8	9-11/2	46,0	91,0	172	150
1-1/4	12	51,5	100	191	165
1-3/8	13-1/2	57,0	111	210	183
1-1/2	17	60,5	122	230	196
1-3/4	25	73,0	146	279	230
2	35	82,5	172	312	264
2-1/2	55	105	203	377	344

El grillete seleccionado es de tamaño nominal 1-3/8 pulgadas y una capacidad de carga de 13,5 toneladas.



14. Selección de los neumáticos.

Los neumáticos seleccionados para el *travelift* son de la marca *Michelin*[®]. Se ha seleccionado un tipo de neumático específico para grúas pórtico transportadoras de contenedores y válido también para *travelifts*. La condición necesaria para la selección de los neumáticos es que cada neumático sea capaz de soportar 12,5 toneladas.

El neumático seleccionado es de la serie *X-Straddle 2* y tiene las siguientes características:

Tipo de neumático	16.00-R25
Capacidad de carga	>15 toneladas
Número de neumáticos	4
Presión de funcionamiento	10 bar
Peso	332,73 kg
Diámetro	1531 mm
Anchura	443 mm



Ilustración 51. Neumático similar al empleado.



15. NORMAS Y REFERENCIAS.

15.1. Normativa.

[1] *FEM: Federación Europea para el Manejo de Materiales*. Con esta normativa se van a calcular las solicitaciones existentes sobre la estructura del aparato de elevación, así como el cálculo necesario para la selección de los diferentes elementos y aparatos de elevación de la carga.

[2] *UNE 58112-1:1991. Grúas y aparatos de elevación. Clasificación. Parte 1: General*. Esta norma se ha usado para clasificar la grúa en función del número de ciclos de maniobra.

[3] *UNE 58132-2:2005. Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Parte 2: Solicitaciones y casos de solicitaciones que deben intervenir en el cálculo de las estructuras y de los mecanismos*. Esta norma es necesaria para definir las acciones y las hipótesis de carga que se han de aplicar sobre la estructura de la grúa.

[4] *UNE 58113:1985. Grúas. Acción del viento*. Esta norma explica la forma de calcular las acciones del viento sobre la grúa.

[5] *FEM/DIN 15020. Cables*. Usada para la selección de los cables.

[6] *ISO 4301*. Se emplea para la clasificación del tipo de cable que se debe usar.

[6] *DIN 15020. Poleas*. Se emplea para la selección de las poleas.

[7] *EN-1492. Eslingas*. Se emplea para la selección de las eslingas.

[8] *Ley 38/1999, 5 de noviembre, de Ordenación de la Edificación*. Norma necesaria para definir el Pliego de Condiciones. Siguiendo esta normativa se redacta el pliego de condiciones.

15.2. Referencias bibliográficas.

[1] *Miravete, A; Larrodé, E; Castejón, L; Cuartero, J. (2002). Los transportes en la ingeniería industrial. Barcelona: Reverté*. Libro empleado para hacer uso de la normativa FEM.

[2] *Miravete, A; Ladorré, E. (1996). Grúas. Barcelona: Reverté*. Libro utilizado como apoyo a la hora de realizar el proyecto.

[3] *Miravete, A; Ladorré, E. (1996). Transportadores y elevadores. Barcelona: Reverté*. Libro utilizado para la correcta selección de algunos accesorios de elevación del travelift.

[4] <http://civil.udg.edu/normacivil/estatal/contract/loedif.htm>. Empleada para redactar el Pliego de Condiciones.

[5] http://www.itpsl.es/porticos_automoviles.htm. Se emplea para definir las diferentes dimensiones y características del travelift.

[6] <https://marinetravelift.com>.



[7] https://www.altcontrol.eu/?gclid=Cj0KCQiA3b3gBRDAARIsAL6D-N96jKU2Nxxz-Bi1iPWJYrkxVIOZWwjga4B2dF5WXrmDuP_7xdmC1ev8aAn-pEALw_wcB. Página de un fabricante de *travelifts* en la que se coge información sobre los accesorios de elevación.

[8] <http://www.almarin.es/es/equipos-varadero/porticos-grua-travelift>. Página web con bastante información de *travelifts* y recambios para estos.

[9] <http://pdf.nauticexpo.es/pdf/gh-cranes-components/sistema-elevacion-marino/25271-32524.html#open>.

[10] https://www.youtube.com/watch?time_continue=149&v=EYhhUjnRj2c. Video utilizado en la presentación para explicar el funcionamiento de la grúa.

15.3. Programas de cálculo.

El dimensionamiento y selección de las vigas se ha llevado a cabo empleando un programa de cálculo de estructuras, *CYPECAD versión académica*.

Es un programa diseñado por CYPE ingenieros S.A.





DOCUMENTO II. PLIEGO DE CONDICIONES



PLIEGO DE CLAÚSULAS ADMINISTRATIVAS.

1. DISPOSICIONES GENERALES.

1.1. Objeto del pliego de condiciones.

La finalidad de este Pliego es la de fijar los criterios de la relación que se establece entre los agentes que intervienen en las obras definidas en el presente proyecto y servir de base para la realización del contrato de obra entre el Promotor y el Contratista.

En este Pliego se incluyen las especificaciones, prescripciones, criterios y normas que rigen la construcción del proyecto y la ejecución de las obras del mismo, así como las condiciones técnicas, facultativas, económicas y legales.

1.2. Descripción de la obra.

La obra consiste en el traslado y montaje de la estructura en el lugar indicado por el Promotor.

El *travelift* llegará despiezado al lugar de montaje por medio de camiones habilitados para el transporte del mismo, haciéndose cargo el Contratista de dicha tarea. Una vez allí, con la ayuda de grúas y otros mecanismos de elevación, las vigas y demás componentes, serán colocados sobre el terreno firme en una zona destinada a ello.

El orden de montaje lo establecerá el director de ejecución de la obra, o en su defecto, se mostrará en el pliego de condiciones particulares.

1.3. Documentación que integra el contrato de obra.

El contrato de obra integra los siguientes documentos, que se mencionan por orden de prioridad en el caso de malinterpretaciones, omisiones o contradicciones:

- Condiciones fijadas en el contrato de obra.
- El Pliego de Condiciones.
- Documentación gráfica y escrita del Proyecto: memorias, presupuestos, planos.

Por tanto, prevalecen las especificaciones literales sobre las especificaciones gráficas y las cotas sobre las medidas a escala tomadas de los planos.

1.4. Formalización del Contrato de Obra.

La formalización del Contrato de Obra se efectúa, normalmente, mediante un contrato privado. Este podrá hacerse público a petición de cualquiera de las dos partes contratantes.

En este documento se debe expresar de forma clara y concisa que el Contratista se obliga al cumplimiento estricto del Contrato de Obra, de acuerdo a lo establecido en la Memoria, en el presente Pliego de Condiciones, Presupuestos y Planos.



El contrato de obra deberá ser firmado por el Promotor y el Contratista antes de que se inicie cualquier tarea relacionada con el mismo.

1.5. Causas de rescisión del contrato de obra.

Serán causas justificadas y suficientes para la rescisión del contrato las siguientes:

- Quiebra del Contratista.
- Defunción o incapacidad del Contratista.
- Vencimiento del plazo de ejecución de la obra.
- Alteraciones en el contrato que no vengan contempladas en el presente Pliego.
- Mala praxis en la ejecución de la obra.



2. DISPOSICIONES FACULTATIVAS.

2.1. Delimitación de funciones de los agentes intervinientes.

2.1.1. Promotor.

Cualquier persona, física o jurídica, pública o privada, que, individual o colectivamente decida, impulse, programe o financie, con recursos propios o ajenos, las obras de edificación para sí o para su posterior enajenación, entrega o cesión a terceros bajo cualquier título.

