



# Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

*Diseño mecánico de un travelift para las lanchas de instrucción*

### **Grado en Ingeniería Mecánica**

**ALUMNO:** Miguel Ángel Navarro Atienza

**DIRECTORES:** Carlos Casqueiro Placer

**CURSO ACADÉMICO:** 2020-2021

Universida<sub>de</sub>Vigo





# Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

*Diseño mecánico de un travelift para las lanchas de instrucción*

**Grado en Ingeniería Mecánica**  
Intensificación en Tecnología Naval  
Cuerpo General

Universida<sub>de</sub>Vigo



## **RESUMEN**

El presente proyecto tiene por finalidad la elaboración de una propuesta de diseño mecánico de un travelift para las lanchas de instrucción que se encuentran ubicadas en la Escuela Naval Militar. De esta forma, contando con un sistema de varada para las lanchas de instrucción como el propuesto se logrará dar capacidad a la Escuela Naval Militar de sacar del agua sus propias lanchas de instrucción para así poder realizar los mantenimientos requeridos o las reparaciones que sean necesarias.

Para la realización del presente proyecto se realizará el cálculo, modelado, diseño y verificación de la estructura de un travelift para una lancha de instrucción, por lo que se realizarán los cálculos necesarios para determinar las características básicas del travelift (dimensiones, potencia necesaria, longitud de las eslingas...) cumpliendo en todo momento con la normativa aplicable en vigor. Después de definir las características básicas y los esfuerzos a los que estará sometido la estructura, se realizará su diseño usando un software de modelado de 3D. Posteriormente se llevará a cabo el estudio de esfuerzos de la estructura mediante el análisis por elementos finitos.

## **PALABRAS CLAVE**

Travelift, Grúa, Eslingas, Cabestrante, Carga



# AGRADECIMIENTOS

*A mi familia*

Por su implicación, ayuda y confianza desde el primer día que comenzó mi aventura prestándome todo su apoyo durante todo el transcurso del Trabajo Fin de Grado. En especial a mi mujer Ana Alicia por ser mi fuente de motivación e inspiración para poder superarme cada día más y así poder luchar para que la vida nos depara un futuro mejor.

*A mis compañeros de promoción*

Por quienes sin esperar nada a cambio compartieron sus conocimientos, alegrías y tristezas durante todos estos cinco años que estuvieron a mi lado, apoyándome y logrando que este sueño se haga realidad.

*A mi tutor el Doctor Carlos Casqueiro Placer*

Por confiar en mí desde el principio para la realización del presente Trabajo Fin de Grado y por su dedicación brindándome valiosos consejos y explicaciones.



## **CONTENIDO**

Contenido .....	1
Índice de Figuras .....	3
Índice de Tablas.....	5
1 Introducción.....	7
1.1 Definición del proyecto.....	7
1.2 Objetivos .....	7
1.3 Estructura y metodología .....	8
2 Estado del arte .....	9
2.1 Historia.....	9
2.2 Sistemas de varada.....	11
2.2.1 Rampas de varada.....	11
2.2.2 Dique seco .....	12
2.2.3 Dique flotante .....	12
2.2.4 Grúas.....	13
2.2.5 Synchronlift .....	14
2.2.6 Travelift .....	14
2.3 Elementos de un travelift .....	15
2.3.1 Estructura principal.....	15
2.3.2 Mecanismo de giro .....	16
2.3.3 Mecanismo de elevación.....	16
2.3.4 Sistema hidráulico .....	17
2.3.5 Sistema de accionamiento y control .....	17
2.3.6 Mecanismo de translación .....	18
2.3.7 Ruedas.....	18
2.3.8 Motor .....	18
3 Cálculo estructural.....	19
3.1 Requisitos de diseño.....	19
3.2 Emplazamiento.....	20
3.3 Diseño de la estructura.....	21
3.3.1 Vida útil del aparato.....	22
3.3.2 Estado de la carga .....	23
3.3.3 Clasificación del aparato.....	23
3.3.4 Determinación de solicitaciones .....	24

3.3.5 Solicitaciones diversas.....	30
3.4 Elementos de elevación.....	31
3.4.1 Elección del Cable .....	31
3.4.2 Elección de las Poleas.....	38
3.4.3 Cálculo de la longitud del cable.....	39
3.4.4 Elección de las eslingas .....	40
3.4.5 Cálculo del cabestrante .....	40
3.4.6 Elección del motor-reductor .....	44
3.5 Sistema Hidráulico.....	45
3.5.1 Selección de la bomba .....	46
3.5.2 Elección de la red de distribución.....	47
3.5.3 Selección del motor hidráulico de las ruedas. ....	47
3.5.4 Brazo hidráulico de las ruedas .....	48
3.6 Sistema de propulsión .....	48
3.6.1 Elección del motor diésel.....	48
3.6.2 Embrague.....	49
3.6.3 Eje de transmisión.....	49
3.6.4 Selección del neumático .....	50
3.6.5 Selección de los rodamientos.....	52
3.7 Sistema eléctrico .....	53
4 Resultados / Validación / Prueba.....	55
4.1 Modelado en 3D del travelift .....	55
4.2 Análisis FEM y simulación de la estructura del travelift.....	56
4.3 Valoración de los resultados obtenidos.....	60
5 Conclusiones y líneas futuras .....	63
5.1 Conclusiones .....	63
5.2 Líneas futuras .....	64
6 Bibliografía.....	65
Anexo I: Cálculos .....	67
Anexo II: Presupuesto .....	75
Anexo III: Normativa .....	77
Anexo IV: Especificaciones de los fabricantes .....	79
Anexo V: Planos.....	85

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Grúa diseñada por Marco Vitruvio [12].....	10
Figura 2 Rampa de varada [13] .....	11
Figura 3 Dique seco [14] .....	12
Figura 4 Dique flotante [29] .....	13
Figura 5 Grúa tipo pluma [16].....	13
Figura 6 Synchrolift [17] .....	14
Figura 7 Elementos de un travelift .....	15
Figura 8 Giros con 2 y 4 ruedas directrices .....	16
Figura 9 Mando de control remoto [18] .....	17
Figura 10 Lancha de instrucción de la Escuela Naval Militar [11] .....	20
Figura 11 Vista aérea de la darsena de la E.N.M. [22].....	21
Figura 12 Angulo de eslinga [7] .....	26
Figura 13 Coeficientes aerodinámico y proporción de sección (UNE-58113) .....	29
Figura 14 Dimensiones de las vigas .....	30
Figura 15 Elementos de un cable de acero .....	32
Figura 16 Cordón común de capa simple [3] .....	32
Figura 17 Cordón Seale [3] .....	33
Figura 18 Cordón Filler [3] .....	33
Figura 19 Cordón Warrington [3].....	33
Figura 20 Cordon Warrington Seale [3] .....	34
Figura 21 Nomenclatura de los cables [3].....	35
Figura 22 Cable 6x36WS-IWRC [29].....	37
Figura 23 Mecanismo de elevación [25] .....	39
Figura 24 Geometría del ranurado del tambor (DIN 15061).....	41
Figura 25 Ángulos de deflexión (ISO 4308) .....	42
Figura 26 Ángulo $\alpha$ .....	42
Figura 27 Dimensiones del motor-reductor [26] .....	45
Figura 28 Motor principal [29].....	49
Figura 29 Neumático West Lake [29] .....	50
Figura 30 Rodamiento axial [5].....	53
Figura 31 Diseño preliminar del travelift .....	55
Figura 32 Fuerzas aplicadas sobre el diseño preliminar de la estructura del travelift.....	57
Figura 33 Distancia "d" en el caso mas desfavorable.....	57

Figura 34 Zona crítica de la estructura .....	58
Figura 35 Mallado específico en la zona crítica .....	58
Figura 36 Fuerzas aplicadas sobre el diseño final de la estructura del travelift .....	59
Figura 37 Análisis FEM del travelift. Tensión de Von Mises.....	59
Figura 38 Análisis FEM del travelift. Desplazamiento .....	60
Figura 39 Diseño final del travelift .....	61

## **ÍNDICE DE TABLAS**

Tabla 1 Características principales de la lancha de instrucción [5].....	19
Tabla 2 Características mecánicas del acero (UNE-EN 10025).....	22
Tabla 3 Grupo establecido en función de las horas de vida [2].....	22
Tabla 4 Estados de carga [2] .....	23
Tabla 5 Clasificación de los aparatos [2] .....	24
Tabla 6 Velocidades del viento (UNE-58113).....	28
Tabla 7 Coeficiente de forma aerodinámico (UNE-58113) .....	29
Tabla 8 Coeficiente en función del grupo [2].....	31
Tabla 9 Rendimiento de poleas (DIN 15020) .....	36
Tabla 10 Coeficientes según normativa (FEM Y DIN 15400) .....	37
Tabla 11 Coeficiente h1 (DIN 15020).....	38
Tabla 12 Catálogo de eslingas de la empresa (Forankra España) .....	40
Tabla 13 obtenida de la norma DIN 15061 .....	41
Tabla 14 Características de la bomba HPV-02 [4].....	46
Tabla 15 Características del motor H MV-02 [29].....	47
Tabla 16 Características del neumático .....	50
Tabla 17 Características del rodamiento [5].....	52



# 1 INTRODUCCIÓN

## 1.1 Definición del proyecto

En náutica, un travelift es una grúa motorizada, también conocida como grúa pórtico para embarcaciones, siendo este mecanismo ideal para sacar o meter embarcaciones en el agua, así como trasladarlos hasta el punto deseado del varadero.

En la mayoría de los puertos, el izado de las embarcaciones para reparaciones, varada temporal o para la realización del mantenimiento de las embarcaciones es un fenómeno muy común, siendo este un servicio que ha pasado de ser opcional a ser prácticamente obligatorio para asegurar la viabilidad del puerto y sus embarcaciones.

La Escuela Naval Militar cuenta actualmente con un travelift con capacidad para poder elevar embarcaciones de hasta 20 t por lo que puede elevar la mayoría de los veleros de los que dispone. Pero debido a sus dimensiones, características mecánicas y capacidad de elevación, no es capaz de elevar una lancha de instrucción. Por lo tanto, cada vez que una lancha de instrucción necesita ser varada para realizar cualquier tipo de reparación o mantenimiento, esta tiene que ser trasladada hasta un astillero.

De esta forma contando con un sistema de varada para las lanchas de instrucción como el propuesto, muchas de esas reparaciones o mantenimientos podrán realizarse en la misma Escuela Naval Militar.

Por tanto, el presente proyecto se realiza como propuesta para reemplazar el travelift mencionado en los párrafos anteriores por uno más moderno con mayor capacidad de carga, mayores dimensiones y que se adapte a la normativa vigente.

## 1.2 Objetivos

El objetivo principal de este Trabajo de Fin de Grado es el diseño mecánico de un sistema de varada tipo travelift para las lanchas de instrucción. En el proceso de lograr este objetivo, se han establecido una serie de objetivos específicos que se detallan a continuación:

- Recopilación de toda la información acerca de los sistemas de varada que hay hoy en día en funcionamiento.
- Realización de un estudio de la normativa actualmente vigente a aplicar en los diferentes ámbitos del proyecto.

- Ejecución de los diferentes cálculos de ingeniería para la adecuación de los parámetros básicos del travelift, que cumpla con una serie de requisitos iniciales (carga máxima de trabajo que deberá soportar, longitud de las eslingas, potencia necesaria...) para el posteriormente proceder al diseño y modelado en 3D, teniendo en cuenta la elección de los diferentes elementos.
- Realización de un presupuesto.

Después de definir los principales objetivos establecidos durante el proceso de diseño, se establecerán unos objetivos secundarios teniendo como fin el estudio detallado de los diferentes componentes del travelift.

La finalidad del presente proyecto es obtener una comprensión más completa de todo el proceso de diseño (normativas, especificaciones, dimensionado...). Del mismo modo, no solo tenemos la oportunidad de utilizar los conocimientos adquiridos durante el grado, sino que además tenemos la oportunidad de profundizar en nuestro conocimiento desde una perspectiva más profesional y rigurosa.

### **1.3 Estructura y metodología**

El presente documento constara de varias partes. Comenzaremos con una introducción adentrándonos en la historia de los distintos dispositivos de elevación de cargas desde sus inicios hasta la actualidad, conociendo los procesos de evolución a lo largo de la historia y llegando hasta los distintos sistemas de varada que podemos encontrar hoy en día.

A continuación, definiremos este tipo de grúa y expondremos las necesidades que debe satisfacer.

La segunda parte de este documento tratará sobre el diseño del travelift en sí. Empezaremos definiendo los aspectos esenciales para el posterior diseño como la definición de los grupos de clasificación del aparato.

Más adelante determinaremos las distintas solicitaciones de carga, así como también el efecto del viento de servicio y del viento fuera de servicio. Calcularemos la fuerza máxima del viento sobre la estructura de nuestro travelift.

Con toda la información recabada en los apartados anteriores abordaremos el diseño del travelift, el cual se realizará elemento a elemento en un orden cuidadosamente estudiado, prestando atención de que a la hora de diseñar una parte del travelift, se hayan diseñado antes todas las piezas necesarias para poder realizar el diseño de esa parte.

## **2 ESTADO DEL ARTE**

### **2.1 Historia**

Los primeros medios dedicados al transporte y la elevación de cargas fueron las palancas, los planos inclinados y los rodillos. La construcción de grandes estructuras con estos medios requería de una gran cantidad de personas.

Una fecha importante en la historia de las grúas es la aparición de la polea, que data del siglo VII a.C. Las primeras poleas fueron inventadas en la antigua Grecia, siendo esta la primera civilización en levantar a grandes alturas cargas pesadas. [1]

En el siglo III a.C. Arquímedes realizó una demostración pública de como transportar barcos tierra adentro, mediante una combinación de varias poleas y sistemas complejos de tripe polea. Estos resultados sorprendieron incluso al propio Arquímedes, quien sin duda se sintió conmovido por la euforia del momento e incluso dijo que podía mover la Tierra si podía permanecer en una referencia inmóvil. Entre las distintas innovaciones de Arquímedes destaca un poderoso dispositivo de elevación utilizado en la defensa de Siracusa contra los romanos. Esta grúa se distinguió por su gran desempeño y por el inmenso respeto que mostraba a sus enemigos.

Las grúas jugaron un papel muy importante en la construcción romana, dando forma a la historia cultural de la humanidad mediante los numerosos monumentos que se construyeron en aquella época. Los romanos adoptaron las grúas de los griegos y mejoraron significativamente su capacidad de rendimiento para poder levantar cargas aún más pesadas. Además, fueron los primeros en equipar a las grúas con un sistema de desplazamiento como lo son las ruedas. Con esta técnica antigua y original fue posible elevar varias toneladas.

Marco Vitruvio (80 a.C. – 15 a.C.), el arquitecto de Julio Cesar fue un verdadero conocedor de las antiguas técnicas de levantamiento de cargas pesadas. Durante su época hizo su aparición el tambor de arrollamiento. Vitruvio llegó a explicar cómo levantar objetos pesados sin esfuerzo manual. Dicho procedimiento consistió en acoplar a un tambor manual una rueda de unos dos metros de diámetro con radios de una alta resistencia. Unas cuantas personas subidas en los distintos radios ejercían con su peso un momento que se multiplicaba debido a la relación de las dimensiones entre el tambor y el diámetro de la rueda, tal y como se muestra en la Figura 1.



Figura 1 Grúa diseñada por Marco Vitruvio [12]

Vitruvio, también describió otro dispositivo para levantar cargas, que constaba de dos mástiles fijados verticalmente por sogas y conectados entre sí por el propio tambor de accionamiento y un sistema de múltiples poleas que levantaban la carga mediante un procedimiento manual.

Después de la caída del Imperio Romano la innovación tecnológica en Europa decayó, quedando obsoleta hasta el punto de volver al uso de las carretillas, las escaleras y las rampas. Más tarde en la época medieval, para el desarrollo de la navegación, el comercio, la minería y la industria metalúrgica precisaron de unos dispositivos capaces de levantar y transportar cargas pesadas de forma mecánicamente estable y potente.

Pero no fue hasta la revolución industrial donde se empezó a innovar en los materiales utilizados en la construcción de grúas, empezándose a construirse grúas de acero utilizando estructuras rígidas y resistentes, desplazando de esta forma la clásica viga de madera. Los procesos de prensa y fundición permitieron la construcción de novedosos elementos. Además, se comenzó a implementar las máquinas de vapor en las grúas generando la energía mecánica necesaria para levantar los pesos. Este hito en la historia supuso el cambio de posición del hombre frente a la máquina: pasó de ser un agente productor de energía a un agente auxiliar de la propia máquina encargada de generar la energía. A partir de entonces la construcción de grúas avanzó mucho, creándose grúas más seguras y potentes, así como también se han ido creando grúas para diferentes tipos de usos y cargas.

La electricidad se descubrió en el siglo XVIII y fue aplicada en los equipos de elevación en el año 1881. En tan solo unos pocos años se produjeron grandes cambios, pasando de ver grúas de madera con unas ruedas enormes a ver unos dispositivos de elevación fabricados en acero accionados por vapor o eléctricamente.

El comienzo del siglo XX estará marcado por el profundo conocimiento que se tenía en cuanto a los distintos mecanismos mecánicos y eléctricos de los dispositivos de elevación. Fue tal, que implicó una preocupación por dos cuestiones básicas como la seguridad y el ruido. El proceso de fabricación de piezas iba evolucionando de forma que se habían obtenido mejores resultados en la fundición y se desarrollaron nuevas técnicas de laminación. Con estos cambios se consiguió estructuras más estables y resistentes, así como también evolucionaron las uniones estructurales atornilladas y remachadas.

A finales de la década de 1940, fue cuando un hombre llamado Baudouin inventó la primera grúa para barco de tipo pórtico en Wisconsin. Baudouin trabajaba en el club de yates de Sturgeon Bay donde los barcos pesaban bastante y había demasiados barcos los cuales tenían que sacar a tiempo antes de las nevadas de noviembre, para evitar que la nieve pusiera en riesgo las embarcaciones.

Cierto día a este señor se le ocurrió utilizar dos pilares combinados con un marco de acero sobre cuatro ruedas de camión junto con cuatro juegos de cadenas con correa. Con esta innovación logró sacar del agua una embarcación que pesaba unas toneladas y colocarlas en el suelo sin los desafíos que imponían los remolques en ese momento.

Poco después, un astillero de la zona se enteró del invento de Baudouin y lo contrataron para construir y entregar estos prototipos. En el año 1949, se acuñó el nombre Travelift, elaborado mediante la combinación de las palabras “viaje” y “ascensor”, estableciéndose oficialmente en 1954 la empresa Marine Travelift.

Tres años más tarde se diseñó el primer polipasto móvil autopropulsado para barcos tipo pórtico con una capacidad de 7 toneladas. A partir de entonces se crearon más empresas dedicadas a la construcción de travelift y su mantenimiento, creándose competencias que hacían que se fabricaran travelift con mejores prestaciones y calidades.

Hoy en día existen travelift en la mayoría de los puertos y astilleros del mundo debido a la gran versatilidad que ofrecen, llegándose a construir travelift de hasta una capacidad de más 1000 toneladas.

## **2.2 Sistemas de varada.**

### *2.2.1 Rampas de varada.*

Es uno de los sistemas de varada más antiguos y sencillos, específicamente diseñado para la puesta a flote y varada de pequeñas embarcaciones tales como embarcaciones de vela, motos de agua o lanchas neumáticas, sin la necesidad de utilizar grúas u otro equipo de elevación. Las rampas de varada deben de situarse en zonas resguardadas del oleaje, así como del viento. [2]

Consiste principalmente de un plano inclinado, a través del cual se puede poner a flote o varar una embarcación del agua utilizando la fuerza manual o en caso de ser una embarcación de mayor desplazamiento, mediante el enganche de la embarcación al remolque de un vehículo introduciendo dicho remolque en el agua para poner la embarcación a flote o para vararla.

Antiguamente este sistema de varada estaba constituido por troncos dispuestos de forma alineada y las embarcaciones eran remolcadas por animales de carga. En las últimas décadas los materiales con los que se realizan las rampas de varada han evolucionado mucho, aunque el principio de funcionamiento sigue siendo el mismo.



**Figura 2 Rampa de varada [13]**

### 2.2.2 Dique seco

Un dique seco es una instalación situada en tierra firme, por debajo del nivel del mar, cuyo principal objetivo es sacar fuera del agua las embarcaciones con el fin de poder realizar las operaciones de reparaciones o mantenimiento. Este tipo de varada se suele utilizar para buques de porte mediano y grande

Cuando la embarcación se sitúa dentro del dique, se cierra la compuerta y a continuación comienza un proceso de vaciado del dique través de unas bombas, bajando el nivel del agua dentro del dique, por lo que se consigue que la embarcación quede apoyada sobre una cama o picaderos y finalmente se seca completamente el dique para que sea accesible. Para posteriormente poner la embarcación a flote, se llena el dique de agua por medio de unas bombas y cuando se consigue poner la embarcación a flote dentro del dique se abren las compuertas y a continuación se saca la embarcación del dique. [3]



Figura 3 Dique seco [14]

### 2.2.3 Dique flotante

Su función principal es elevar la embarcación hasta que esté totalmente fuera del agua. Se utiliza para la reparación de los buques sin la necesidad de trasladarlos hasta el puerto. Presenta innumerables ventajas frente a un dique seco, tales como su precio de construcción, mucho más reducido que el de un dique seco o su capacidad de transporte, aunque su coste de mantenimiento es superior al de un dique seco, debido a que requiere más mantenimiento. Este sistema de varada se utiliza para buques de pequeño y mediano porte.

Los diques flotantes generalmente poseen una sección transversal en U con los extremos abiertos, tal y como se muestra en la Figura 4. Su funcionamiento es sencillo, se sumerge parte de la estructura del dique flotante mediante el llenado de unos tanques de agua salada, permitiendo de esta manera que la embarcación que se desea reparar se posicione en el seno del dique. Cuando la embarcación se encuentre en el sitio, se comienzan a deslastrarse los tanques del dique flotante de forma que el dique flotante se empieza a elevar junto con la embarcación, consiguiendo de esta forma la puesta en seco de la embarcación.



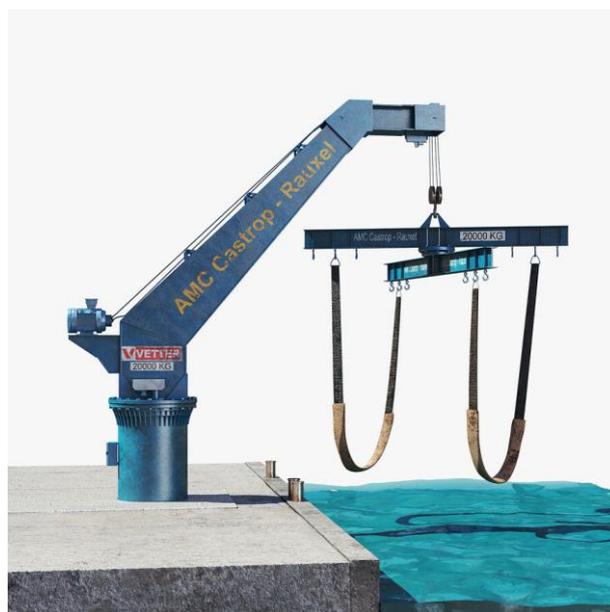
**Figura 4 Dique flotante [29]**

### 2.2.4 Grúas

Actualmente existe una gran variedad de tipos de grúas debido a la gran evolución que han sufrido a lo largo de la historia, pero a pesar de todo, la más utilizada por excelencia en los puertos para la puesta a flote y varada de embarcaciones es la grúa de tipo pluma.

