



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**Trabajo Fin de Máster  
CURSO 2017/2018**

---

*DISEÑO DE LA LÍNEA DE EJES DE UN BUQUE DE  
ÚLTIMA GENERACIÓN*

DESEÑO DA LIÑA DE EIXOS DUN BUQUE DE ÚLTIMA XERACIÓN

DESIGN OF SHAFTLINE OF A SHIP OF LAST GENERATION

---

**Máster en Ingeniería Naval y Oceánica**

**Nº PROYECTO: 44960231718**

**ALUMNO**

Xurxo Cabarcos Pena

**TUTOR**

Fernando Lago Rodríguez

**FECHA**

ENERO 2018

## **RESUMEN**

Se decide analizar una parte concreta de la estructura del buque, el arbotante, que por su complejidad y posibilidad de ser optimizado se considera la parte más idónea a analizar. Para ello se realiza un estudio del diseño de la línea de ejes de un buque de apoyo logístico de última generación del cual se conocen las características principales.

**PALABRAS CLAVES:** Arbotante; línea de ejes; SolidWorks; Rhinoceros; Diseño de buques.

## **RESUMO**

Decídese analizar unha parte concreta da estrutura do buque, o arbotante, que pola súa complexidade e posibilidade de ser optimizado considérase a parte máis idónea para analizar. Para iso realízase un estudo do deseño da liña de eixos dun buque de soporte loxístico de última xeración do que se coñecen as principais características.

**PALABRAS CHAVE:** Arbotante; línea de eixos; SolidWorks; Rhinoceros; Deseño de buques.

## **ABSTRACT**

It is decided to analyze a particular part of the structure of the ship, strum arm, which has been selected for its complexity and the possibility of being optimized, it is considered the best part to analyze. For this, it is done a study of the design of a shaft line of a logistic support vessel of the last generation, of which the main characteristics are known.

**KEY WORDS:** Strut arm; shaft line; SolidWorks; Rhinoceros; Design of ships.



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE MÁSTER  
CURSO 2017/2018**

---

*DISEÑO DE LA LÍNEA DE EJES DE UN BUQUE DE  
ÚLTIMA GENERACIÓN*

---

**Máster en Ingeniería Naval y Oceánica**

**Nº PROYECTO: 44960231718**

## **INDICE**

MOTIVACIÓN Y OBJETIVO.....	4
1. DATOS DE DISEÑO .....	5
1.1 Buque empleado.....	5
1.2 Selección de los elementos de la propulsión y diseño de la línea de ejes.....	5
1.3 Transmisión de potencia. Elementos básicos .....	6
1.4 Eje de transmisión .....	6
1.4.1 Eje portahélice o eje de cola.....	7
1.4.2 Eje cola reducido.....	7
1.4.3 Eje intermedio .....	7
1.5 Planta propulsora.....	7
1.5.1 Ventajas de los motores diésel.....	7
1.5.2 Inconvenientes de los motores diésel .....	7
1.6 Reductora .....	8
1.7 Acoplamientos .....	8
1.8 Freno neumático.....	8
1.9 Medidor de torque (par) .....	8
1.10 Cojinete .....	9
1.11 Propulsor .....	9
1.12 Embrague .....	10
2. DATOS FUNCIONALES.....	11
2.1 Motores principales.....	11
2.1.1 Separación de ejes de entrada.....	12
2.2 Reductora .....	12
2.2.1 Relación de transmisión .....	12
2.2.2 Factor de potencia.....	13
2.2.2 Datos técnicos de la reductora .....	13
2.3 Línea de ejes .....	14
2.4 Soportes .....	14
2.5 Cojinetes de apoyo de los ejes .....	14
2.5.1 Cojinetes lubricados por agua .....	14
2.5.2 Cojinetes de fricción .....	14
2.6 Arbotante .....	15
2.7 Tubo de la bocina .....	15
2.8 Sello de bocina .....	15
2.9 Consumidor de potencia: la hélice .....	15
3. FUERZAS ACTUANTES SOBRE LA LÍNEA DE EJES.....	16
3.1 Cargas principales .....	16

3.2 Cargas adicionales .....	16
3.3 Cargas accidentales .....	16
3.4 Empuje de la hélice.....	16
4 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE POR RESISTENCIA DE MATERIALES .....	17
4.1 Tensiones tangenciales y normales .....	17
4.1.1 Deducción de tensiones o esfuerzos .....	17
4.2 Solicitaciones a las que está sometida el eje .....	17
4.2.1 Carga axial .....	17
4.2.2 Tensión Tangencial .....	19
4.2.3 Tensión axial .....	20
4.2.4 Flexión.....	21
4.2.5 Par motor .....	23
4.2.6 Torsión pura. ....	24
5 CÁLCULO DEL DIÁMETRO POR SOCIEDAD DE CLASIFICACIÓN (LLOYD'S REGISTER).....	26
5.1 Tramo de eje intermedio .....	26
5.2 Tramo de eje de cola reducido.....	26
5.3 Tramo de eje de la hélice.....	26
6. DETERMINACIÓN DE LA SEPARACIÓN DE APOYOS. ....	29
6.1 Máxima separación de apoyos eje intermedio .....	29
6.2 Máxima separación de apoyos eje cola reducido.....	29
6.3 Máxima separación de apoyos eje cola .....	29
6.4 Colocación de apoyos.....	30
6.5 Vibraciones .....	30
6.5.1 Frecuencia natural del eje según Bureau Veritas .....	31
6.5.2 Frecuencia de excitación de la hélice .....	34
7. ACOPLAMIENTOS.....	35
7.1 Selección acoplamiento .....	35
7.2 Tipos de acoplamiento .....	35
7.2.1 Acoplamiento rígidos .....	35
7.2.2 Acoplamiento flexibles .....	36
7.2.3 Acoplamiento hidráulicos .....	36
7.3 Acoplamiento del eje.....	36
7.4 Pernos de los acoplamiento .....	37
7.4.1 Diámetro pernos.....	37
8. ESPESOR CAMISA DE BRONCE .....	38
9. ANÁLISIS ARBOTANTE .....	39
9.1 Modelizado del arbotante.....	40
9.2 SolidWorks™ .....	41

9.3 Cálculo por elementos finitos .....	41
9.3.1 Alcance del estudio .....	42
9.3.2 Número de grados de libertad .....	43
9.3.3 Condiciones de contorno .....	43
9.3.4 Cargas.....	45
9.3.5 Material del modelo .....	46
9.3.6 Tipo de malla.....	47
9.3.7 Algoritmo de cálculo utilizado .....	48
9.3.8 Criterio de Von Mises .....	48
10. CONCLUSIONES.....	50
ANEXO DE PLANOS .....	56
Plano 1.1 Arbotante.....	57
Plano 1.2 Arbotante: Detalles.....	58
Plano 1.3 Conjunto eje-arbotante .....	58
Plano 1.4 Línea de ejes.....	60
Listado de tablas .....	61
Listado de ilustraciones.....	61
Listado de figuras .....	61
Bibliografía .....	62

## MOTIVACIÓN Y OBJETIVO

En el máster en la asignatura de Estructuras Navales me impactó la metodología que se utilizaba durante el cálculo de estructuras, llegando a comprender que era la base del método de elementos finitos que realmente se utiliza en ingeniería naval en elementos estructurales del buque. El análisis por el método de elementos finitos permite calcular y optimizar las formas requeridas para la resistencia estructural y las deformaciones permisibles por medio de herramienta de software que hacen una ingente cantidad de cálculos que corresponden con el número de celdas en que se ha dividido la estructura.

Serán necesarias para poder realizar entre otros los siguientes cálculos:

- Diámetro del eje por resistencia de materiales y Sociedad de Clasificación.
- Distancia máxima entre apoyos.
- Frecuencia natural del eje y de excitación hélice.
- Espesor brida.
- Espesor camisa de bronce.
- Análisis de la adecuación del diseño del arbotante a las sollicitaciones producidas por la línea de ejes.
- Estudio de optimización del diseño inicial del arbotante en función de los resultados obtenidos en el análisis.

Para realizar los cálculos, algunos parámetros serán conocidos como número de motores, potencia de estos, material de la línea de ejes... Los cálculos se han realizado utilizando la Sociedad de Clasificación Lloyd's Register.

Para ello se modelizará el arbotante y a continuación se analizará mediante un programa de elementos finitos que permite una vez introducida los esfuerzos predecir la localización de tensiones, deformaciones unitarias, desplazamientos y también un factor de seguridad que permite saber si la estructura es capaz de comportarse adecuadamente.

## 1. DATOS DE DISEÑO

### 1.1 Buque empleado

Buque de aprovisionamiento en combate, para el suministro de víveres, pertrechos, munición y repuestos al resto de la flota.

El buque es de doble casco en la zona de los tanques de carga, y tendrá una planta de tratamiento de agua residual, separador de agua y aceite, y así mismo tiene capacidad para el tratamiento de basuras.

En caso de que se produzca un accidente medioambiental puede esparcir medios dispersantes, recepcionar, llevar y vaciar en lugar idóneo los vertidos de hidrocarburos que sean recogidos por otros buques de defensa medioambiental.

A continuación se detallan las dimensiones del buque:

- Eslora: 174 m
- Eslora en línea de agua: 162 m
- Manga: 23 m
- Calado: 8 m
- Altura a la cubierta principal: 11,8 m
- Desplazamiento: 15.969 GT

Clasificación, cota y reglamentación de aplicación: Lloyd's Register.

Velocidad y autonomía: 20 nudos, 6000 millas.

Propulsión: MAN 18V32-40, una hélice de paso variable, hélice transversal para maniobra.

Tripulación y pasaje: 122 personas.

La máxima potencia suministrada de cada motor será de 9.000 KW.

La propulsión del sistema consta de dos motores diésel conectados por solo una hélice.

### 1.2 Selección de los elementos de la propulsión y diseño de la línea de ejes

Los componentes principales de una línea de ejes son:

- Hélice: es la que indica la potencia que será consumida. Las hélices giran a pocas rpm y consumen altas potencias, por lo que los ejes tienen que transmitir altos pares.
- Cojinetes de arbotante: apoyos de la línea de ejes.
- Ejes: transmiten potencia, desde el motor a la hélice.
- Bridas: sirven para la unión entre tramos.
- Cojinete: pieza en cuyo interior descansa y gira el eje.
- Reductora: Es la que transforma las rpm, reducir el régimen de giro.
- Motor: generador de potencia, entregará la potencia que se demande.

Debido a que la hélice no puede estar cerca del motor, por las formas afinadas de la popa, no hay el espacio suficiente para ubicar la cámara de máquinas por lo cual hay que ubicarla a una distancia determinada de la popa.



### 1.3 Transmisión de potencia. Elementos básicos

La potencia se transmite mediante la rotación de un eje, que se transfiere mediante un momento torsor (par). Aun así es necesario transformar la potencia generada por los elementos motrices para que se adapten a los propulsores. También se necesita una reductora, puesto que la hélice gira a muchas menos revoluciones de lo que lo hace el motor. Para realizar la unión entre diferentes tramos se utilizan uniones (bridas) y acoplamientos. La potencia necesaria que es entregada a través de la línea de ejes viene determinada por la hélice.

### 1.4 Eje de transmisión

Es el enlace entre la hélice y el motor principal. Debe operar en cualquier condición sin que se produzca fallo alguno por toda la vida del buque.

La línea de ejes convierte el movimiento de rotación de la maquinaria principal en potencia de empuje, para conseguir la propulsión del buque.

La línea de ejes debe cumplir:

- Transmitir potencia desde la maquinaria principal a la hélice.
- Transmitir el empuje por la hélice al casco.
- Soportar a la hélice.
- Que no forme vibraciones peligrosas.

La función del eje de propulsión es transmitir la potencia y el par de los motores diésel de propulsión a través del reductor, así como para permitir el ajuste de hélice.

Los ejes son siempre de sección circular, ya que de no ser así darían lugar a concentración de tensiones no simétricas con zonas en las que se concentrarían esfuerzos.

Pueden ser macizos o huecos, resultando más económicos los macizos, pero se utilizará los huecos por razones de peso y porque por el interior del eje irán conductos, tal como sucede en este buque.

Debido a la longitud que tiene la línea de ejes se requieren de los siguientes elementos:

- Apoyos que la sostenga, cojinetes.
- Los ejes no pueden ser de un solo tramo ya que cada tramo podrá ser como máximo de 16 metros.
- La unión de ejes se hace mediante acoplamientos.

La línea de ejes tiene una distancia de algo más de 30 metros.

La línea de ejes está equipada con lo necesario para transformar el movimiento de rotación de los motores principales, en potencia de empuje para obtener la propulsión del buque. El buque está equipado con una línea de ejes que lleva una hélice de paso controlable.

La línea de ejes está apoyada en el cojinete del arbotante, el cojinete de la bocina y el cojinete del eje intermedio.

El cojinete de la bocina y el cojinete del arbotante se lubrican con agua de mar.

El eje de la hélice y los cojinetes del tubo de la bocina están provistos de una camisa de bronce.

#### **1.4.1 Eje portahélice o eje de cola**

La potencia de las máquinas a la hélice se transmite a través del eje, que tendrá que soportar todo tipo de esfuerzos axiales, radiales, cortantes, vibraciones y sobre todo el torque.

Es el tramo de la línea de ejes sobre la cual se monta la hélice y se extiende hasta después del primer cojinete. El eje de cola irá soportado por el arbotante, donde se alojará la chumacera del arbotante que estará provista de una camisa de bronce que evitará que el desgaste sea tan rápido. El eje de cola, es el que más sufre debido a que porta la hélice que se encuentra con la resistencia del flujo de agua.