Entre sus obligaciones está:

- Facilitar información y documentación previa necesaria para la redacción del proyecto.
- Autorizar al director de obra posibles modificaciones del proyecto.
- Suscribir los seguros provistos en la LOE.
- Asignar un coordinador de seguridad y salud para el proyecto.

2.1.2. Proyectista

Es el agente que por encargo del promotor y con sujeción a la normativa técnica y urbanística correspondiente, redacta el proyecto.

Deberá estar en posesión de la titulación académica y profesional habilitante de arquitecto, arquitecto técnico o ingeniero técnico, según corresponda, y cumplir con las condiciones exigibles para el ejercicio de la profesión.

Deberá a su vez, redactar el proyecto de acuerdo a la normativa vigente y a lo que se haya establecido en el contrato.

2.1.3. Contratista o Constructor.

Es la persona física o jurídica que asume, contractualmente con el Promotor, el compromiso de ejecutar con medios humanos y materiales, propios o ajenos, la totalidad o parte de las obras con sujeción al proyecto o al contrato.

2.1.4. Director de obra.

El director de obra es el agente que, formando parte de la dirección facultativa, dirige el desarrollo de la obra en los aspectos técnicos, estéticos, urbanísticos y medioambientales, de conformidad con el proyecto que la define, la licencia de edificación y demás autorizaciones preceptivas y las condiciones del contrato, con el objeto de asegurar su adecuación al fin propuesto.

Podrán dirigir las obras de los proyectos parciales otros técnicos, siempre bajo la supervisión del director de obra.



2.1.5. Director de la ejecución de la obra.

Es la persona con titulación pertinente, aparejador o arquitecto técnico, que forma parte además de la dirección facultativa, que asume la función técnica de dirigir la ejecución material de la obra y de controlar cualitativamente y cuantitativamente la construcción y la calidad de lo edificado.

Debe redactar el documento de estudio y análisis del proyecto para elaborar los programas de organización y de desarrollo de la obra.

Debe planificar el control de calidad y económico de las obras a partir del proyecto arquitectónico y de la normativa técnica de aplicación.

Debe aprobar el estudio de seguridad y salud para la aplicación del mismo.

2.2. Obligaciones y derechos generales del Promotor y Contratista.

Las obligaciones y derechos son los siguientes:

- Antes de dar comienzo a las obras, el constructor consignará por escrito que la documentación aportada le resulta suficiente para la comprensión de la totalidad de la obra contratada, o en caso contrario, solicitará las aclaraciones pertinentes.
- El constructor, a la vista del proyecto de ejecución conteniendo, en su caso, el estudio de seguridad y salud, presentará el plan de seguridad y salud de la obra a la aprobación del aparejador o arquitecto técnico de la dirección facultativa.
- El constructor tendrá a su disposición el proyecto de control de calidad, si para la obra fuera necesario, en el que se especificarán las características y requisitos que deberán cumplir los materiales y unidades de obra, y los criterios para la recepción de los materiales, según estén avalados o no por sellos marcas de calidad; ensayos, análisis y pruebas a realizar, determinación de lotes y otros parámetros definidos en el proyecto por el arquitecto o aparejador de la dirección facultativa.
- El constructor habilitará en la obra una oficina en la que existirá una mesa o tablero adecuado, en el que puedan extenderse y consultarse los planos.
- El constructor viene obligado a comunicar a la propiedad la persona designada como delegado suyo en la obra, que tendrá el carácter de jefe de obra de la misma, con dedicación plena y con facultades para representarle y adoptar en todo momento cuantas decisiones competan a la contrata.
- El jefe de obra, por sí o por medio de sus técnicos o encargados, estará presente durante la jornada laboral.
- El Promotor está obligado a asegurar la obra durante el tiempo de ejecución de la misma.

2.3. Trabajos defectuosos.

El Contratista debe emplear los materiales que cumplan las condiciones exigidas en las condiciones generales y particulares de índole técnica del presente Pliego de Condiciones en la construcción, y realizará todos los trabajos contratados de acuerdo a lo también en dicho documento.

Por ello, y hasta que tenga lugar la recepción definitiva de la obra, es el máximo responsable de la ejecución de los trabajos que ha contratado y de las faltas y defectos en



que estos puedan existir por su mala ejecución o por la deficiente calidad de los materiales empleados o aparatos colocados, sin que le exima de culpa y responsabilidad el hecho de que el control de la obra corría a cargo de la Dirección Facultativa o subalternos de estos últimos, ni tampoco el hecho de que estos trabajos hayan sido valorados en las certificaciones parciales de obra, que se suponen siempre extendidas y abonadas a buena cuenta.

Como consecuencia de lo anteriormente expresado, cuando la Dirección Facultativa advierta de vicios o defectos en los trabajos realizados, o que los materiales empleados o los aparatos colocados no reúnan las condiciones preceptuadas, ya sea en curso de los trabajos o finalizados estos, y antes de verificarse la recepción definitiva de la obra, podrá disponer que las partes defectuosas sean demolidas o reconstruidas de acuerdo con lo contratado, y todo ello a expensas de la Contrata.

2.4. Vicios ocultos.

Si el Director de Obra tuviera razones fundadas para creer en la existencia de vicios ocultos de construcción en las obras realizadas, podrá ordenar en cualquier tiempo, y antes de la recepción definitiva, los ensayos, destructivos o no, que crea necesarios para reconocer los trabajos que suponga defectuosos.

Los gastos que puedan ser ocasionados correrán a cuenta del Contratista, siempre que los vicios existan realmente. En caso contrario serán cargo del Promotor.

2.5. Medidas de seguridad.

El Contratista deberá atenerse a las disposiciones vigentes sobre la seguridad e higiene en el trabajo, tanto en lo que se refiere al personal de la obra como a terceros.

El lugar de realización de la obra deberá contar con la señalización necesaria, tanto durante el desarrollo de las obras como durante su explotación, haciendo referencia con esto, a los peligros existentes o las limitaciones de la estructura.

2.6. Plazo de garantía.

El plazo de garantía deberá estipularse en el Pliego de Condiciones particulares. Si en dicho documento no se mencionada nada al respecto, el plazo de garantía será de un año a contar desde la fecha de recepción final de la obra.

Si durante este periodo surge alguna reparación derivada de una mala construcción, los gastos producidos deberán de ser abonados por el Contratista.

2.7. Recepción definitiva.

Transcurrido el plazo de garantía, cesará la obligación del Contratista de reparar, corriendo los gastos de su cuenta, cualquier desperfecto inherente a la normal conservación de la construcción y quedarán solo subsistentes todas las responsabilidades que pudieran alcanzarle por vicios de la construcción.



3. DISPOSICIONES ECONÓMICAS.

3.1. Principio general.

Todos los que intervienen en el proceso de construcción tienen derecho a recibir puntualmente las cantidades devengadas por su correcta actuación, con arreglo a las condiciones contractualmente establecidas.

3.2. Fianzas.

El promotor presentará una fianza que será devuelta en un plazo de 15 días tras firmar el acta de recepción definitiva de la obra. Dicha fianza tomará un valor del 4% al 10% del valor total del proyecto.

3.2.1. Ejecución de trabajos con cargo a la fianza.

Si el Contratista se negase a hacer por su cuenta los trabajos precisos para ultimar la obra en las condiciones contratadas, el director de la obra, en nombre y representación del Promotor, los ordenará ejecutar a un tercero, o podrá realizarlos directamente por administración, abonando su importe con la fianza depositada, sin perjuicio de las acciones a que tenga derecho el Promotor, en el caso de que el importe de la fianza no bastara para cubrir el importe de los gastos efectuados en las unidades de obra que no fuesen de recibo.