Las grúas tipo pluma son unas grúas que destacan por su versatilidad ya que pueden adaptarse a muchas necesidades, así como facilitar su colocación en diferentes superficies como en vigas, paredes o techos.

Los únicos factores que limitan a este tipo de grúas es su capacidad de carga, así como su capacidad para poder desplazar la embarcación por el varadero, ya que solo depende de su radio de giro y el alcance de la pluma como se puede apreciar en la Figura 5. Existe una gran variedad de grúas tipo pluma (plumas portuarias, pico-pato, pesqueras, etc.) dependiendo de su uso y del tipo de puerto. [2]



**Figura 5 Grúa tipo pluma [16]**

### 2.2.5 Synchronlift

Es un sistema diseñado específicamente para la botadura y puesta en varada de embarcaciones con el objetivo de poderseles realizar las tareas de mantenimiento necesarias o las reparaciones requeridas. Su funcionamiento consiste en el empleo de una cuna sumergible metálica con forma de emparrillado instalada sobre una abertura rectangular en el muelle, la cual se eleva hasta sacar completamente la embarcación del agua.

Para levantar la embarcación, esta se tiene que situar sobre la cuna sumergida que posteriormente es izada mediante una serie de cabestrantes electromecánicos, consiguiendo de esta forma levantar la embarcación y sacarla fuera del agua. Una vez puesta en seco, la embarcación se ubica sobre unos bogés situados a lo largo de su eslora, permitiendo que se pueda remolcar hasta las gradas de trabajo, mediante un carro de transferencia. De esta forma se consigue dejar el synchronlift libre para que se pueda seguir empleando con otras embarcaciones.



Figura 6 Synchronlift [17]

### 2.2.6 Travelift

Un travelift es un pórtico automóvil apoyado sobre ruedas y propulsado por un motor diésel, utilizado en astilleros, clubes de yates, centros de recreación acuática, etc., cuyo principal objetivo es sacar los buques del agua para posteriormente trasladarlos hasta un punto deseado del varadero o viceversa. El travelift dispone de unos juegos de eslingas que abrazan a la embarcación para sacarla del agua. Estas eslingas se ajustan tanto horizontalmente como verticalmente gracias a los cabestrantes para adaptarse al casco del buque y minimizar el riesgo de daños. [2]

La estructura debe ser capaz de garantizar su capacidad de carga además de los distintos sistemas mecánicos e hidráulicos, teniendo en cuenta que el peso de la estructura también influye en los requisitos de potencia.

Para poder sacar la embarcación del agua, se realizan una serie de pasos a seguir: primero, el operario sitúa el travelift sobre el foso de varada. Acto seguido se bajan las eslingas hasta un nivel inferior al calado de la embarcación que queremos varar, para posteriormente meter la embarcación en el foso de varada quedando las eslingas por debajo del casco de la embarcación. A continuación, se mueven las eslingas para colocarlas en el lugar adecuado donde debe abrazar la embarcación, este lugar

normalmente viene indicado mediante una marca en el casco por el fabricante de la embarcación. Una vez colocada las eslingas en su sitio, se empieza a elevar la embarcación, hasta por encima del nivel del suelo. Una vez levantada la embarcación el tambor en donde se enrolla el cable se ancla de forma mecánica para asegurar la carga y a partir de ahí, el travelift podrá desplazarse para ubicar la embarcación en cualquier punto del varadero. [4]

Este sistema de varada puede utilizarse con un extenso abanico de embarcaciones, desde pequeños veleros hasta embarcaciones de incluso más de 1000 t, lo que se traduce en una gran cantidad de modelos que dependerán de las dimensiones de las embarcaciones y la utilidad que se le quiera dar. Existe una versión anfibia en la cual el travelift se sumerge hasta alcanzar una profundidad suficiente para realizar la botadura o el arrastre de la embarcación.

Para la construcción de un travelift es necesario aplicar la normativa FEM, la cual se empleará a lo largo del presente proyecto.

## 2.3 Elementos de un travelift

### 2.3.1 Estructura principal

La estructura es el conjunto de elementos resistentes cuya finalidad es absorber aquellos esfuerzos generados por las diferentes sollicitaciones.

El travelift está compuesto de una estructura de acero en forma de pórtico apoyada sobre 4 ruedas neumáticas, tal y como se muestra en la Figura 7, pudiéndose trasladar libremente.

La estructura principal está compuesta de un bastidor abierto formado por una viga superior central laminada en caliente con perfil de cajón, a la que se fija transversalmente mediante soldadura o uniones roscadas a otras dos vigas en dirección longitudinal. Dicha estructura está sustentada por cuatro pilares fijados a dos largueros en la parte inferior donde se ubican los cabestrantes para el izado de la carga, el grupo motor con sus tanques de combustibles, tanques de aceite para el circuito hidráulico y las cuatro ruedas que permiten el movimiento de la estructura.

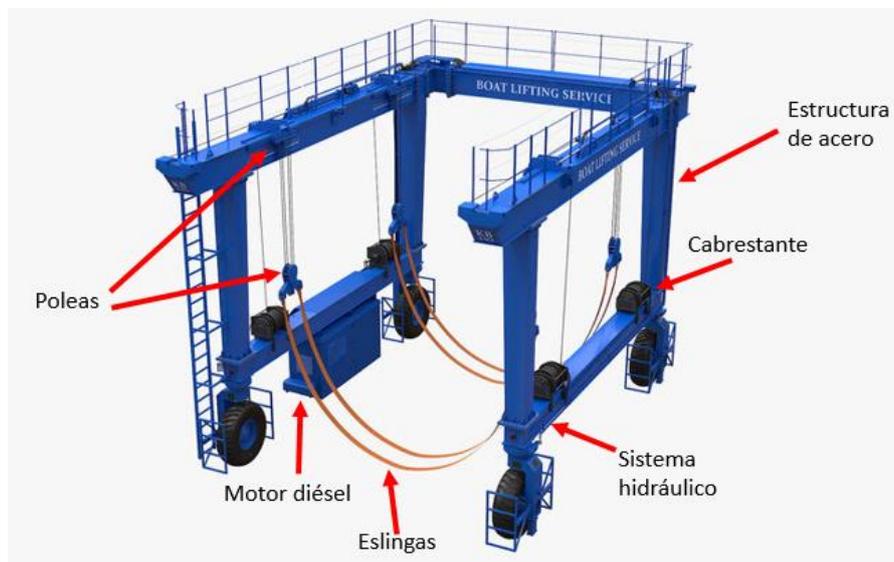


Figura 7 Elementos de un travelift [16]

### 2.3.2 Mecanismo de giro

Debido a que el travelift posee ruedas y un motor diésel, este es capaz de maniobrar con facilidad, trasladando la embarcación del foso de varada al lugar de varada donde finalmente será apuntalada y viceversa, consiguiendo de esta forma eliminar las limitaciones de las grúas plumas en las que, para trasladar las embarcaciones, depende de su radio de giro.

En cuanto a mecanismos de giro, hay dos tipos principales de sistemas de giro, tal y como se muestra en la Figura 8, en función del número de ruedas directrices con las que cuenta el travelift. [2]

- Travelift con dos ruedas directrices, cuyo radio exterior de giro es mayor, siendo este tipo los más apropiados para encarar el foso de varada o bañera.
- Travelift con cuatro ruedas directrices, siendo este tipo de sistema más apropiado para maniobrar en espacios reducidos, pero a su vez este sistema es mucho más complicado de maniobrar.

Complementariamente a los dos sistemas anteriormente descritos, existe un tercer sistema de giro también muy utilizado por la mayoría de los fabricantes que será el que emplearemos en el presente proyecto, en el cual las cuatro ruedas son directrices, pero permitiendo ajustar desde la consola de control, el modo en el cual estas ruedas deben maniobrar. Proporcionado de esta manera una dirección delantera y trasera independiente, permitiendo bloquear las ruedas delanteras o traseras a elección del operario. Con este sistema resulta mucho más fácil manejar el travelift, por lo que se reduce el tiempo de maniobra, así como el riesgo de colisión accidental.

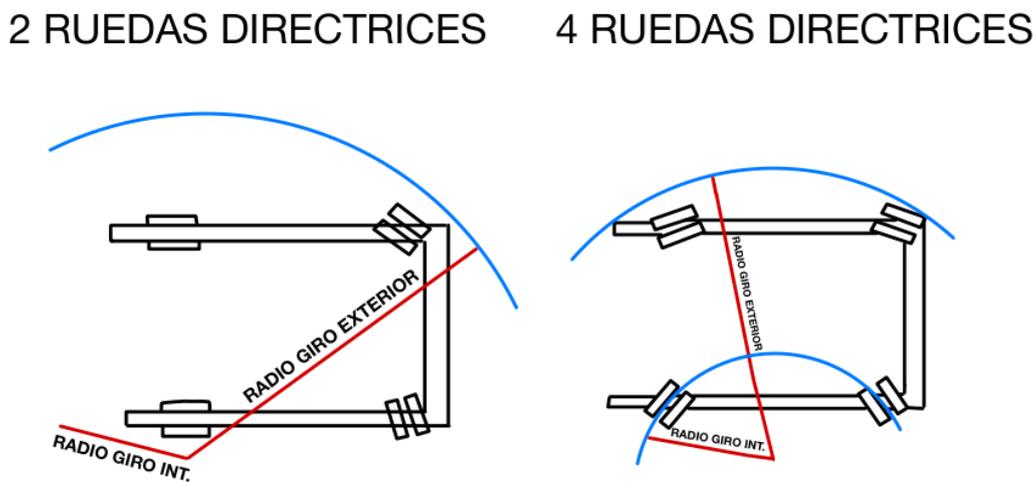


Figura 8 Giros con 2 y 4 ruedas directrices

### 2.3.3 Mecanismo de elevación

Para conseguir sacar la embarcación del agua, se utiliza un conjunto de eslingas que abrazan el casco adecuándose a su forma. Para que el conjunto de eslingas cumpla dicha función es necesario disponer de un mecanismo de elevación.

El mecanismo de elevación de un travelift consta de varios cabestrantes hidráulicos para mover los cables que están unidos a las eslingas. Las eslingas suelen ser de poliéster y están enganchadas a los cables por medio de unos grilletes. La distancia entre los puntos de elevación se puede ajustar de acuerdo con los requisitos específicos de elevación.

Los cables son guiados por poleas en la parte superior de la estructura que, junto con el cabestrante, permite que la eslinga funcione correctamente y se ajuste al casco de la embarcación. [2]

Los cabestrantes sobre el cual se enrollan los cables están formados por un tambor al cual se acopla directamente el eje lento del motor-reductor. Dichos cabestrantes están alimentados por una bomba hidráulica, realizándose el control del izado de la carga mediante una válvula reguladora de presión. Esta válvula es la responsable de controlar el flujo de aceite en el motor del cabestrante para lograr una sincronización perfecta y detener el exceso de velocidad, deteniendo automáticamente el cabestrante en caso de una alta velocidad de descenso.

#### *2.3.4 Sistema hidráulico*

El sistema hidráulico consta de tres partes bien diferenciadas: un grupo generador de presión, un sistema de mando y actuadores. El grupo generador de presión es un órgano motor que transmite energía al actuador para generar trabajo. El ajuste de la transmisión de potencia se realiza en el sistema de mando que controla una serie de válvulas limitadoras de caudal y presión.

Además, consta de una red de distribución fijada a la estructura formada por tuberías de diferentes diámetros y espesores en función del caudal y de la presión requerida. La red de distribución tiene que garantizar una velocidad y presión adecuada en cada uno de los puntos de uso. [2]

#### *2.3.5 Sistema de accionamiento y control*

El control y accionamiento del travelift se puede realizar desde una cabina del conductor situada en la parte inferior de la estructura, donde el operador controla todas las maniobras del travelift, o también existe la opción de controlar el travelift a través de un mando de control remoto sin cables como el que se aprecia en la Figura 9. De esta forma, el operador que controla el travelift es capaz de situarse en el punto donde tenga mejor ángulo de visualización para poder controlar y realizar la maniobra de forma eficaz.



**Figura 9 Mando de control remoto [18]**

### *2.3.6 Mecanismo de translación*

El mecanismo de translación del travelift se compone de 4 motores hidráulicos ubicados en la parte inferior de la estructura, montándose un motor por rueda. Asimismo, para garantizar la seguridad, se dispondrá de un freno de estacionamiento de disco ubicado entre el motor y la reductora con el fin de frenar cuando falte presión de alimentación en el circuito. [2]

### *2.3.7 Ruedas*

El número de ruedas del travelift es un factor también a tener en cuenta. Cuando la capacidad de carga del travelift no supera las 150 t se emplearán cuatro ruedas y, por otro lado, cuando la capacidad de carga es superior se utilizarán ocho o más ruedas. Debido a que la capacidad del travelift a diseñar en el presente proyecto es inferior a 150 t, utilizaremos cuatro ruedas. Los brazos de las ruedas están hechos de acero con un refuerzo interno para soportar las cajas de cambios de las ruedas y los cojinetes de los ejes.

### *2.3.8 Motor*

En la mayoría de los travelift, el motor principal se suele encontrar sostenido bajo el larguero inferior. Se encuentra en el interior de un módulo insonorizado junto con las bombas, los tanques de aceite, baterías y otros componentes.

El motor diésel, es el encargado de poner en funcionamiento todas las bombas, alimentando de esta manera los cabestrantes, la dirección y los carros.

### 3 CÁLCULO ESTRUCTURAL

En el desarrollo de la memoria todos los procedimientos de cálculos y valores de referencia se ajustan a la normativa en vigor que se recoge en el Anexo III: Normativa.

Los diferentes cálculos realizados en el presente proyecto han sido incluidos en el Anexo I: Cálculos, detallándose específicamente los pasos a seguir para lograr la solución, donde el lector podrá acudir en caso de duda.

#### 3.1 Requisitos de diseño

Como primer requisito dentro del estudio de necesidades para el diseño estructural del travelift, será el cálculo de la capacidad de carga máxima del travelift. Para ello partimos de las especificaciones de las lanchas de instrucción que se muestra en la Tabla 1 [5]

Eslora total	20,5 m
Eslora del casco	20 m
Manga del casco	4,9 m
Puntal	2,56 m
Calado	0,9 m
Desplazamiento en rosca	29,5 t
Desplazamiento máximo	36,36 t

Tabla 1 Características principales de la lancha de instrucción [5]

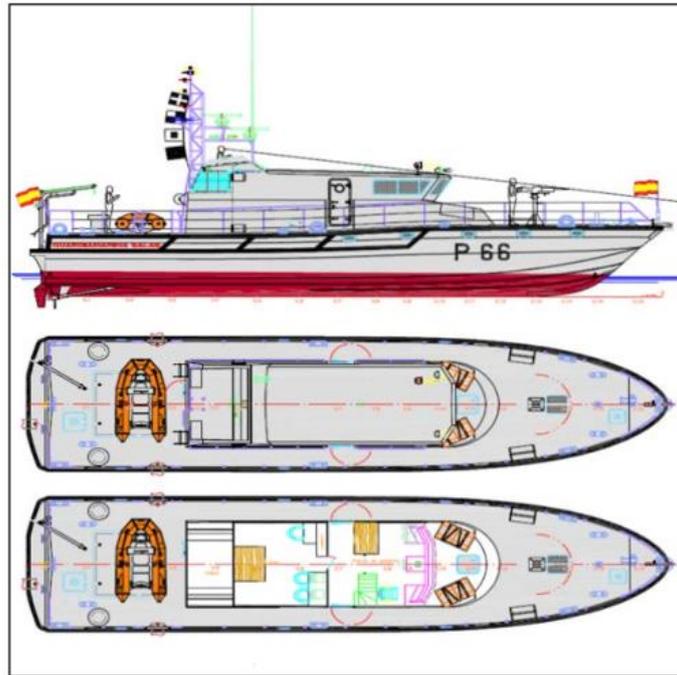


Figura 10 Lancha de instrucción de la Escuela Naval Militar [11]

El presente proyecto tiene que adaptarse a las dimensiones de una lancha de instrucción y por tanto habrá que realizar un estudio en cuanto a capacidad de carga y dimensiones de los travelift.

Teniendo en cuenta el desplazamiento máximo de la embarcación además de las variaciones de peso en función de la configuración y formas del casco de las lanchas de instrucción, así como también los balanceos que se producirán durante la maniobra de varada, es imposible que el reparto de la carga se produzca de forma regular a lo largo de toda la eslora de la embarcación. Por este motivo, se decide incrementar en un 10% la carga inicial que tendría que soportar el travelift, con el fin de evitar cualquier sobrecarga.

No obstante, la carga final de diseño del travelift será de 40 t, valor que será aumentado posteriormente cuando se le apliquen los coeficientes correspondientes durante el cálculo.

Por tanto, se propone, una estructura compuesta por dos pórticos simétricos de 12 metros de longitud y 8,15 metros de altura, unidos por una viga de 7,25 metros. La luz entre los ejes de las ruedas se ha fijado en 7,15 metros. Por otra parte, el ancho del foso de varada por el cual operará el travelift, se ha establecido en 6,75 metros. La longitud máxima a la que se podrá colocar las eslingas se ha fijado en 11,5 metros, cuyo recorrido por cada porta eslingas se ha establecido en 2 metros.

### 3.2 Emplazamiento

Actualmente el varadero de la Escuela Naval Militar cuenta con un travelift construido por la empresa GH Cranes, con una capacidad de izado de embarcaciones de hasta 20 t. Dicho travelift trabaja sobre dos espigones ya existentes. [7]

El travelift del presente proyecto tiene unas dimensiones superiores al existente, por lo que no valdría para instalarlo en los mismos espigones donde se encuentra el actual. Por este motivo, se propone la realización de dos nuevos espigones donde se encuentra el muelle Cheriguini, tal y como se aprecia en la Figura 11. Al no ser objetivo del presente proyecto, no se aborda el diseño de dichos espigones.



**Figura 11 Vista aérea de la darsena de la E.N.M. [22]**

### **3.3 Diseño de la estructura**

La estructura de un aparato de elevación es el conjunto de elementos resistentes cuya finalidad es absorber aquellos esfuerzos generados por las diferentes solicitaciones.

Durante los últimos años, la estructura de un aparato de elevación ha cambiado notablemente. Hasta hace muy poco, era habitual observar estructuras constituidas por celosías, en las cuales los perfiles estaban unidos mediante remaches. Pero con los avances de las técnicas de soldadura, las clásicas estructuras realizadas mediante uniones con remaches fueron sustituidas por esbeltas y modernas estructuras de placas de metal soldadas., consiguiéndose de esta forma construir la estructura de una forma más sencilla y reduciendo su coste.

En el diseño de la estructura del presente proyecto, se empleará perfiles estructurales huecos de sección cuadrada y rectangular, de acero estructural S275 EN 10210-2 laminado en caliente. Es muy importante limitar el espesor de acero laminado en caliente para garantizar la tenacidad a la fractura suficiente de forma que se garantice el comportamiento dúctil.

Para obtener la forma tridimensional característica de la estructura del travelift, estos perfiles se soldarán entre sí, a excepción de la viga central que se unirá mediante placas atornilladas, lo que facilitará el montaje y desmontaje del travelift en caso de ser necesario.

Se ha optado por la elección de dicho perfil debido a que se consigue una estructura más resistente y por tanto más duradera.

Las características más importantes del acero seleccionado se muestra en la siguiente Tabla 2.

Limite elástico mínimo y Resistencia a la tracción (N/mm <sup>2</sup> )				
Tipo	Espesor nominal de la pieza, t (mm)			
	t ≤ 40		40 < t ≤ 80	
	Limite elástico, fy	Resistencia a la tracción, fu	Limite elástico, fy	Resistencia a la tracción, fu
S 235	235	360 < fu < 510	215	360 < fu < 510
S 275	275	439 < fu < 580	255	410 < fu < 560
S 355	355	490 < fu < 680	335	470 < fu < 630

Tabla 2 Características mecánicas del acero (UNE-EN 10025)

El cálculo de las diferentes solicitaciones que existirán sobre la estructura se realizara mediante la aplicación de las diferentes normativas y de la Federación Europea de Manutención en base a las experiencias de los fabricantes.

Siguiendo lo establecido por la normativa, debemos de determinar a qué grupo de aparatos pertenece un Travelift.

### 3.3.1 Vida útil del aparato

La norma Federación Europea de Manutención, establece un sistema de clasificación para las grúas móviles, a través de dos factores como son la vida útil del aparato y el estado de la carga. [8]

La vida útil del aparato simboliza el número de horas de uso real que se estima que tenga el aparato durante toda su vida de servicio.

El travelift se ubicará en la Escuela Naval Militar y además de las lanchas de instrucción, podrá ser usado por otro tipo de embarcaciones siempre y cuando tenga unas dimensiones y un desplazamiento inferior a la de las lanchas de instrucción, como podrían ser las embarcaciones de vela que también dispone la Escuela Naval Militar.

Por lo cual, según recomendaciones del personal de mantenimiento de las embarcaciones de la Escuela Naval Militar, podrían hacer un uso del travelift de alrededor de unas 600 horas anuales. Considerando una vida útil para el travelift de 10 años, supondría una vida útil total de 6000 horas de trabajo.

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

Tabla 3 Grupo establecido en función de las horas de vida [2]

Por lo tanto, según las horas totales de vida útil se puede observar en la Tabla 3 que el travelift que se va a diseñar pertenece al grupo "D".

### 3.3.2 Estado de la carga

El concepto de estado de carga hace referencia a la frecuencia con la cual el aparato realizará elevaciones de cargas próximas a la carga máxima nominal, que en nuestro caso se ha establecido en 40 t.

Para ello, se han establecido cuatro estados de carga determinados por el valor K, simbolizando la frecuencia de elevación de la carga máxima nominal, con respecto a la frecuencia de elevación de cargas cercanas a la máxima nominal. [8]

$$K = \frac{\text{Nº de veces de elevación de la carga maxima}}{\text{Nº de veces de elevación de cargas pequeñas, medianas y maximas}}$$

**Ecuación 1 Factor K**

Estado de la 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

**Tabla 4 Estados de carga [2]**

Debido a que la Escuela Naval Militar además de tener las cuatro lanchas de instrucción tiene otras muchas más embarcaciones, para el estado de carga se ha tenido en cuenta que el travelift también podrá ser utilizado por estas otras embarcaciones con desplazamiento y dimensiones inferiores a la de una lancha de instrucción. Por lo tanto, se ha tenido a bien escoger un factor de carga de “0,5”. Por lo que se espera que nuestro travelift, ofrezca un servicio con una frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y máximas, correspondiéndose esto en la Tabla 4 con el estado de carga “3”.

### 3.3.3 Clasificación del aparato

Teniendo en cuenta la vida del aparato y el estado de carga, los aparatos se organizan en seis grupos siguiendo la Tabla 5. [8]

		Vida del aparato						
		A	B	C	D	E	F	G
Estado de carga	1			M3	M4	M5	M6	M7
	2		M3	M4	M5	M6	M7	M8
	3	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
	4	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8

**Tabla 5 Clasificación de los aparatos [2]**

Observando la tabla anterior, podemos determinar que nuestro travelift se encuentra clasificado dentro del grupo “M6”. Este dato importante nos servirá para posteriormente calcular diferentes elementos de la estructura del travelift.

### 3.3.4 Determinación de solicitudes

En este apartado determinaremos las tensiones producidas durante el funcionamiento del travelift. Para ello utilizaremos la norma UNE 58132-2:2005 donde especifica las diferentes acciones que deben tenerse en cuenta. [9] Estas acciones se contemplan en cuatro grupos:

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

Las solicitudes principales comprenden, las solicitudes debidas al peso de todos los elementos que forman la estructura del travelift y las solicitudes debidas a la carga de servicio.