#### **1.4.2 Eje cola reducido**

El eje de cola reducido se extiende hasta después del sello de la bocina.

#### **1.4.3 Eje intermedio**

Es el eje que va conectado al sistema de propulsor. La unión entre la reductora y el eje intermedio se realiza mediante un acoplamiento hidráulico.

### **1.5 Planta propulsora**

Es una parte integrada en el diseño del buque. La configuración, tamaño y autonomía determina consumo, fiabilidad, potencia, estos parámetros son influenciados por el resto de los sistemas del buque.

El buque utiliza una CPC (hélice de paso variable) y un sistema CODAD (Combined Diesel And Diesel).

El sistema CODAD, utiliza dos motores diésel que son los que suministran potencia a un único eje. El sistema de propulsión y embrague dan la opción de acoplar los motores como sea conveniente.

El rendimiento óptimo del motor se produce a un 75% de su potencia. La hélice de paso variable, tiene mayor eficiencia a intervalos variables de velocidades y condiciones de carga. Al ajustar la inclinación de las palas, permite obtener la eficiencia óptima y se consigue ahorro de combustible. Este tipo de hélice también dan una mayor maniobrabilidad, consiguiendo un cambio más rápido de dirección del buque. Se utilizarán dos motores diésel que mediante una caja reductora se conecta al eje propulsor. El embrague permitirá utilizar un motor o dos acoplados.

#### **1.5.1 Ventajas de los motores diésel**

Los motores diésel son los más utilizados, destacan por ser extremadamente fiables. Tienen un menor coste de mantenimiento que otro tipo de motores.

#### **1.5.2 Inconvenientes de los motores diésel**

Es poco favorable la relación peso y volumen, con relación a la potencia que suministra. Uno de los principales problemas es que la firma acústica en este tipo de motores es mayor.

## 1.6 Reductora

Como el motor tiene más revoluciones de las que puede ser absorbida por la hélice, es necesario reducir el número de revoluciones y para ello se utiliza una reductora.

La reductora modifica las revoluciones que genera el motor para pasar a las revoluciones de trabajo de la hélice, para así poder aprovechar adecuadamente la energía proporcionada por el motor.

La reductora no es capaz de transmitir toda la potencia generada por los motores, puesto que se producen pérdidas que serán de un 3%, debido al rozamiento con los ejes.

La reductora estará conectada al eje intermedio con una brida.

Las principales características del engranaje reductor serán como sigue:

- Máxima potencia continua: 2 x 9.000 KW
- Máxima velocidad de entrada: 750 rpm
- Máxima velocidad de salida: 131 rpm

## 1.7 Acoplamientos

Los acoplamientos deben transmitir el torque y la potencia de los motores diésel a través de la reductora hasta la hélice.

Los acoplamientos entre la reductora y el eje intermedio son acoplamientos de tipo hidráulico, FLANGE COUPLING SKF OKFX, y entre el eje de cola reducido y el eje intermedio se realiza por medio de un acoplamiento hidráulico del tipo SKF OKCX, de eje a eje.

Estos manguitos están recubiertos con carburos utilizando tecnología de plasma avanzado, que aumenta la capacidad a torsión un 50% más alto que para los OKC y OKF, del mismo tamaño.

## 1.8 Freno neumático

En buques que requieran inversiones a plena velocidad o tengan que realizar maniobras pesadas, deben emplear un freno en el eje. El freno detendrá la rotación de la hélice al producirse el desembrague de la transmisión y el motor se halle en velocidad de ralentí. Con esta acción se reduce el par exigido al motor para realizar el cambio de dirección del eje, al emplear ejes de frenos se obtienen ventajas:

- El freno del eje reduce el tiempo de maniobra del buque.
- El freno del eje evita que se detenga el motor cuando se hace una parada de emergencia del buque o en caso de que se realicen inversiones del eje a gran velocidad.

La línea del eje debe estar provista de un freno hidráulico controlado localmente, con accionamiento neumático para bloquear la línea de eje cuando los motores diésel de propulsión están parados y la hélice está a paso cero.

## 1.9 Medidor de torque (par)

Estará provista de un sistema de medición de potencia del eje para mediciones continuas del par y revoluciones, será montado en el eje intermedio.

### 1.10 Cojinete

Estarán dispuestos de tal modo que la línea de ejes apoye sobre el cojinete, puesto que si el eje se levanta del cojinete, provocaría que se deteriorase y que apareciesen vibraciones que a la larga podrían provocar la rotura del material debido a la fatiga.

Los cojinetes pueden durar toda la vida del buque. Para su selección se deberá tener en cuenta el diámetro del eje y los requerimientos de la Sociedad de Clasificación.

En el arbotante y el tubo de la bocina se utilizan los cojinetes de la marca Thordon (éstos son fabricados por una empresa canadiense, ubicada en Ontario). Se caracterizan porque están lubricados por agua, evitando utilizar grasa y aceite. Tienen gran resistencia a la abrasión y al desgaste.

En el eje intermedio llevará un cojinete radial, "SKF simplex".

El cojinete del tubo de la bocina está situado en el extremo de proa de este.

### 1.11 Propulsor

La hélice será capaz de absorber continuamente y en todo momento la potencia total de diseño.

El buque estará equipado con una hélice de paso variable y su equipo de control.

La hélice gira a 131 revoluciones por minuto y deberá soportar un aumento del 5% en la potencia continua suministrada sin comprometer los márgenes de seguridad o la capacidad de sobrecarga.

Características de la hélice de paso variable:

- Tipo: Rolls-Royce, Kamewa
- Cinco palas.
- Diámetro: 5,7 m
- Velocidad máxima: 131 rpm
- Relación diámetro-paso: 1,11
- Relación de área de disco: 0,750
- Material: Bronce níquel-aluminio.
- Velocidad continua máxima de los motores: 18.000 KW (potencia al volante de cada motor KW es 9.000). La hélice está preparada para la absorción de un 5% más de esta potencia.

Máxima velocidad es aproximadamente 20 nudos con las siguientes condiciones:

- Propulsión al 90%.
- Desplazamiento a plena carga.
- Casco limpio.

El sistema hidráulico consiste en:

- Dos bombas hidráulicas de servicio de aceite (una como servicio y la otra en stand-by).
- Dos filtros de presión.
- Un enfriador de aceite de agua de mar.
- Un tanque de servicio de aceite hidráulico.
- Una caja de distribución de aceite y equipo auxiliar.
- Un conjunto de tubo de aceite para ser montado en los ejes.

### **1.12 Embrague**

Los embragues van entre la reductora y los motores principales. La función de los embragues y acoplamientos de propulsión es transmitir la potencia al engranaje reductor y permitir el embrague y desacoplamiento de los motores diésel de propulsión. Se instalará un embrague por cada motor de propulsión.

Las características de cada embrague y cada acoplamiento elástico serán:

- Potencia continua máxima: 9.000 KW.
- Velocidad máxima de entrada: 750 rpm.

## 2. DATOS FUNCIONALES

### 2.1 Motores principales

El buque lleva dos motores diésel de cuatro tiempos y un propulsor de paso controlable (CPP). Lleva una hélice de paso variable, que permitirá al motor trabajar en régimen constante. Además se adaptan fácilmente a diferentes condiciones de tracción y velocidad, permitiendo mejorar la maniobra.

Para determinar la potencia todos los fabricantes lo realizan en las mismas condiciones, se determinan en las siguientes condiciones que indican dos temperaturas la del aire y la del agua de refrigeración separadas por una barra “/”:

- 25 °C / 25 °C.
- 45 °C / 32 °C.

Los motores son del modelo 32/40 DF MAN, de 18 cilindros en V que proporcionaran cada uno una potencia de 9.000 KW, tendrá unas revoluciones medias de 750 rpm.

Los motores diésel están unidos a una reductora, a través de un sistema de embragues se podrá acoplar uno o dos motores indistintamente, a este tipo de propulsión se le denomina propulsión CODAD (“Combined Diesel and Diesel”) mediante la hélice de paso variable. Debido a que las temperaturas influirán en la potencia entregada por el buque se debe tener en cuenta las condiciones meteorológicas en las que navegará el mismo.

Instalado un sistema CODAD de propulsión (dos motores para un solo eje).

Datos técnicos de la propulsión principal:

- Motor: 2 x MAN 18V 32-40
- Potencia: 9.000 KW
- Revoluciones del motor: 750 rpm
- Número de cilindros 18V
- Diámetro 320 mm
- Carrera 400 mm

Parámetros	Valor	Unidades
<b>Cilindro</b>	320	mm
<b>Carrera del émbolo</b>	400	mm
<b>Volumen de barrido de cada cilindro</b>	32,17	dm <sup>3</sup>
<b>Índice de compresión</b>	15,2	-
<b>Distancia entre centros de cilindros, motor en línea</b>	530	mm
<b>Distancia entre centros de cilindros, motor en V</b>	630	mm
<b>Motor en V, ángulo V</b>	45	-
<b>Diámetro del cigüeñal en el muñón, motor en línea</b>	290	mm
<b>Diámetro del cigüeñal en el muñón, motor en V</b>	320	mm
<b>Diámetro del cigüeñal en la muñequilla, motor en V</b>	290	mm

Tabla 1 Características motor

Engine V32/40

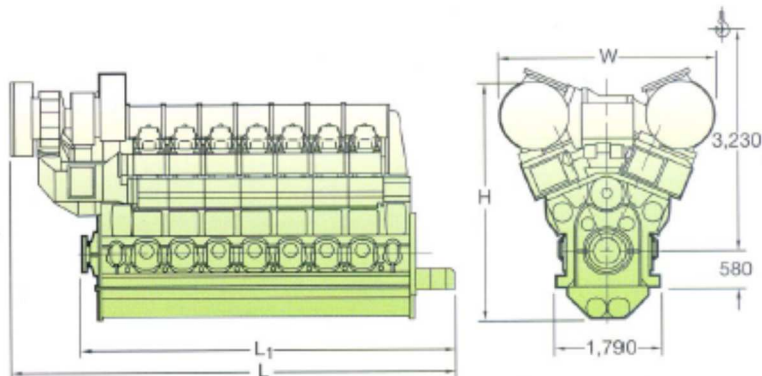


Figura 1 Dimensiones motor

Motor	Longitud L	Longitud L1	Ancho W	Alto H	Peso con volante de inercia externo
	Mm				Tn
<b>18V32/40</b>	8995	7780	3730	4420	85

Tabla 2 Dimensiones motor

Tipo de motor Número de cilindros	750 rpm	
	KW	Hp
<b>18V32/40</b>	9.000	12.240

Tabla 3 Potencia de motor

### 2.1.1 Separación de ejes de entrada

El fabricante exige un mínimo de separación entre los ejes de los motores de 4200 mm.

### 2.2 Reductora

La reductora debe de tener dos entradas para los motores y una salida para línea de ejes.

Utiliza un mecanismo de rueda y piñón. La potencia que entrega el motor entra por el “eje primario”, se transforma sus rpm y sale por lo que se llama “eje secundario”.

La hélice será la que determine la potencia que se transmite desde el motor hasta la propia hélice.

Acorde a la separación que debe de tener los motores, la separación entre los ejes de la reductora será aproximadamente 4200 mm.

### 2.2.1 Relación de transmisión

La relación de reducción = r.p.m (motor) / r.p.m (hélice)

La velocidad de la hélice será de 131 rpm. El motor girará a 750 rpm, por lo que la relación de reducción será de 5,73.

$$RR = \frac{750}{131} = 5,73$$

	VALOR	UNIDADES
<b>Revoluciones hélice</b>	131	rpm
<b>Revoluciones motor</b>	750	rpm
<b>Relación Reducción</b>	5,73	

Tabla 4 Relación Reducción

	VALOR	UNIDADES
<b>Potencia motor</b>	18.000	KW
<b>90% Potencia motor</b>	16.200	KW
<b>Potencia que llega hélice después de pérdidas forma de calor reductor (2%)</b>	15.876	KW

Tabla 5 Potencia motor

La reductora consistirá en:

- Caja de engranajes
- Elementos de engranajes
- Cojinete de empuje
- Embrague y acoplamientos
- Sistema de aceite de control de lubricación y embrague
- Punto para bomba de agua de mar.
- Panel de control de embrague
- Sensores
- Indicadores locales
- Cajas de conexión

### 2.2.2 Factor de potencia

El factor de potencia será la relación entre la potencia y el número de revoluciones a la entrada del reductor:

$$\text{Factor de potencia} = \frac{18000}{750} = 24$$

### 2.2.2 Datos técnicos de la reductora

Clase: 2 entradas / 1 salida

Número de unidades: 1

Motor diésel: 9.000 KW

Perdidas aproximadas: 200 KW

Distancia entre ejes: 4200 mm



## 2.3 Línea de ejes

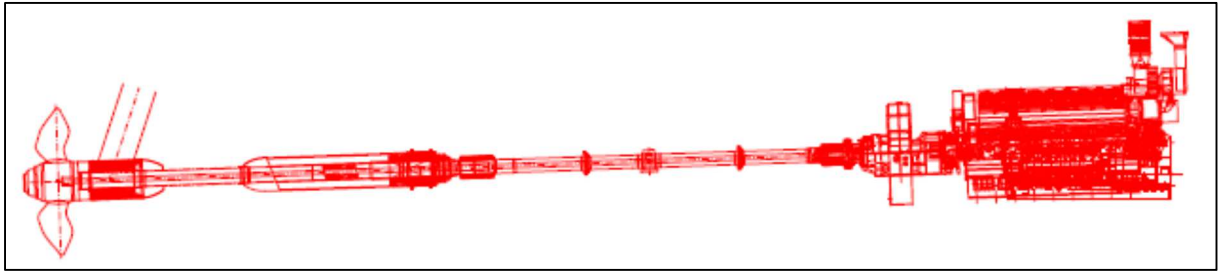


Figura 2 Línea de ejes

La línea es de acero MIL-S-23248A (SH), cuyas principales características son:

- Resistencia a la tracción:  $655 \text{ N/mm}^2$
- Límite elástico:  $517 \text{ N/mm}^2$
- Límite de fatiga en el aire:  $327 \text{ N/mm}^2$

Está formada por tres tramos: eje cola, eje cola reducido y de eje intermedio, acorde a la Sociedad de Clasificación Lloyd's Register.