3.3. Devolución de la fianza.

La fianza retenida será devuelta al contratista en un plazo que no supere los 30 días una vez firmada el acta de recepción definitiva de la obra.

El Promotor podrá exigir al Contratista que acredite la liquidación y finiquito de las deudas causadas por la ejecución de la obra, tales como salarios, suministros...

3.4. Indemnizaciones.

3.4.1. Indemnización por retraso del plazo de terminación de la obra.

Si el Contratista, por cualquier causa imputable a él, se retrasa en el plazo previsto de finalización de la obra, el Promotor podrá imponer al contratista una penalización previamente establecida en el contrato, y nunca inferior al perjuicio que haya causado el retraso de la obra.

3.4.2. Demora de los pagos por parte del Promotor.

Si el Promotor se retrasa, en el plazo estipulado, en el pago de las obras ejecutadas, el Contratista tendrá el derecho de percibir un 3% mensual del valor del pago que debía ser realizado, en concepto de intereses de demora.



3.5. Mejoras de obra.

No se admitirán mejoras de obra, excepto en el caso de que el director de obra haya ordenado por escrito la ejecución de trabajos nuevos o que mejoren la calidad de los contratados.

3.6. Pago de arbitrios.

El pago de impuestos y arbitrios en general, municipales o de otro origen, sobre vallas, alumbrado, etc., cuyo abono debe hacerse durante el tiempo de ejecución de las obras y por conceptos inherentes a los propios trabajos que se realizan, correrán a cargo del Contratista, siempre que en las condiciones particulares del proyecto no se estipule lo contrario.



PLIEGO DE CONDICIONES PARTICULARES

4. MONTAJE DE LA ESTRUCTURA.

Para efectuar el montaje de la estructura será necesario seguir el siguiente procedimiento y tener a disposición el plano de montaje de la máquina para montar todas sus partes correctamente.

Para un correcto y seguro montaje de la máquina, se deben seguir las siguientes pautas:

- Descargar todas las mercancías del camión o contenedor y disponerlas de manera que respeten su orden de montaje.
- Requerir soportes de madera o acero para que los elementos no estén en contacto directo con el suelo y evitar así posibles desperfectos y que los elementos mecánicos puedan ser dañados.
- Comprobar que todas las mercancías respeten los documentos de envío y lleguen en buen estado.
- La cinemática de montaje se establece en el plano de montaje.

5. MANTENIMIENTO.

Todas las operaciones de mantenimiento deben realizarse con la máquina libre de cargas y llevando el siguiente orden:

- Estacionar la máquina en una zona de terreno llano y seco.
- Apagar el motor.
- Introducir el freno de estacionamiento.
- Asegurarse que el motor y todos los componentes, bomba, tubos, etc., estén fríos antes de iniciar cualquier acción.
- No permitir que alguna persona no autorizada manipule la máquina.
- No desconectar tubos o partes de los circuitos de la máquina que estén bajo presión.
- Llevar la ropa y los EPIs pertinentes.

La falta de observancia de estas recomendaciones puede causar imperfectos en la maquinaria o heridas al operador que la manipula, no haciéndose cargo el Contratista de los daños materiales y físicos causados.

5.1. Calendario de mantenimiento.

Las operaciones de mantenimiento deben realizarse con regularidad según el calendario establecido, para evitar fallos y un desgaste excesivo. Para asegurar un correcto mantenimiento de la maquinaria, se aconseja cumplir rigurosamente la siguiente tabla descriptiva.

OPERACIÓN DE MANTENIMIENTO	HORAS DE TRABAJO
----------------------------	------------------



		10	50	100	250	500	2000
Motor diésel	Aceite	X					XX
	Baterías			X			
	Filtros				X		XX
	Tanque de gasolina	Controlar y limpiar cada dos años					
Sistema hidráulico	Control de aceites de escape	Cada día antes de utilizar el equipo					
	Aceite hidráulico	X					XX
	Filtros		X			XX	
	Bombas, válvulas...		X				
	Juntas y tuberías		X				
Carros y neumáticos	Inspección visual	Cada día antes de usar el equipo					
	Presión				X		
	Condición				X		
	Tornillos de llanta					X	
	Lubricación			X			
Cabrestantes	Inspección general					X	
	Motores					X	
	Reductores-nivel de aceite				X		XX
	Interruptores de límite.			X			
	Frenos de seguridad			X			
Levantamiento y cables.	Inspección de los carros				X		
	Guías de flujo o ruedas			X			
	Lubricación de las poleas, rodamientos, etc.				X		
	Inspección general			X			
	Lubricación del cable			X			
	Condición del cable		X				
Translación y dirección	Motores					X	
	Reductores-niveles de aceite				X		XX
	Cilindros de dirección				X		
	Geometría de la dirección		X				
Estructura de acero	Pintura					X	
	Pernos para apretar					X	
	Inspección de la soldadura					X	
	Inspección visual	Cada día antes de usar el equipo					
Circ eléctrico	Prueba funcional				X		
Circ hidráulico	Inspección general				X		



Eslingas y accesorios de levantamiento	Inspección general, condición de desgaste	Cada vez que se va a levantar cualquier carga
Nota: X <u>Controlar</u> y XX <u>Cambiar</u>		

5.2. Plan de seguridad y salud.

5.2.1. Conducción de la máquina.

Es recomendable realizar una sola operación a la vez, pues solamente una operación puede empezar, ser interrumpida y constantemente dirigida por el operador. Empezar y terminar una operación a la vez permite ahorrar tiempo y consumo de combustible.

Durante la conducción, las luces intermitentes de aviso y sirenas deben funcionar para avisar al personal de los alrededores que la maquina está en movimiento, evitando de esta manera cualquier situación peligrosa.

Cuando la máquina ha completado una operación, es muy importante que el operador vuelva siempre el motor a las revoluciones de espera, que son aproximadamente de 750 rpm.

5.2.2. Dirección de la máquina.

La dirección se controla por una palanca de mando en el mando de control o mando a distancia. La dirección es de tipo *Ackermann*.

La bomba utilizada para mover los cilindros de dirección ajusta el desplazamiento según el flujo de aceite requerido por el distribuidor y, por tanto, por el operador.

Un sistema hidráulico controla las presiones internas del circuito hidráulico, evitando que el sistema mecánico sea dañado. Si una rueda encuentra un obstáculo o es bloqueada, la dirección queda automáticamente bloqueada.

5.2.3. Levantamiento de la carga.

A la hora de llevar a cabo el levantamiento de la carga se debe poner la máxima atención y tomar todas las precauciones necesarias. Se debe evitar cualquier peligro potencial. Además, nunca se debe cambiar la velocidad de levantamiento mientras que los cabrestantes estén en movimiento.

Existen dos velocidades de levantamiento, lenta y rápida. La velocidad lenta se utiliza cuando la grúa está levantada la carga. Por el contrario, la velocidad rápida se emplea cuando la grúa está libre de carga o está levantando menos del 20% de su máxima carga.

Un interruptor de final de carrera puesto en los cabrestantes controla y bloquea el movimiento de subida cuando se alcanza el umbral máximo de la carga o cuando se alcanza el límite del cable que puede salir del tambor.



5.2.4. Control de la carga.

Para el control del peso de la carga levantada, dos células de carga han sido montadas para que se pare el levantamiento cuando se supere la carga máxima admisible (50 toneladas).