En cuanto a las solicitudes debidas al peso de todos los elementos que conforman la estructura del travelift, cabe destacar que según las especificaciones de los fabricantes de travelift con una capacidad de carga de 40 Toneladas, el peso de todos los elementos que forman la estructura del travelift, suele estar en torno a 17 Toneladas.

$$S_G = m \cdot g$$

**Ecuación 2 Fuerza debido al peso de la estructura**

m = peso del travelift

g = gravedad

Por otro lado, el travelift tendrá 3 juegos de eslingas unidas mediante un cable a la estructura del pórtico. De esta manera, la estructura dispondrá de 6 puntos de apoyo, 3 por cada banda. Por consiguiente, la que soportará cada apoyo se calculará mediante la siguiente ecuación.

$$Q_u = \frac{Q}{6}$$

**Ecuación 3 Fuerza soportada en cada punto de apoyo**

Q = Capacidad de carga máxima

Resultando que cada apoyo soportará una carga máxima de 65,37 kN

### 3.3.4.2 Solicitaciones debidas a cargas verticales.

Estas acciones son las causadas por los levantamientos más o menos bruscos de la carga de servicio, como es la desaceleración o las aceleraciones que se producen en los movimientos de levantamiento de la carga, así como los diferentes choques verticales que se producen por el movimiento del travelift sobre el terreno.

Según la normativa, estas oscilaciones provocadas por la elevación de la carga se tienen en cuenta, multiplicando las oscilaciones debidas a la carga de servicio por un factor llamado coeficiente dinámico ( $\psi$ ). Dicho coeficiente dinámico está definido por la siguiente Ecuación 4.

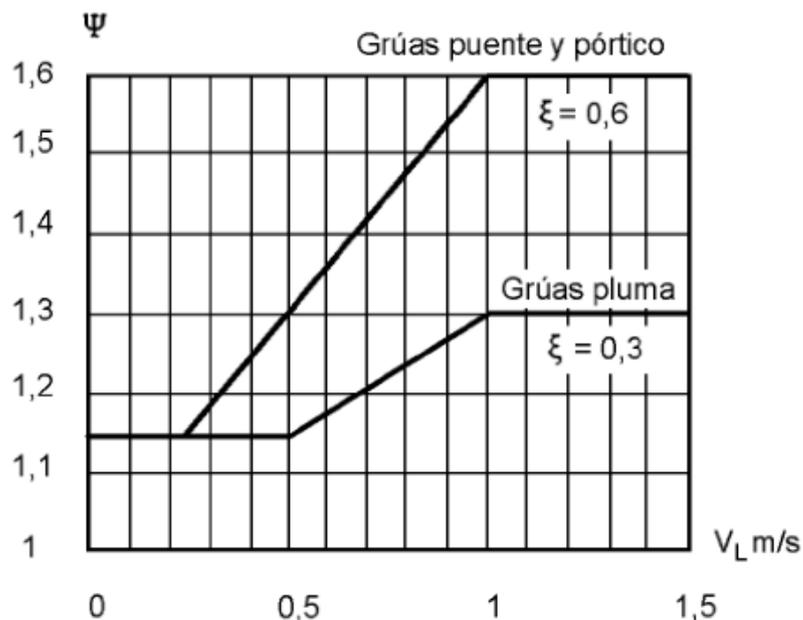
$$\psi = 1 + \xi \cdot V_L$$

**Ecuación 4 Coeficiente dinámico**

$\xi$  = Coeficiente experimental, resultado de numerosas mediciones en diferentes aparatos.

$V_L$  = Velocidad de elevación (m/s).

Dicha expresión es solo aplicable para velocidades de elevación hasta 1 m/s, debido a que para velocidades superiores a 1 m/s, el coeficiente dinámico permanece constante, al igual que para velocidades inferiores a 0,25 m/s, como podemos observar en el Gráfico 1.



**Gráfico 1 Variación de  $\Psi$  en función de  $V_L$  (UNE-58132)**

Considerando las prestaciones del travelift, y consultando diferentes fabricantes, se tomará una velocidad de elevación  $V_L = 0,1$  m/s, para que la carga se pueda elevar con seguridad. Debido a que la velocidad de elevación del travelift será inferior a 1 m/s, el coeficiente experimental se mantendrá constante. Observando el Gráfico 1 se obtiene un coeficiente dinámico  $\psi = 1,15$ .

Siendo  $\theta$ , el ángulo formado entre la eslinga y la vertical. Dicho ángulo varía dependiendo de las formas del casco y de las dimensiones de la embarcación, de forma que no se puede considerar un valor fijo y según la normativa de seguridad deberá oscilar entre los  $15^\circ$  y  $30^\circ$  como máximo. [7]

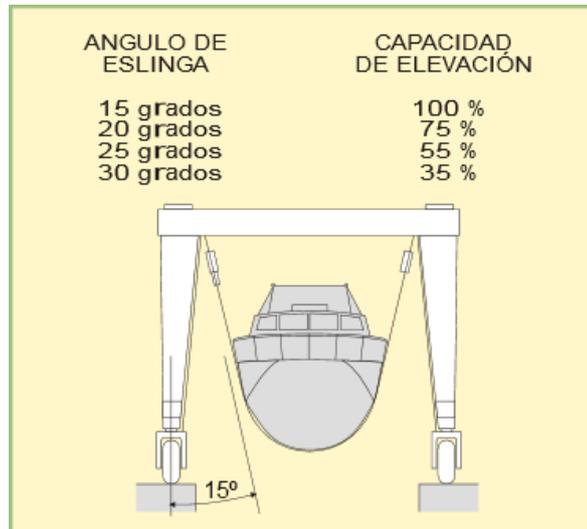


Figura 12 Ángulo de eslinga [7]

Después de consultar con el fabricante de las lanchas de instrucción (Astilleros Rodman) y diversas fuentes, se ha decidido que el ángulo de la eslinga sea de  $15^\circ$  de inclinación. Según la experiencia de varias fuentes consultadas, a partir de los  $15^\circ$ , la capacidad de elevación del travelift disminuiría y empezarían a crearse condiciones más inseguras para los trabajadores, así como para la embarcación.

Teniendo en cuenta que la componente vertical la calcularemos a partir de la fuerza de servicio que se divide en cada uno de los seis puntos de contacto con las eslingas, la componente vertical de la fuerza será:

$$Q_v' = \frac{Q_u}{6} \cdot \cos \theta$$

Ecuación 5 Fuerza vertical en cada punto de apoyo

Una vez calculada la componente vertical de la fuerza, se multiplicará por el coeficiente dinámico para obtener la sollicitación debida a los movimientos verticales del travelift.

$$Q_v = S_v' \cdot \psi$$

Ecuación 6 Fuerza vertical en cada punto de apoyo multiplicada por su coeficiente dinámico

Resultando que cada punto de apoyo estará sometido a una fuerza vertical de 72,62 kN

### 3.3.4.3 Solicitaciones debidas a cargas horizontales.

Cuando se proceda a elevar una embarcación en el travelift, se producirá una componente horizontal en cada uno de los seis puntos de apoyo, debido a los efectos de inercia producidos por las aceleraciones, desaceleraciones movimientos de translación, etc.

Teniendo en cuenta el ángulo anteriormente mencionado, tendremos que descomponer la componente horizontal. Cabe destacar que la carga de servicio estará soportada por dos eslingas, resultando tener en total seis puntos de apoyo. Por lo cual, la carga deberá de repartirse entre los seis puntos que sustentan las eslingas. Dicha componente horizontal se puede calcular utilizando la siguiente ecuación.

$$Q_H = Q_u \cdot \sin \theta$$

**Ecuación 7 Fuerza horizontal en cada punto de apoyo**

Obteniendo que cada punto de apoyo estará sometido a una fuerza horizontal de 16,91 kN.

### 3.3.4.4 Solicitaciones debidas a efectos climáticos.

Estas solicitaciones se deben a la acción del viento, las variaciones de temperatura y a las sobrecargas de la nieve. En este apartado solo tendremos en cuenta las solicitaciones debidas a las acciones del viento. Según la norma, las variaciones de temperatura solo se tendrán en cuenta en aquellos elementos que no puedan dilatarse libremente. Así como la sobrecarga de la nieve en la que la norma no la contempla para los aparatos portuarios, además considerando la tipología de la estructura de un travelift, las únicas zonas donde podría acumularse cierta cantidad de nieve serian sobre las propias vigas, por lo que no será una zona de acumulación fija, por tanto, ignoraremos este tipo de solicitaciones.

El viento puede actuar en cualquier dirección, por lo que esto se traduce en presiones y depresiones. Para calcular la presión de aerodinámica del viento que actúa sobre nuestra estructura, utilizaremos la norma UNE 58113:1985.

$$q = 0,613 \cdot 10^{-3} \cdot V_w^2$$

**Ecuación 8 Presión aerodinámica del viento**

q = Presión en kPa.

V<sub>w</sub> = Velocidades del viento en m/s.

El valor de la velocidad del viento depende de muchos factores, entre ellos del tiempo que haga en un día concreto. Por este motivo, según la norma nos tenemos que regir por la siguiente Tabla 6 dependiendo del tipo de grúa.

	Viento del viento en servicio (m/s)	Velocidad máxima el viento fuera de servicio (m/s)
Grúas fácilmente protegidas contra la acción del viento y concebidas para utilizarse exclusivamente con viento ligero.	14	36
Grúas de tipo normal que se instalen al aire libre.	20	42
Grúas que han de continuar en servicio incluso en casos de fuerte viento.	28,5	46

**Tabla 6 Velocidades del viento (UNE-58113)**

Teniendo en cuenta que nuestro tipo de grúa operará al aire libre, obtenemos los siguientes datos de la Tabla 6:

- Velocidad máxima del viento con la grúa en servicio: 20 m/s.
- Velocidad máxima del viento con la grúa fuera de servicio: 42 m/s.

Por lo cual, considerando la Ecuación 8, obtenemos una presión para cuando el travelift esté en servicio de 0,24 kPa y una presión para cuando el travelift esté fuera de servicio de 1,08 kPa.

Por otro lado, el viento actúa como una carga puntual en el centro de gravedad de cada perfil que está expuesto de forma perpendicular a la dirección del viento. Con la ayuda de la siguiente Ecuación 9 se calculará la fuerza ejercida por el viento en el perfil.

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

**Ecuación 9 Fuerza ejercida por el viento en el perfil**

$q$  = Presión del viento que corresponde a la condición de cálculo considerado.

$A$  = Área proyectada de la superficie sólida sobre el plano perpendicular a la dirección del viento.

$C$  = Coeficiente de forma aerodinámico

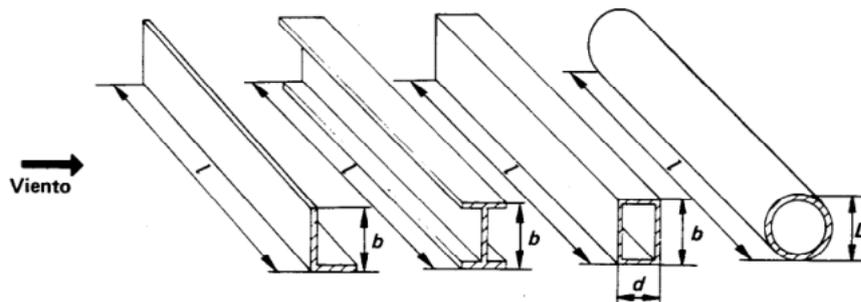
Para poder resolver la Ecuación 9, es necesario conocer que perfiles van a estar sometidos a la fuerza del viento, por lo que utilizaremos la hipótesis de que tendremos un viento que afecta transversalmente al travelift de forma que el viento afectaría a la mayor parte de la estructura posible, siendo este el caso más desfavorable. Si el viento le afectara de frente a la estructura, afectaría a una menor parte de la estructura, siendo este caso más favorable.

Teniendo en cuenta esta hipótesis, calcularemos los coeficientes de los perfiles diseñados en nuestra estructura, sin tener en cuenta los coeficientes de sombra, debido a que la separación entre las vigas de nuestra estructura es suficientemente grande por lo que el viento influye igualmente en todos los perfiles.

A través de la siguiente Tabla 7 se obtendrá el coeficiente de forma de los perfiles.

Tipo	Descripción	Coeficiente aerodinámico l/b o l/D							
		≤ 5	10	20	30	40	50	60	≥ 80
Elementos simples	Perfiles laminados en L, en U y chapas planas	1,3	1,35	1,6	1,65	1,7	1,8	1,85	2
	Perfiles redondos, · en los que $D V_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$ · en los que $D V_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$	0,75 0,60	0,80 0,65	0,90 0,70	0,95 0,70	1,0 0,75	1,1 0,8		
	Perfiles cuadrados de más de 350 mm de lado y rectangulares de más de 250 mm X 450 mm b/d ≥ 2 1 0,5 0,25	1,55 1,40 1,0 0,8	1,75 1,55 1,2 0,9	1,95 1,75 1,3 0,9	2,1 1,85 1,35 1,0	2,2 1,9 1,4 1,0			
Marcos simples de celosía	Perfiles de caras planas	1,7							
	Perfiles redondos, · en los que $D V_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$ · en los que $D V_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$	1,2 0,8							
Casetas de máquinas, etc.	Estructuras rectangulares llenas, sobre el suelo o sobre fundación maciza (el aire no puede circular bajo la estructura)	1,1							

Tabla 7 Coeficiente de forma aerodinámico (UNE-58113)



$$\text{Coeficiente aerodinámico} = \frac{\text{longitud del elemento}}{\text{altura de la sección cara al viento}} = \frac{l}{b} \text{ ó } \frac{l}{D}$$

$$\text{Proporción de sección (Perfiles cuadrados)} = \frac{\text{altura de la sección cara al viento}}{\text{ancho de la sección, paralela al viento}} = \frac{b}{d}$$

Figura 13 Coeficientes aerodinámico y proporción de sección (UNE-58113)

Teniendo en cuenta la Figura 13 los perfiles que vamos a utilizar son:

	l	b	d	c
1 viga transversal	7250	500	300	16
2 vigas laterales superiores	1200	400	400	16
4 vigas verticales	5600	350	350	16
2 vigas laterales inferiores	9700	300	300	16

**Figura 14 Dimensiones de las vigas**

A partir de los cuales calcularemos la fuerza del viento que impactará transversalmente sobre la estructura. Dichos cálculos se podrán encontrar en el Anexo I: Cálculos.

Por consiguiente, se obtiene que las fuerzas provocadas por el viento sobre la estructura serán de 10000 N en servicio y de 45010 N fuera de servicio.

### *3.3.5 Solicitaciones diversas.*

Según la norma se contemplan 3 casos de acciones distintas en el cálculo de las estructuras que estudiaremos a continuación. [9]

#### *3.3.5.1 Aparato en servicio sin viento*

Dado que el travelift trabaja en espacios abiertos este caso no es aplicable, debido a que el travelift siempre trabajará en un entorno afectado por el viento.

#### *3.3.5.2 Aparato en servicio con viento*

Para este caso, el valor de la sollicitación se calcula con la siguiente expresión:

$$S_2 = [M \cdot (S_G + \Psi \cdot S_V + S_H) + S_W] \cdot C_s$$

**Ecuación 10 Sollicitación del aparato en servicio con viento**

M = Coeficiente que depende del grupo al que pertenezca el aparato

S<sub>G</sub> = Peso Propio

Ψ = Coeficiente dinámico

S<sub>V</sub> = Fuerza vertical

S<sub>H</sub> = Fuerza horizontal

S<sub>W</sub> = Fuerza del viento en servicio

C<sub>s</sub> = Coeficiente de seguridad = 1,5 (Cargas Variables)

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

Tabla 8 Coeficiente en función del grupo [2]

Debido a que el travelift pertenece al grupo M6, le corresponde un coeficiente  $M = 1,06$ , según la Tabla 8. Obteniendo una fuerza resultante de 1238,2 kN

### 3.3.5.3 Aparato sometido a solicitaciones excepcionales

Dentro de este caso, se considerará a efectos de cálculo la acción más desfavorable para nuestra estructura, que será cuando esta esté fuera de servicio con viento máximo.

$$S_3 = (S_G + S_{W_{\max}}) \cdot C_s$$

**Ecuación 11** Solicitación del aparato fuera de servicio con viento máximo

$S_G$  = Peso propio

$S_{W_{\max}}$  = Fuerza del viento máxima

$C_s$  = Coeficiente de seguridad

Obteniendo una fuerza resultante de 232,88 kN

## 3.4 Elementos de elevación

A continuación, se realizará un estudio para el cálculo de los diferentes elementos de elevación necesarios para la elevación de la carga en un travelift. Los principales elementos de elevación con los que cuenta un travelift son los cables, eslingas, aparejos, poleas y cabestrantes.

### 3.4.1 Elección del Cable

Un cable de acero es un tipo de cable metálico formado por un conjunto de alambres de acero componiendo un solo cuerpo como elemento funcional llamado cordón. Estos cordones a su vez se enrollan helicoidalmente con una o varias capas alrededor de un cordón central llamado núcleo o alma, constituyendo de esta forma un cable de cordón múltiple flexible adaptado para resistir al aplastamiento, al desgaste, la corrosión y a los esfuerzos de tracción, tal y como se muestra en la Figura 15.

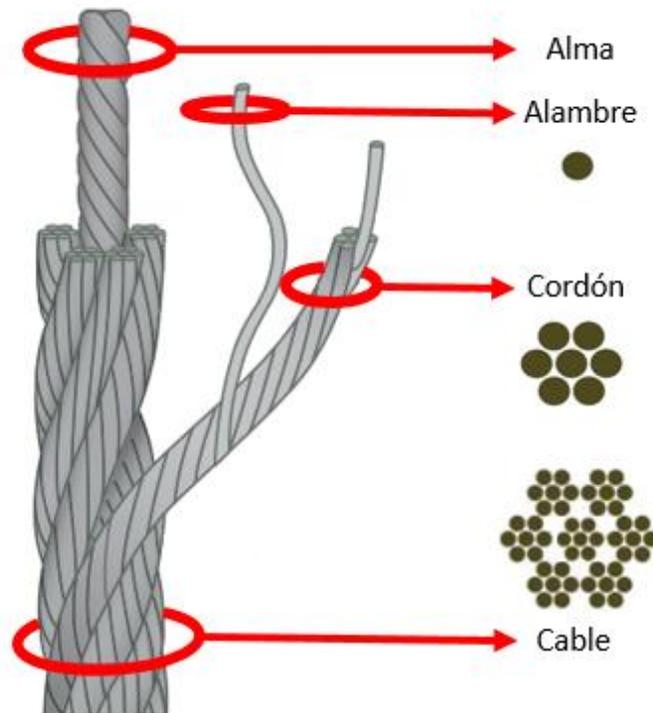


Figura 15 Elementos de un cable de acero

Las propiedades como la fatiga y la abrasión se ven directamente afectadas en el diseño del cordón. Normalmente un cable que está compuesto por cordones hechos con poca cantidad de alambres grandes será más resistente a la abrasión, pero a su vez será menos resistente a la fatiga. Por otro lado, un cable con el mismo diámetro, pero compuesto por cordones con alambres mucho más pequeños tendrá una menor resistencia a la abrasión y una mayor resistencia a la fatiga. Esta es la razón por la que es necesario elegir el cable de la misma forma que cualquier otra máquina, teniendo en cuenta todas las condiciones de funcionamiento y las características del cable para elegir el cable adecuado para el travelift. Por ello se pueden distinguir varios tipos de construcciones básicas de cordones. [9]

- Cordón común de capa simple: Su estructura está compuesta de un alambre central y seis alambres del mismo diámetro rodeándolo en una sola capa. Es el tipo de cordón más utilizado, cuya composición es  $1+6=7$ .

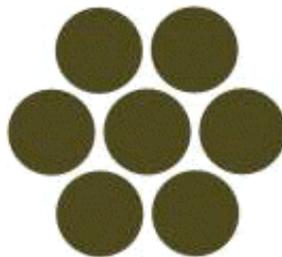
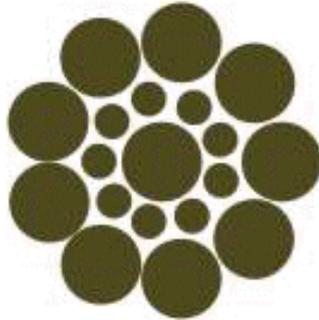


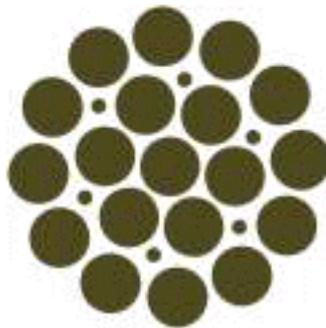
Figura 16 Cordón común de capa simple [3]

- **Cordón Séale (S):** Su estructura se caracteriza por tener los alambres de la última capa de un diámetro superior al de la capa anterior ofreciendo de esta forma una mayor resistencia a la tracción., cuya composición es  $1+9+9=19$ .



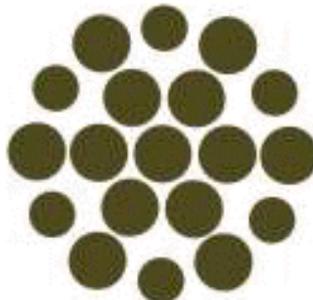
**Figura 17 Cordón Seale [3]**

- **Cordón Filler (F):** Se caracteriza por tener un alambre más delgado entre las dos capas de alambre para rellenar el espacio entre ellos. Este cordón se utiliza cuando se requiera una buena resistencia al aplastamiento debido a que tiene un área de sección transversal de metal más grande. Su composición más común es  $1+6/6+12=25$



**Figura 18 Cordón Filler [3]**

- **Cordón Warrington (W):** Este tipo de cordones se caracteriza por tener una capa exterior compuesta por alambres de dos diámetros diferentes colocados alternativamente en la corona. Su composición es:  $1+6+6/6=19$



**Figura 19 Cordón Warrington [3]**



Para la identificación de los distintos cables de acero se utiliza la nomenclatura internacional [10] mostrada en la Figura 21.



Figura 21 Nomenclatura de los cables [3]

Para el correcto dimensionamiento y selección de cables, hay que tener en cuenta la normativa DIN 15400:1990-06 o la normativa FEM, las cuales establecen las reglas de dimensionamiento basadas en pruebas y experiencias prácticas teniendo en cuenta las condiciones de trabajo de la máquina. [9]

Para reducir el diámetro del cable tanto como sea posible se utilizará un sistema de poleas que se describirá con más detalles en los siguientes apartados del presente proyecto.

El funcionamiento del sistema de elevación se basa en que cada eslinga, que es la que soportará la carga, está unida mediante un grillete de unión a una pasteca con dos poleas y a su vez esta pasteca estará unida al carro de poleas compuesta por 3 poleas. El cable que sale del cabestrante sube y se dirige hacia la primera polea del carro, donde el cable cambiará su sentido y bajara hasta pasar por la primera polea de la pasteca. Seguidamente, el cable volverá a cambiar de sentido y subirá hasta pasar por la polea central del carro y volverá a cambiar de sentido bajando hasta la segunda polea de la pasteca. A continuación, subirá hasta la última polea del carro donde el cable cambiará 90° su dirección hacia un extremo de la estructura del travelift donde será anclado. De esta forma el sistema de poleas estará compuesto de cuatro ramales que nos permitirá reducir la fuerza necesaria para elevar la embarcación.

Con la siguiente ecuación, se calculará la tracción máxima a la que será sometido el cable durante la elevación de la carga.

$$S = \frac{Q_u + Q_{es} + F_w}{i \cdot \eta}$$

Ecuación 12 Tracción máxima a la que será sometida el cable

$Q_u$  = Carga máxima nominal soportada

$F_a$  = 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 = 4

$\eta$  = Rendimiento del aparejo.