La función del eje de propulsión es transmitir la potencia y el par de los motores diésel de propulsión a través de la reductora, así como para permitir el ajuste de hélice.

La brida y los pernos de conexión del eje deberán estar protegidos del agua de mar adecuadamente.

Acorde a la Sociedad de Clasificación los tres tramos tendrán un diámetro diferente, siendo el mayor el del eje más cercano a la hélice.

La línea de ejes es hueca y tiene un diámetro interior de 150 mm. Por el interior del eje irán conductos.

## 2.4 Soportes

Los apoyos según su forma constructiva serán de dos tipos: cojinetes de fricción y de rodamiento.

### 2.5 Cojinetes de apoyo de los ejes

#### 2.5.1 Cojinetes lubricados por agua

Los cojinetes del tubo de bocina y del arbotante se lubrican mediante agua de mar. El material de revestimiento del tubo de la bocina y el cojinete estará lubricado por agua. El material será caucho o equivalente. El casquillo del cojinete es de bronce.

El cojinete del tubo de bocina está situado en el extremo delantero del tubo de bocina.

#### 2.5.2 Cojinetes de fricción

Estos soportes han de estar siempre lubricados, serán de materiales muy blandos.

Los soportes se diseñan para que tengan una elevada superficie, para que la fuerza se reparta en el mayor área posible.

Los rodamientos pueden soportar altas sobrecargas por un breve periodo, por otro lado, el cojinete se suele dañar al romper la película lubricante.

## 2.6 Arbotante

El núcleo del cilindro será de acero fundido y su interior está mecanizado para llevar el cojinete en su interior.

El arbotante se utiliza para soportar el eje fuera del casco y sirve de soporte al eje para posteriormente montar la hélice sobre él.

El arbotante lleva en su interior un cojinete, cuya función es absorber el desgaste provocado por el rozamiento con el movimiento del eje.

Las camisas de bronce también tienen como función absorber el desgaste por fricción.

## 2.7 Tubo de la bocina

Al pasar el eje a través del casco del buque en la zona de obra viva, se utiliza el tubo de bocina, para soportar al eje y provocar la estanqueidad.

Se debe de realizar una protección adecuada para el tubo de bocina lubricada por agua.

## 2.8 Sello de bocina

Los sellos de bocina sirven para impedir que entre agua del mar en el buque. Las juntas son las que permiten la estanqueidad.

## 2.9 Consumidor de potencia: la hélice

El motor deberá entregar la potencia que le demande la hélice.

El par que demande una hélice dependerá del tamaño de ésta, y a mayor tamaño de ésta mayor será el par.

Una hélice se caracteriza por:

- Rpm: a mayores revoluciones más empuje y más potencia. Existe una velocidad denominada punta de pala que no se debe rebasar, puesto que provoca cavitación.
- Diámetro: a mayor diámetro mayor potencia, y por lo tanto produce más empuje.
- Paso: inclinación de la pala respecto al plano de la hélice.
- Área/Disco: es el área de las palas en relación al círculo que conforma la hélice. A mayor área/disco de la hélice se demandará más potencia y producirá más empuje.

La hélice de paso variable permite tener más eficiencia de propulsión a un gran intervalo de velocidades y cargas, puesto que ajustando la inclinación de las palas se puede obtener mayor eficiencia y así ahorrar combustible.

En el supuesto de que falle un motor, la hélice de paso controlable permite orientar las palas.

Además la hélice de paso variable tiene las siguientes características:

- Consigue un gran rendimiento en cualquier forma que opere.
- Se comporta adecuadamente con respecto a la cavitación.
- Pocos niveles de ruido.

### **3. FUERZAS ACTUANTES SOBRE LA LÍNEA DE EJES**

El eje está sometido a flexión, fuerza axial (empuje axial) y torsión, que es la más restrictiva, por lo que el eje se diseñará en función de esta.

#### **3.1 Cargas principales**

Tensiones provocadas por el peso del propio eje, sus partes principales y la hélice.  
El par motor desde la maquina principal hasta la hélice.

#### **3.2 Cargas adicionales**

Tensiones debidas a errores en el montaje del eje principal.  
Tensiones provocadas por el cabeceo del buque.  
Tensiones causadas por el trabajo de la hélice contra las corrientes de agua.  
Tensiones debidas a deformaciones del casco del buque en operación.

#### **3.3 Cargas accidentales**

Como los provocados por la hélice contra objetos flotantes.

#### **3.4 Empuje de la hélice**

La hélice es capaz de convertir aproximadamente la mitad de la potencia que le es suministrada en empuje; el resto es gastada en vencer la resistencia que opone el agua al giro de la propia hélice.

## 4 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE POR RESISTENCIA DE MATERIALES

Los diámetros de cada tramo del eje se calcularán primero por resistencia de materiales, a continuación por medio de la Sociedad de Clasificación Lloyd's Register, y posteriormente se realizará una comparación entre ambos resultados.

Para analizar las tensiones por resistencia de materiales habitualmente se parte del equilibrio estático, en un sólido estático. Se considera que éste está sometido a fuerzas y momentos exteriores, y que el sumatorio de fuerzas y momentos es cero.

El eje está sometido a esfuerzos axiales, flexión y torsión, y se dimensiona para soportar la condición más desfavorable que será valor máximo de tensión tangencial, debido al momento torsor.

### 4.1 Tensiones tangenciales y normales

#### 4.1.1 Deducción de tensiones o esfuerzos

Si se descompone la fuerza:

- Fuerza axial: es la perpendicular a la sección, que al ser dividida por el área se obtiene la tensión axial.
- Fuerza cortante: es la contenida en la sección, que al ser dividida por el área se obtiene la tensión cortante.

Se descompone el momento resultante:

- La componente que es perpendicular a la sección es el momento flector. El momento flector produce tensiones axiales.
- La componente que es paralela a la sección es el momento torsor, que da lugar a tensiones tangenciales.

Los esfuerzos axial y cortante no deben superar los límites admisibles del material.

### 4.2 Solicitaciones a las que está sometida el eje

#### 4.2.1 Carga axial

El esfuerzo axial o normal es la relación entre la fuerza aplicada y el área de la sección sobre la que actúa.

La carga axial originada por el empuje producido por la hélice, produce el esfuerzo normal axial de tracción o compresión, que para un eje de sección circular sería:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)}$$

F: Fuerza axial

A: Sección transversal

##### 4.2.1.1 Carga axial eje intermedio

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 \times 840000}{\pi(462,81^2 - 150^2)} = 5,58 \text{ N/mm}^2$$

#### 4.2.1.2 Carga axial eje cola reducido

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 \times 840000}{\pi(532,24^2 - 150^2)} = 4,10 \text{ N/mm}^2$$

#### 4.2.1.3 Carga axial eje de cola

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 \times 840000}{\pi(564,63^2 - 150^2)} = 3,61 \text{ N/mm}^2$$

Los esfuerzos axiales máximos admisibles en general son 25 N/mm<sup>2</sup>. En este eje la tensión axial admisible es 85,73 N/mm<sup>2</sup> y, por tanto, muy superior por lo que acorde a los resultados obtenidos, se puede observar que tiene margen más que suficiente para soportar la carga axial.

Tabla resumen:

CARGA AXIAL EJE INTERMEDIO	VALOR	UNIDADES
Fuerza	840.000	N
Diámetro interior	150	mm
Diámetro exterior	462,81	mm
Área transversal eje hueco	601.929,46	mm <sup>2</sup>
<b>Tensión</b>	5,58	N/mm <sup>2</sup>
CARGA AXIAL EJE COLA REDUCIDO	VALOR	UNIDADES
Fuerza	840.000	N
Diámetro interior	150	mm
Diámetro exterior	532,24	mm
Área transversal eje hueco	818.836,33	mm <sup>2</sup>
<b>Tensión</b>	4,10	N/mm <sup>2</sup>
CARGA AXIAL EJE COLA	VALOR	UNIDADES
Fuerza	840.000	N
Diámetro interior	150	mm
Diámetro exterior	564,63	mm
Área transversal eje hueco	930.417,27	mm <sup>2</sup>
<b>Tensión</b>	3,61	N/mm <sup>2</sup>

Tabla 6 Carga axial

#### 4.2.2 Tensión Tangencial

Es la suma algebraica de todas las tensiones producidas por las fuerzas externas transversales al eje de la viga.

Se resolverá para cada tramo independientemente mediante la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{16x T x D}{\pi x (D^4 - d^4)} \text{ siendo } W_p = \frac{I_p}{D}$$

Y siendo el momento polar de inercia para ejes huecos:

$$I_p = \frac{\pi x (D^4 - d^4)}{32}$$

$$\tau = \frac{T x D}{2 * I_p}$$

##### 4.2.2.1 Tensión tangencial eje intermedio

$$\text{Momento polar de inercia} = \frac{3,14 x (462,81^4 - 150^4)}{32} = 4.452.345.795,79 \text{ mm}^4$$

$$\text{Tensión tangencial} = \frac{(1.272.847.328,24 x 463)}{(2 x 4.452.345.795,79)} = 66,16 \text{ N / mm}^2$$

##### 4.2.2.2 Tensión tangencial eje cola reducido

$$\text{Momento polar inercia} = \frac{3,14 x (532,24^4 - 150^4)}{32} = 7.824.388.094,62 \text{ mm}^4$$

$$\text{Tensión tangencial} = \frac{(1.272.847.328,24 x 532,24)}{(2 x 7.824.388.094,62)} = 43,29 \text{ N / mm}^2$$

##### 4.2.2.3 Tensión tangencial eje cola

$$\text{Momento polar inercia} = \frac{3,14 x (564,63^4 - 150^4)}{32} = 9.923.808.208,22 \text{ mm}^4$$

$$\text{Tensión tangencial} = \frac{(1.272.847.328,24 x 564,63)}{(2 x 9.295.651.085,34)} = 36,21 \text{ N / mm}^2$$

La tensión tangencial máxima se calculará en el siguiente apartado e introduciendo un factor de seguridad de 4 será, 74,62 N/mm<sup>2</sup>, por lo que el eje no sobrepasaría la tensión tangencial máxima admisible.

Tabla resumen:

<b>TENSIÓN TANGENCIAL EJE INTERMEDIO</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Momento polar inercia	4.452.345.795,79	mm <sup>2</sup>
Densidad acero general	7.850	kg/m <sup>3</sup>
Peso específico acero	76.930	N/mm <sup>3</sup>
Diámetro exterior	462,81	mm
Diámetro interior	150	mm
<b><u>Tensión tangencial</u></b>	66,16	N/mm <sup>2</sup>
<b>TENSIÓN TANGENCIAL EJE COLA REDUCIDO</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Momento polar inercia	7.824.388.094,62	mm <sup>2</sup>
Densidad acero general	7.850	kg/m <sup>3</sup>
Peso específico acero	76.930	N/mm <sup>3</sup>
Diámetro exterior	532,23	mm
Diámetro interior	150	mm
<b><u>Tensión tangencial</u></b>	43,29	N/mm <sup>2</sup>
<b>TENSIÓN TANGENCIAL EJE COLA</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Momento polar inercia	9.923.808.208,22	mm <sup>2</sup>
Densidad acero general	7.850	kg/m <sup>3</sup>
Peso específico acero	76.930	N/mm <sup>3</sup>
Diámetro exterior	564,63	mm
Diámetro interior	15	mm
<b><u>Tensión tangencial</u></b>	36,21	N/mm <sup>2</sup>

Tabla 7 Tensión tangencial

#### 4.2.3 Tensión axial

Sobre el eje actúan tensiones combinadas de torsión, empuje y flexión. Acorde a la resistencia de materiales y según el criterio de Von Mises:

$$\sigma_{\text{combinada}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$\sigma$  es la tensión axial

$\tau$  tensión cortante provocado por la torsión

Sabiendo que el límite elástico del material es 517 MPa, se calcula la cortante y la tensión axial para todo el eje:

- Límite elástico del material: 517 N/mm<sup>2</sup>
- Tensión normal: 155,1 N/mm<sup>2</sup> (30% del límite elástico)
- Tensión tangencial:  $\tau = 517 / \sqrt{3} = 298,49$  N/mm<sup>2</sup>
- Tangencial (incluyendo F.S):  $\tau = 517 / (\sqrt{3} * 4) = 74,62$  N/mm<sup>2</sup>

- Tensión axial  $\sigma_{ax} = \sqrt{155,1^2 - 3 \times 74,62^2} = 85,73 \text{ N / mm}^2$

Tabla resumen:

EJE	VALOR	UNIDADES
Límite elástico	517	N/mm <sup>2</sup>
Aprox. Tensión Tangencial (Carga de rotura)	298,49	N/mm <sup>2</sup>
Tangencial (seguridad)	74,62	N/mm <sup>2</sup>
30% Límite elástico Tensión combinada	155,1	n/mm <sup>2</sup>
<b><u>Tensión axial</u></b>	85,73	N/mm <sup>2</sup>

Tabla 8 Tensión axial

#### 4.2.4 Flexión

Es la deformación que se produce en un elemento estructural alargado en la dirección paralela a su plano longitudinal.