Con la superación del umbral máximo de carga se encenderá un piloto rojo en el cuadro eléctrico, el indicador visual giratorio comenzará a parpadear y se encenderá el timbre o alarma. Además, el movimiento de izado quedará incapacitado.

Para restablecer el movimiento de izado, se debe poner la carga en el suelo y reajustar el sistema de alarma en el panel de control.

5.2.5. Carros superiores.

Por seguridad, los carros de poleas solo pueden ser accionados uno a uno. Las palancas de mando activan los 4 elementos del distribuidor de aceite proporcional de carga-detección.

La bomba reduce automáticamente la velocidad de desplazamiento proporcionalmente a la carga que se encuentre izada y a la pendiente que presente esta. Es muy importante que cuando se haya finalizado una maniobra el operador vuelva a poner el motor a las revoluciones de espera, que son aproximadamente 750 rpm.

5.2.6. Parada de emergencia.

El botón de parada de emergencia tiene forma de seta, siendo este de color rojo con amarillo de fondo. Se encuentra en la cabina o en el mando de control y activa la función de parada automática de la máquina cuando se presiona.

A su vez, se pueden encontrar diferentes paradas de emergencia repartidas por toda la grúa, colocadas en los siguientes puntos:

- Una en cada esquina de la grúa, justo enfrente de cada grupo de ruedas.
- En el panel eléctrico principal.

Quienquiera que se de cuenta de un peligro inmediato para las personas o para la máquina, debe accionar inmediatamente cualquiera de las setas de emergencia. Su activación provoca el apagado del motor con consiguiente interrupción inmediata de los mandos y operaciones.

Después de una parada de emergencia, el responsable de la instalación puede volver a activar la máquina solo después de haber comprobado que la causa que ha provocado la activación ha sido eliminada.

Para permitir el funcionamiento de la grúa, hay que girar el pulsador de emergencia hacia la derecha, dándose así el ascenso para la puesta en marcha.



Ilustración 52. Funcionamiento del pulsador de emergencia.

5.3. Mantenimiento del cable.

Después de la instalación del cable hay que controlar el estado del mismo cada 12 horas laborales durante los primeros 15 días. Después de este periodo, el cable debe ser controlado cada 50 horas como se ha indicado en la tabla anterior.

5.4. Neumáticos

Los neumáticos deben ser inflados hasta llegar a una presión máxima de 9,5 bar.

Las instrucciones que siguen sirven solo para añadir aire adicional a un neumático que ya ha sido inflado. Si los neumáticos se han desinflado completamente, se debe llamar a un especialista calificado.

Las instrucciones son las siguientes:

- Antes de añadir aire al neumático, asegurarse que la rueda esté montada correctamente en la máquina.
- Para inflar el neumático, utilizar solamente un sistema de entrega de aire equipado con un regulador de presión. Fijar el regulador de manera que no sobrepase más de un bar la presión de inflación especificada.
- Antes de añadir aire, asegurarse que el conducto flexible esté conectado correctamente con la válvula del neumático. Hacer de manera que todos los que estén cerca se posicionen muy bien lejos del área de interés y que se posicionen detrás del tiro mientras se inyecta el aire en el neumático.
- Inflar el neumático a la presión especificada y no nunca exceder los valores especificados.

5.5. Estructura.

Se recomienda inspeccionar cada mes toda la estructura para verificar si hay herrumbre u otros imperfectos originados por la corrosión.

Cada 6 meses se recomienda verificar que los tornillos y pernos estén bien apretados y que no existe herrumbre sobretodo cerca de las soldaduras.





DOCUMENTO III. PRESUPUESTO



- Cuadro de mano de obra.

Num.	Descripción de la mano de obra	Precio/h	Horas	Total
1	Ingeniero (diseño y realización del informe).	25	72	1800
2	1º Oficial. Montador de la estructura.	16,5	56	924
3	Ayudante montador de la estructura.	13,7	45	616,5
4	1º Oficial montador de los sistemas hidráulicos y electrónicos.	16,5	56	924
5	Ayudante montador de los sistemas auxiliares de la grúa.	13,7	45	616,5
6	Operario de la grúa de apoyo para el montaje del <i>travelift</i>	16	30	480
<i>Total de la mano de obra</i>				5361€

- Cuadro de los materiales, transporte y otros servicios.

Num.	Descripción	Precio	Cantidad	Total
1	Acero laminado UNE-EN 10025 S355JR, en perfiles laminados en caliente, piezas simples, para aplicaciones estructurales.	1,18 €/kg	88,3 kg · 46,6 m	4114,78
2	Acero laminado UNE-EN 10025 S355JR, en perfiles laminados en caliente, piezas simples, para aplicaciones estructurales.	1,42€/kg	212 kg · 27,82 m	5897,84
3	Grupo motor y bombas auxiliares	15500 €	1 ud	15500
4	Cabrestantes	978,76 €/ud	4 ud	3915,04
5	Cable de acero de 22mm de diámetro	8,06 €/m	180 m	1450,8
6	Neumáticos <i>Michelin</i>	3775,75 €/ud	4 ud	15103
7	Conjunto poleas (carro de poleas, pasteca, cilindro)	3900 €/ud	4 ud	15600
8	Tuberías y accesorios del sistema hidráulico	13700 €	1 ud	13700
9	Motores hidráulicos para ruedas	2723 €/ud	4 ud	10892
10	Tratamiento para protección de superficie	17879 €	1 ud	17879
11	Transporte	13795	1 ud	13795
<i>Total</i>				117.847,46 €



- Cuadro resumen del presupuesto.

Concepto	Precio (€)
<i>Mano de obra</i>	5361
<i>Materiales, transporte, otros servicios</i>	117.847,46
<i>Presupuesto de ejecución material</i>	123.208,46
<i>17% de gastos generales</i>	20.945,43
<i>6% de beneficio industrial</i>	7392,51
Suma	151.546,41
<i>21%IVA</i>	31824,75
<i>Presupuesto total de ejecución</i>	183.371,15