$Q_{es}$ , no lo consideraremos debido a que el peso de los aparejos es insignificante en comparación con la carga nominal.

Para obtener el rendimiento del aparejo deberemos tener en cuenta la siguiente Tabla 9, la cual nos indica que al tener nuestro sistema de poleas 4 ramales, el rendimiento de la polea será de 0,97.

N.º de Ramales (i)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Rendimiento de la polea ( $\eta$ )	0,99	98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,9	0,9	0,89	0,88

**Tabla 9 Rendimiento de poleas (DIN 15020)**

El cálculo de la fuerza del viento sobre la superficie de la embarcación se realiza teniendo en cuenta la siguiente expresión.

$$F_a = q \cdot A \cdot C$$

**Ecuación 13 Fuerza del viento sobre la superficie de la embarcación**

$q$  = Presión del viento que corresponde a la condición de cálculo considerado.

$A$  = Área proyectada de la superficie sólida sobre el plano perpendicular a la dirección del viento.

$C_f$  = Coeficiente de forma aerodinámico.

La presión del viento ya se calculó anteriormente y para este cálculo consideraremos la más desfavorable, por lo cual  $q$  será  $1080 \text{ N/m}^2$ .

Por otro lado, para el cálculo del área de la embarcación expuesta al viento utilizaremos como referencia la lancha de instrucción, asemejando su costado a una placa plana, obteniendo de esta forma un área de  $69,7 \text{ m}^2$ . Utilizando nuevamente la Tabla 7, obtendremos que el valor de dicho coeficiente es 1,92 y a partir de entonces podremos despejar la fuerza.

Una vez definidos los datos anteriores, procederemos a realizar el cálculo, obteniendo que la Fuerza del viento que incidirá sobre la embarcación es igual a  $144,52 \text{ kN}$

Por tanto, podremos ya obtener el valor de la tracción máxima  $S$ , que será igual a  $54,08 \text{ kN}$

A continuación, con el valor obtenido de la tracción máxima y siguiendo la normativa calcularemos el valor de la carga de rotura del cable, dicho valor podremos conocerlo resolviendo cualquiera de las ecuaciones descritas en cada una de las normativas FEM o DIN 15400:1990-06.

$$Z_p \geq \frac{F_o}{S}$$

**Ecuación 14 Ecuación FEM utilizada el cálculo de la carga de rotura del cable**

$Z_p$  = seguridad mínima

$F_o$  = carga de rotura del cable

$S$  = tracción máxima en el cable

Para obtener los distintos coeficientes según su normativa, deberemos tener en cuenta la Tabla 10.

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	0,25
M4	4	4,5	1 Am	0,265	0,25	0,28	0,265
M5	4,5	5,6	2m	0,280	0,265	0,315	0,280
M6	5,6	7,1	3m	0,315	0,28	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

Tabla 10 Coeficientes según normativa (FEM Y DIN 15400)

Para el presente proyecto se ha establecido que el travelift trabajará con una frecuencia de carga reducida de alrededor de 6000 horas de trabajo durante su vida útil de funcionamiento. Por tanto, como hemos estudiado previamente, nuestro travelift está integrado dentro del grupo de clasificación de mecanismos “M6” siguiendo la normativa FEM o, lo que es lo mismo, “3m” siguiendo la normativa DIN.

Definidos los distintos coeficientes, procederemos a despejar de la Ecuación 14 la carga de rotura del cable según la normativa FEM, obteniendo que  $F_0 = 302,89$  kN.

Una vez obtenida la carga de rotura del cable, buscamos en el catálogo del fabricante adjuntado en el anexo y seleccionamos el cable adecuado. En nuestro caso elegiremos un cable 6 x 36WS –IWRC, con un diámetro de 22 mm y una carga de rotura  $F_0 = 305$  kN.

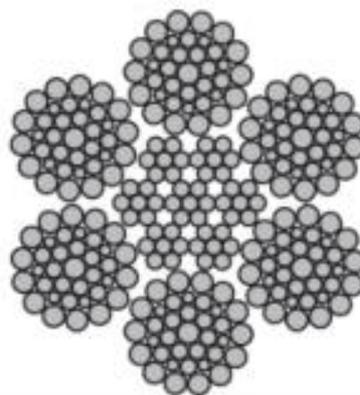


Figura 22 Cable 6x36WS-IWRC [29]

Para terminar con el dimensionamiento de los cables, necesitaríamos saber la longitud del cable, pero para ello necesitaremos primero determinar el tipo de poleas que vamos a emplear.

### 3.4.2 Elección de las Poleas

Una polea es un mecanismo diseñado para mover o elevar cargas pesadas que consiste en una rueda suspendida que gira alrededor de un eje cuya finalidad es cambiar la dirección del cable o como elemento de acople entre el aparato y la carga. Actualmente las poleas se fabrican de acero o de plástico, siendo esta última la más utilizada, pero para el presente proyecto por razones de seguridad y fiabilidad optaremos por emplear poleas de acero.

Para poder dimensionar la polea necesitaremos conocer el diámetro primitivo de la polea, la cual empleando la normativa DIN 1502-1:1974-02 lo determinaremos empleando la siguiente ecuación.

$$D \geq d_1 \cdot h_1 \cdot h_2$$

#### Ecuación 15 Diámetro primitivo de la polea

$d_1$  = diámetro del cable = 22mm

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

$h_2$  = coeficiente de mayor ración de  $h_1$ , según la normativa para nuestro caso = 1

El valor del coeficiente  $h_1$  depende del grupo en el cual está clasificado nuestro mecanismo, para ello deberemos de entrar en la Tabla 11 con el grupo en el cual está clasificado nuestro travelift "M6" y obtendremos el coeficiente  $h_1 = 22,4$ .

GRUPO		CABLE NORMAL			CABLE ANTIGIRATORIO		
FEM	DIN	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA	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

Tabla 11 Coeficiente  $h_1$  (DIN 15020)

Una vez definido los distintos parámetros, procederemos a despejar el diámetro primitivo de las poleas, obteniendo un diámetro primitivo de 492 mm.



Figura 23 Mecanismo de elevación [25]

Por tanto, las poleas tendrán un diámetro primitivo de 492 mm y se dispondrán en un carro cuyo movimiento se realizará a través de una viga horizontal que va soldada a la propia estructura consiguiendo moverse gracias a un cilindro hidráulico.

### 3.4.3 Cálculo de la longitud del cable

Conociendo el diámetro primitivo de las poleas, procederemos a calcular la longitud de cable necesaria. Para calcular la longitud del cable necesaria, debemos tener en cuenta el recorrido máximo de la pasteca que será aproximadamente igual a la altura de la viga vertical del travelift (5,6 m), debido a que cuando se bajan las eslingas para poder abrazar la embarcación, son las eslingas las que se sumergen en el agua y no el cable. Como el carro de poleas dispondrá de 3 poleas y la pasteca de 2, el recorrido que realizará el cable entre las distintas poleas será igual a 5 veces la altura del travelift.

De esta forma, despejando la

Ecuación 16 se obtendrá la longitud del cable.

$$L_{\text{cable}} = (L_1 \cdot 5) + 5 + \left(\frac{D}{2} \cdot \pi \cdot 5\right)$$

Ecuación 16 Longitud del cable

Para asegurarnos que siempre quede algo de cable en el tambor del cabestrante, aumentaremos la longitud del cable en un 10%, de esta forma la longitud total del cable será de 40,5 metros por cada cabestrante.

### 3.4.4 Elección de las eslingas

Las eslingas textiles son ideales para levantar o mover cargas que requieran de un sistema que no dañe la superficie de la carga. Son ligeras y cómodas de usar. La mayoría de las eslingas están realizadas en poliéster de alta resistencia. Para el presente proyecto se emplearán eslingas de poliéster de alta resistencia planas, cuyo diseño y materiales se ajustan a la normativa europea UNE-EN 1492.

Existen diversos modelos de eslingas con distintas medidas y configuraciones diferentes que se ajustan a las necesidades de uso y carga prevista. Para diferenciar los distintos modelos, los fabricantes clasifican las eslingas por colores. [11]

Para conocer la carga de trabajo de cada juego de eslingas, dividiremos la capacidad de carga máxima del travelift entre el número de juegos de eslingas. Por lo que se obtendrá una carga de trabajo en cada juego de eslingas de 13,33 t.

Conociendo este dato, buscamos en la Tabla 12, la eslinga plana adecuada, realizada en poliéster de alta resistencia. Sabiendo que dicho fabricante emplea un coeficiente de seguridad de 7:1.

ESLINGAS PLANAS	Tiro directo		Tiro doble		Estrangulada		Angulo de 0° a 45°		Angulo 46° a 60°	
										
<b>Modelo</b>	<b>Ancho mm</b>	<b>x 1</b>	<b>x 2</b>	<b>x 0.8</b>	<b>x 1.4</b>	<b>x 1</b>				
<b>A2B-10</b>	<b>30 mm</b>	<b>1.000</b>	<b>2.000</b>	<b>800</b>	<b>1.400</b>	<b>1.000</b>				
<b>A2B-20</b>	<b>60 mm</b>	<b>2.000</b>	<b>4.000</b>	<b>1.600</b>	<b>2.800</b>	<b>2.000</b>				
<b>A2B-30</b>	<b>90 mm</b>	<b>3.000</b>	<b>6.000</b>	<b>2.400</b>	<b>4.200</b>	<b>3.000</b>				
<b>A2B-40</b>	<b>120 mm</b>	<b>4.000</b>	<b>8.000</b>	<b>3.200</b>	<b>5.600</b>	<b>4.000</b>				
<b>A2B-50</b>	<b>150 mm</b>	<b>5.000</b>	<b>10.000</b>	<b>4.000</b>	<b>7.000</b>	<b>5.000</b>				
<b>A2B-60</b>	<b>180 mm</b>	<b>6.000</b>	<b>12.000</b>	<b>4.800</b>	<b>8.400</b>	<b>6.000</b>				
<b>A2B-80</b>	<b>240 mm</b>	<b>8.000</b>	<b>16.000</b>	<b>6.400</b>	<b>11.200</b>	<b>8.000</b>				
<b>A2B-100</b>	<b>300 mm</b>	<b>10.000</b>	<b>20.000</b>	<b>8.000</b>	<b>14.000</b>	<b>10.000</b>				

Tabla 12 Catálogo de eslingas de la empresa (Forankra España)

La eslinga seleccionada en el catálogo del fabricante es el modelo A2B-80 de tiro doble, la cual tiene una carga de trabajo de 16 t y 240 mm de ancho. La unión entre las pastecas y las eslingas se realiza mediante un grillete de unión recto con cabeza hexagonal

### 3.4.5 Cálculo del cabestrante

En diseño del cabestrante tendremos en cuenta el diámetro del cable, así como también el número de ramales calculado anteriormente. Además, se realizará según lo especificado en las normativas DIN 15020-1:1974-02, UNE-58513:1987, UNE-EN-14492-1:2007 y UNE-EN-13135:2013.

Según la norma DIN 15020-1:1974-02, resolviendo la Ecuación 17 se obtiene el diámetro del tambor.

$$D_1 \geq d_1 \cdot h_1 \cdot h_2$$

**Ecuación 17 Diámetro del tambor**

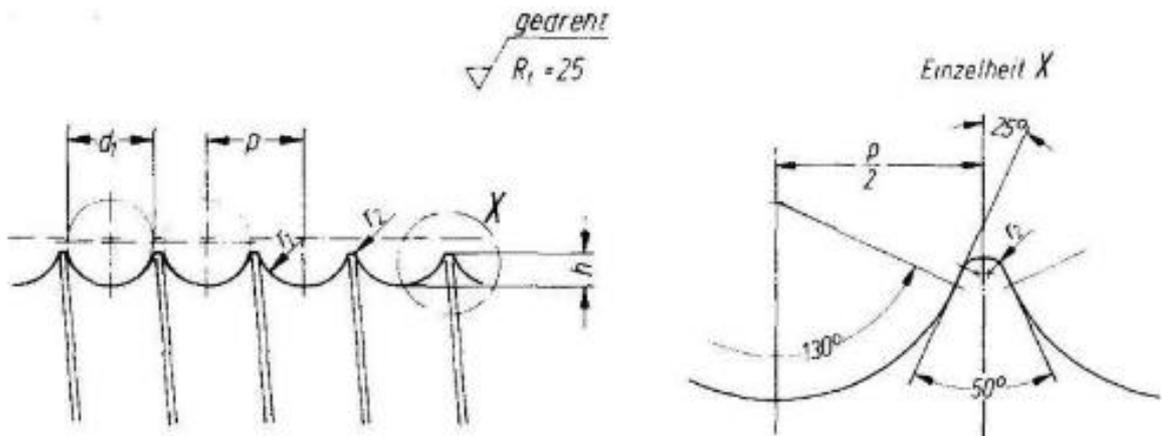
$d_1$  = Diámetro del cable = 22mm

$h_1$  = Coeficiente dependiente del grupo en el que está clasificado el mecanismo de elevación, obtenido de la Tabla 10

$h_2$  = Coeficiente de mayor ración de  $h_1$ , según la normativa para nuestro caso = 1

El diámetro obtenido del tambor será de 440 mm y usaremos un tambor ranurado, debido a que ofrece un mejor comportamiento durante el arrollamiento del cable reduciendo de esta forma el deterioro del cable.

Conociendo que el diámetro del cable es de 22 mm, podremos determinar la geometría del ranurado del tambor haciendo uso de normas DIN 15061-1:1977-08 e UNE-ISO 4308-1:2007. Con ello obtendremos de las tablas la relación adecuada entre el diámetro del cable, el paso del tambor y el radio de la garganta.



**Figura 24 Geometría del ranurado del tambor (DIN 15061)**

Radio de la garganta r1	Paso P	hmin	r2 min	Diámetro nominal del cable
12 mm	25 mm	8,5 mm	0,8 mm	22 mm

**Tabla 13 obtenida de la norma DIN 15061**

Cuando el cable se enrolla y se desenrolla del tambor, se mueve transversalmente a lo largo del tambor, formando el Ángulo de deflexión. Esta acción hace variar la longitud del cable y puede provocar un mal enrollamiento, es por ello, que los ángulos de desvíos deben mantenerse al mínimo. Por tanto, la normativa de referencia establece que los ángulos de desvíos para tambores y poleas acanalados no debe de superar los 4°.

El ángulo de deflexión es el ángulo de emboque del cable en las poleas y tambores, es decir el ángulo máximo subtendido por el cable desde una línea perpendicular al tambor hasta el punto en el cual el cable se puede desprender del tambor.

A continuación, para determinar la longitud del cabestrante, analizaremos y calcularemos el ángulo de deflexión.

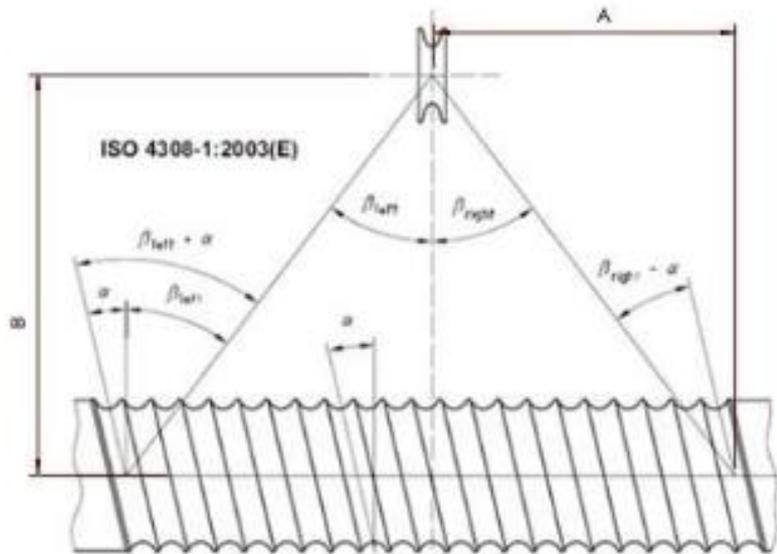


Figura 25 Ángulos de deflexión (ISO 4308)

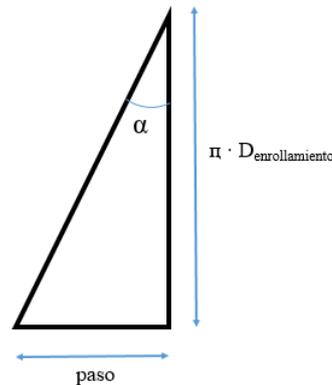


Figura 26 Ángulo  $\alpha$

A continuación, calcularemos el Ángulo  $\alpha$ , de inclinación de las ranuras de la garganta. Viene dado por la siguiente ecuación.

$$\alpha = \tan^{-1} \cdot \left( \frac{\text{paso}}{\pi \cdot D_1} \right)$$

Ecuación 18 Ángulo de inclinación de las ranuras de la garganta

Según los distintos ángulos formados,

$$B_L + \alpha \leq 4^\circ$$

$$B_R - \alpha \leq 4^\circ$$

$$B_L = 3^\circ$$

$$B_R = 2^\circ$$

Por tanto, a partir de estos ángulos, podemos determinar la longitud máxima del tambor.

$$L_{T \max} = L_2 \cdot (\tan(B_L) + \tan(B_R))$$

**Ecuación 19 Longitud máxima del tambor**

$L_2$  = Distancia del cable desde el portaeslinga hasta el tambor

El número de vueltas que le da el cable al tambor será el siguiente.

$$n_v^o = \frac{L_{T \max}}{p} - 1$$

**Ecuación 20 Numero de vueltas**

A continuación, se calculará el número de vueltas máximas, dejando 2 vueltas de seguridad.

$$n_{\max}^o = n_v^o + 2$$

**Ecuación 21 Numero de vueltas máximas**

Para comprobar que las dimensiones del tambor se ajustan a la longitud de cable que vamos a utilizar durante las operaciones de izado y arriado de las embarcaciones, se tendrá que cumplir la siguiente condición.

$$n_v^o \cdot \pi \cdot D_1 \leq L_{\text{cable}}$$

**Ecuación 22 Longitud del cable**

Por último, calcularemos el diámetro del flanco, así como el tamaño final del tambor considerando las dos vueltas de seguridad y con una separación entre los flancos de  $0,5 \cdot$  paso. Obteniendo un diámetro del flanco de 528 mm y una longitud final del tambor de 550 mm.

### 3.4.6 Elección del motor-reductor

Para la elección del motor reductor, tendremos en cuenta las siguientes consideraciones.

Velocidad de elevación ( $V_e$ ) = 0,1 m/s

Carga de trabajo segura (SWL) = 125 kN

La velocidad de recogida del cable vendrá determinada por el número de ramales y la velocidad de elevación.

$$V_r = i \cdot V_e$$

**Ecuación 23 Velocidad de recogida del cable**

Calculada la velocidad de recogida, y el diámetro del tambor, procederemos a calcular la velocidad rotación del tambor.

$$W_T = \frac{V_r}{\frac{D_1}{2}}$$

**Ecuación 24 Velocidad de rotación del tambor**

El par necesario en el tambor la obtendremos a partir de la siguiente ecuación.

$$T = SWL \cdot \frac{D_1}{2}$$

**Ecuación 25 Par en el tambor**

Finalmente, con todos los datos anteriores y aplicando la siguiente ecuación, se obtendrá un par del motor-reductor de 29,89 kNm.

$$T_{M-R} \geq \frac{T}{\eta}$$

**Ecuación 26 Par del motor-reductor**

Con los datos obtenidos, y tras consultar a diferentes fabricantes se decide elegir del catálogo del fabricante “Rexroth”, perteneciente al grupo Bosch, el motor reductor modelo GTF 0050 W3 2000/1 con un par de salida de 37500 Nm cuyas dimensiones principales se muestran en la Figura 27.

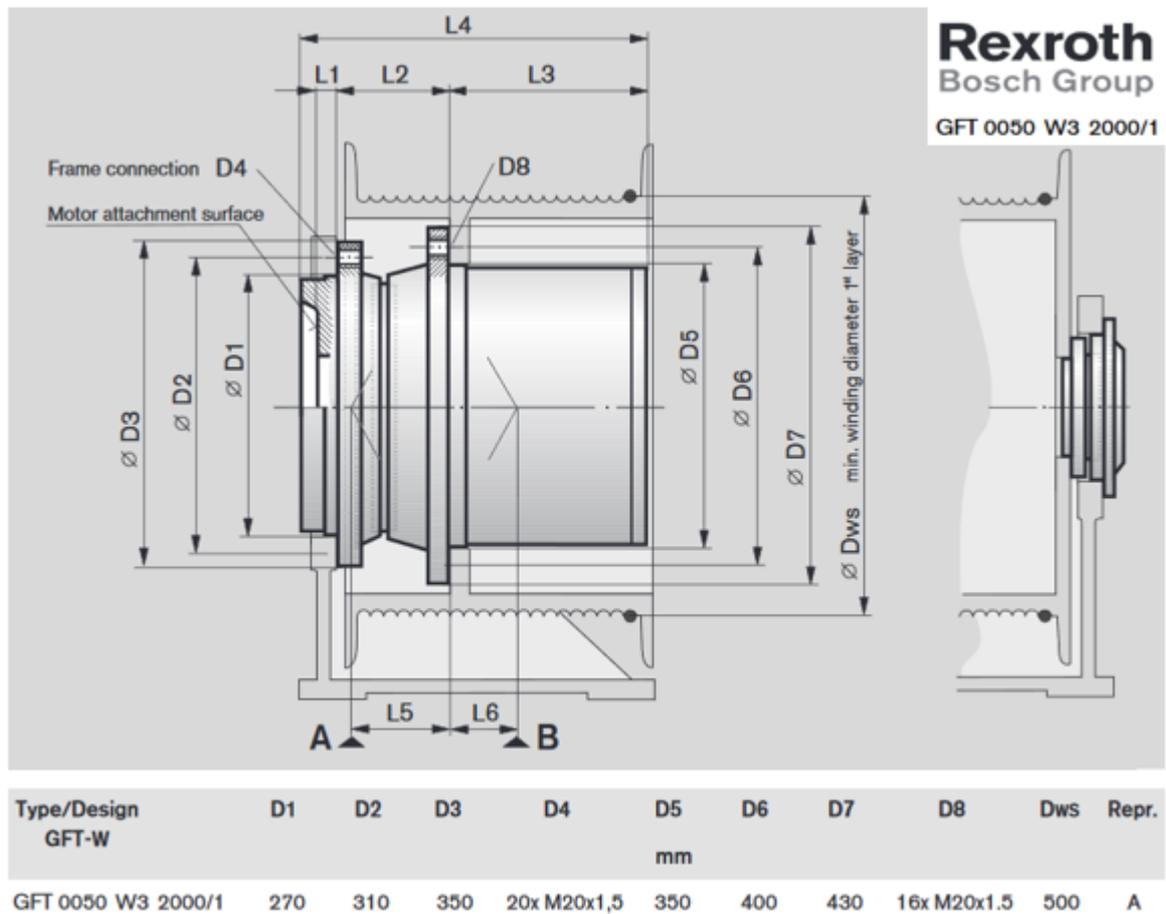


Figura 27 Dimensiones del motor-reductor [26]

### 3.5 Sistema Hidráulico.

Un sistema hidráulico utiliza un fluido a presión para impulsar la maquinaria o mover componentes mecánicos. Los sistemas hidráulicos se utilizan en entornos industriales, equipos de construcción, edificios, así como también en estructuras y vehículos.

A medida que los sistemas hidráulicos se vuelven cada vez más complejos, es necesario una mayor comprensión del funcionamiento los sistemas hidráulicos, así como también se incrementa su mantenimiento.