La flexión es la deformación provocada entre otras causas por el propio peso del eje, así que es inevitable. Puede controlarse seleccionando el diámetro y la separación idónea entre apoyos.

Las tensiones de un lado y otro provocan deformaciones en la geometría de la pieza. La deformación es dada por la flecha.

La flexión puede estar vinculada a una carga axial, que actúa excéntricamente (empuje hélices).

##### 4.2.4.1 Flexión viga apoyada-apoyada con carga uniformemente *distribuida*

En el caso del eje se puede considerar como una viga apoyada apoyada, en la que su peso se considera una carga uniformemente distribuida.

El sumatorio de las fuerzas se considera igual a cero, puesto que no tiene aceleración lineal.

El valor máximo del momento flector, y que podría dar lugar a mayores tensiones axiales en el centro de la viga y su valor es:

$$M_{\text{máx}} = \frac{pL^2}{8}$$

La tensión axial, en ejes huecos, se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{M_f}{W} \quad \text{y siendo} \quad W = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D} \quad \text{se obtiene:} \quad \sigma = \frac{32 M_f D}{\pi(D^4 - d^4)}$$

En el análisis estático se considera que la línea no gira y se considera que se comporta como una viga apoyada apoyada.

Este tipo de análisis determina la máxima separación entre apoyos, y para ello se emplea un análisis de flexión.

Se realiza la consideración básica de limitar la tensión axial debido a la flexión, como se explicó anteriormente considerando al eje como si fuera apoyado apoyado, peso del propio eje, acoplamientos, bridas... como cargas uniformemente distribuidas.



Al igual que para el diámetro el resultado que se obtiene para la separación máxima entre apoyos, habría de ser validado posteriormente con el análisis dinámico, aunque no es objeto de estudio en este proyecto.

#### 4.2.4.1.1 Momento flector eje intermedio

$$\text{Momento flector} = \frac{85,73 \times 3,14 \times (462,81^4 - 150^4)}{32 \times 462,81} = 824.781.291,50 \text{ N mm}$$

#### 4.2.4.1.2 Momento flector eje cola reducido

$$\text{Momento flector} = \frac{85,73 \times 3,14 \times (532,24^4 - 150^4)}{32 \times 532,24} = 1.260.382.770,33 \text{ N mm}$$

#### 4.2.4.1.3 Momento flector eje de cola

$$\text{Momento flector} = \frac{85,73 \times 3,14 \times (564,63^4 - 150^4)}{32 \times 564,63} = 1.506.844.530,51 \text{ N mm}$$

Tabla resumen de momento flectores:

EJE INTERMEDIO	VALOR	UNIDADES
Límite elástico	517	N/mm <sup>2</sup>
Aprox. Valor Cortante (Carga de rotura)	298,49	N/mm <sup>2</sup>
Cortante (seguridad)	74,62	N/mm <sup>2</sup>
30% Límite elástico (Tensión combinada)	155,10	N/mm <sup>2</sup>
Tensión axial	85,73	N/mm <sup>2</sup>
Diámetro interior	150	mm
Diámetro exterior	462,81	mm
Momento flector	824.781.291,5	Nmm
Momento flector	824.781,29	Nm
EJE COLA REDUCIDO	VALOR	UNIDADES
Límite elástico	517	N/mm <sup>2</sup>
Aprox. Valor Cortante (Carga de rotura)	298,49	N/mm <sup>2</sup>
Cortante seguridad	74,62	N/mm <sup>2</sup>
30% Límite elástico (Tensión combinada)	155,10	N/mm <sup>2</sup>
Tensión axial	85,73	N/mm <sup>2</sup>
Diámetro interior	150	m
Diámetro exterior	532,24	m
Momento flector	1.260.382.770,33	Nmm
Momento flector	1.260.382,77	Nm
EJE COLA	VALOR	UNIDADES
Límite elástico	517	N/mm <sup>2</sup>
Aprox. Valor Cortante (Carga de rotura)	298,49	N/mm <sup>2</sup>
Cortante (seguridad)	74,62	N/mm <sup>2</sup>
30% Límite elástico (Tensión combinada)	155,10	n/mm <sup>2</sup>
Tensión axial	85,73	N/mm <sup>2</sup>
Diámetro interior	150	m
Diámetro exterior	564,63	m
Momento flector	1.506.844.530,51	Nmm
Momento flector	1.506.844,53	Nm

Tabla 9 Momento flector

#### 4.2.5 Par motor

Es el torque o momento que genera un motor en cada giro sobre el eje de transmisión.

Momento torsor:

Potencia (wattios) = par (Nm) x velocidad (rad/s)

Para utilizar unidades más adecuadas para estos casos se introduce el factor:

$$T = 9,55 \times (KW / r.p.m)$$

$$T = \frac{9,55 \times 9.000 \times 2 \times 0,97}{131} = 1.272,85 \text{ KN m}$$

EJE (general)	VALOR	UNIDADES
Potencia Nominal Motor	9.000	KW
Número de motores	2	UD
Pérdidas	0,97	
Rpm	131	Rpm
<b>Par motor (Momento torsor)</b>	<b>1.272,85</b>	<b>KN m</b>

Tabla 10 Par hélice

#### 4.2.6 Torsión pura.

Resulta del esfuerzo provocado por el par torsor que realiza el motor al girar y la resistencia que opone el eje al giro.

La torsión sería nula en el centro y máxima en el diámetro exterior de la sección del eje.

Consideraciones a tener en cuenta:

- En equilibrio, consiste en que una acción (el par motor) origina una reacción (par resistente).
- En el diámetro exterior se genera la tensión cortante máxima.
- En el centro del eje es nula.

Una vez que se aplica el momento torsor, las secciones continúan planas.

El eje que se somete a torsión pura, mantiene su forma geométrica.

El par torsor es el que condicionará la elección del diámetro en el cálculo por resistencia de materiales.

El diámetro, se calculará a través de la fórmula del esfuerzo cortante máximo para cada tramo del eje que es:

$$\tau = \frac{16 \cdot T \cdot D}{\pi \cdot (D^4 - d^4)}$$

La torsión el valor máximo que se suele tomar es 50 N/mm<sup>2</sup>, aunque en este caso debido al alto límite elástico del acero para el cálculo por resistencia de materiales el valor ha sido 74,62. A continuación se calcula el diámetro del eje.

$$74,62 = \frac{16 \cdot 1272,85 \cdot D}{\pi \cdot (D^4 - 150^4)}$$

$$D = 444 \text{ mm}$$

Tabla resumen:

<b>EJE</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Potencia Nominal Motor	9.000	KW
Número de motores	2	UD
Pérdidas	0,97	
Rpm	131	Rpm
<b>Par hélice (Momento torsor)</b>	1.272,85	KN m
Par hélice	1.272.847.328,24	N mm
<b>Diámetro</b>	444	mm

*Tabla 11 Diámetro por Resistencia de materiales*

## 5 CÁLCULO DEL DIÁMETRO POR SOCIEDAD DE CLASIFICACIÓN (LLOYD'S REGISTER)

La Sociedad de Clasificación Lloyd's Register dimensiona la línea de ejes en tres tramos. Debido a los coeficientes aplicados en la formulación el de mayor diámetro será el eje de cola y el menor el situado más a proa.

El eje tendrá un diámetro interior de 150 mm, que es el proporcionado por el propio fabricante de la hélice.

Como se mencionó anteriormente el eje queda dividido en tres tramos: eje de cola, eje de cola reducido y eje intermedio, en los cuales el diámetro se calcula a través de la siguiente de la fórmula de Lloyd's Register 2017, Part 11, Chapter 2, Section 4:

$$d = F \cdot K \sqrt[3]{\frac{P}{R} \left( \frac{560}{160 + \sigma_u} \right)}$$

- F será de 100 para motores diésel
- K varía según los diferentes tramos de la línea de ejes
- P es la potencia medida en KW
- R revoluciones por minuto máximas
- $\sigma$  Tensión de rotura del eje N/mm<sup>2</sup>
- F depende del tipo de planta propulsora y en el buque proyecto será 100 por ser diésel
- K es diferente para cada tramo:
- K=1,22 para eje de hélice
- K= 1,15 para eje de cola reducido (eje de bocina)
- K = 1 eje intermedio
- R = número de revoluciones

### 5.1 Tramo de eje intermedio

$$d = F \cdot K \sqrt[3]{\frac{P}{R} \left( \frac{560}{160 + \sigma_u} \right)}$$

$$d = 100 \cdot 1 \sqrt[3]{\frac{18900}{131} \left( \frac{560}{160 + 655} \right)}$$

$$d = 462,81 \text{ mm}$$

### 5.2 Tramo de eje de cola reducido

$$d = F \cdot K \sqrt[3]{\frac{P}{R} \left( \frac{560}{160 + \sigma_u} \right)}$$

$$d = 100 \cdot 1,15 \sqrt[3]{\frac{18900}{131} \left( \frac{560}{160 + 655} \right)}$$

$$d = 532,24 \text{ mm}$$

### 5.3 Tramo de eje de la hélice

$$d = F \cdot K \sqrt[3]{\frac{P}{R} \left( \frac{560}{160 + \sigma_u} \right)}$$

$$d = 100 \cdot 1,22 \sqrt[3]{\frac{18900}{131} \left( \frac{560}{160 + 655} \right)}$$

$$d = 564,63 \text{ mm}$$

La Sociedad de Clasificación, obliga a que el diámetro interior no sea superior al 40% del diámetro exterior, condición que, con los resultados anteriores, se comprueba que se cumple en todos los tramos.

Tabla resumen del cálculo de los diámetros por Sociedad de Clasificación en los diferentes tramos:

<b>LR, July 2017, Part 11, Chapter 2 Section 4</b>		
<b>EJE INTERMEDIO</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
di	150	mm
K	1	
P	9.000	KW
Número de motores	2	
Potencia total	18000	KW
Potencia con margen del 5%	18900	KW
Tensión a la rotura	655	N/mm <sup>2</sup> (Mpa)
N	131	rpm
<b>diámetro exterior</b>	462,81	mm
diámetro interior	150	mm
di/d0	0,32	<0,4 (CUMPLE)
<b>EJE COLA REDUCIDO</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
K	1,15	
Potencia total	18000	KW
Potencia con margen del 5%	18900	KW
Tensión a la rotura	655	N/mm <sup>2</sup> (Mpa)
N	131	rpm
<b>diámetro exterior</b>	532,24	mm
diámetro interior	150	mm
di/d0	0,29	<0,4 (CUMPLE)
<b>EJE COLA</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
K	1,22	
P	18000	KW
Potencia con margen del 5%	18900	KW
Tensión a la rotura	655	N/mm <sup>2</sup> (Mpa)
N	131	rpm
<b>diámetro exterior</b>	564,63	mm
diámetro interior	150	mm
di/d0	0,27	<0,4 (CUMPLE)

Tabla 12 Diámetro por Sociedad de Clasificación

Puesto que los fabricantes de ejes tienen unas determinadas medidas estándar (que serán en todo caso múltiplos de diez), las medidas seleccionadas serán:

Eje intermedio: 470 mm

Eje de cola reducido: 540 mm

Eje cola: 570 mm

El valor del diámetro por resistencia de materiales da un valor menor al calculado mediante la Sociedad de Clasificación. Esto se debe al alto límite elástico del material del eje que en este buque es de  $517 \text{ N/mm}^2$ , por lo que se utilice un valor a cortante de  $74 \text{ N/mm}^2$ , en el cálculo por Resistencia de materiales, cuando lo habitual es usar valores a cortantes de tan solo  $50 \text{ N/mm}^2$ . La Sociedad de Clasificación únicamente utiliza la tensión de rotura para obtener los diámetros.

## 6. DETERMINACIÓN DE LA SEPARACIÓN DE APOYOS.

Para saber la distancia idónea de separación de apoyos, la Sociedad de Clasificación no contempla ninguna formulación específica, por lo que lo habitual es recurrir a la resistencia de materiales para realizar una primera aproximación, tras lo cual se podría realizar un análisis más exhaustivo consistente en un análisis dinámico que validaría la Sociedad de Clasificación.

Se realiza un análisis estático de la línea de ejes, a través de un análisis de flexión. Para ello se limita el valor de la tensión axial debido a la flexión, considerando al eje como una viga apoyada.

También se verifica que los resultados obtenidos son válidos para evitar el fenómeno de resonancia, comprobando que las frecuencias naturales no coincidan con la frecuencia de excitación de la hélice.

El momento flector se resolvió en el apartado de flexión. La máxima separación entre apoyos se resuelve mediante la siguiente fórmula:

$$l = \sqrt{\frac{M_f \times 8}{p}}$$

### 6.1 Máxima separación de apoyos eje intermedio

$$l = \sqrt{\frac{824781,29 \times 8}{11594,3}} = 23,86 \text{ m}$$

### 6.2 Máxima separación de apoyos eje cola reducido

$$l = \sqrt{\frac{1199852,29 \times 8}{15224,01}} = 25,28 \text{ m}$$

### 6.3 Máxima separación de apoyos eje cola

$$l = \sqrt{\frac{1434607,17 \times 8}{17304,49}} = 25,94 \text{ m}$$

A la vista de los resultados obtenidos al realizar el cálculo por resistencia de materiales se verifica que se puede seleccionar la distancia entre apoyos que se considere más idónea puesto que da un valor máximo de separación de 23 metros en el tramo más desfavorable, aunque en general no se debería superar nunca la distancia de 16 metros, como se mencionó con anterioridad. En nuestro buque no se presenta en el eje una distancia entre apoyos mayores de 12,26 m, por lo cual cumpliría ambas limitaciones.