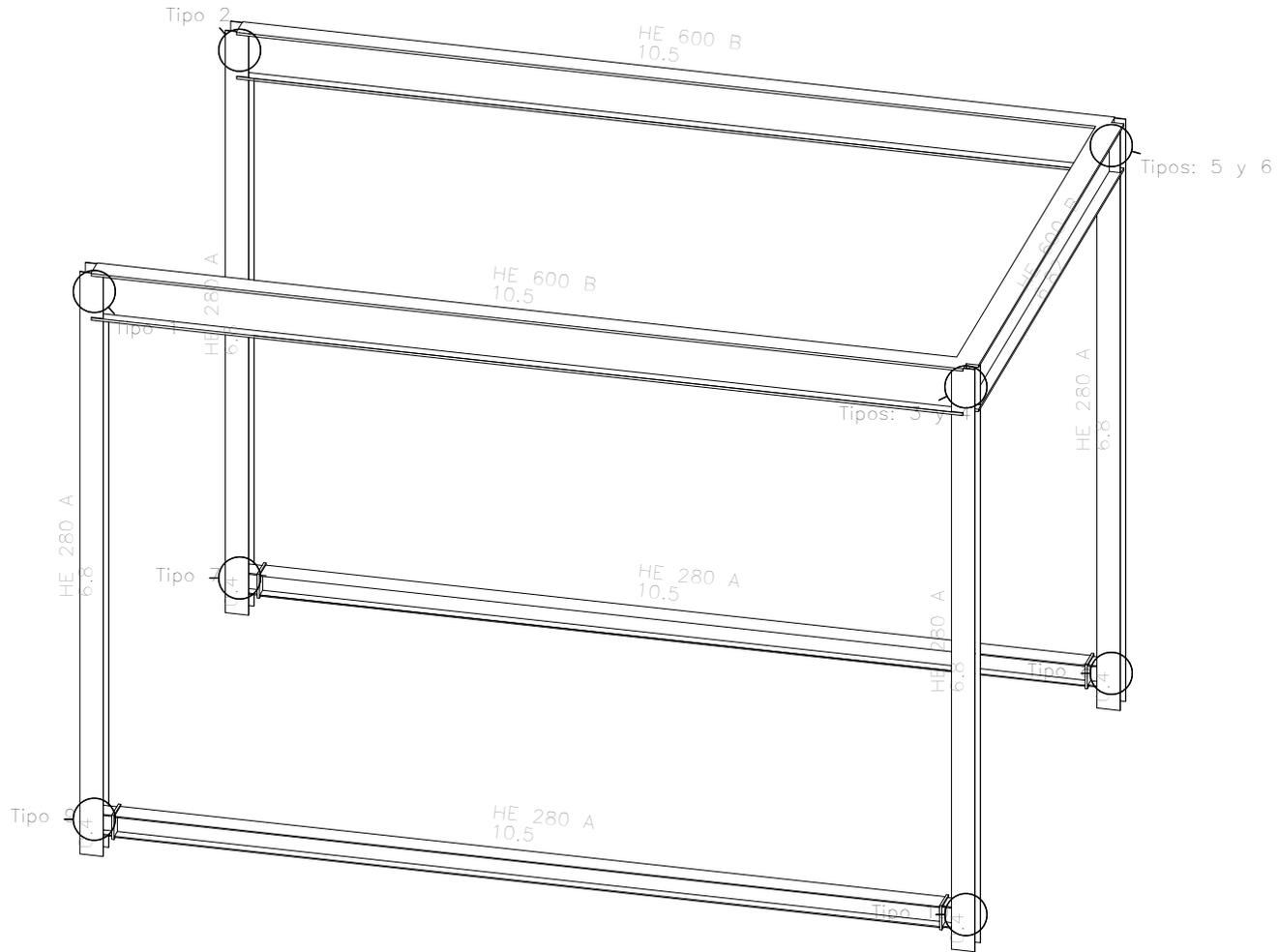
Asciende el presupuesto de ejecución por contrata a la expresada cantidad de CIENTO OCHENTA Y TRES MIL TRESCIENTOS SETENTA Y UN EUROS CON QUINCE CÉNTIMOS.





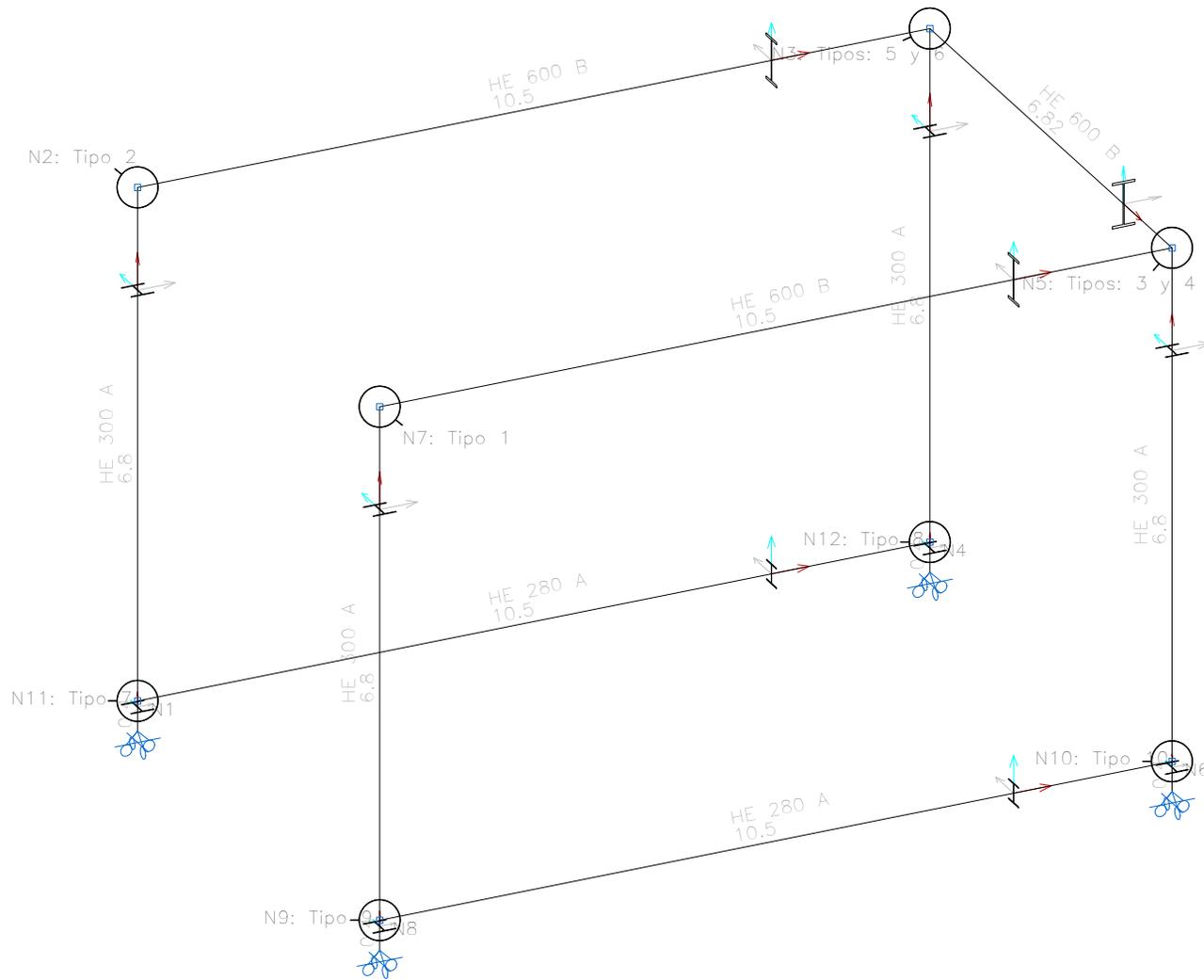
DOCUMENTO IV. PLANOS

3D



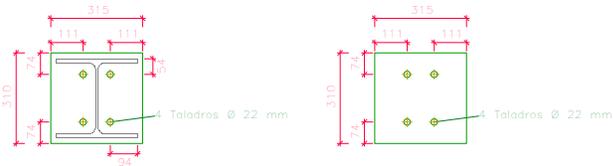
Travelift para embarcaciones de 50T
Norma de acero laminado: CTE DB SE-A
Acero laminado: S355
Escala: 1:100

3D

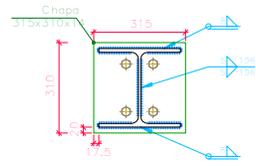


Travelift para embarcaciones de hasta 50T
Norma de acero laminado: CTE DB SE-A
Acero laminado: S355
Escala: 1:100

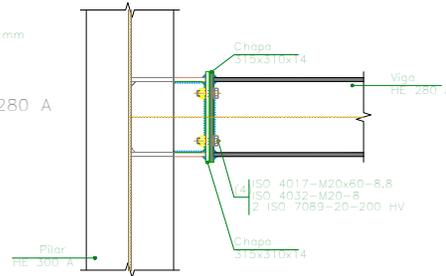
Tipo 7



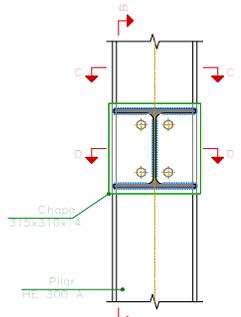
Chapa frontal de la viga HE 280 A
(e = 14 mm)