La ley básica de la hidráulica es la ley de Pascal en la cual hace referencia a que la presión que ejerce un fluido que no puede comprimirse y se encuentra en equilibrio alojado en un envase que no se deforma, ejercerá una fuerza igual en áreas iguales y en cualquier dirección.

La fuerza mecánica puede ser controlada, transmitida e inclusive multiplicarse por medio de un fluido hidráulico por que la fuerza es igual a la presión por el área.

Principalmente los componentes básicos de un circuito hidráulico son un tanque o deposito, un filtro, una bomba, elementos de regulación y control, reguladores y una red de distribución, además del fluido hidráulico a utilizar.

La presión que se le aplique al sistema proporcionará la potencia necesaria al fluido para transmitir la fuerza al interior del sistema. A medida que aumenta la complejidad del sistema aumenta el trabajo que es requerido por el fluido. El fluido tiene una doble misión, proporcionar potencia y a la vez lubricar los componentes por los cuales fluye. Esto es debido a que el fluido hidráulico al ejercer también como lubricante reduce el rozamiento entre los distintos componentes, proporcionando una pequeña película entre las dos superficies.

La capacidad del fluido para lubricar está directamente relacionada con la viscosidad del fluido. Un fluido con una alta viscosidad generará una película más gruesa entre las distintas superficies porque ofrece una resistencia al desplazamiento de las superficies lubricadas. Por otra parte, hay que destacar que las viscosidades de los fluidos cambian con la temperatura a la cual trabajan dichos fluidos. Es decir, si aumenta la temperatura del fluido la viscosidad se reduce. En cambio, si la temperatura del fluido disminuye, aumenta su viscosidad.

### 3.5.1 Selección de la bomba

Uno de los elementos más importantes en el sistema hidráulico es la bomba. La bomba hidráulica se encarga de transformar la energía mecánica en hidráulica, proporcionando el caudal necesario para generar caudal en el sistema. Esto hace que el motor diésel y la bomba sean los componentes más importantes en el funcionamiento del travelift.

Se ha determinado seleccionar una bomba de la marca Linde modelo HPV-02 de 280 cc. cuyas características se detallan en la Tabla 14. Estas bombas presentan un buen rendimiento y un reducido nivel de ruido. Se instalarán dos bombas de este modelo en paralelo para poder satisfacer el caudal necesario en el sistema hidráulico. Según el fabricante, esta bomba tiene un tamaño nominal de 282 cm<sup>3</sup>, un par máximo de 1929 Nm, una potencia máxima de 485 KW y una velocidad máxima de 2400 rpm.

HPV-02		55	75	105	135	165	210	280
Max. displacement	cc/rev	54,7	75,9	105	135,7	165,6	210,1	281,9
Max. operating speed	rpm	3900	3400	3200	3000	2750	2300	2400
Max. speed*	rpm	4150	3600	3400	3200	2950	2500	2550
Nominal pressure	bar	450	450	450	450	450	450	450
Max. pressure**	bar	500	500	500	500	500	500	500
Torque ( $\Delta p=430$ bar; charge pressure=20 bar)	Nm	374	519	719	929	1133	1438	1929
Corner power	KW	153	185	241	292	326	346	485
Weight approx. (with H1 control, without oil)***	kg	46	49	66	72	113	132	164

Tabla 14 Características de la bomba HPV-02 [4]

### 3.5.2 Elección de la red de distribución

La función de un tubo hidráulico es conducir la energía para mover varios tipos de mecanismos. Los tubos hidráulicos pueden ser de tres tipos.

- Tubos de Gas: Fueron los primeros tubos utilizados en los sistemas hidráulicos, son económicos, pero requiere de muchos accesorios para su montaje debido a su dificultad para moldearse haciéndolo más propensos a fugas.
- Tubos milimétricos: Son tubos de acero realizados por extrusión, pudiéndose doblar con facilidad, por lo que no presentan soldaduras minimizándose el número de uniones previniendo el riesgo de fugas.
- Mangueras: Son tuberías fabricadas con una malla metálica y varias capas de caucho, que varían según la necesidad y el fluido hidráulico que va a circular por la manguera. Tienen la ventaja de ser un material flexible y su instalación se realiza mediante unos acoples rápidos que facilita el mantenimiento y el reemplazo de algún tramo de manguera en caso necesario.

Después de analizar los diferentes tipos de tuberías, se decide que la red de distribución del sistema hidráulico del travelift esté formado por tuberías milimétricas de acero de calidad S275 que se corresponde con una resistencia a la tracción de 439-580 N/mm<sup>2</sup> y un límite elástico de 275 N/mm<sup>2</sup>.

### 3.5.3 Selección del motor hidráulico de las ruedas.

El motor hidráulico seleccionado también pertenecerá a la marca Linde, modelo HMV-02 de 280 cc. cuyas características se encuentran en la Tabla 15 que se muestra a continuación. Este motor hidráulico se caracteriza por ser un motor compacto y tener un alto par de arranque. Es un motor de pistones axiales, capaz de transmitir el par requerido incluso a baja velocidad permitiendo arrancar con suavidad y sensibilidad. Diseñado para aguantar una larga vida útil trabajando con una gran presión en su interior y permitiendo su control hidráulicamente. El par de giro específico de este motor es de 8,94 Nm/bar

HMV-02			55	75	105	135	165	210	280
Nominal size									
Displacement	Max. displacement	cc/rev	54.7	75.9	105	135.6	165.6	210	281.9
	Max. operating speed at V <sub>max</sub>	rpm	4300	3800	3700	3200	3100	2700	2400
Speed	Max. speed at V <sub>max</sub> *	rpm	4400	4100	3800	3500	3400	3000	2700
	Max. operating speed at V <sub>min</sub>	rpm	4700	4400	4100	3700	3500	3200	2900
	Max. speed at V <sub>min</sub> *	rpm	5300	5000	4700	4000	3900	3500	3200
	Nominal pressure	bar	450	450	450	450	450	450	450
Pressure	Max. pressure**	bar	500	500	500	500	500	500	500
	Max. housing pressure	bar	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
Torque	Output torque (Δp=430 bar and V <sub>max</sub> )	Nm	374	519	719	928	1133	1438	1929
Corner power	(V <sub>max</sub> x n <sub>max</sub> at V <sub>min</sub> x Δp 430 bar)	kW	184	239	309	360	415	482	586
Weight	approx. (without oil)	kg	28	32	42	56	76	101	146

Tabla 15 Características del motor HMV-02 [29]

El trabajo ejercido para elevar la carga será mucho mayor que el trabajo necesario para desplazar horizontalmente la carga una vez izada. Para mover la carga primero se iza y una vez izada se desplaza hasta el lugar deseado. Por tanto, ambos servicios no se darán al mismo tiempo, por tanto, bastará con redirigir el flujo de aceite a los motores que van acoplados a cada rueda, encargándose estos de transmitirle el par necesario a las ruedas.

### *3.5.4 Brazo hidráulico de las ruedas*

Para permitir el giro de las ruedas, están llevaran un brazo de cilindro hidráulico con una capacidad de giro de 90°. El brazo hidráulico consta de dos partes, una que irá montada sobre la estructura del travelift y la otra se montará sobre el soporte de la rueda. De esta forma, cuando el aceite empuje al pistón en una dirección, el par producido por el brazo permitirá la rotación de las ruedas hasta los 90°. En el caso en el que el aceite sea enviado en sentido contrario al anterior, el vástago tirará del brazo, haciendo que la rueda vuelva a su posición inicial.

## **3.6 Sistema de propulsión**

### *3.6.1 Elección del motor diésel*

El peso total que necesitaremos desplazar será igual al peso de la estructura (17 t) más la carga final de diseño del travelift (40 t). Para la elección del motor adecuado, necesitaremos conocer la potencia que necesitaríamos para el correcto funcionamiento del travelift mediante la siguiente ecuación, obteniendo una potencia necesaria de 75 cv.

$$W = F \cdot v$$

**Ecuación 27 Potencia necesaria**

F = Fuerza total que desplaza

v = Velocidad de elevación

A la potencia calculada para mover la estructura y la carga, se le aplica un coeficiente de mayoración del 10%, para cubrir la potencia requerida por las bombas del sistema hidráulico responsable de la dirección de la grúa. Obteniendo una potencia final requerida de 82,48 cv. Con estos datos se decide seleccionar el motor mostrado en la Figura 28 del fabricante John Deere, modelo 4045HI550 que ofrece una potencia máxima de 99 cv, un par máximo de 427 Nm y un peso de 540 kg. Las especificaciones del motor se incluyen en el Anexo IV: Especificaciones de los fabricantes.



**Figura 28 Motor principal [29]**

### *3.6.2 Embrague*

Un embrague es un sistema que permite una conexión mecánica entre el motor y la reductora, permitiendo también la interrupción de la transmisión. El embrague trabaja por fricción entre un disco acoplado a la reductora y una maza unida al cigüeñal. Cuando el embrague no está accionado el disco esta retraído y por tanto no estará unido a la maza, no pudiendo este transmitirle la fuerza generada por el motor. Cuando el embrague no está accionado, el disco se une con la maza, transmitiéndole este toda la fuerza generada por el motor a la reductora.

### *3.6.3 Eje de transmisión*

El eje de transmisión está diseñado para transmitir la potencia a las ruedas. Este elemento constituye una parte fundamental para las transmisiones mecánicas, siendo muy utilizados en una amplia diversidad de máquinas debido a su simplicidad. Un eje con un orificio longitudinal en el centro se denomina eje hueco. Un eje hueco cuyo agujero es la mitad de su diámetro, pesará en torno a un 25% menos y mantendrá el 95% del momento resistente con respecto a antes de agujerearse.

Por lo general, un eje está hecho de acero St 42, St 50 y St 60. La selección del acero a utilizar para la fabricación de un eje de transmisión es muy determinante para la corrosión. Los ejes rectos con un diámetro de hasta 150 mm, se suelen fabricar a partir de perfiles redondos torneados o estirados en frío. Para la fabricación de ejes de un diámetro superior de 150 mm se suele obtener de piezas forjadas, realizándole a estas un mecanizado con arranque de viruta.

Para el presente proyecto, se necesitarán 4 ejes de transmisión con diámetro de 230 mm y estará realizado en acero ST-50.

### 3.6.4 Selección del neumático

El neumático es la cubierta de caucho que se coloca sobre la llanta de la rueda y constituye la parte del travelift que estará en contacto con el suelo permitiendo el movimiento del travelift sobre la superficie.

El tipo de neumático a instalar es un neumático específico para su uso en grúas pórtico, así como para travelift. La marca es West Lake modelo CR795, cuyas características se muestran en la Tabla 16.

Marca	West Lake
Modelo	CR795
Diámetro	1550 mm
Ancho	430 mm
Peso	347,2 kg
Presión	10 bar
Capacidad de carga	> 16 t

Tabla 16 Características del neumático



Figura 29 Neumático West Lake [29]

La llanta compatible en la cual se monta esta medida de neumático es 11.25/2.00.

En el presente proyecto hemos fijado que el travelift debe poder desplazar la carga horizontalmente a una velocidad de 20 Km/h, lo que viene siendo 5,55 m/s. Además, conociendo que el diámetro de la rueda es de 1550 mm, podremos calcular la velocidad angular de giro de la rueda.

$$\eta = \frac{v}{r}$$

**Ecuación 28 Velocidad angular de la rueda**

Por otro lado, el fabricante nos proporciona la resistencia a la rodadura del neumático, es decir la fuerza de fricción que se genera en la rodadura del neumático entre el suelo y la rueda. Dicha resistencia a la rodadura es de 0,25. Debido a que cuando el neumático está sometido a una carga, su diámetro disminuye, consideraremos solo el 30% para ponernos en el caso más desfavorable. Por tanto, la fuerza de fricción del neumático será la siguiente.

$$F_r = M \cdot g \left( \frac{z}{D_r} \right) \cdot \left( R_r \cdot \frac{d}{2} + f \right) \cdot c$$

**Ecuación 29 Fuerza de fricción**

M = masa total

g = gravedad

R<sub>r</sub> = resistencia a la rodadura

F y c = valores para ruedas con rodamientos

Conociendo la fuerza de fricción es de 2567 N, se procederá al cálculo de la potencia en el eje del motor. Para ello deberemos tener en cuenta que dispondremos de cuatro motores, uno para cada rueda por lo que tendremos que dividir la fuerza de fricción entre las cuatro ruedas, obteniendo una fuerza de fricción de 642 N. Por cual la potencia en el eje del motor será la siguiente.

$$P = F_r \cdot \left( \frac{v}{1000} \right) \cdot \eta$$

**Ecuación 30 Potencia en el eje del motor**

Una vez calculada la potencia en el eje del motor de 3,45 KW y teniendo en cuenta la velocidad del eje del motor, calcularemos el par resistente en el eje del motor aplicando la siguiente ecuación obteniendo un resultado de 0,48 N/m en cada motor.

$$T_{re} = \frac{P \cdot 9,55}{n}$$

**Ecuación 31 Par resistente en el eje del motor**

P = potencia (KW)

n = velocidad del eje del motor (rpm)

### 3.6.5 Selección de los rodamientos

Un rodamiento es un elemento rotativo que irá instalado entre la estructura del travelift y el soporte de cada una de las ruedas. En este caso instalaremos cuatro rodamientos de tipo axial, uno en cada rueda, que será el encargado de trasladar el peso de la estructura al soporte permitiendo a su vez que gire la rueda.

Las ruedas estarán sometidas a una fuerza de compresión, la cual obtendremos dividiendo la masa total del conjunto entre las cuatro ruedas.

$$F_c = \frac{M}{4}$$

**Ecuación 32 Fuerza de compresión**

Considerando una vida útil para el travelift de 10 años, supondría una vida útil total de 6000 horas de trabajo. A partir de entonces, calcularemos, el factor de duración del rodamiento y el factor de seguridad en el Anexo I: Cálculos.

$$F_d = 3,1$$

$$F_s = 4,16$$

A partir de estos dos factores obtenidos anteriormente, podremos obtener la carga dinámica necesaria para el rodamiento mediante la siguiente ecuación, obteniendo una carga dinámica necesaria de 106 kN.

$$C = \left( \frac{F_d}{F_s} \right) \cdot F$$

**Ecuación 33 Carga dinámica**

Por tanto, se necesitarán rodamientos de tipo axial del modelo 51140 M como el que se muestra en la Figura 30, de 200 mm de diámetro, cuyas características principales se muestran en la Tabla 17.

Dimensiones (mm) Dimension (mm)					Coeficiente de carga (kN) Load rating (kN)		Velocidad límite (rpm) Speed limit (Rpm)		Peso (Kg) Weight (Kg)	Sigla Designation
d (mm)	D (mm)	H (mm)	d1 (mm)	D1 (mm)	Dinámico Dynamic C	Estático Static C <sub>0</sub>	Lubrificación Lubrication			
							Grasa Grease	Acelte Oil		
200	250	37	247	203	165	696	1454	1710	4.25	51140 M
	280	62	275	204	331	1294	1071	1260	12	51240 M
	340	110	335	205	612	2548	689	810	44.5	51340 M

**Tabla 17 Características del rodamiento [5]**



**Figura 30 Rodamiento axial [5]**

### **3.7 Sistema eléctrico**

Los sistemas de control es hoy en día uno de los recursos más utilizados en el sector industrial. La función del sistema de control es coordinar los datos recopilados a través de los sensores y tomar unas decisiones automáticas sobre la entrada al funcionamiento de los diferentes actuadores organizando el funcionamiento global de todo el sistema de acuerdo con la función que realizase en cada momento.

Cuando en el travelift se eleva la carga, el aceite necesitará llegar a los cuatro cabestrantes al mismo tiempo, de forma que la embarcación sea elevada de la forma más alineada posible, con lo que supone la apertura y cierre de ciertas válvulas, el acoplamiento al motor, etc. De la misma forma, cuando se quiera bajar la embarcación, habrá que enviar el flujo de aceite en el sentido contrario. Para que todo esto sea posible, es necesario que el travelift cuente con un sistema eléctrico de control que se encargue de todas estas acciones, ofreciendo además una mayor seguridad a la hora de operar con el travelift.

El travelift estará equipado con una batería de 24 VCC. Para la instalación eléctrica y electrónica, se contará con una computadora a bordo (PLC) el cual controlará las diferentes funciones del travelift. El PLC permitirá controlar el funcionamiento del travelift con un control remoto con cable y mediante un control remoto por radio. Este sistema permitirá gestionar y controlar el travelift, así como realizar las diferentes formas de viraje o mostrarle al operador cualquier tipo de anomalía.

Por otro lado, el travelift contará con una balanza electrónica que mostrará el peso total de la carga.

En cuanto a dispositivos de seguridad, el travelift estará equipado con un cuadro eléctrico y 7 pulsadores de emergencia, uno en cada rueda y uno en cada mando remoto.

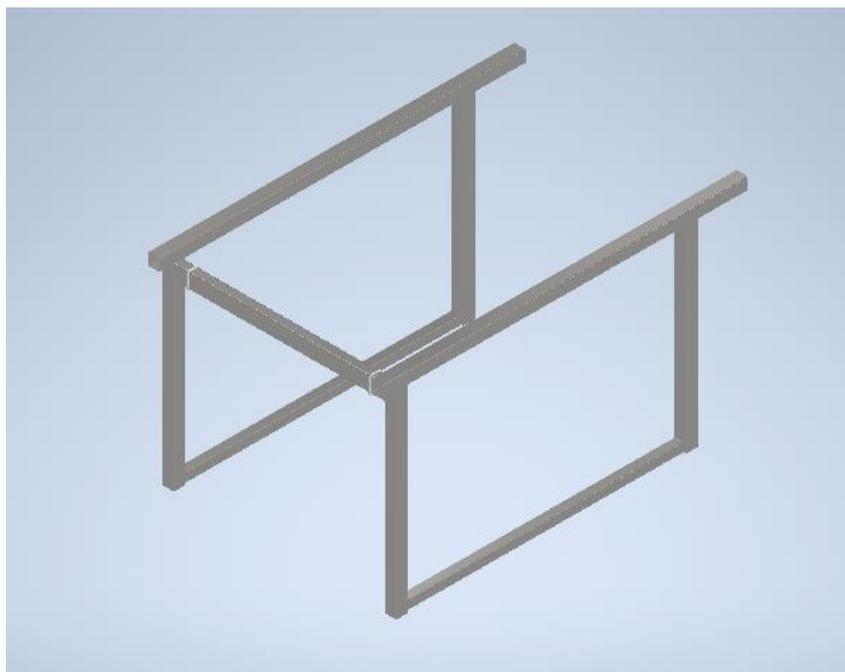


## **4 RESULTADOS / VALIDACIÓN / PRUEBA**

### **4.1 Modelado en 3D del travelift**

El travelift diseñado mediante el software Autodesk Inventor ha seguido los cálculos que se han realizado en el presente proyecto. Para el diseño del travelift, se han consultado los datos de varios fabricantes de travelift, teniendo en cuenta que se ha establecido que el travelift pueda soportar una capacidad máxima de carga de 40 t. Con el uso de este software, se ha seleccionarán los perfiles adecuados para el diseño de la estructura y se le ha asignado el material deseado.

Los perfiles que vamos a utilizar para la construcción de la estructura son unos perfiles huecos de cajón rectangular para la viga de cierre superior y perfiles huecos de cajón cuadrado para el resto de las vigas. Ambos perfiles laminados en caliente, conforme a la normativa EN 10210-2. Una vez diseñado, se obtiene el diseño preliminar mostrado en la Figura 31.



**Figura 31** Diseño preliminar del travelift

## 4.2 Análisis FEM y simulación de la estructura del travelift

Una vez modela la estructura del travelift anteriormente expuesto, se realizará una validación de este mediante el análisis FEM o el cálculo de elementos finitos. Esta herramienta de diseño mecánico logra obtener una solución precisa en el cálculo estructural.

Por otro lado, para la realización del análisis se ha tenido a bien estudiar el caso más desfavorable para la estructura. El caso más desfavorable sería colocar una carga puntual centrada en el pórtico, debido a que generaría el momento flector máximo. Sin embargo, este caso es imposible debido a que nuestro travelift estará dotado de 3 juegos de eslingas, por lo cual el peso de la carga estará repartido entre las 3 eslingas, es decir en 6 puntos de izado, 3 a cada lado de la estructura. Por tanto, el caso más desfavorable será cuando la distancia entre cada una de las eslingas sea la mínima.

Conociendo que el recorrido de cada uno de los portaeslingas será de 3 metros y la separación máxima entre eslingas será de 6 metros, la distancia mínima a la que podrán estar las eslingas será a 2 metros. Por lo tanto, para este análisis de la estructura, se considerará la opción más desfavorable, tomando la mínima distancia entre las eslingas en el caso de máxima carga, colocándose la eslinga central en el centro y las eslingas de los extremos lo más próximo a la eslinga central, tal y como se muestra en la Figura 33.

$$d = 2 \text{ metros}$$

Además, como hemos calculado anteriormente, cada punto de izado soportará una carga de 6,6 toneladas, pero debido a que los cables no están totalmente verticales, esta carga hay que descomponerla en una componente vertical y otra horizontal. Las fuerzas resultantes en cada punto de apoyo debidas a la componente vertical serán:

$$F_v = S_v = 72623 \text{ N}$$

Y las fuerzas resultantes en cada punto de apoyo debido a la componente horizontal son:

$$F_H = S_H = 16919 \text{ N}$$

Por otro lado, se calcula la fuerza de tracción que ejercen los cables sobre los distintos cabestrantes, cuando está en servicio.

$$F_c = \frac{Qu}{n \cdot 2}$$

**Ecuación 34 Fuerza de tracción que ejercen los cables**

$F_P$  = La fuerza por cada punto de izada

$n$  = número de poleas en el portaeslingas

Obteniendo una fuerza de tracción de 16180 N. Esta fuerza se colocará representando la fuerza de tracción que ejercerá cada uno de los seis cabestrantes sobre las dos vigas inferiores.

Un peso que deberemos tener en cuenta a la hora de analizar la estructura es el peso del motor junto con sus bombas, tanques de combustible y de aceite. Este peso será soportado por la viga horizontal inferior. Considerando que el peso de dicho conjunto oscilara en torno a los 700 kg. La fuerza que ejercerá el grupo del motor sobre la dicha viga será de 6864 N.

Además, para evitar la aparición de fisuras, se limitará la flecha máxima en toda la estructura a  $L/250$ .

Una vez teniendo claro todas las fuerzas que actuarán sobre la estructura, se colocan dichas fuerzas sobre la estructura tal y como se muestra en la Figura 32.