Tabla resumen del cálculo de separación entre apoyos:

EJE INTERMEDIO	VALOR	UNIDADES
Momento flector	824781291,5	Nmm
Momento flector	824.781,29	Nm
Área	0,15	m <sup>2</sup>
Densidad acero	7850	kg/m <sup>3</sup>
Gravedad	9,81	m/s <sup>2</sup>



Carga (peso por metro)	11.594,30	N/m
<b>Separación máxima entre apoyos</b>	23,86	m
<b>EJE COLA REDUCIDO</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Momento flector	1.260.382.770,33	Nmm
Momento flector	1.260.382,77	Nm
Área	0,20	m <sup>2</sup>
Densidad acero	7850	kg/m <sup>3</sup>
Gravedad	9,81	m/s <sup>2</sup>
Carga (peso por metro)	15.772,33	N/m
<b>Separación máxima entre apoyos</b>	25,28	m
<b>EJE COLA</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Momento flector	1.506.844.530,51	Nmm
Momento flector	1.506.844,53	Nm
Área	0,23	m <sup>2</sup>
Densidad acero	7850	kg/m <sup>3</sup>
Gravedad	9,81	m/s <sup>2</sup>
Carga (peso por metro)	17.921,59	N/m
<b>Separación máxima entre apoyos</b>	25,94	m

Tabla 13 Separación máxima entre apoyos

#### 6.4 Colocación de apoyos

El primer apoyo va a continuación del propulsor. Debe ir lo más próximo posible a la hélice debido al gran peso de esta y que genera un gran momento flector.

Aprovechando la estructura del buque y otros elementos relevantes, irá otro apoyo en el tubo de la bocina y otro intermedio entre éste y el acoplamiento de la reductora, y por último lo más próximo posible a la reductora se coloca otro apoyo.

Las distancias entre apoyos son:

- De 12265 mm entre el cojinete que va en el arbotante y el que va en el tubo de la bocina.
- De 8068 mm entre el cojinete del tubo de la bocina y el siguiente cojinete del tramo intermedio.
- De 6338 mm entre el cojinete radial y el acoplamiento de la reductora.

#### 6.5 Vibraciones

Las vibraciones son provocadas por los impulsos de combustión de motor y por la hélice. Cualquier eje que gire puede experimentar vibración torsional si hay cualquier irregularidad en la rotación. El número de cilindros del motor principal, no debe coincidir o ser múltiplo o submúltiplo del número de palas de la hélice. En este buque, como se detalló con anterioridad, que el motor tiene 18 cilindros y el número de palas es de 5.

Se debe tener una consideración especial en el diseño, construcción e instalación del sistema de propulsión para que independientemente de cual sea el modelo de vibración no produzca tensiones excesivas en el rango normal de funcionamiento de la planta propulsora.

En los puntos en que los límites son excedidos, el diseñador debe proponer acciones correctivas tales como:

- Restricciones en el funcionamiento, los puntos serán identificados y marcados de forma que se evita el funcionamiento en el interior de este rango.
- Modificación del sistema.

Las vibraciones se producen porque en la realidad el eje no es exactamente simétrico y porque el eje propulsor siempre está expuesto a causar algún tipo de vibración.

La vibración está determinada por la masa y la rigidez. El sistema cuánto más rígido, será más rápido, y cuanto más masa, la respuesta será más lenta.

Si la frecuencia es baja, el comportamiento será estático.

Los factores que más influyen en el aumento de la vibración son:

- Diámetro del eje: un diámetro de eje menor, tendrá menos rigidez provocando vibración.
- Número de palas de la hélice: la hélice es la fuente de excitación más relevante en un buque.
- Habitualmente las amplitudes aumentan a mayor espacio entre cojinetes.

La vibración rotativa elevada se deben habitualmente a:

- Número de palas de la hélice no adecuado.
- Pérdida de rigidez eje, por acoplamiento flexibles.
- Partes del eje que no van apoyados
- Desalineamiento del eje.

Las vibraciones acorde a la naturaleza de las fuerzas de excitación:

- Vibración de primer orden, masa desbalanceada del centro de rotación del eje, incrementada por las fuerzas centrifugas.
- Vibración de “n” orden, momento inducido por la hélice según el número de palas.

Es necesario evitar que la frecuencia de excitación sea igual a la frecuencia natural de flexión del eje propulsor, en un margen que se dará de un 20%, pues el sistema podría entrar en resonancia.

Consecuencias:

En general la vibración rotacional no es peligrosa para el eje. Sí lo es en caso de que comunicadas al casco del buque por los soportes. El eje al vibrar puede provocar las siguientes consecuencias:

- Provoca un esfuerzo mayor en el eje.
- Transmite vibraciones a la estructura de popa del buque.

### 6.5.1 Frecuencia natural del eje según Bureau Veritas

Acorde a la Sociedad de Clasificación Bureau Veritas, apéndice C, apartado 3.3 de “Beams of uniform sections and uniformly distributed loads with intermediate supports”.

$$f_n = \frac{a_n}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\mu l^4}}$$

- $a_n$  constante acorde a tablas

- E Módulo de Young (N/m<sup>2</sup>)
- $\mu$  masa por unidad de longitud (kg/m)
- l longitud entre apoyos (m)
- I momento de inercia lateral (m<sup>4</sup>)

Para los cálculos del área se utilizarán los diámetros definitivos, calculados a través de la Sociedad de Clasificación y redondeados a diámetros comerciales.

Como se citó anteriormente, en la línea de ejes habrá tres tramos a considerar entre apoyos: uno en el eje de cola reducido y otros dos en el eje intermedio de 12265 mm.

El primer tramo irá desde el cojinete situado en el arbotante hasta el cojinete que está en el tubo de la bocina, de 8068 mm.

El segundo tramo continuará desde el cojinete de la bocina hasta el cojinete radial, de 6338 mm.

Valores a tener en cuenta en el primer tramo:

$n = 9,87$  puesto que la viga está apoyada en ambos extremos, y se tiene únicamente en cuenta el primer modo de frecuencia natural.

$$E = 2,06 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$L = 8,07 \text{ m}$$

$$I = \frac{3,14 \cdot (540^4 - 150^4)}{32} = 8,29 \times 10^{-3} \text{ m}^4$$

$$\mu = \text{Área} \times \rho = 0,20 \times 7850 = 1592,32 \text{ kg/m}$$

Aplicando la fórmula el resultado para el eje de cola será:

$$f_n = \frac{9,87}{2 \cdot 3,14} \times \sqrt{\frac{2,06 \times 10^{11} \times 8,29 \times 10^{-3}}{1592,32 \times 12,26^4}} = 106,7 \text{ Hz}$$

En el resto de los tramos se calculará de la misma forma, a continuación se muestra la tabla resumen.

Tabla resumen frecuencia natural según Bureau Veritas:

<b>EJE COLA REDUCIDO ENTRE ARBOTANTE Y COJINETE TUBO BOCINA</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Diámetro exterior	540	mm
Diámetro interior	150	mm
An	9,87	
E (Módulo de Young)	206.000.000.000	n/m <sup>2</sup>
l (longitud entre apoyos)	12,27	m
Área	202.844	mm <sup>2</sup>
Área	0,20	m <sup>2</sup>
Densidad	7.850	kg/m <sup>3</sup>
Masa por unidad de longitud (G)	1.592,32	kg/m
Momento de inercia lateral	8.293.947.918,75	mm <sup>4</sup>
<b>Frecuencia natural</b>	106,70	Hz
Revoluciones	6.402,23	rpm
<b>EJE INTERMEDIO ENTRE COJINETE TUBO BOCINA Y COJINETE ENTRE EJES INTERMEDIOS</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Diámetro exterior	470	mm
Diámetro interior	150	mm
An	8,07	
E (Módulo de Young)	206.000.000.000	n/m <sup>2</sup>
l (longitud entre apoyos)	8,07	m
Área	202.844	mm <sup>2</sup>
Área	0,20	m <sup>2</sup>
Densidad	7.850	kg/m <sup>3</sup>
Masa por unidad de longitud (G)	1592,32	kg/m
Momento de inercia lateral	4.738.511.200,00	mm <sup>4</sup>
<b>Frecuencia natural</b>	152,40	Hz
Revoluciones	9143,90	rpm
<b>EJE INTERMEDIO ENTRE COJINETE EJES INTERMEDIOS Y ACOPLAMIENTO REDUCTORA</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Diámetro exterior	470	mm
Diámetro interior	150	mm
An	9,87	
E (Módulo de Young)	206.000.000.000	n/m <sup>2</sup>

I (longitud entre apoyos)	6,34	m
Área	202.844	mm <sup>2</sup>
Área	0,20	m <sup>2</sup>
Densidad	7.850	kg/m <sup>3</sup>
Masa por unidad de longitud (G)	1.592,32	kg/m
Momento de inercia lateral	4.738.511.200,00	mm <sup>4</sup>
<b>Frecuencia natural</b>	302,03	Hz
Revoluciones	18.121,84	rpm

Tabla 14 Frecuencia natural

### 6.5.2 Frecuencia de excitación de la hélice

La frecuencia de excitación se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$f_e = \frac{npalás \times rpm}{min}$$

$$f_e = \frac{5 \times 131}{60} = 10.92 \text{ Hz}$$

Tabla resumen:

HÉLICE	VALOR	UNIDADES
Número de palas	5	UD
Rpm	131	rpm
Frecuencia de excitación	10,92	ciclos/s (Hertzios)
Frecuencia de excitación	655,00	rpm
INTERVALO CRÍTICO	VALORES CRÍTICOS	UNIDADES
20%	13,1	Hertzios
-20%	8,73	Hertzios

Tabla 16 Frecuencia de excitación

Acorde a los resultados calculados en el apartado anterior por Bureau Veritas, no hay ningún valor que coincida con el rango de excitación de la hélice de 10,92 puesto que ni admitiendo un margen de un 20% en el intervalo superior e inferior, se acerca a los 13,1 Hertzios al ser el valor más cercano de 106,7 Hertzios. Por lo tanto se verifica que la distancia entre separación de apoyos realizada en el cálculo estático no provocaría resonancia.

## 7. ACOPLAMIENTOS

Su función es alargar las líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, estén o no alineados entre sí.

Los acoplamientos transmiten también el movimiento entre dos ejes.

Los acoplamientos además de transmitir el movimiento también han de absorber las vibraciones de la unión entre dos elementos.

Los acoplamientos pueden ser rígidos, flexibles o hidráulicos.

La función de los acoplamientos es la conexión mecánica no maniobrable entre:

- Eje/eje.
- Máquina/eje.
- Máquina/máquina.

### 7.1 Selección acoplamientos

Para seleccionar los acoplamientos se tendrá en cuenta la siguiente información:

- Potencia a transmitir:  
Normal.  
Máxima.  
Continua o intermitente.
- Velocidades  
A la que se transmite la potencia normal.  
A la que se transmite la potencia máxima.  
Velocidad máxima.
- Características de transmisión  
Grado de impulsividad de carga conducida.  
Tipo de elemento motor y equipo asociado.
- Dimensiones de ejes a acoplar  
Longitud eje.  
Diámetro.

El acoplamiento tiene que ser capaz de transmitir al menos el mismo par que el eje que conecta.

### 7.2 Tipos de acoplamientos

#### 7.2.1 Acoplamientos rígidos

Este tipo de acoplamiento impide el desplazamiento relativo entre ambos, ni torsional ni angular, aunque pueda haber cierto desajuste axial. El diseño se realiza de tal forma que no se genere movimiento relativo entre ellos.

Los acoplamientos rígidos transmiten los esfuerzos de flexión y los axiales, por lo que transmiten totalmente los movimientos de los elementos que unen. Este tipo de acoplamientos tienen niveles de ajustes superiores, para evitar esfuerzos imprevistos.

Clases de acoplamientos rígidos:

- Acoplamientos Rígidos de manguito.
- Acoplamientos Rígidos de platillos o bridas.

- Acoplamientos Rígidos por sujeción cónica.

### **7.2.2 Acoplamientos flexibles**

Los acoplamientos flexibles admiten desalineaciones angulares y radiales, por lo que no llegan a transmitir totalmente los esfuerzos de flexión y axiales que se aplican a los ejes acoplados.

La función del acoplamiento flexible será transmitir desde los motores diésel de propulsión hasta la caja reductora.

El tamaño y las propiedades del acoplamiento flexible se determinarán acorde a las vibraciones y cumpliendo los cálculos de vibración torsional.

La sustitución de los elementos elásticos del acoplamiento se podrá realizar sin mover el motor de propulsión.

#### **7.2.2.1 Clases de acoplamientos flexibles**

Los acoplamientos flexibles transmiten movimientos relativos, y permiten ligeras desalineaciones entre los elementos conectados, permiten diferentes grados de libertad: axial, angular, lateral y torsional.

Estos acoplamientos pueden adquirir deformación, por lo tanto se utilizan cuando no se requiere mucha precisión.

Se pueden clasificar en:

- De manguitos flexibles.
- De disco flexible.
- De fuelle helicoidales.
- De cadenas.
- Direccionales de tipo Falk.

### **7.2.3 Acoplamientos hidráulicos**

En los acoplamientos hidráulicos se transmite la potencia a través de la energía cinética comunicada por el movimiento circular en el interior de la cámara de trabajo, colocada entre el rotor bomba en el eje de acoplamiento, y el rotor turbina en el eje accionado.

En situaciones en las que no existe la posibilidad de instalar un eje con brida, o cuando las conexiones de eje convencionales resultan en una instalación costosa o, no pueden cumplir los requisitos de la línea del eje, se puede utilizar acoplamiento hidráulico.