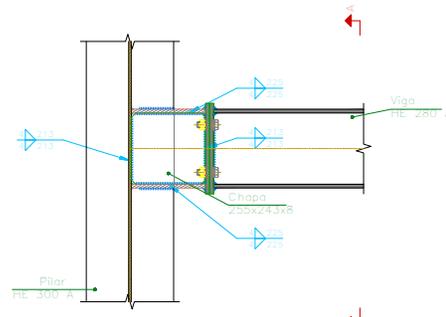
Detalle de soldaduras: Viga HE 280 A a chapa frontal



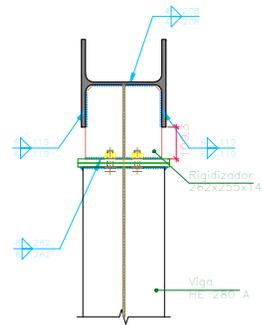
Alzado



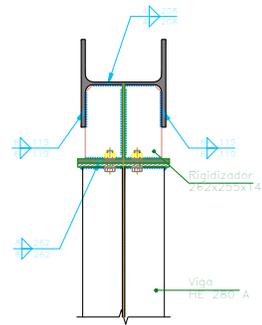
Sección A - A



Sección B - B



Sección C - C



Sección D - D

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

DETALLE DE UNIONES TIPO 7

ESCALA

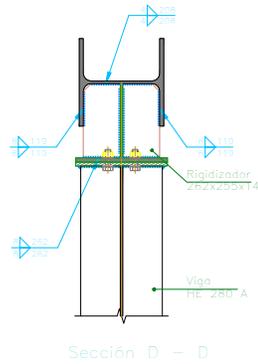
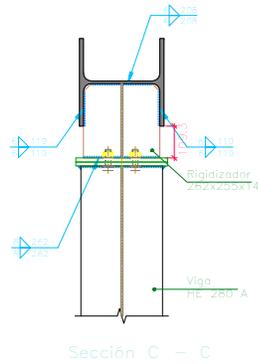
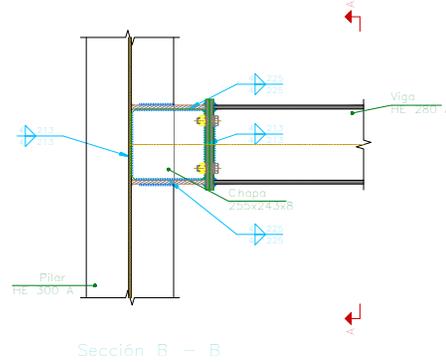
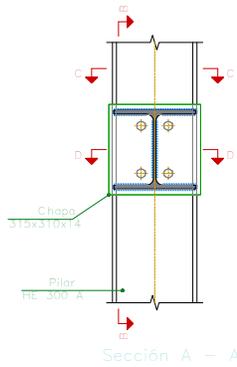
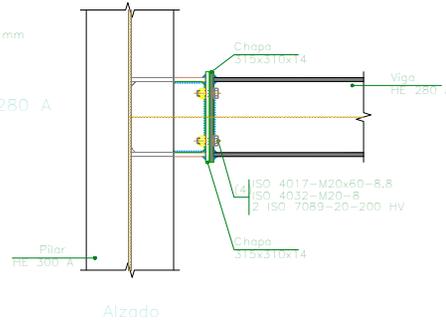
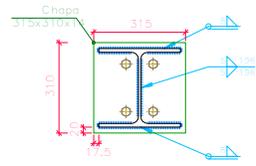
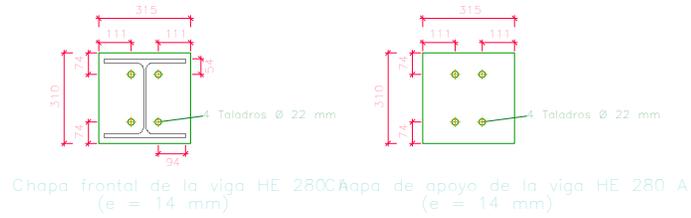
1:20

ALUMNO:

MARIO ALCARAZ MARTÍNEZ



Tipo 8



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

DETALLE DE UNIONES TIPO 8

ESCALA

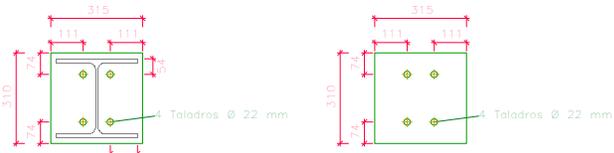
1:20

ALUMNO:

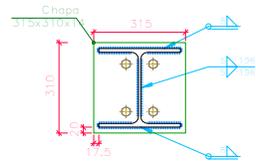
MARIO ALCARAZ MARTÍNEZ



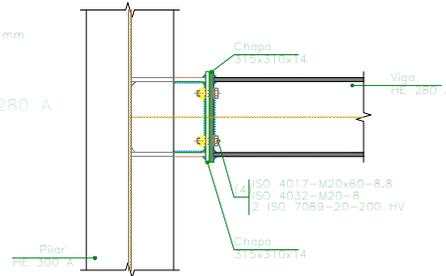
Tipo 9



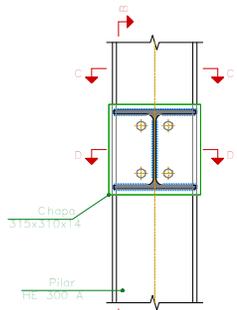
Chapa frontal de la viga HE 280A
(e = 14 mm)



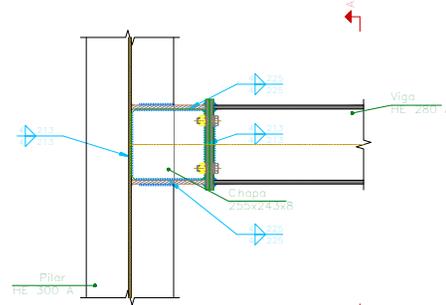
Detalle de soldaduras: Viga HE 280 A a chapa frontal



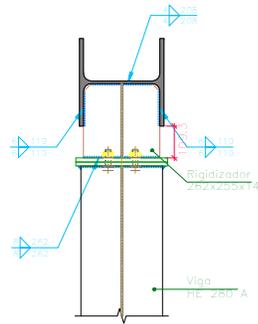
Alzado



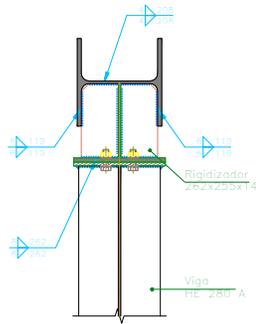
Sección A - A



Sección B - B



Sección C - C



Sección D - D

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

DETALLE DE UNIONES TIPO 9

ESCALA

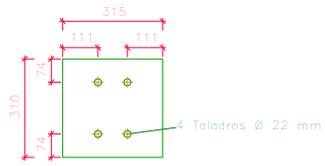
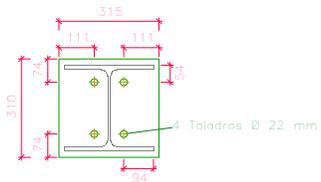
1:20

ALUMNO:

MARIO ALCARAZ MARTÍNEZ

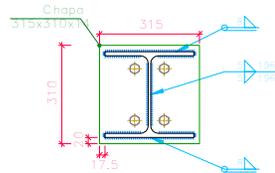


Tipo 10

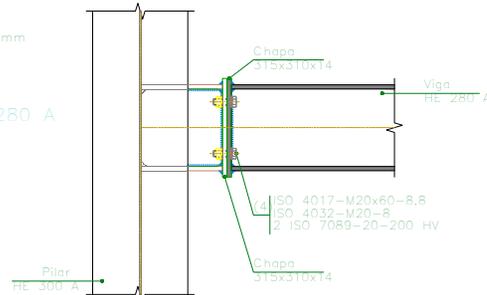


Chapa frontal de la viga HE 280 A
($e = 14$ mm)

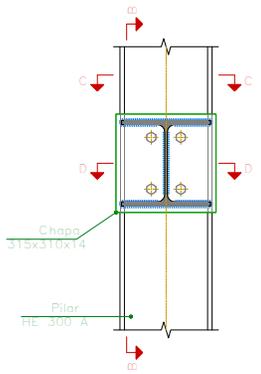
Chapa de apoyo de la viga HE 280 A
($e = 14$ mm)



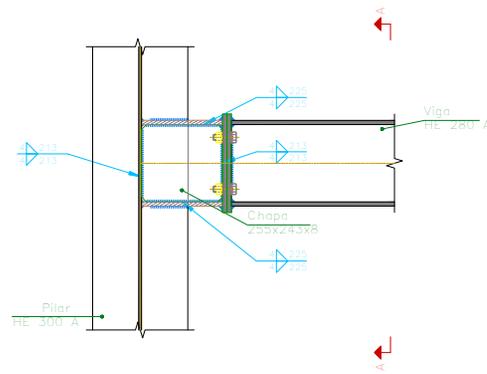
Detalle de soldaduras: Viga HE 280 A a chapa frontal



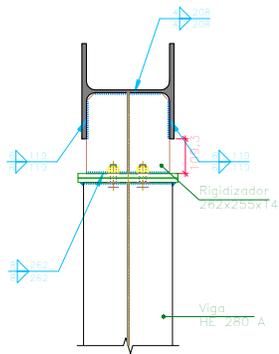
Alzado



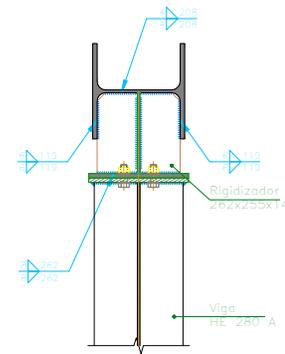
Sección A - A



Sección B - B



Sección C - C



Sección D - D

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

DETALLE DE UNIONES TIPO 10

ESCALA

1:20

ALUMNO:

MARIO ALCARAZ MARTÍNEZ



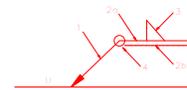
REFERENCIAS Y SIMBOLOGÍA

a[mm]: Espesor de garganta del cordón de soldadura en ángulo, que será la altura mayor, medida perpendicularmente a la cara exterior, entre todos los triángulos que se pueden inscribir entre las superficies de las piezas que hayan alcanzado la fusión y la superficie exterior de las soldaduras.
8.6.2.a CTE DB SE-A



L[mm]: longitud efectiva del cordón de soldadura

MÉTODO DE REPRESENTACIÓN DE SOLDADURAS



Referencias 1, 2a y 2b

- Referencias:
1: línea de la flecha
2a: línea de referencia (línea continua)
2b: línea de identificación (línea a trazos)
3: símbolo de soldadura
4: indicaciones complementarias
U: Unión



El cordón de soldadura que se detalla se encuentra en el lado de la flecha.



Referencia 3

Designación	Ilustración	Símbolo
Soldadura en ángulo		
Soldadura a tope en 'V' simple (con chaflán)		
Soldadura a tope en bisel simple		
Soldadura a tope en bisel doble		
Soldadura a tope en bisel simple con talón de resaca		
Soldadura combinada a tope en bisel simple y a tope en bisel simple		
Soldadura a tope en bisel simple con lado curvo		

Travetti (L 50)

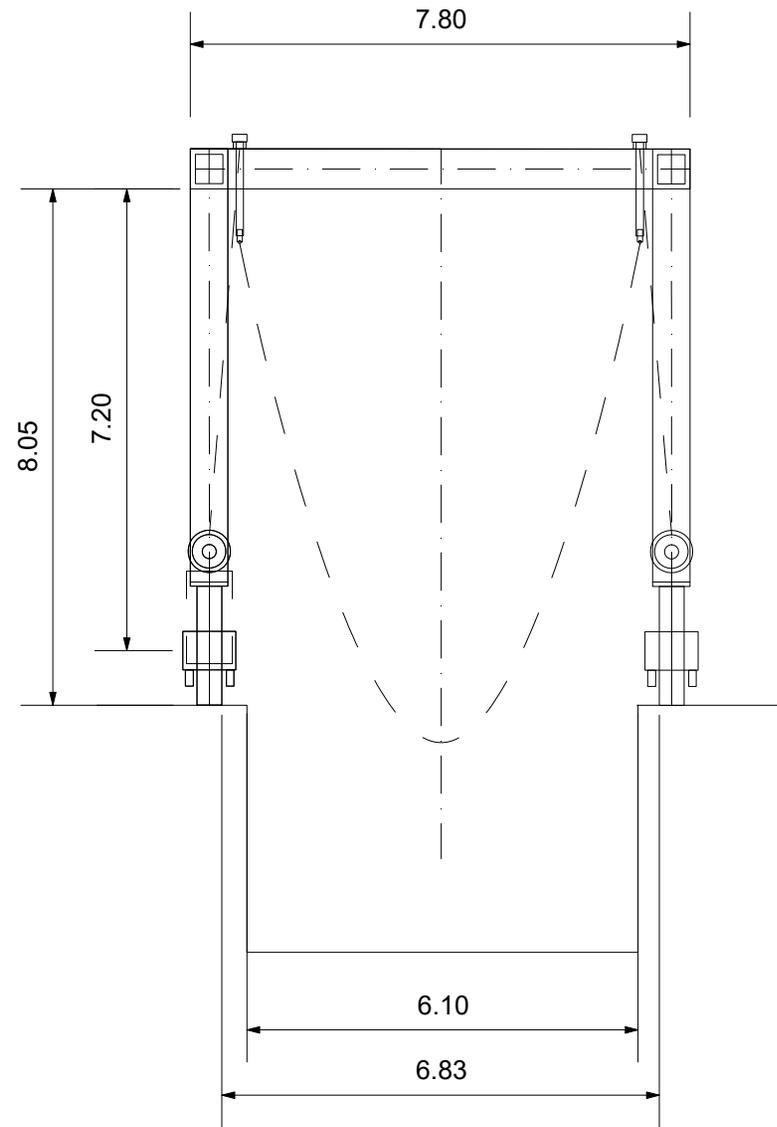
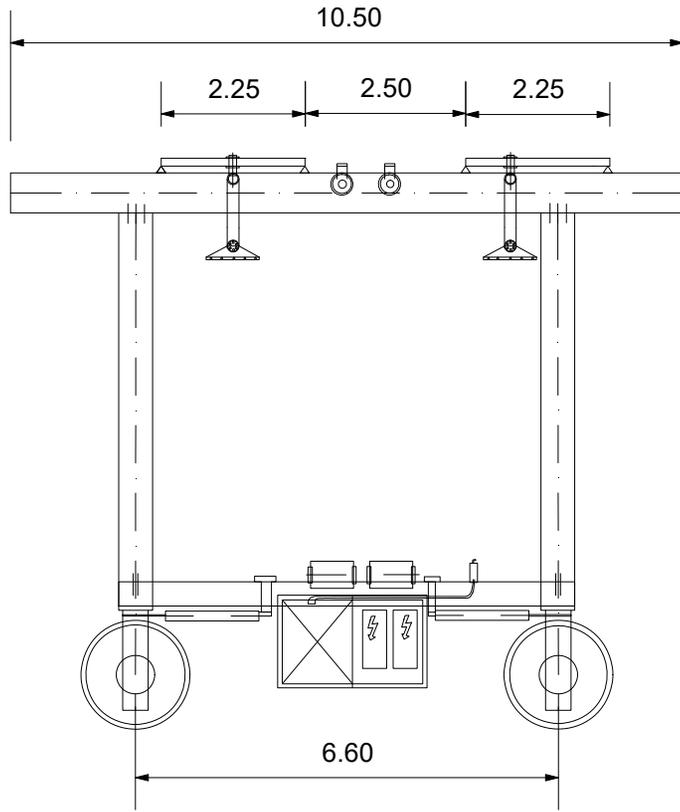
Referencia 4