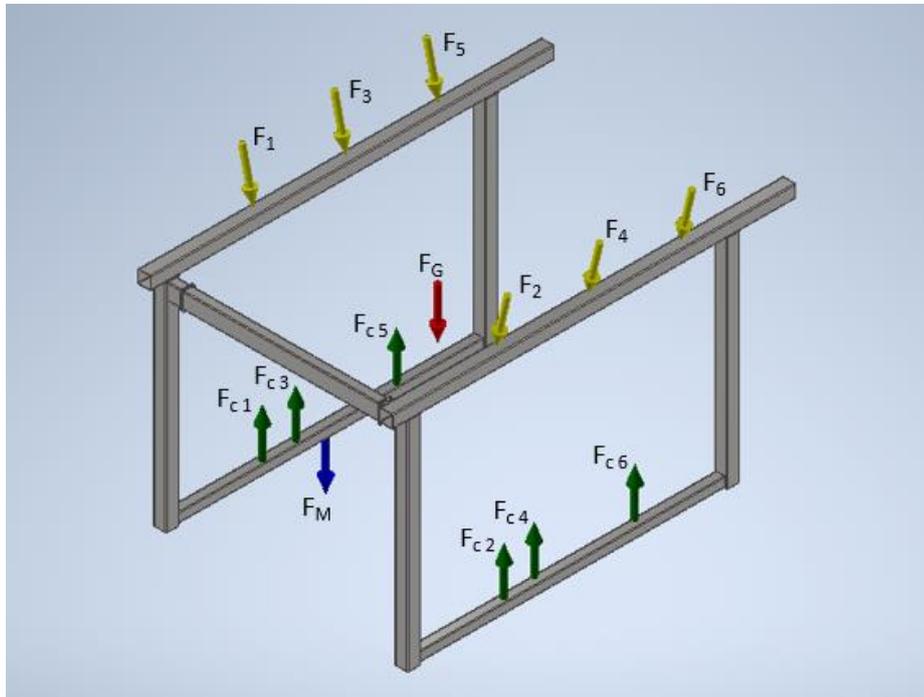


Figura 32 Fuerzas aplicadas sobre el diseño preliminar de la estructura del travelift

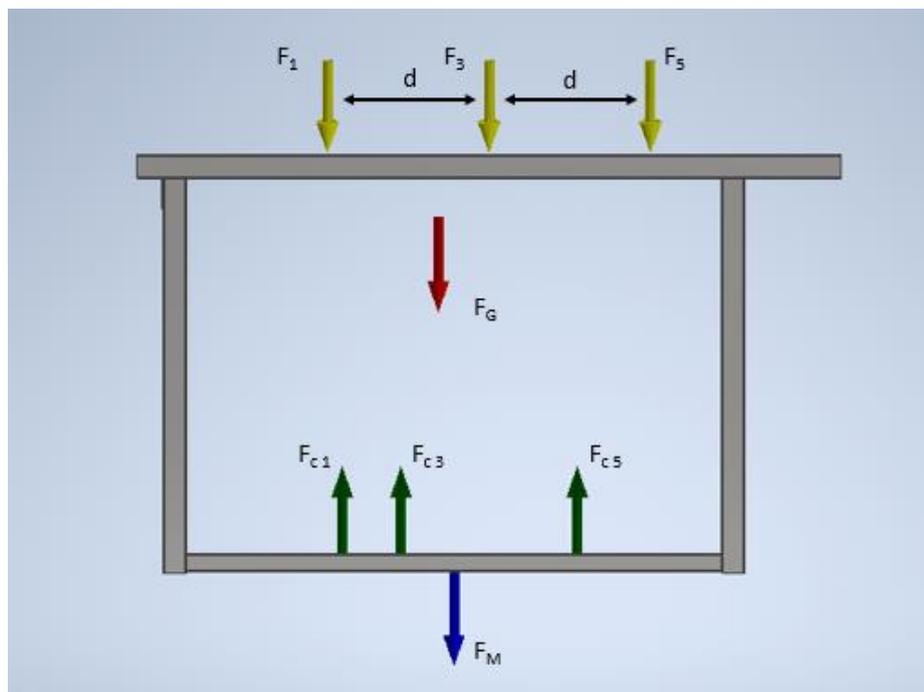


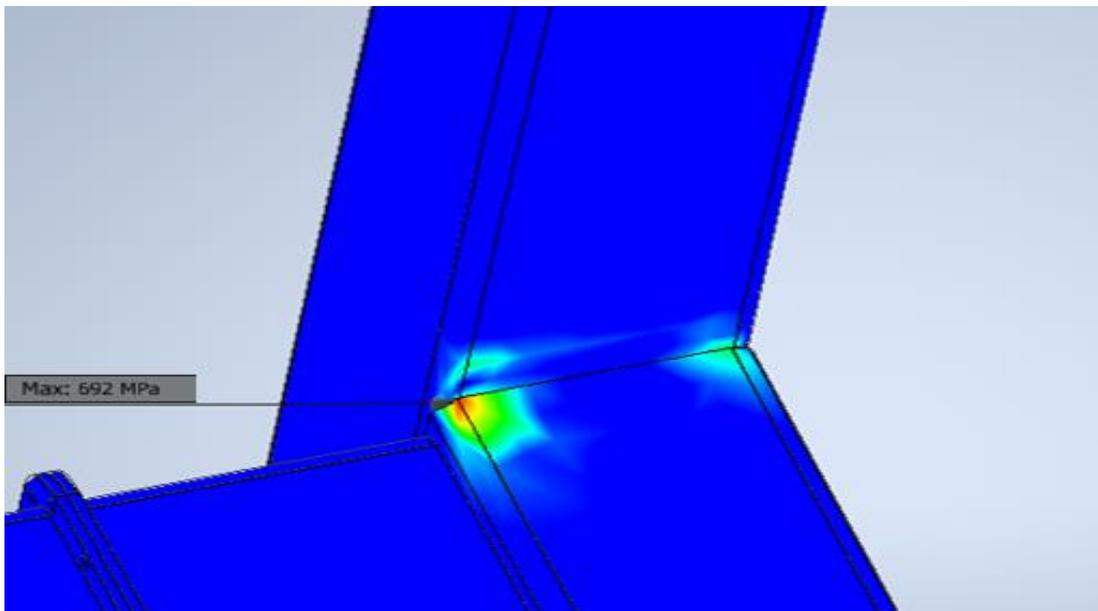
Figura 33 Distancia "d" en el caso mas desfavorable

A continuación, se realizará un mallado de la superficie, con el objetivo de convertir las superficies irregulares en superficies regulares formadas por elementos geométricos conectados por nodos.

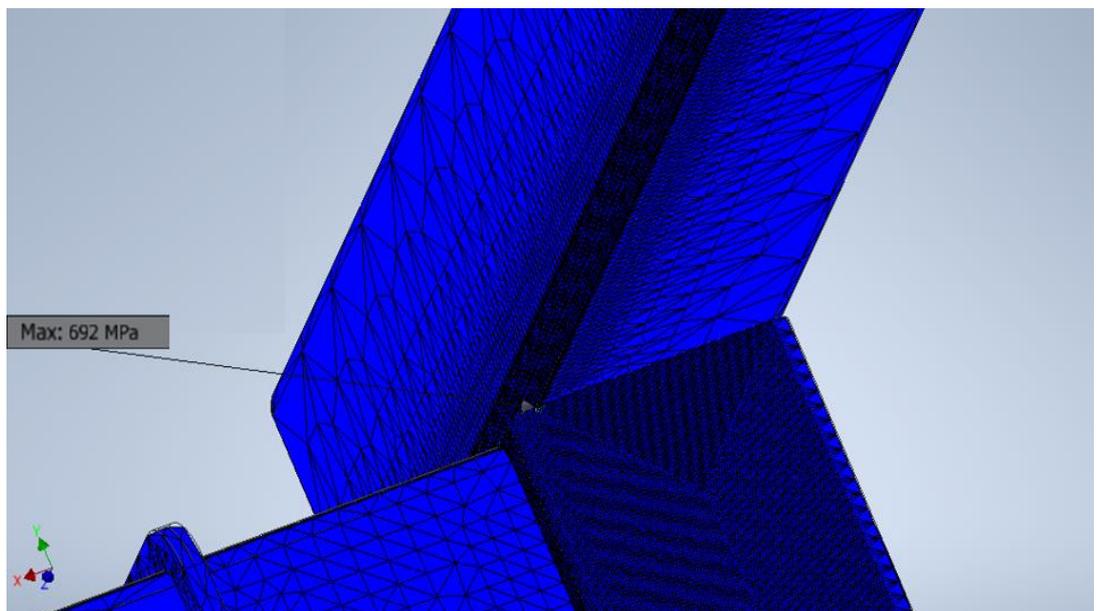
El mallado deberá aplicarse en función de la forma del diseño con el fin de decidir el tamaño de los elementos, el número y los nodos que formarán el mallado. Las zonas críticas deberán ser estudiadas con más precisión, realizando un mallado más pequeño y localizado en las zonas más críticas.

Para la realización del análisis FEM se le añadirán las restricciones a las cuales la estructura estará sometida además de las cargas y esfuerzos que deberá soportar la estructura del travelift.

Una vez realizado el análisis FEM a la estructura del travelift, se localizaron una mayor tensión en las uniones soldadas donde apoya el perfil horizontal. Esta deficiencia estructural se analizó con un mallado más estricto, tal y como se muestra en la Figura 35.

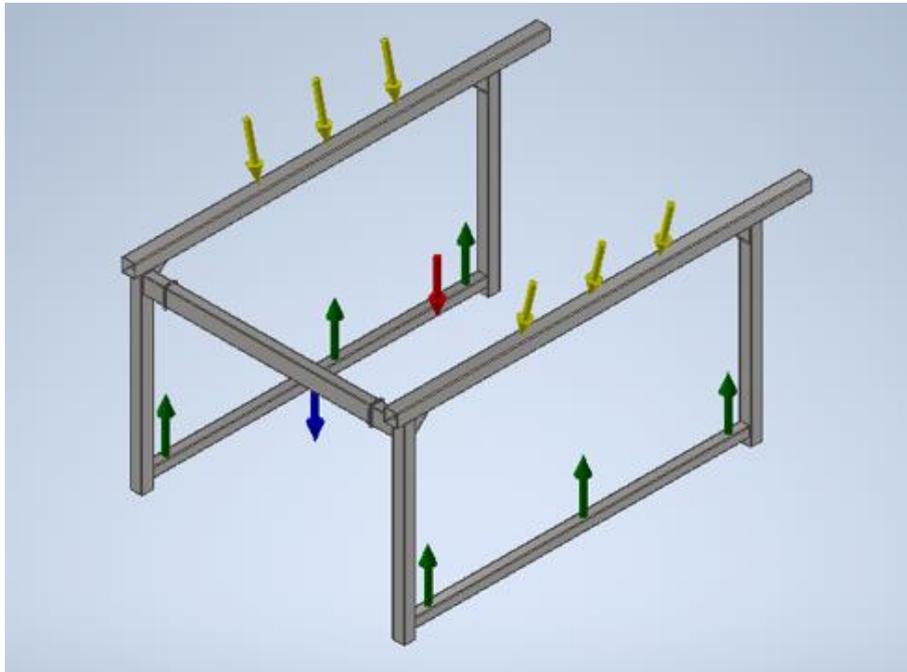


**Figura 34 Zona crítica de la estructura**



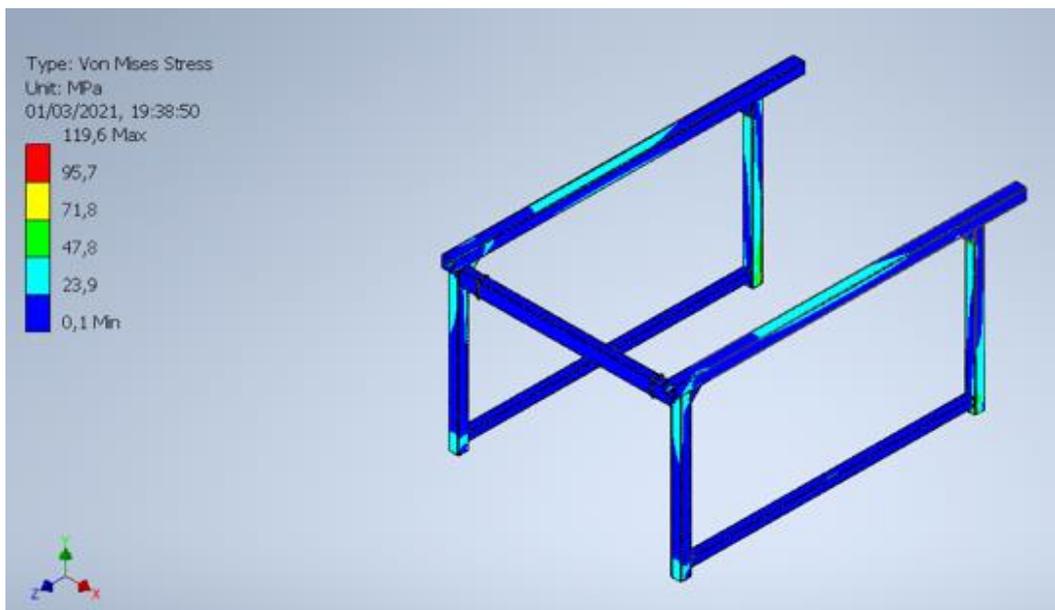
**Figura 35 Mallado específico en la zona crítica**

Para solucionar estas debilidades estructurales, se colocaron unos refuerzos en estas zonas críticas, tal y como se muestra en la Figura 36, realizados con perfiles EN 10210 laminados en caliente, consiguiendo de esta forma incrementar la resistencia y solidez de la estructura.



**Figura 36 Fuerzas aplicadas sobre el diseño final de la estructura del travelift**

A continuación, realizaremos la simulación por el método de elementos finitos con el software Autodesk Inventor, obteniendo los siguientes mostrados en la Figura 37 y Figura 38.



**Figura 37 Análisis FEM del travelift. Tensión de Von Mises**

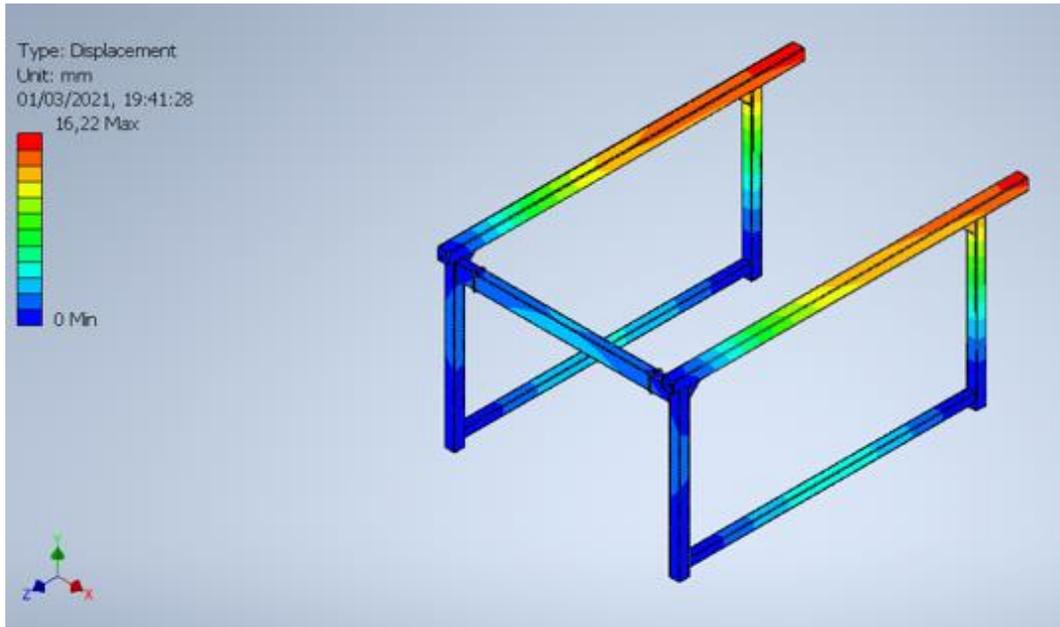


Figura 38 Análisis FEM del travelift. Desplazamiento

### 4.3 Valoración de los resultados obtenidos

El resultado de la tensión de Von Mises es de 119,6 MPa. Para obtener el coeficiente de seguridad, tendremos que dividir el límite elástico del material entre la tensión de Von Mises. Como para esta estructura se ha asignado un acero S275 siendo su límite elástico es 275 MPa. Por tanto, el coeficiente de seguridad que obtenemos es:

$$C_s = \frac{275 \text{ MPa}}{119,6 \text{ MPa}} = 2,30$$

Ecuación 35 Coeficiente de seguridad

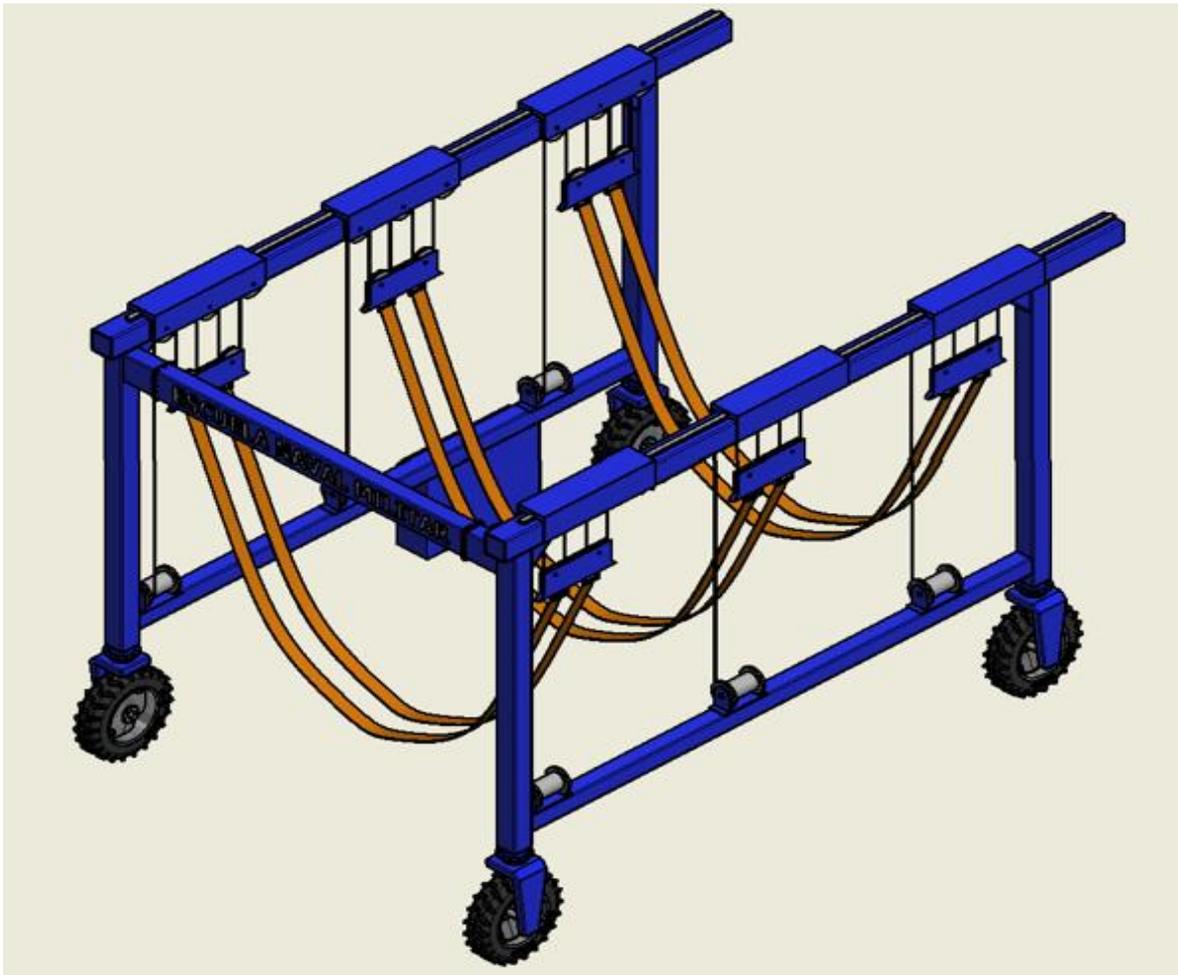
Si lo multiplicamos por el factor de seguridad (10%) al que hemos sometido el desplazamiento máximo de la lancha de instrucción para evitar sobrecargas debido a la incertidumbre de la correcta posición de esta, obtenemos que el coeficiente de seguridad final de nuestro travelift será de 2,53.

Por lo cual obtenemos un factor de seguridad, valido para este tipo de estructura.

Por otro lado, según la simulación por el método de elementos finitos, el desplazamiento de nuestra estructura será de 16,22 milímetros. Teniendo en cuenta que una de las condiciones es que el desplazamiento para esta estructura no supere ( $L/250$ ) es decir 48 milímetros, podemos aceptar que el desplazamiento obtenido es aceptable.

Una vez verificado el equilibrio de fuerza entre las cargas aplicadas y validado los resultados obtenidos en la simulación realizada por el método de elementos finitos podemos afirmar que los resultados obtenidos son razonables y satisfacen las necesidades de la estructura.

Finalizado el diseño el modelo 3D de la estructura del travelift, se ensamblan los diferentes elementos calculados que componen el travelift. De esta forma el software Autodesk Inventor nos permite ver la apariencia final, dándonos una visión mucho más realista del travelift como se muestra en la Figura 39.



**Figura 39** Diseño final del travelift



## **5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS**

### **5.1 Conclusiones**

En presente Trabajo Fin de Grado se ha basado en el cálculo y diseño de un travelift para las lanchas de instrucción. A lo largo de este proyecto han surgido muchos temas relacionados con las distintas disciplinas estudiadas a lo largo del grado de Ingeniería Industrial Mecánica.

El diseño del travelift se ha tenido que ceñir a las dimensiones y el desplazamiento de una lancha de instrucción, por lo que se han tenido que establecer una carga de diseño final y calcular las diferentes sollicitaciones que deberá soportar dicha estructura, obteniéndose lo siguientes resultados:

- La carga final de diseño del travelift será de 40 t.
- El travelift dispondrá de 3 juegos de eslingas, por lo que la fuerza a soportar estará repartida entre 6 punto de apoyo.
- Tendrá que soportar una fuerza vertical de 72,62 kN y una fuerza horizontal de 16,91 kN en cada punto de apoyo.
- Las fuerzas provocadas por la acción del viento sobre la estructura serán de 10000 N en servicio y 45010 N fuera de servicio.

Después del proceso de cálculo desarrollado en el apartado 3 de la presente memoria y más detalladamente en el Anexo I: Cálculos, se ha obtenido el diseño de la estructura del travelift capaz de soportar dichos esfuerzos. Además, se ha realizado el dimensionamiento de los principales elementos que compondrán el travelift, eligiéndose estos a través de los catálogos de diferentes fabricantes en función de los resultados obtenidos:

- La estructura del travelift se ha realizado con perfiles estructurales huecos de sección cuadrada y rectangular, de acero estructural S275J2 EN 10210-2 laminado en caliente.
- El cable seleccionado es 6 x 36WS –IWRC, con un diámetro de 22 mm, una carga de rotura de 305 kN y una longitud de 40,5 metros por cada cabestrante.
- Las poleas tendrán un diámetro primitivo de 492 mm y se dispondrán en un carro cuyo movimiento se realizará a través de una pequeña viga horizontal que va soldada a la propia estructura consiguiendo moverse por esta, gracias a un cilindro hidráulico.
- La eslinga seleccionada tendrá un ancho de 240 mm y soportará una carga de trabajo de 16 t, estando estas unidas a las pastecas a través de un grillete de unión recto con cabeza hexagonal.

- El cabestrante a instalar sobre la estructura tendrá una longitud de tambor de 550 mm y un diámetro de 440 mm El motor-reductor seleccionado acoplado al cabestrante tendrá un par de salida de 37,5 kNm.
- La bomba hidráulica seleccionada para el sistema hidráulico tiene un tamaño nominal de 282 cm<sup>3</sup>, un par máximo de 1929 Nm, una potencia máxima de 485 KW y una velocidad máxima de 2400 rpm.
- La red de distribución del sistema hidráulico del travelift estará formado por tuberías milimétricas de acero de calidad S275 que se corresponde con una resistencia a la tracción de 439-580 N/mm<sup>2</sup> y un límite elástico de 275 N/mm<sup>2</sup>.
- El motor hidráulico seleccionado tendrá un par de giro de 8,94 Nm/bar.
- Para la elección del motor principal se requería de una potencia mínima de 82,48 cv, por lo cual se decidió elegir un motor que ofrece una potencia de 99 cv, un par máximo de 427 Nm y un peso de 540 kg.
- Teniendo en cuenta la capacidad de carga que tiene que soportar el neumático, se ha elegido montar unos neumáticos de la medida 12.00 R25,

El uso de toda la normativa vigente utilizada en el desarrollo del presente Trabajo Fin de Grado ha permitido una mayor fiabilidad de los cálculos teniendo en cuenta las diferentes variables y coeficientes específicos de seguridad para este tipo de estructuras en concreto.