Los acoplamientos hidráulicos son un método muy simple de conexión del eje. Ello reduce el requerimiento de la preparación del eje debido a la necesidad de usar ranuras de clavos, cierres o anillos de empuje en el extremo del eje. También asegura una transmisión segura del par a la hélice y así mismo soporta empujes muy altos por la fuerza de fricción.

### **7.3 Acoplamientos del eje**

Acorde a como se explicó anteriormente los acoplamientos hidráulicos acoplarán todas las secciones del eje de cada tramo del mismo, por lo tanto, transmitir el par y la potencia del motor diésel a través de la reductora hasta las hélices.

Lleva instalado un acoplamiento flexible entre el motor diésel y la reductora. La función de los acoplamientos flexibles es transmitir la potencia de los motores principales de propulsión

diésel a la reductora, para absorber movimientos relativos entre ellos, y también para mejorar el comportamiento de vibraciones de torsión.

## 7.4 Pernos de los acoplamientos

### 7.4.1 Diámetro pernos

El diámetro de los pernos de acoplamiento se calcula mediante la siguiente fórmula, de la Sociedad de Clasificación Lloyd's Register LR, January 2017, Part 11, Chapter 2, Section 4.

$$d = \sqrt{\frac{240}{nD} \frac{10^6}{\tau_u} \frac{P}{R}}$$

$$d = \sqrt{\frac{240}{16 \times 900} \frac{10^6}{785} \frac{18900}{131}} = 55.35 \text{ mm}$$

El espesor de la brida:

$$t = 0,2 \times 470 = 94 \text{ mm}$$

Radio en la brida del acoplamiento:

$$r = 0,08 \times 470 = 37,6 \text{ mm}$$

EJE INTERMEDIO	VALOR	UNIDADES
Diámetro eje	470	Mm
Potencia	18900	KW
Revoluciones	131	Rpm
Tensión acoplamiento	785	Mpa
Diámetro acoplamiento	900	Mm
Número de acoplamientos	16	UD
<b>Radio en la base de la brida del acoplamiento</b>	55,35	Mm

Tabla 15 Radio en la base de la brida

PERNOS	Requerido	UNIDADES
<b>Diámetro de los pernos de acoplamiento</b>	55,35	Mm
<b>Espesor de la brida</b>	94	Mm

Tabla 16 Espesor de la brida



## 8. ESPESOR CAMISA DE BRONCE

Las camisas de bronce irán ubicadas en las zonas que el eje se apoya sobre el cojinete para evitar un desgaste excesivamente rápido.

El menor espesor requerido de las camisas de bronce acorde a la fórmula de Lloyds Register January 2017, Part 11, Chapter 2, Section 4 será:

$$t = \frac{D+230}{32}$$

Espesor camisa de bronce en el cojinete eje cola:

$$t = \frac{D+230}{32} = \frac{570+230}{32} = 25$$

Espesor camisa de bronce en el cojinete del eje de cola reducido:

$$t = \frac{D+230}{32} = \frac{540+230}{32} = 24,06$$

t = espesor de la camisa

D = diámetro del eje debajo de la camisa.

Las camisas de bronce no tienen problemas de corrosión.

EJE COLA	VALOR	UNIDADES
Diámetro	570	mm
Espesor de la camisa de bronce	25	mm
<b>Espesor requerido</b>	25	mm
EJE COLA REDUCIDO	VALOR	UNIDADES
Diámetro	540	mm
Espesor de la camisa de bronce	24,06	mm
<b>Espesor requerido</b>	25	mm

Tabla 20 Espesor Camisa de Bronce

## 9. ANÁLISIS ARBOTANTE

Muchos buques modernos de alta velocidad, como portacontenedores, transbordadores y Ro-Ro, están configurados con la línea de ejes externa. Los ejes, los cojinetes y las hélices están soportados mediante arbotantes. El diseño adecuado de los arbotantes implica realizar el análisis y diseño estructurales de vibraciones y efectos hidrodinámicos.

El Turbinia es un buque de alta velocidad que fue construido hace más de cien años, con múltiples arbotantes que sostienen sus ejes externos de las hélices, desde entonces, se han construido muchos buques así. Estos buques incluyen Ro-Ro de alta velocidad, portacontenedores de doble hélice --tales como el Sea Lands que podía mantener una velocidad de hasta 33 nudos--, fragatas y destructores, hasta cuatro súper graneleros. A finales de los años 60 y 70, los buques de una sola hélice con ejes externos eran muy populares. Todos estos buques tenían una configuración con el eje externo donde la hélice y el eje estaban soportados por un arbotante principal con un cojinete y, en muchos casos, también un arbotante intermedio y un cojinete.

Para las aplicaciones de buques de alta velocidad, la configuración de eje externo ofreció ventajas en cuanto al peso, volumen desplazado y menores costos iniciales.

Por el lado negativo, en el caso de los buques que tienen eje externo hay ejemplos de buques que reportan altas vibraciones, ruido, erosión inusual en la hélice y puede aparecer también erosión en el arbotante.

Un arbotante para que esté bien diseñado debe proporcionar resistencia y rigidez al cojinete del eje, debe ser resistente a la cavitación, y al mismo tiempo ser rentable para su construcción e instalación.

El propósito principal de los arbotantes es servir como soporte para la hélice y el eje. Deben ser lo suficientemente resistentes para soportar las cargas estáticas y dinámicas de los ejes. Se deben diseñar para proporcionar un margen de seguridad para permitir, en caso de ser necesario, la operación con la hélice o el eje dañado.

La estructura debe ser de gran resistencia, y también debe diseñarse para que soporte y transmita al casco los esfuerzos sufridos por el arbotante.

Normalmente, los arbotantes se unen al barco a través de una extensión del brazo de arbotante llamado palmejar del arbotante

### **Arbotantes radiales y tangenciales.**

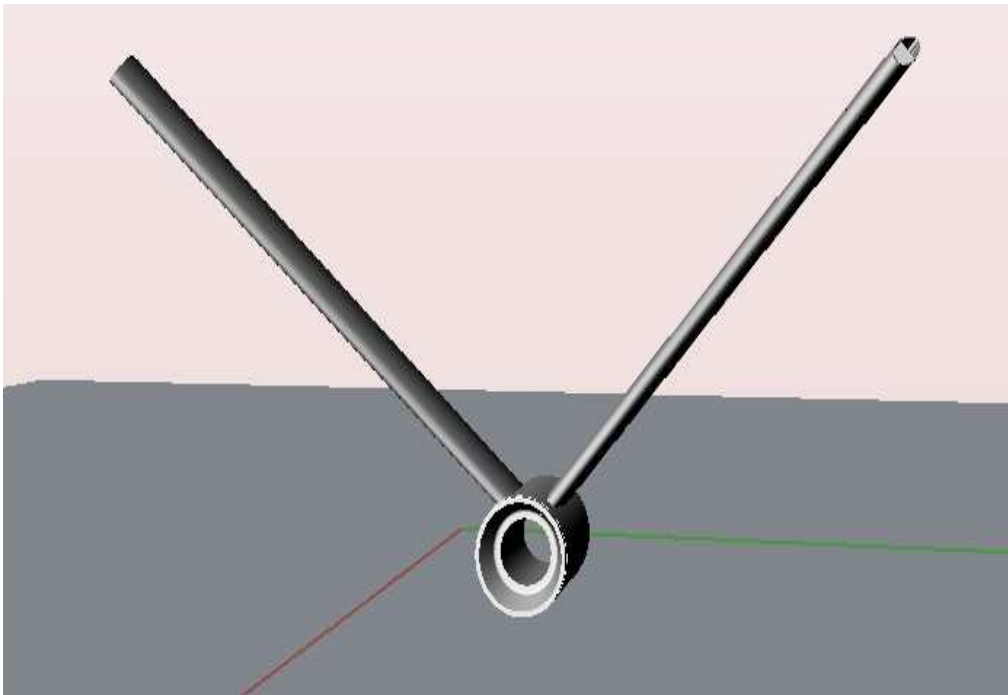
Hay tres configuraciones básicas de arbotantes: el arbotante de un brazo, que a menudo se denomina arbotante en "I"; y hay dos clases más de arbotantes de dos brazos o en "V". Los arbotantes en "V" difiere en la forma en que se cruzan y se adhieren al núcleo del arbotante. En el primer tipo, los brazos del arbotante se intersectan en ángulos rectos con respecto a la superficie del núcleo del arbotante (a veces referidos como arbotantes radiales), lo cual es común en los buques de la Armada de los Estados Unidos. En el segundo tipo, los brazos pueden cruzar el núcleo del arbotante de una manera más tangencial.

Cada tipo de arbotante tiene sus ventajas y desventajas. En el caso del arbotante radial proporciona una resistencia y rigidez superiores, sin embargo, en la parte hidrodinámica, éstos tienden a reducir el flujo entre los brazos del arbotante.

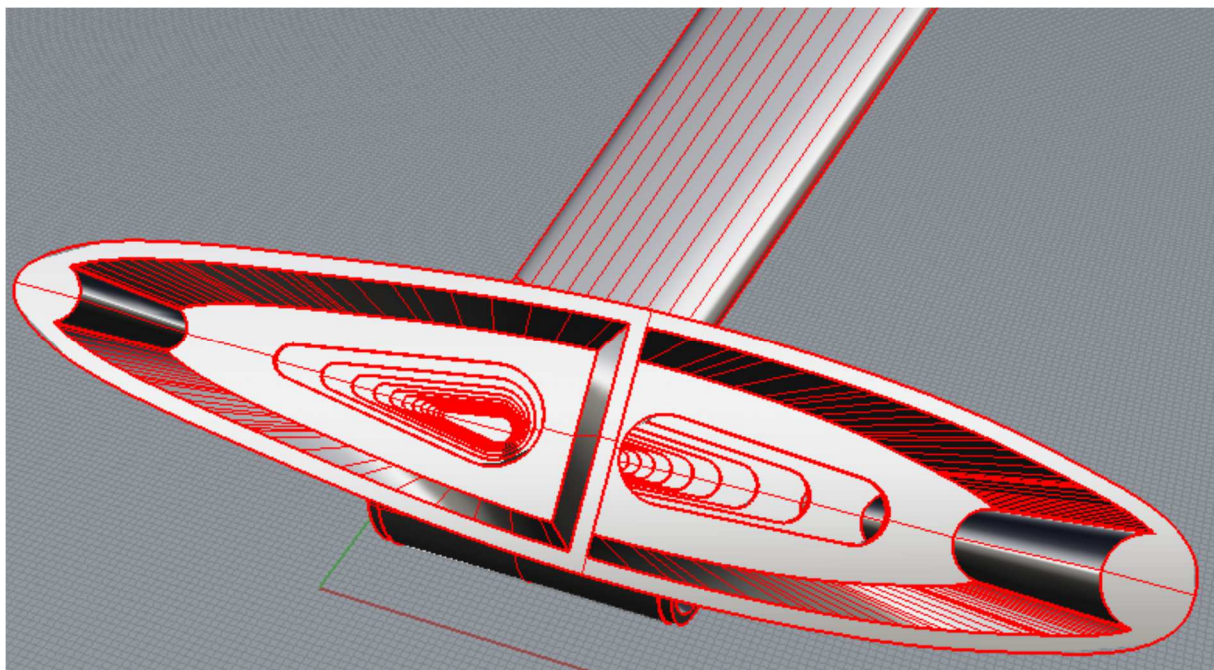
El modelo seleccionado para el buque de este proyecto es radial por lo que ofrece una mayor resistencia y rigidez.

### 9.1 Modelizado del arbotante

Debido a su complejidad y curvaturas se selecciona el software Rhinoceros™ de Robert McNeel & Associates, que es una herramienta de modelado en 3D, para realizar el modelado del arbotante. La geometría se modelará en base a otros buques de similares características.



*Ilustración 1 Modelo arbotante en Rhinoceros*



*Ilustración 2 Interior brazo arbotante*

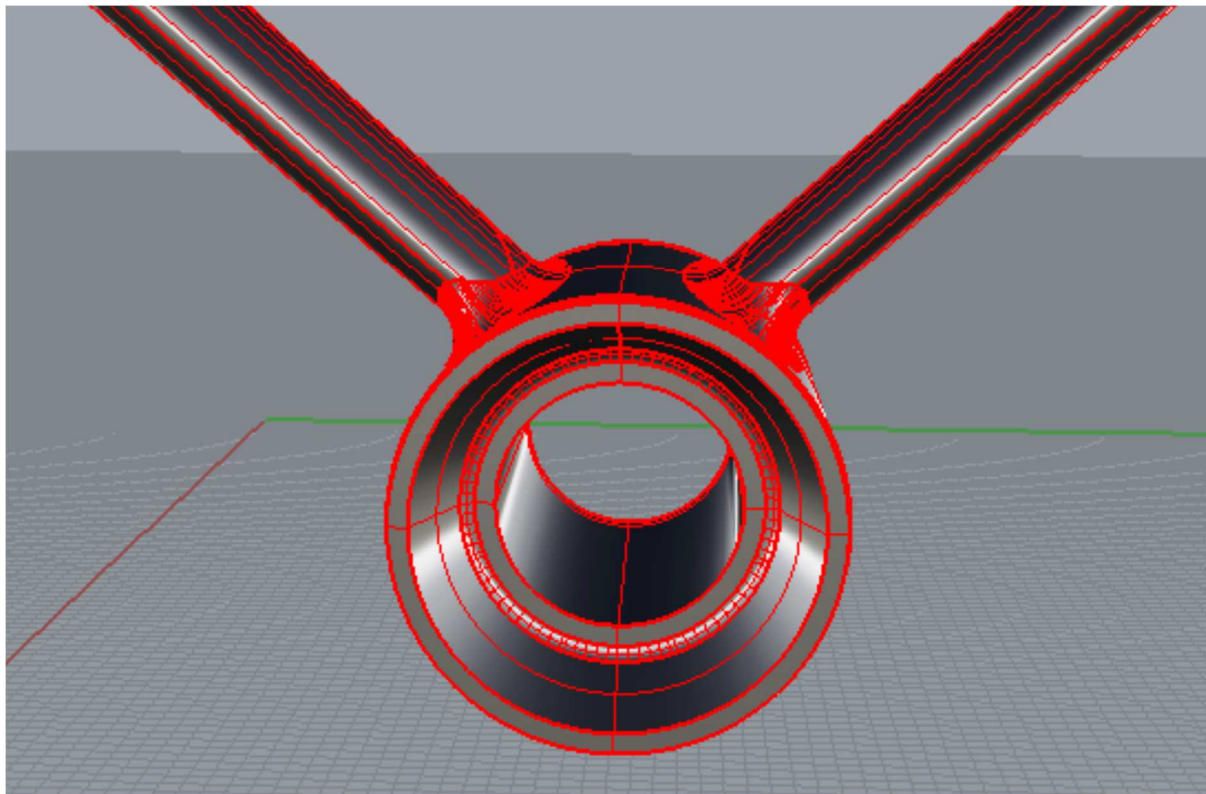


Ilustración 3 Núcleo arbotante

## 9.2 SolidWorks™

El motivo de usar SolidWorks de Dassault Systemes es:

- Es uno de los más programas más contrastados a nivel mundial.
- Fácil manejo y posee una interface intuitiva y bien estructura.
- Permite abrir el modelo en múltiples formatos, entre ellos STEP, que es del cual se exportó desde Rhinoceros.