Representación	Descripción
	Soldadura realizada en todo el perímetro de la pieza
	Soldadura realizada en taller
	Soldadura realizada en el lugar de montaje

Soldaduras				
f _t (kp/cm ²)	Ejecución	Tipo	Espesor de garganta (mm)	Longitud de cordones (mm)
4791.0	En taller	En ángulo	4	10336
			5	1568
			6	3800
			8	9280

Chapas				
Material	Tipo	Cantidad	Dimensiones (mm)	Peso (kg)
S355	Rigidizadores	8	262x255x14	58.74
		4	255x243x8	15.57
	Chapas	8	315x310x14	85.85
			Total	

Elementos de tornillería			
Tipo	Material	Cantidad	Descripción
Tornillos	Clase 8.8	16	ISO 4017-M20x60
Tuercas	Clase 8	16	ISO 4032-M20
Arandelas	Dureza 200 HV	32	ISO 7089-20



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

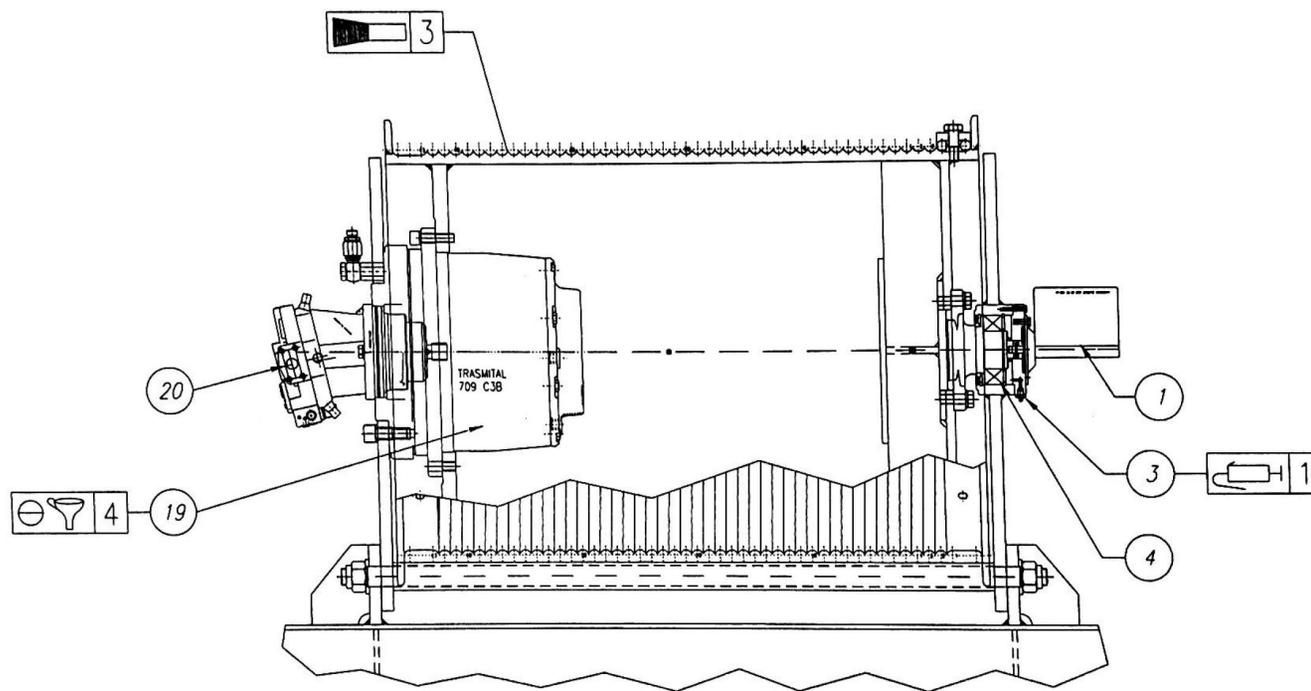
DIMENSIONES PRINCIPALES DEL TRAVELIFT

ESCALA

1:100

MARIO ALCARAZ MARTÍNEZ





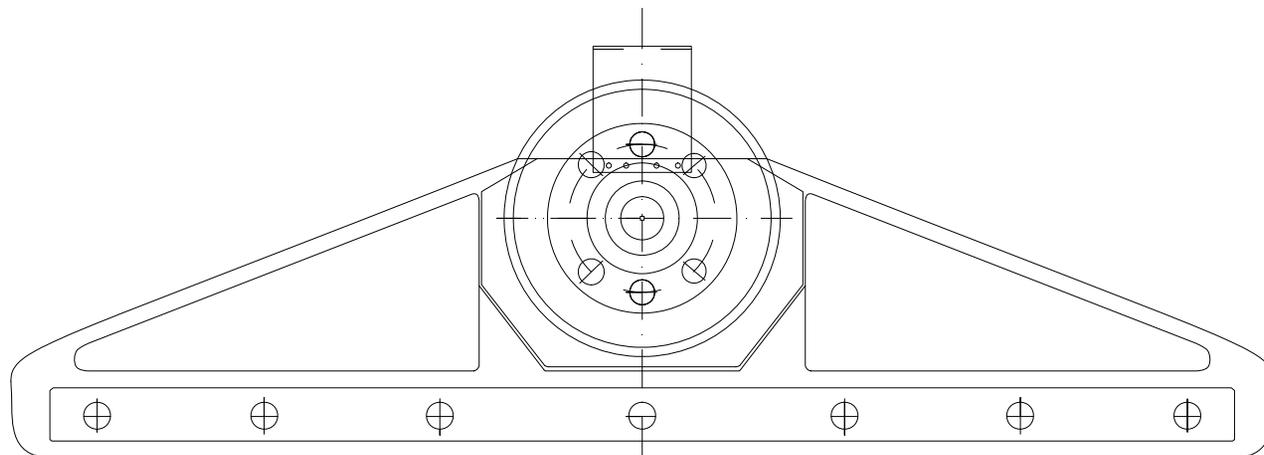
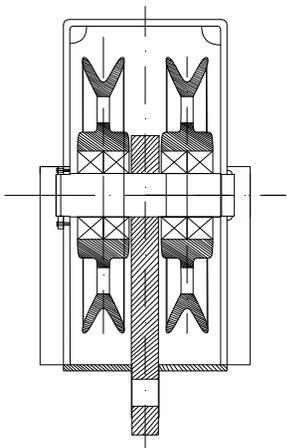
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

CABRESTANTE

ETSINO

MARIO ALCARAZ MARTÍNEZ





UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

MECANISMO DE POLEA

ESCALA

1:100

MARIO ALCARAZ MARTÍNEZ