Mediante el uso del software Autodesk Inventor, se ha podido analizar los efectos estructurales producidos por las diferentes cargas, a las que estará sometida la estructura en los casos más desfavorables.

Como consecuencia, con el uso de este software ha sido posible localizar unas deficiencias estructurales que fueron analizadas realizando un mallado más estricto en aquellas zonas críticas, solucionando estas debilidades estructurales mediante el uso de refuerzos que incrementaron la resistencia y solidez de la estructura. Además, intentando reducir el grosor de la estructura y optimizando su diseño, se ha comprobado que la estructura del travelift soporta a la perfección la carga máxima para la cual ha sido diseñado.

Por lo tanto, se puede concluir que los objetivos de este Trabajo Final de Grado se han logrado satisfactoriamente.

## 5.2 Líneas futuras

Las futuras líneas de investigación posibles al presente Trabajo Final de Grado podrían ser de diferentes ámbitos.

- La realización de un proyecto para establecer un futuro foso de varada para las lanchas de instrucción en la Escuela Naval Militar, sobre el cual pueda operar el travelift diseñado.
- Por otro lado, se podría desarrollar una versión anfibia del travelift diseñado, de forma que permita la inmersión del elevador en el agua hasta alcanzar una profundidad suficiente y necesaria para lanzar la embarcación o sacarla del agua a través de una rampa de varada. Para ello, deberá de disponer de un control de tracción y un control de auto nivelación de la carga manteniendo un buen agarre al suelo.
- Además, otra posible línea futura podría ser investigar sobre la instalación de un motor eléctrico con la implantación de paneles solares en la parte superior del travelift, con el objetivo de reducir las emisiones de gases contaminantes, así como su mantenimiento y las averías.

## 6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] O. Bachmann, H.-H. Cohrs, T. Whiteman y A. Wislicki, *The history of cranes*, Khl International Ltd., 1997.
- [2] «<http://www.itpsl.es/>,» [En línea].
- [3] «<https://www.sym-naval.com/es/>,» [En línea].
- [4] C. Prieto y A. M. M. Lechuga, «Sistema de varadas y puesta a flote de embarcaciones».
- [5] Rodman, «Características y dimensionamiento del modelo R-66».
- [6] «<https://www.ghcranes.com/>,» [En línea].
- [7] A. Miravete, E. Larrodé, L. Castejón y J. Cuartero, *Los transportes en la ingeniería industrial*, Barcelona: Reverté, 2002.
- [8] «Cables de acero para uso general,» IPH.
- [9] *Teoría de los cables de acero*, FIME-UANL.
- [10] «Catálogo del fabricante de eslingas "Forankra España"».
- [11] «Catálogo de bombas hidráulicas del fabricante "Linde"».
- [12] «Catálogo de rodamientos del fabricante "Eurobearings"».
- [13] A. Miravete y E. Ladorré, *Transportadores y elevadores.*, Barcelona: Reverté, 1996.
- [14] A. Miravete y E. Ladorré, *Grúas.*, Barcelona: Reverté, 1996.
- [15] «<https://marinettravelift.com/>,» [En línea].
- [16] «<https://www.aenor.com/>,» [En línea].
- [17] «<https://rodman.es/productos/nautica-profesional/patrulleras/>,» [En línea].
- [18] «[https://www.forankra.es/catalogo\\_general/](https://www.forankra.es/catalogo_general/),» [En línea].
- [19] «<https://www.deere.es/es/motores-y-transmisiones/>,» [En línea].

- [20] Manual de las lanchas de instrucción, Escuela Naval Militar.
- [21] «<https://www.romanoimpero.com/2009/10/strumenti-romani.html?hl=en>,» [En línea].
- [22] «<https://stock.adobe.com/motorboat%20trailer>,» [En línea].
- [23] «<https://shipbuildingheritage.wordpress.com/tag/pump-house/>,» [En línea].
- [24] «<https://www.turbosquid.com/boat-crane/952962>,» [En línea].
- [25] «<https://nekkar.com/wp-content/uploads/2019/10/Syncrolift-Shiplifting.pdf>,» [En línea].
- [26] «[http://esp.imetradioremotcontrol.com/app/11-puente\\_gruas/](http://esp.imetradioremotcontrol.com/app/11-puente_gruas/),» [En línea].
- [27] «<https://www.google.es/maps>,» [En línea].
- [28] «<https://marinetravelift.com>,» [En línea].
- [29] «<https://www.boschrexroth.com/es/es/productos/grupo-de-productos/hidraulica-movil/index>,» [En línea].
- [30] «<https://www.deere.com/en/industrial-engines/final-tier-4-stage-v/4045hi550/>,» [En línea].
- [31] «<https://www.calciolive.net/mercato-globale-modulare-di-bacini-di-carennaggio>,» [En línea].
- [32] «Catálogo del fabricante "Cables y eslingas"».
- [33] «Catálogo de motores hidráulicos del fabricante "Linde"».
- [34] «Catálogo de neumáticos del fabricante West lake».
- [35] «<https://www.sym-naval.com/es/>,» [En línea].
- [36] S. N. Pedro y D. Castro Fresno, Los cables de acero y sus aplicaciones, Universidad de Cantabria, 2008.

## ANEXO I: CÁLCULOS

En el presente anexo se mostrarán todos los cálculos realizados para poder llegar al diseño de la estructura del travelift, así como los cálculos necesarios para determinar los diferentes elementos que componen el travelift.

En el diseño del travelift se ha decidido que su capacidad máxima de carga sea de 40 Toneladas, debido a que dispondrá de 3 juegos de eslingas, tendrá 6 puntos de apoyo, por lo cual a cada punto de apoyo le corresponde la siguiente carga.

$$Q_u = \frac{Q}{6}$$
$$Q_u = \frac{40 \text{ t}}{6} = 6,66 \text{ t} = 65,37 \text{ kN}$$

Teniendo en cuenta el Ángulo de eslinga de 15°, se calcularán las sollicitaciones debidas a las fuerzas verticales.

$$S_v' = Q \cdot \cos \theta$$
$$S_v' = 392,27 \cdot \cos 15$$
$$S_v' = 378,9 \text{ kN}$$

Aplicándole el coeficiente dinámico se obtiene:

$$S_v = S_v' \cdot \psi$$
$$S_v = 378,9 \cdot 1,15$$
$$S_v = 435,73 \text{ kN}$$

Por lo que la carga vertical en cada punto de izado será:

$$Q_v = \frac{S_v}{6}$$
$$Q_v = \frac{435,73}{6}$$
$$Q_v = 72,62 \text{ kN}$$

Las sollicitaciones debidas a las fuerzas horizontales son:

$$S_H = Q \cdot \sin \theta$$
$$S_H = 392,27 \cdot \sin 15$$
$$S_H = 101,52 \text{ kN}$$

La carga vertical en cada punto de izado se calculará de la siguiente forma:

$$Q_H = \frac{S_H}{6}$$
$$Q_H = \frac{101,52}{6}$$

$$Q_H = 16,92 \text{ kN}$$

La presión del viento viene determinada por la siguiente ecuación:

$$q = 0,613 \cdot 10^{-3} \cdot V_w^2$$

Por tanto, la presión del viento sobre el travelift cuando este se encuentre en servicio será:

$$q = 0,613 \cdot 10^{-3} \cdot 20^2 = 0,24 \text{ kPa}$$

La presión del viento cuando el travelift se encuentre fuera de servicio es:

$$q = 0,613 \cdot 10^{-3} \cdot 42^2 = 1,08 \text{ kPa}$$

A continuación, calcularemos la fuerza del viento que impactara transversalmente sobre la estructura.

Las vigas laterales superiores tendrán las siguientes dimensiones:

$$l = 12000 \text{ mm} \quad b = 400 \text{ mm} \quad d = 400 \text{ mm} \quad c = 16 \text{ mm}$$

Por consiguiente, a continuación, se calculará el área expuesta al viento.

$$A = 12000 \text{ mm} \cdot 400 \text{ mm} = 4,8 \text{ m}^2$$

Como  $\frac{b}{d}$  es 1 y el coeficiente aerodinámico  $\frac{l}{b}$  es 30

Entrando en la Tabla 7, obtenemos que el Coeficiente de forma aerodinámico de esta viga será:

$$C = 1,85$$

y a continuación utilizando la formula obtenemos:

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

F. del viento en una viga lateral superior = 2131 N (Servicio) 9590 N (Fuera de Servicio)

Multiplicada por las dos vigas laterales superiores = 4262 N (Servicio) 19180 N (Fuera de Servicio)

Las vigas verticales tendrán las siguientes dimensiones:

$$l = 5600 \text{ mm} \quad b = 350 \text{ mm} \quad d = 350 \text{ mm} \quad c = 16 \text{ mm}$$

Por consiguiente,

$$A = 5600 \text{ mm} \cdot 350 \text{ mm} = 1,96 \text{ m}^2$$

Como  $\frac{b}{d}$  es 1 y el coeficiente aerodinámico  $\frac{l}{b}$  es 16

Entrando en la Tabla 7 y realizando una interpolación se obtiene el Coeficiente de forma aerodinámico de esta viga.

$$C = 1,67$$

y a continuación utilizando la siguiente ecuación, obtenemos:

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

F. del viento en una viga lateral superiores = 785 N (Servicio) 3535 N (Fuera de Servicio)

Multiplicado por las cuatro vigas verticales = 3140 N (Servicio) 14140 N (Fuera de servicio)

Las vigas transversales inferiores tendrán las siguientes dimensiones:

$$l = 9700 \text{ mm} \quad b = 300 \text{ mm} \quad d = 300 \text{ mm} \quad c = 16 \text{ mm}$$

Por consiguiente,

$$A = 9700 \text{ mm} \cdot 300 \text{ mm} = 2,91 \text{ m}^2$$

Como  $\frac{b}{d}$  es 1 y el coeficiente aerodinámico  $\frac{l}{b}$  es 32,3

Entrando en la Tabla 7 y realizando una interpolación se obtiene el Coeficiente de forma aerodinámico de esta viga.

$$C = 1,86$$

y a continuación utilizando la siguiente ecuación obtenemos:

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

F. del viento en una viga lateral inferior = 1299 N (Servicio) 5845 N (Fuera de Servicio)

Multiplicado por las dos vigas laterales inf. = 2598 N (Servicio) 11690 N (Fuera de servicio)

Por último, el sumatorio de todas las fuerzas provocadas por el viento sobre la estructura será:

$$10000 \text{ N (Servicio) y } 45010 \text{ N (Fuera de Servicio)}$$

Para la obtención de la fuerza resultante correspondiente al aparato en servicio con viento, se realizan los cálculos a partir de la siguiente ecuación:

$$S_2 = [M \cdot (S_G + \Psi \cdot S_V + S_H) + S_W] \cdot C_s$$

$$S_2 = [1,06 \cdot (166,71 + 1,15 \cdot 435,73 + 101,52) + 10] \cdot 1,5$$

$$S_2 = 1238,2 \text{ kN}$$

La fuerza resultante debido al aparato sometido a solicitaciones excepcionales se calculará atendiendo a la siguiente expresión:

$$S_3 = (S_G + S_{W_{\max}}) \cdot C_s$$

$$S_3 = (166,71 + 45) \cdot 1,1$$

$$S_3 = 232,88 \text{ kN}$$

Para obtener la tracción máxima a la cual estará sometida el cable durante la carga, primero calcularemos la fuerza del viento sobre la superficie de la embarcación.

$$F_w = 1080 \cdot 69,7 \cdot 1,92 = 144529,92 \text{ N}$$

Una vez calculada la fuerza del viento sobre la embarcación, se calculará la tracción máxima a la que será sometido el cable durante el izado de la carga.

$$S_{\max} = \frac{Q_u + Q_{es} + F_w}{i \cdot \eta}$$

$$S_{\max} = \frac{(6666,6 \cdot 9,8) + 0 + 144529,92}{4 \cdot 0,97}$$

$$S_{\max} = 54088,29 \text{ N}$$

La carga de rotura del cable según la normativa FEM se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$5,6 \geq \frac{F_0}{54088,29}$$

$$F_0 = 302,89 \text{ kN}$$

Posteriormente se calcula el diámetro primitivo de las poleas.

$$D \geq d_1 \cdot h_1 \cdot h_2$$

$$D \geq 22 \cdot 22,4 \cdot 1$$

$$D = 492 \text{ mm}$$

La longitud del cable se calculará con la siguiente ecuación:

$$L_{\text{cable}} = (L_1 \cdot 5) + 5 + \left(\frac{D}{2} \cdot \pi \cdot 5\right)$$

$$L_{\text{cable}} = 5,6 + 5 + \left(\frac{0,492}{2} \cdot \pi \cdot 5\right)$$

$$L_{\text{cable}} = 45,36 \text{ metros}$$

Para obtener la longitud del cable final, aumentaremos la longitud del cable en un 10% para asegurar que siempre quede cable en el tambor.

$$L_{\text{Cable F}} = 36,86 \cdot 1,1$$

$$L_{\text{Cable F}} = 40,5 \text{ metros}$$

La capacidad de carga por cada juego de eslingas es:

$$C_E = \frac{Q}{3}$$

$$C_E = \frac{40}{3} = 13,33 \text{ t}$$

Seguidamente, se calculará el diámetro del tambor.

$$D_1 \geq d_1 \cdot h_1 \cdot h_2$$

$$D_1 \geq 22 \cdot 20 \cdot 1$$

$$D_1 = 440 \text{ mm}$$

El Ángulo  $\alpha$ , de inclinación de las ranuras de la garganta viene dado por la siguiente ecuación:

$$\alpha = \tan^{-1} \cdot \left(\frac{\text{paso}}{\pi \cdot D_1}\right)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \cdot \left(\frac{0,025}{\pi \cdot 0,44}\right)$$

$$\alpha = 1^\circ$$

A partir del Ángulo  $\alpha$  obtenemos:

$$B_L = 3^\circ$$

$$B_R = 2^\circ$$

La longitud máxima del tambor será:

$$L_{T \max} = L_2 \cdot (\tan (B_L) + \tan (B_R))$$

$$L_{T \max} = 5500 \cdot (\tan (3) + \tan (2))$$

$$L_{T \max} = 480 \text{ mm}$$

El número de vueltas que el cable tendrá en la primera capa del tambor es:

$$n_v^{\circ} = \frac{L_{T \max}}{p} - 1$$

$$n_v^{\circ} = \frac{480}{25} - 1 = 18$$

Dejando 2 vueltas máximas de seguridad, se obtiene el número final de vueltas de cable en la primera capa del tambor.

$$n_{max}^{\circ} = 18 + 2 = 20$$

Para comprobar que las dimensiones del tambor se ajustan a la longitud del cable se tendrá que cumplir la siguiente ecuación.

$$n_v^{\circ} \cdot \pi \cdot D_1 \leq L_{cable}$$

$$18 \cdot \pi \cdot 440 \leq 45000$$

$$24881 \leq 45000 \quad \text{--- Se cumple la condición.}$$

Por último, calcularemos el diámetro del flanco, así como el tamaño final del tambor considerando las dos vueltas de seguridad y con una separación entre los flancos de  $0,5 \cdot$  paso.

$$D_{flanco} = D_1 + d_1 + 2 \cdot h_2$$

$$h_2 = 1,5 \cdot d_1 = 33 \text{ mm}$$

$$D_{flanco} = 440 + 22 + 2 \cdot 33 = 528 \text{ mm}$$

$$L_{Tambor} = (n_v^{\circ} - 1) \cdot p + 2 \cdot p + (2 \cdot p \cdot 0,5)$$

$$L_{Tambor} = (18 - 1) \cdot 25 + 2 \cdot 25 + (2 \cdot 25 \cdot 0,5)$$

$$L_{Tambor} = 500 \text{ mm}$$

La velocidad de recogida del cable será:

$$V_r = i \cdot V_e$$

$$V_r = 4 \cdot 0,1 = 0,4 \text{ m/s.}$$

La velocidad de rotación del tambor se obtendrá a partir de la siguiente ecuación:

$$W_T = \frac{V_r}{\frac{D_1}{2}}$$

$$W_T = \frac{0,4}{\frac{0,44}{2}}$$

$$W_T = 1,81 \text{ rad /s} = 17,28 \text{ rpm}$$

Obteniendo un par en el tambor de:

$$T = SWL \cdot \frac{D_1}{2}$$
$$T = 125 \cdot \frac{0,44}{2} = 27,5 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Por tanto, el par del motor-reductor que obtendremos será el siguiente.

$$T_{M-R} \geq \frac{T}{\eta}$$
$$T_{M-R} \geq \frac{27,5}{0,92} = 29,89 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

La potencia necesaria para el correcto funcionamiento del travelift es:

$$W = F \cdot v$$
$$W = (17000 + 40000) \cdot 9,81 \cdot 0,1 = 55917 \text{ w}$$
$$W = 75 \text{ cv}$$

Aplicándole un 10% para cubrir la potencia requerida por las bombas del sistema hidráulico responsable de la dirección de la grúa, obtendremos la potencia final requerida.

$$W_F = 55917 \cdot 1,1 = 61508 \text{ w}$$
$$W_F = 82,48 \text{ cv}$$

La velocidad de giro de la rueda es:

$$n = \frac{v}{r}$$
$$n = \frac{5,55}{0,775} = 7,16 \text{ rad/s} = 68,38 \text{ rpm}$$

La potencia en el eje del motor será la siguiente.

$$P = F_r \cdot \left(\frac{v}{1000}\right) \cdot \eta$$
$$P = 642 \cdot \left(\frac{5,55}{1000}\right) \cdot 0,97$$
$$P = 3,45 \text{ KW por cada motor}$$

El par resistente en el eje del motor aplicando la siguiente ecuación.

$$T_{re} = \frac{P \cdot 9,55}{n}$$
$$T_{re} = \frac{3,45 \cdot 9,55}{68,38}$$

$$T_{r.e.} = 0,48 \text{ N/m en cada motor}$$

Para la selección de rodamientos la fuerza de compresión a las que estarán sometidas las ruedas será la siguiente.

$$F_c = \frac{M}{4}$$

$$F_c = \frac{57000}{4}$$

$$F_c = 142500 \text{ N}$$

Considerando una vida útil para el travelift de 10 años, supondría una vida útil total de 6000 horas de trabajo. Por lo cual se calculará el factor de duración del rodamiento y su factor de seguridad.

$$F_d = \left(\frac{6000}{200}\right)^{\frac{1}{3}} = 3,1$$

$$W = 5,55 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{2 \cdot 60}{230 \cdot 2 \cdot \pi} = 0,46$$

$$F_s = \left(\frac{100}{3 \cdot 0,46}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$F_s = 4,16$$

A partir de estos dos factores obtenidos anteriormente, podremos obtener la carga dinámica necesaria para el rodamiento.

$$C = \left(\frac{F_d}{F_s}\right) \cdot F$$

$$C = \left(\frac{3,1}{4,16}\right) \cdot 142500$$

$$C = 106 \text{ KN}$$

Finalmente se calcula la fuerza de tracción que ejercen los cables sobre los distintos cabestrantes

$$F_c = \frac{Q_u}{n \cdot 2}$$

$$F_c = \frac{64,72 \text{ kN}}{4} = 16180 \text{ N}$$



## ANEXO II: PRESUPUESTO

A continuación, se detalla el presupuesto de los materiales a necesitar para la construcción del travelift con su precio estimado correspondiente.

COMPONENTE	UNIDADES	PRECIO / UNIDAD	TOTAL
Tubo rectangular de acero 500 x 300 x 20	35 m	72,5€/m	2.537,5 €
Tubo cuadrado de acero 400 x 400 x16	30 m	57 €/m	1.710 €
Tubo cuadrado de acero 350 x 350 x16	18 m	52 €/m	936 €
Soldadura de unión en T	18 m	60 €/m	1.080 €
Chapa de acero 16 mm	25 m <sup>2</sup>	40 €/m	880 €
Carro con triple polea	6	720 €	5.220 €
Pasteca con doble polea	6	360 €	2.160 €
Cable de 22 mm	300	40 €	12.000 €
Eslingas	6	150 €	900 €
Motores GTF 0050 W3 2000/1	6	4.200 €	25.200 €
Motores hidráulicos	4	3.800 €	15.200 €
Bomba volumétrica	2	2.500 €	5.000 €
Tubo S275	90 m	54 €	4.860 €
Cilindro hidráulico	4	1.400 €	5.600 €
Aceite hidráulico	1000L	3 €	3.000 €
Brazo para el cilindro	4	850 €	3.400 €
Embrague	1	800 €	800 €
Motor Diésel	1	42.000 €	42.000 €
Ruedas	4	1.550 €	6.200 €
Rodamientos	4	215 €	860 €
Tubo S275	90 m	54 €	4.860 €
<b>SUBTOTAL</b>			<b>144.403,5 €</b>

Por otro lado, se estima que el montaje del travelift dure 12 días computándose una jornada laboral de 8 horas. A continuación, se expone otro presupuesto detallando las horas de mano de obra necesarias para la construcción del travelift.

DESCRIPCION	N.º DE OPERARIOS	N.º HORAS	PRECIO / HORAS	TOTAL
Ingeniero (Diseño e Inspección)	1	140	40 €	5600 €
Servicio de Grúa con operador	1	25	50 €	1250 €
Encargado de obra	1	95	35 €	3325 €
Mecánico / Montadores de estructura	3	95	30 €	8550 €
Soldadores	3	55	35 €	19224 €
Electricista	2	72	35 €	5040 €
Pintores	2	12	30 €	720 €
<b>SUBTOTAL</b>				<b>43709</b>

Una vez realizado el presupuesto de los distintos presupuestos, se computarán ambos para obtener la cantidad final del mismo al que posteriormente se le aplicara el IVA.

CONCEPTO	PRECIO
Mano de obra	43.709,00 €
Materiales	144.403,50 €
Suma	188.112,50 €
21 % IVA	39.503,63 €
<b>Presupuesto total</b>	<b>227.616,13 €</b>

El presupuesto total de ejecución para la construcción del travelift asciende a la cantidad expresada de DOSCIENTOS VEINTI SIETE MIL SEISCIENTO DIECISEIS EUROS CON TRECE CÉNTIMOS.

## **ANEXO III: NORMATIVA**

Para una realización del presente proyecto se ha tenido en cuenta las diferentes normativas europeas en vigor, referenciando a continuación las más relevantes.

«Norma FEM 1.001; Normas para el diseño de aparatos de elevación.».

«UNE-EN 10025; Productos laminados en caliente de aceros para estructuras.».

«UNE 58132-2:2005; Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Parte 2: Solicitaciones y casos de sollicitaciones que deben intervenir en el cálculo de las estructuras y de los mecanismos.».

«UNE 58113:1985; Aparatos pesados de elevación. Grúas. Acción del viento.».

«DIN 15400:1990-06; Lifting hooks; materials, mechanical properties, lifting capacity and stresses.».

«DIN 15020-1:1974-02; Lifting Appliances; Principles Relating to Rope Drives; Calculation and Construction.».

«UNE-EN 1492; Eslingas textiles. Seguridad.».

«UNE-58513:1987; Aparatos de elevación. Grúas móviles. Dimensiones de tambores y poleas.».