## 9.3 Cálculo por elementos finitos

Hasta la aparición de los ordenadores los elementos finitos no eran capaces de resolver problemas complicados, aunque el método desde el punto de vista matemático de estructuras estaba consolidado en la descripción del fenómeno físico, sin embargo, no era práctico hasta que se popularizaron los ordenadores que permitieron resolver miles de ecuaciones en segundos.

Los elementos finitos son un método numérico que sirven para solucionar problemas de ingeniería de alta complejidad por lo que se utilizan habitualmente para resolver geometrías complejas.

La solución analítica de las expresiones matemáticas que dan soluciones a una incógnita, que es la correcta en el cuerpo, en cualquier sección de este en un número infinito de puntos dentro del cuerpo.

Se pueden resolver varias ecuaciones algebraicas a la vez a través de los elementos finitos, no necesitando así ecuaciones diferenciales complejas. Y este método permite obtener

valores cercanos a las incógnitas en el cuerpo, en un número determinado, y esto está vinculado a los elementos empleados para la discretización de la pieza.

Los elementos finitos consisten en la modelación de un cuerpo que dividen el mismo, en cuerpos más pequeños que se interconectan a través de puntos o nodos, que forman superficies y se comportan como volúmenes independientes.

El método de los elementos finitos divide el cuerpo en un número discreto de elementos, que se resuelven simultáneamente para obtener un resultado de todo el conjunto.

En el software de Solidworks Simulation se debe de introducir correctamente los datos en el programa, tales como materiales para cada sólido, definir restricciones, cargas externas y en ensamblajes y piezas multicuerpo.

Las principales ventajas de usar el método elementos finitos:

- No se necesita físicamente el modelo para el diseño preliminar para simularlo con el ahorro de costes que ello conlleva.
- Se puede optimizar rápidamente el diseño volviéndolo a modelar.

Para realizar el cálculo por elementos finitos, se modelizará el arbotante partiendo de uno de un buque similar. Se considera que el arbotante es complejo y susceptible de mejora y por lo tanto es lo que realmente interesa analizar. El eje se sitúa en el interior del arbotante para poder colocar las cargas adicionales correctamente, el peso de la hélice y el momento torsor. También hay que considerar el peso del propio eje y los elementos que van alojados en su interior para que el modelo se aproxime lo más posible a la realidad. Es decir, lo que buscamos es una correcta idealización geométrica del conjunto y una adecuada idealización mecánica de las cargas y de los enlaces.

Para conocer las reacciones se realizará un análisis estático, aunque para obtener resultados más precisos sería necesario realizar a continuación un análisis dinámico.

### 9.3.1 Alcance del estudio

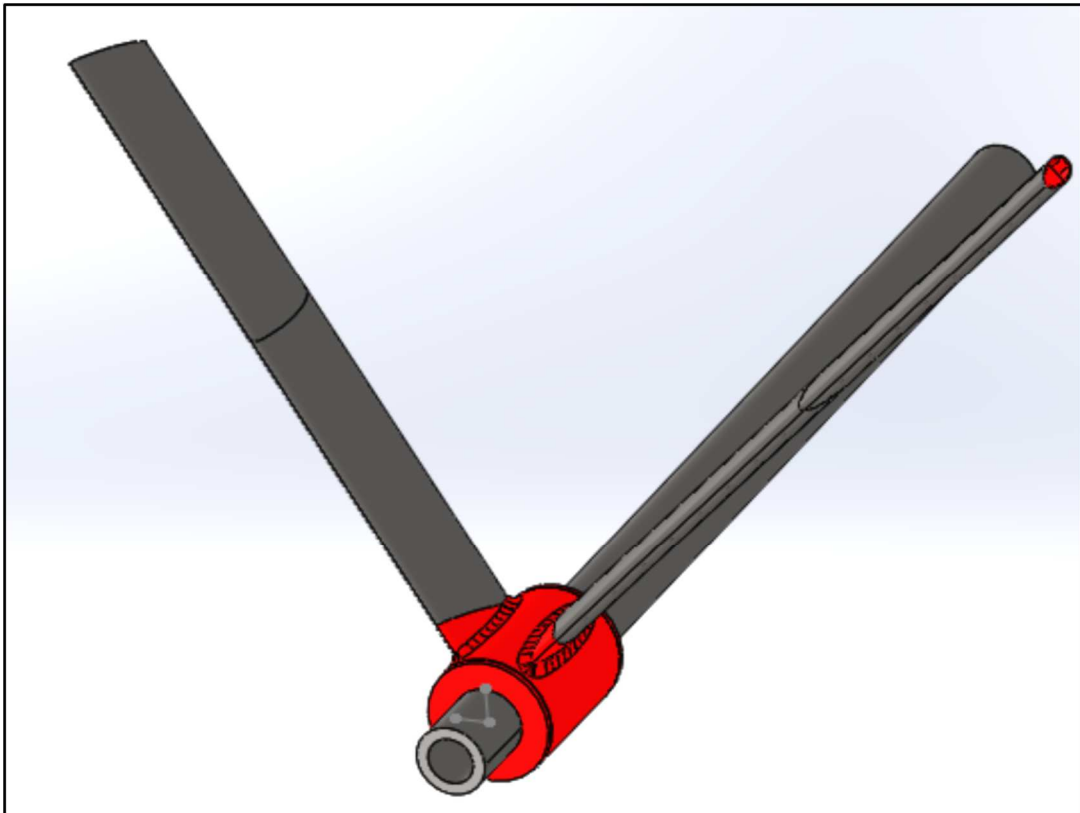
Aunque lo idóneo sería realizar el estudio de la parte que queremos analizar con todo el buque, debido a la complejidad que ello supondría, lo que se hace es modelar sólo los dos elementos que se consideran indispensables: parte del eje y el arbotante. Este último es modelado en Rhinoceros debido a su complejidad en las formas.

La modelización de parte del eje se realizará directamente en SolidWorks por su sencillez. El eje se modela sólo desde la hélice hasta el cojinete de la bocina. Por lo que no se modela el tramo desde este cojinete hasta el acoplamiento que va entre la reductora y el eje intermedio porque se considera despreciable la incidencia que pueda tener en la precisión de los cálculos sobre el arbotante.

Debido a que el eje y sus elementos asociados (cojinete, portacojinete y liner) no son objeto de estudio en este trabajo, no se modelizarán, excepto en el caso del propio eje, aunque no se modelará con el diámetro real, sino con un diámetro de eje equivalente al peso del eje con todos estos elementos en el interior del arbotante (portacojinete, cojinete y la camisa de bronce).

El diámetro exterior del modelo será igual al diámetro del núcleo del arbotante para que quede acoplado directamente en éste, y que así sea posible aplicar el momento torsor al eje para que sea transmitido adecuadamente.

Por lo tanto el objeto de análisis es únicamente el arbotante. Los resultados obtenidos se utilizarán para una validación y propuesta de mejora de este elemento sin tener en cuenta la validez sobre otras partes del buque.



*Ilustración 4 Modelo analizado SolidWorks*

### 9.3.2 Número de grados de libertad

Número de nodos: 552.598  
Número de elementos: 325.742  
Números de grados libertad: 738.168

La malla basada en curvatura ha sido seleccionada porque se utiliza para aristas en contacto o parcialmente en contacto de sólidos de chapa metálica y superficie. Este tipo de mallador también permite el mallado compatible entre caras sólidas en contacto.

### 9.3.3 Condiciones de contorno

En el cálculo por elementos finitos de este modelo, se colocarán las sujeciones fijas, en la parte superior de los brazos del arbotante y en el extremo del eje donde iría el cojinete del tubo de la bocina. Los resultados de esta parte no se pueden considerar representativos, puesto que en los análisis por elementos finitos los resultados de la zona donde estén ubicados los apoyos y las cargas, no serán suficientemente fiables.

En las siguientes tablas se muestran las geometrías fijas en el modelo:

Tipo de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
<p><b>Fijo-1</b></p>		<p><b>Entidades:</b> 6 caras</p> <p><b>Tipo:</b> Geometría fija</p>
<p><b>Fijo-2</b></p>		<p><b>Entidades:</b> 1 cara</p> <p><b>Tipo:</b> Geometría fija</p>

Tabla 17 Detalles de sujeción

El tipo de contacto seleccionado ha sido “sin penetración”, a pesar de que ello demora los cálculos mucho más tiempo es el que más se asemeja a la realidad, puesto que impide la interferencia entre los elementos del eje y del arbotante.

La unión entre eje y arbotante será rígida, permitiendo a los elementos estar en contacto, ya que en el modelo realizado no hay separación entre el eje y el arbotante.

En la siguiente tabla se muestran las propiedades de los contactos seleccionados en el modelo.



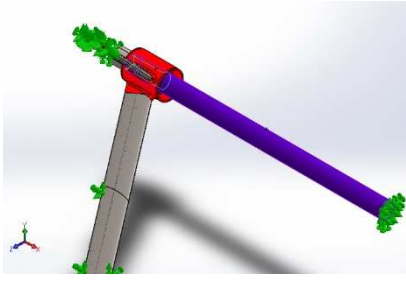
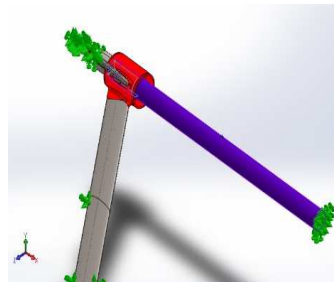
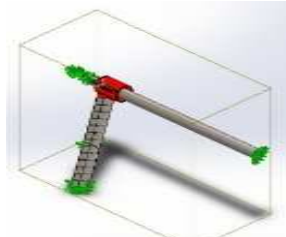
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto-1		<b>Tipo:</b> Par de contacto rígido <b>Entidades:</b> 2 caras
Contacto-2		<b>Tipo:</b> Par de contacto rígido <b>Entidades:</b> 2 caras
Contacto global		<b>Tipo:</b> Unión rígida <b>Componentes:</b> 1

Tabla 18 Tipo de contacto

### 9.3.4 Cargas

Las cargas a introducir en el modelo serán una carga uniformemente distribuida en el eje de cola, equivalente al peso de la hélice y el momento torsor que también se aplica en el eje de cola, en la cara donde correspondería el centro de gravedad de la hélice, para que su efecto sobre el eje y el arbotante sea lo más realista posible. El propio peso está incluido al definir el material.