«UNE-EN-14492-1:2007; Grúas. Cabrestantes y polipastos motorizados.».

«UNE-EN-13135:2013; Grúas. Seguridad. Diseño. Requisitos relativos al equipo.».

«DIN 15061-1:1977-08; Lifting appliances; groove profiles for wire rope sheaves.».

«UNE-ISO 4308-1:2007; Grúas y aparatos de elevación. Selección de cables. Parte 1: Generalidades.».

«UNE-58513:1987; Aparatos de elevación. Grúas móviles. Dimensiones de tambores y poleas.».



## **ANEXO IV: ESPECIFICACIONES DE LOS FABRICANTES**

En este anexo se incluyen los catálogos de los fabricantes del cable y del motor seleccionado, en los cuales se especifica sus características.



## 6x36WS-IWRC



**Certificación:** EN 12385-4

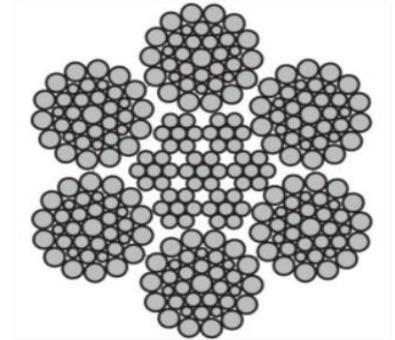
**Alma:** 6x7-WSC

**Construcción:** 6x36WS-IWRC

**Marcado:** According to standard

**Certificación:** EN 12385-4

**Factor medio relleno:** 0.59



Seleccione una fila de la tabla, luego haga clic en el botón agregar para cotizar

Referencia CYE	ø cable mm	Área sección transversal metálica mm <sup>2</sup>	Fuerza mínima de rotura kN 1770 N/mm <sup>2</sup>	Fuerza mínima de rotura kN 1960 N/mm <sup>2</sup>	Peso kg kg/100m
Y106360Lxy08	8	29,4	40,3	44,7	26,2
Y106360Lxy09	9	37,3	51	56,5	33,1
Y106360Lxy10	10	46	63	69,8	40,9
Y106360Lxy11	11	55,7	76,2	84,4	49,5
Y106360Lxy12	12	66,2	90,7	100	58,9
Y106360Lxy13	13	77,7	106	118	69,1
Y106360Lxy14	14	90,2	124	137	80,2
Y106360Lxy15	15	104	142	157	92
Y106360Lxy16	16	118	161	179	105
Y106360Lxy18	18	149	204	226	133
Y106360Lxy19	19	166		252	148
Y106360Lxy20	20	184	252	279	164
Y106360Lxy22	22	223	305	338	198
Y106360Lxy24	24	265	363	402	236
Y106360Lxy26	26	311	426	472	276
Y106360Lxy28	28	361	494	547	321
Y106360Lxy30	30	414	567	628	368
Y106360Lxy32	32	471	645	715	419
Y106360Lxy34	34	532	728	807	473
Y106360Lxy36	36	596	817	904	530
Y106360Lxy38	38	664	910	1 008	591
Y106360Lxy40	40	736	1 008	1 120	654
Y106360Lxy42	42	811	1 112	1 231	721
Y106360Lxy44	44	891	1 220	1 351	792
Y106360Lxy46	46	973	1 333	1 476	865



## Specifications

John Deere  
**4045HI550**  
 4.5L Industrial Diesel Engine

### Emissions Certifications

<b>CARB</b>	
<b>EPA Final Tier 4</b>	
<b>EU Stage V</b>	

### General engine data

<b>Model</b>	4045HI550
<b>Number of cylinders</b>	4
<b>Displacement-- L (cu in)</b>	4.5 (275)
<b>Bore and Stroke-- mm (in)</b>	106 x 127 (4.2 x 5.0)
<b>Compression Ratio</b>	17.0 : 1
<b>Engine Type</b>	In-line, 4-cycle
<b>Aspiration</b>	Turbocharged and air-to-air aftercooled
<b>Length - mm (in)</b>	867 (34.1)
<b>Width-- mm (in)</b>	580 (26.0)
<b>Height-- mm (in)</b>	1076 (41.5)
<b>Weight, dry - kg (lb)</b>	540 (1191)

### ATD

<b>DOC/DPF</b>	Size 2
<b>SCR Catalyst</b>	Size 3

### Performance data range

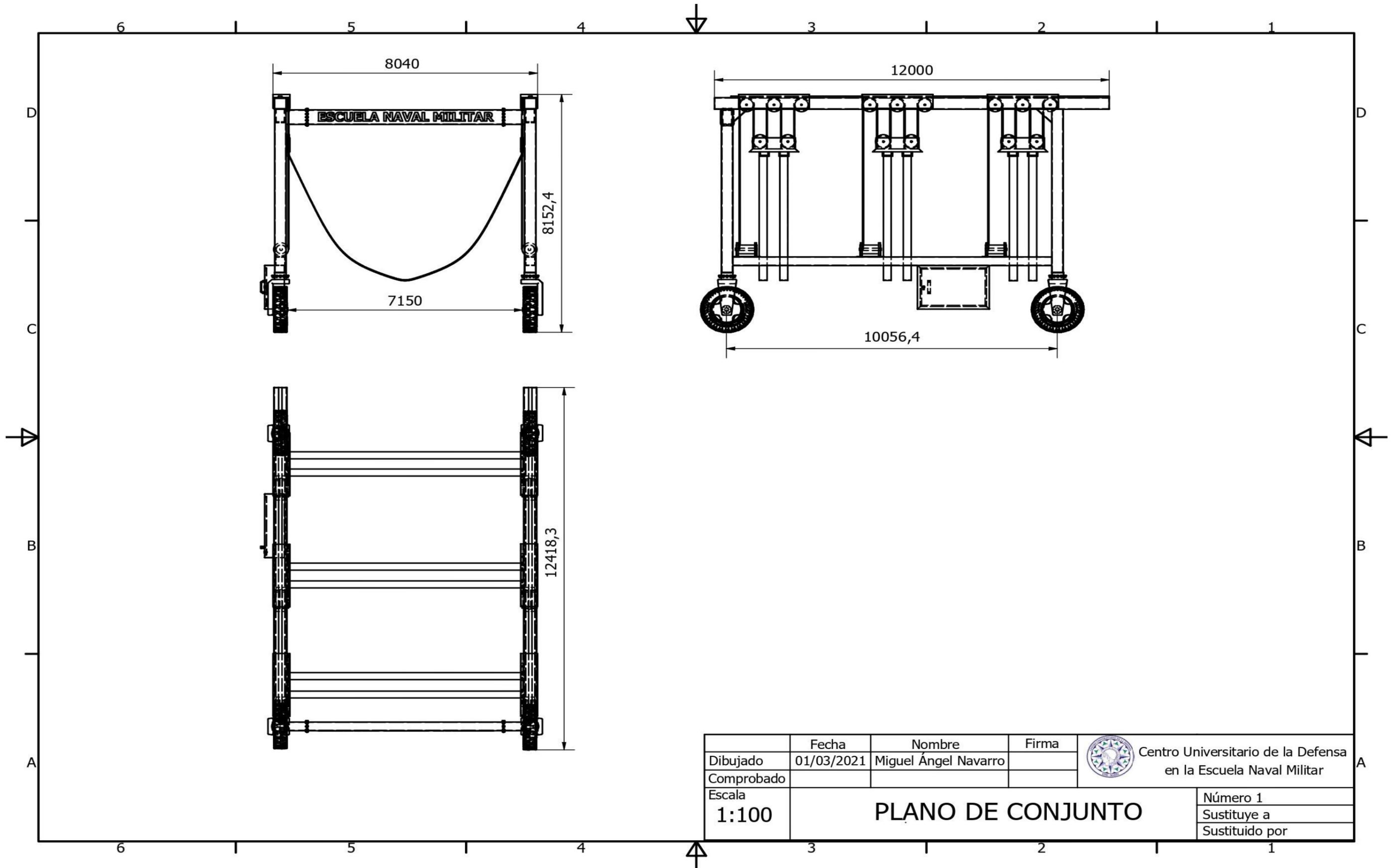
<b>Rated power</b>	74-104 kW (99-139 hp) @ 2200-2400 rpm
<b>Peak power</b>	80-104 kW (107-139 hp) @ 2000-2400 rpm
<b>Application rating</b>	Continuous
<b>Peak torque</b>	427-540 nM (315-398 lb-R) @ 1600 rpm
<b>Power bulge</b>	up to 8%
<b>Torque rise</b>	up to 35%



## **ANEXO V: PLANOS**

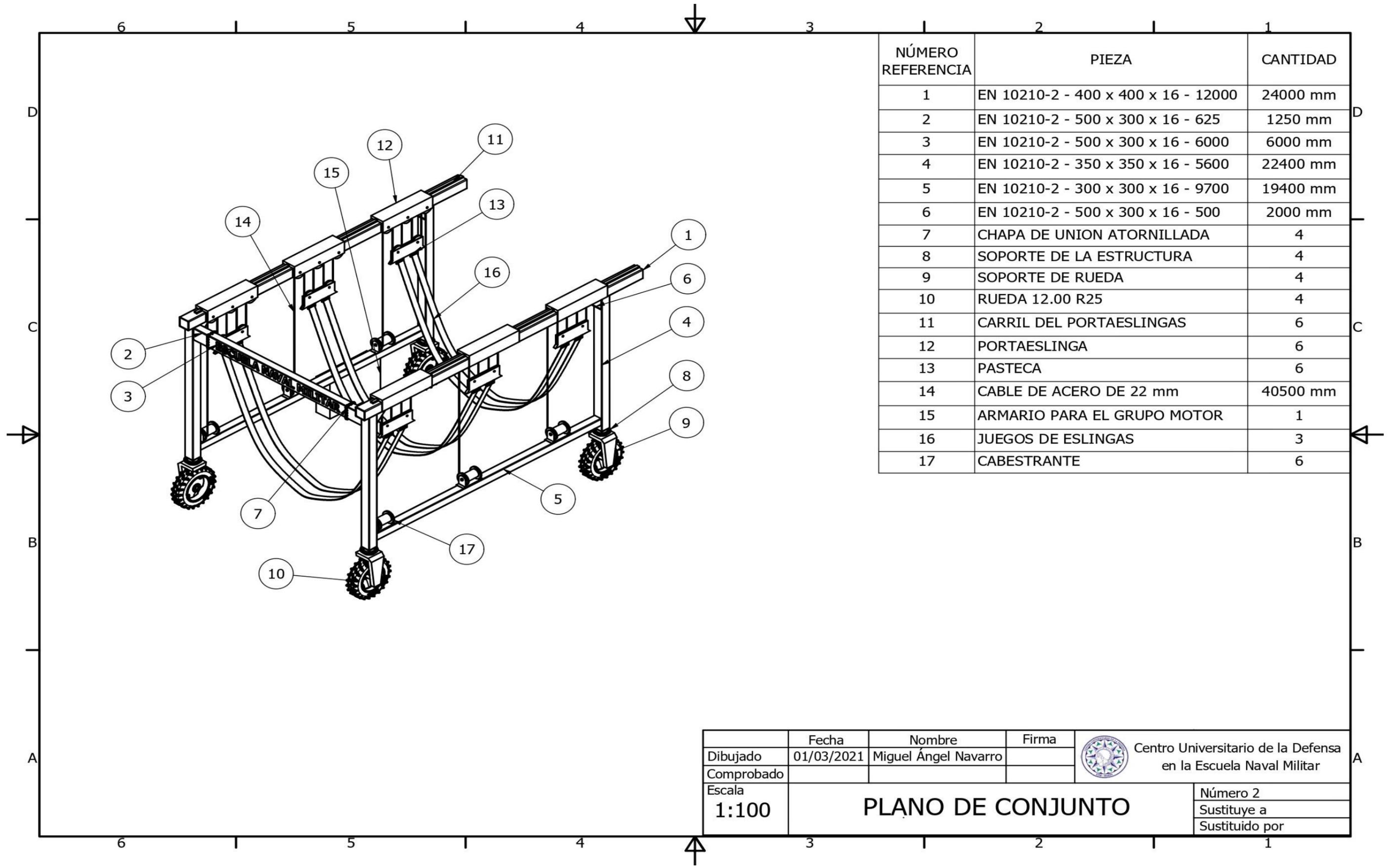
En este anexo se adjuntan los planos de conjunto del travelift. Un primer plano de conjunto de vista general con la relación de piezas que lo componen y un segundo plano acotado con las vistas de alzado, planta y perfil.





	Fecha	Nombre	Firma	 Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar
Dibujado	01/03/2021	Miguel Ángel Navarro		
Comprobado				
Escala	<b>PLANO DE CONJUNTO</b>			Número 1
1:100				Sustituye a
				Sustituido por



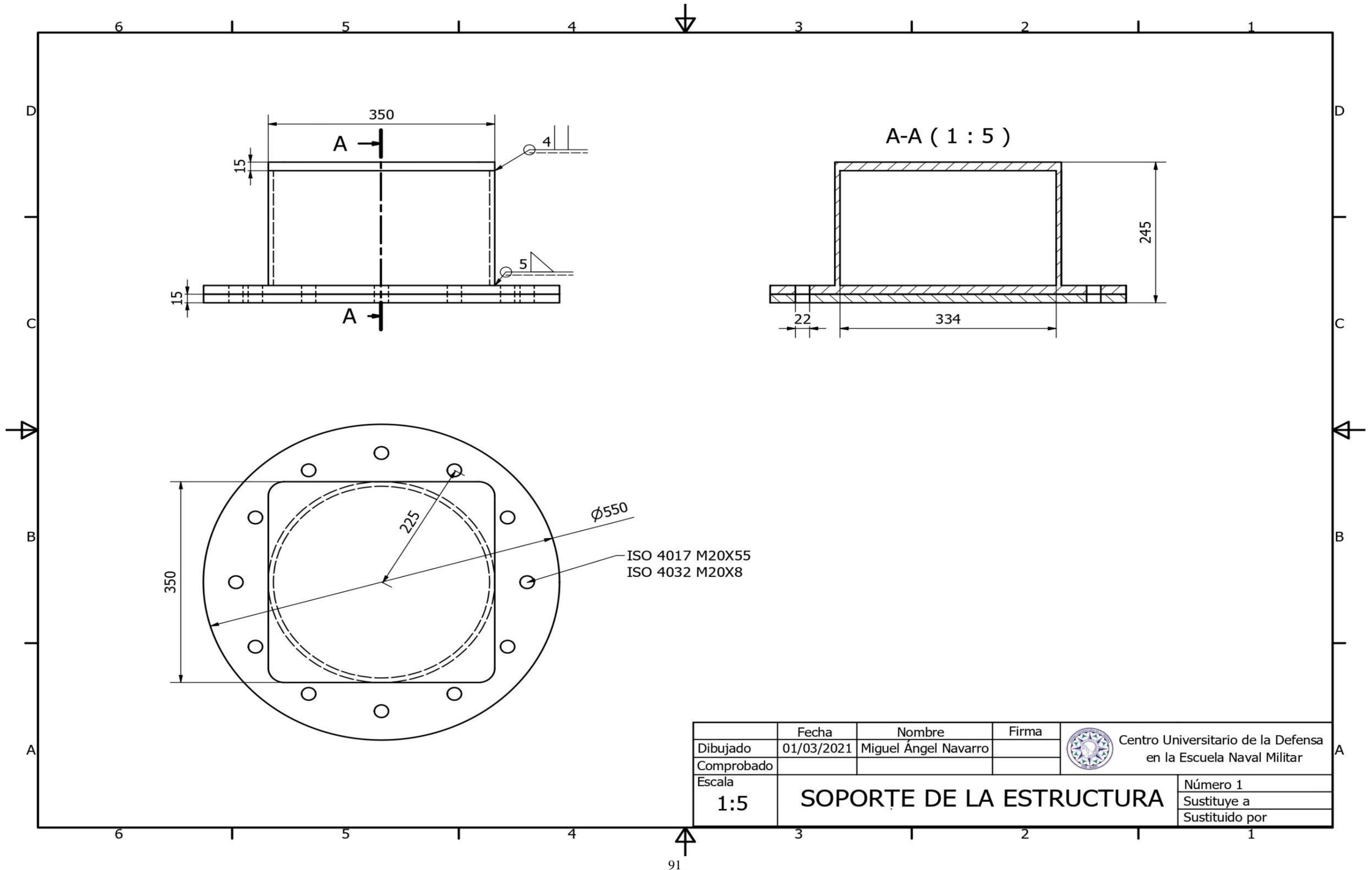


NÚMERO REFERENCIA	PIEZA	CANTIDAD
1	EN 10210-2 - 400 x 400 x 16 - 12000	24000 mm
2	EN 10210-2 - 500 x 300 x 16 - 625	1250 mm
3	EN 10210-2 - 500 x 300 x 16 - 6000	6000 mm
4	EN 10210-2 - 350 x 350 x 16 - 5600	22400 mm
5	EN 10210-2 - 300 x 300 x 16 - 9700	19400 mm
6	EN 10210-2 - 500 x 300 x 16 - 500	2000 mm
7	CHAPA DE UNION ATORNILLADA	4
8	SOPORTE DE LA ESTRUCTURA	4
9	SOPORTE DE RUEDA	4
10	RUEDA 12.00 R25	4
11	CARRIL DEL PORTAESLINGAS	6
12	PORTAESLINGA	6
13	PASTECA	6
14	CABLE DE ACERO DE 22 mm	40500 mm
15	ARMARIO PARA EL GRUPO MOTOR	1
16	JUEGOS DE ESLINGAS	3
17	CABESTRANTE	6

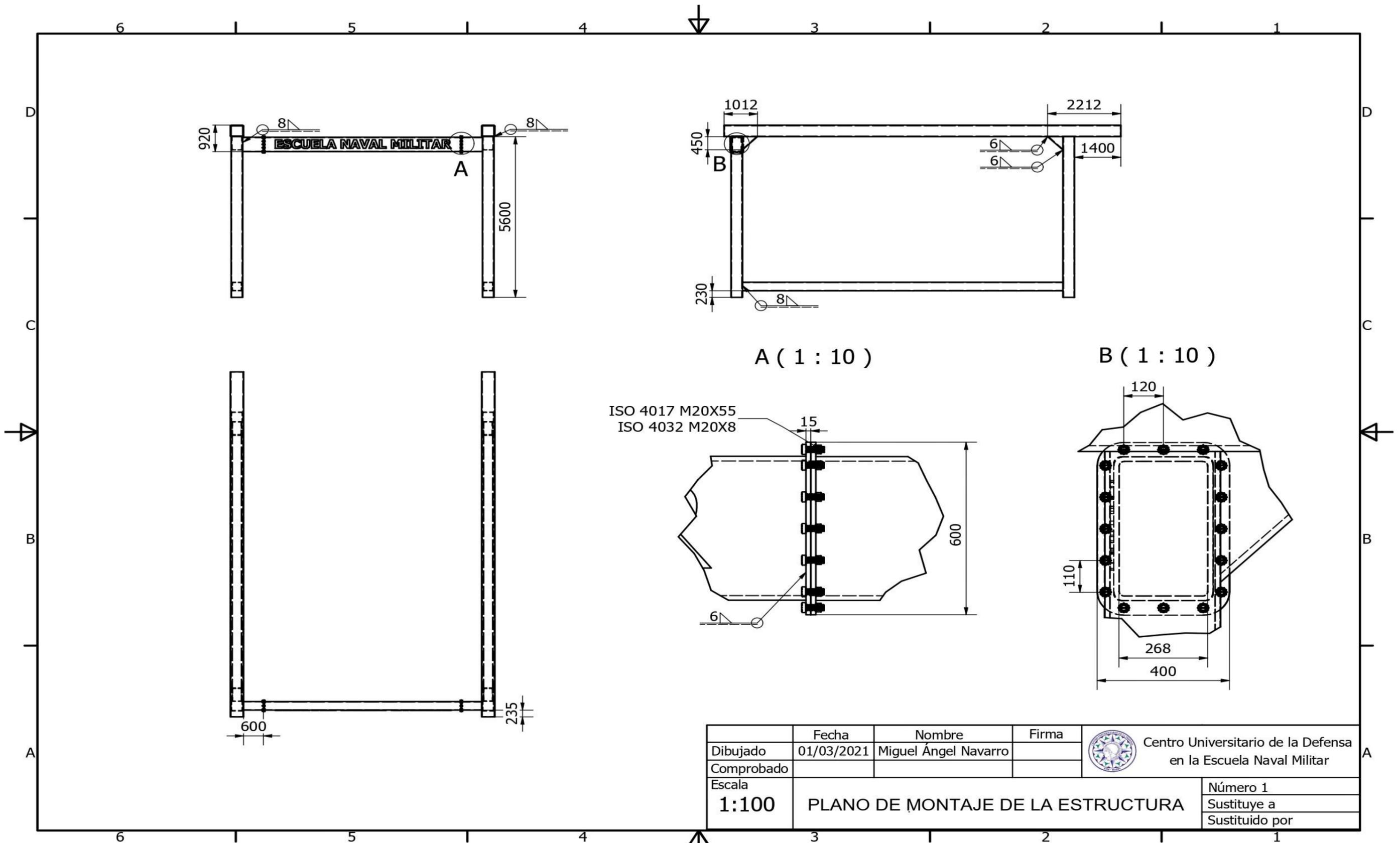
	Fecha	Nombre	Firma	 Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar
Dibujado	01/03/2021	Miguel Ángel Navarro		
Comprobado				
Escala	1:100			Número 2 Sustituye a Sustituido por

**PLANO DE CONJUNTO**





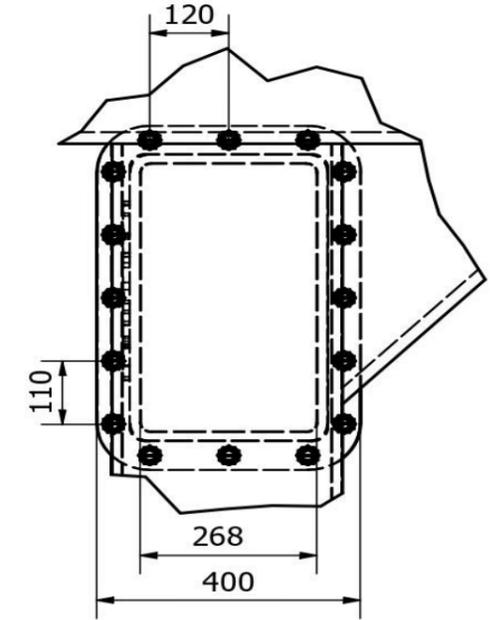
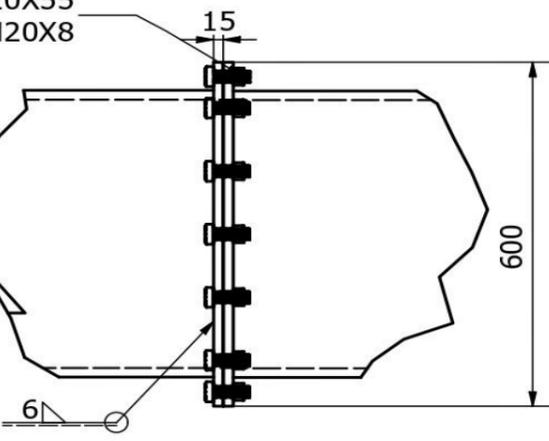




A ( 1 : 10 )

B ( 1 : 10 )

ISO 4017 M20X55  
ISO 4032 M20X8



	Fecha	Nombre	Firma	 Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar
Dibujado	01/03/2021	Miguel Ángel Navarro		
Comprobado				
Escala	PLANO DE MONTAJE DE LA ESTRUCTURA			Número 1
1:100				Sustituye a
				Sustituido por