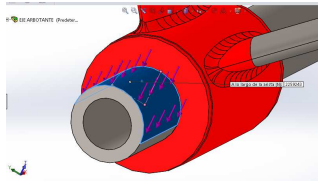
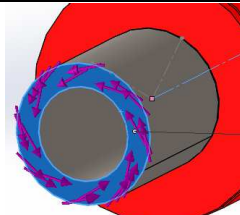
Tipo de carga	Imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<b>Entidades:</b> 1 cara <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza <b>Valores:</b> --,--,2.259e+006 N
Torsión-1		<b>Entidades:</b> 1 cara <b>Referencia:</b> Eje1 <b>Tipo:</b> Momento torsor <b>Valor:</b> 1.272e+006 N.m

Tabla 19 Cargas añadidas



### 9.3.5 Material del modelo

Los materiales introducidos en el software serán los que figuran a continuación:

En la siguiente tabla se puede visualizar el material del eje y arbotante:


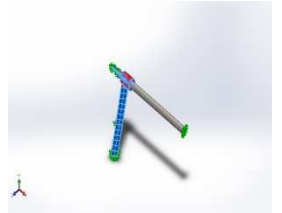
MODELO EJE	PROPIEDADES
	<p><b>Nombre:</b> acero eje mil-23248(sh)  <b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico  <b>Límite elástico:</b> 5.17e+008N/m<sup>2</sup>  <b>Límite de tracción:</b> 6.55e+008N  <b>Módulo elástico:</b> 2e+011 N/m<sup>2</sup>  <b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.28  <b>Densidad:</b> 7700 kg/m<sup>3</sup>  <b>Módulo cortante:</b> 7.9e+010 N/m  <b>Coefficiente de dilatación térmica:</b> 1,3e-005/Kelvin</p>
MODELO ARBOTANTE	
	<p><b>Nombre:</b> acero arbotante  <b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal  <b>Límite elástico:</b> 2.35e+008 N/m<sup>2</sup>  <b>Límite de tracción:</b> 4e+008 N/m<sup>2</sup>  <b>Módulo elástico:</b> 2e+011 N/m<sup>2</sup>  <b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.28  <b>Densidad:</b> 7700 kg/m<sup>3</sup>  <b>Módulo cortante:</b> 7.9e+010 N/m<sup>2</sup>  <b>Coefficiente de dilatación térmica:</b> 1.3e-005 /Kelvin</p>

Tabla 20 Materiales utilizados

En la siguiente tabla se muestran los pesos que se han de introducir en el modelo, para después poder realizar los cálculos por elementos finitos:

EJE TRAMO ARBOTANTE HASTA HÉLICE	VALOR	UNIDADES
Longitud	3100	mm
Densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>
Densidad	0,00000785	kg/mm <sup>3</sup>
Diámetro exterior	570	mm
Diámetro interior	150	mm
Área	237.384	mm <sup>2</sup>
Volumen	735.890.400	mm <sup>3</sup>
<b>Masa</b>	<b>5.777</b>	<b>kg</b>
Peso	56.669,82	N
COJINETE Y PORTA COJINETE ARBOTANTE	VALOR	UNIDADES
<b>Masa</b>	<b>1032</b>	<b>kg</b>
LINER COJINETE ARBOTANTE	VALOR	UNIDADES
Longitud	1700	mm

Densidad	8900	kg/m <sup>3</sup>
Densidad	0,0000089	kg/mm <sup>3</sup>
Diámetro exterior	620	mm
Diámetro interior	570	mm
Área	46.708	mm <sup>2</sup>
Volumen	79.402.750	mm <sup>3</sup>
<b>Masa</b>	<b>707</b>	<b>kg</b>
Peso	6.932,57	N
<b>HÉLICE</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
<b>Masa</b>	<b>23.500</b>	<b>kg</b>
<b>EJE COLA + COJI + PORT +LINER (ARBOTANTE)</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Longitud arbotante	2,06	m
Longitud arbotante	2060	mm
<b>Masa total eje cola + cojinete + portacojinete +liner</b>	<b>7.515</b>	<b>kg</b>
<b>TRAMO DESDE ARBOTANTE HASTA APOYO BOCINA</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDADES</b>
Longitud	12.265	mm
Densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>
Densidad	0,00000785	kg/mm <sup>3</sup>
Diámetro exterior	540	mm
Diámetro interior	150	mm
Área	211.244	mm <sup>2</sup>
Volumen	2.590.901.528	mm <sup>3</sup>
<b>Masa</b>	<b>20.338,58</b>	<b>kg</b>
Peso	199.521	N
Distancia	12,26	m

Tabla 21 Masas a considerar

### 9.3.6 Tipo de malla

La operación de mallado se ha realizado utilizando métodos adaptativos a la curvatura, es decir, la selección del tamaño de malla depende del grado de curvatura local de la pieza.

Acorde a la siguiente tabla, se observa que la calidad de la malla es adaptativa, es decir, puesto que el intervalo de valores es muy grande en las zonas de mayor curvatura, realiza un tamaño de malla bastante fino.

Se ha usado una malla de alta calidad, con elementos sólidos tetraédricos parabólico, cada uno de los elementos con tres grados de libertad, que en total dispone de diez nodos.

Los sólidos tetraédricos parabólicos son los llamados de segundo orden y se recomiendan en geometrías curvilíneas complejas.

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 5 (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Control de malla	Definida
Tamaño máx. de elemento	278.596 mm
Tamaño mín. de elemento	13.9298 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	552598
Número total de elementos	325742
Cociente de aspecto máximo	53.535
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	84.2
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0.0292
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0

Ilustración 5 Tipo de malla

### 9.3.7 Algoritmo de cálculo utilizado

Se selecciona un análisis de tensión no lineal puesto que, aunque es un estudio más complejo, permite obtener soluciones más exactas que el lineal.

El coeficiente de fricción seleccionado es 0,1, que es el que hay entre los cojinetes Thordon y el propio eje.

En el caso de problemas sencillos, menos de 25000 Grados de libertad (de ahora en adelante GDL), todos los solver pueden resultar adecuados, pero en este modelo, donde hay 738168 GDL, será necesario seleccionar el solver adecuado.

A partir de 100.000 GDL, el solver adecuado es el FFEPlus, que es un método de cálculo interactivo, más veloz para este tipo de problemas. Al ser el material del arbotante y el eje muy similares no hay problema en que el método de cálculo sea iterativos.

El solver Direct Sparse no se utilizó porque necesita hasta 1 GB de RAM por cada 200.000 GDL, mientras que el FFEPlus solo 1 GB de RAM por cada 2000000 GDL.

El programa selecciona el solver automáticamente cuando tiene la opción de configuración en automático, que ya viene predeterminado por el programa para los estudios estáticos. El propio software ha elegido en este caso FFEPlus para la resolución.

### 9.3.8 Criterio de Von Mises

Seleccionamos la tensión de Von Mises, porque se trata de una pieza de carácter elástico, puesto que el material utilizado es acero, que en caso de material frágil no sería adecuado. Y, así mismo, también es un tipo de tensión que nos da resultados de los valores de tensiones combinadas.

El criterio de Von Mises es como sigue:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{((\sigma_1 - \sigma_2))^2 + ((\sigma_2 - \sigma_3))^2 + ((\sigma_3 - \sigma_1))^2}{2}}$$

La teoría de Von Mises se basa en que el caso de un material dúctil este comienza a ceder en caso de que supere este límite. El factor de seguridad se obtiene de la relación entre la tensión límite intrínseca del material y la tensión de Von Mises.

$$\frac{\sigma_{vonMises}}{\sigma_{Limit}} < 1$$

## 10. CONCLUSIONES

Analizando el modelo por elementos finitos se observa que las tensiones mayores se dan en los brazos de los arbotantes muy pegados al núcleo, y que además la tensión máxima se produce en el interior del brazo así que para poder visualizarla se utiliza una función del programa que nos da una vista de sección de trazado iso. Esto permite visualizar donde se producen las cargas máximas de Von Mises ( $N/m^2$ ).

Un trazado ISO permite representar las partes del modelo que tienen un valor de tensión superior a un límite seleccionado. La zona que queda representada es aquella que tiene valores superiores diferenciando mediante gradientes de color aquellas zonas más tensionadas y las menos tensionadas.

En la siguiente figura se ha tomado como límite de tensión 70,44 MPa, quedando representada la porción de pieza con tensiones superiores a este valor. También se puede observar el punto donde se da la tensión máxima.

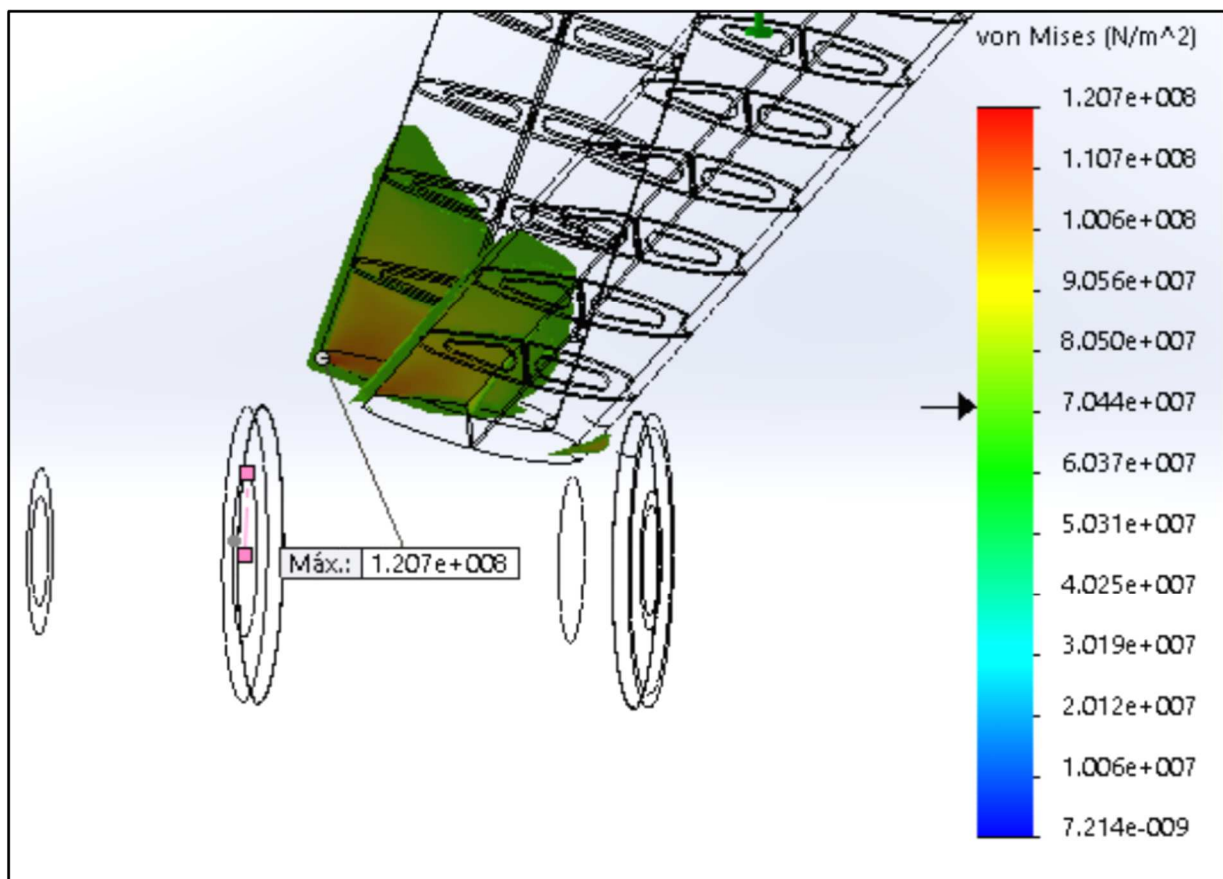


Ilustración 6 Tensión máxima

A continuación, se muestra una imagen donde se puede ver en detalle el punto de tensión máxima, 120,7 MPa alojado en el interior brazo del arbotante en un punto de refuerzo interior cercano al núcleo, y observándose el límite elástico del material es 235 MPa, un valor muy superior a éste:

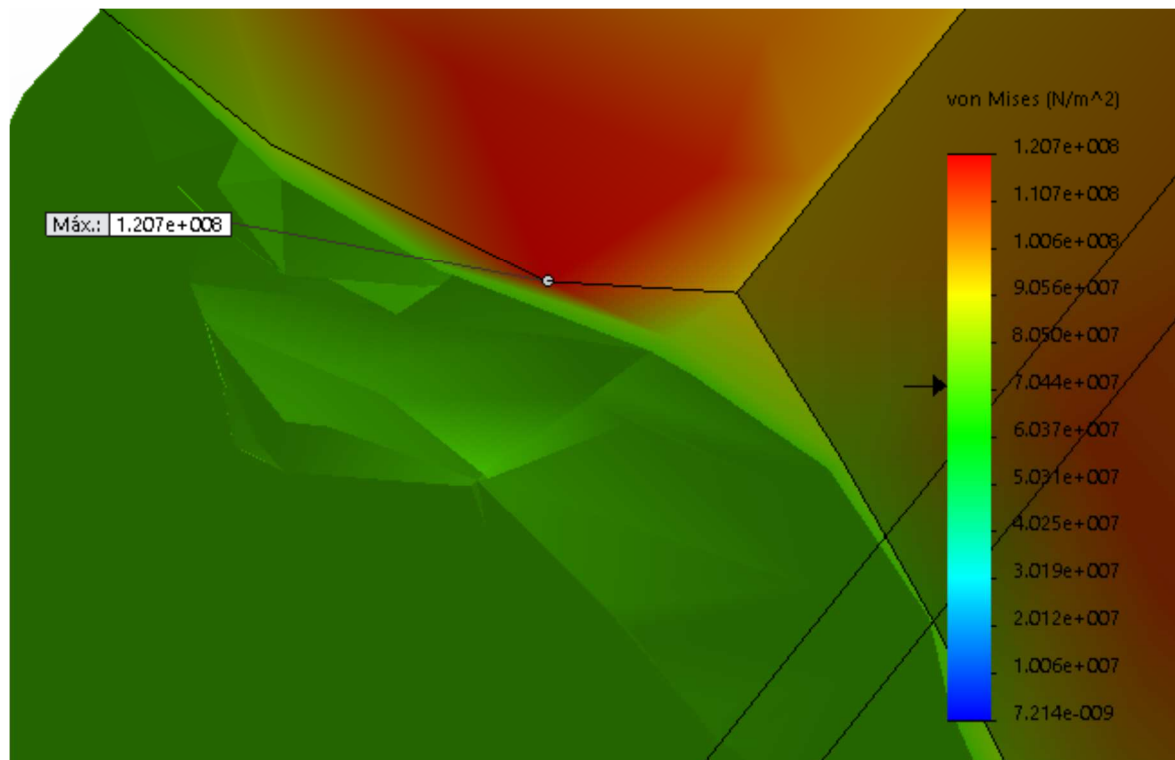


Ilustración 7 Punto de tensión máxima

En la siguiente imagen, se muestran la estructura solo con las cargas máximas a partir de 25,5 MPa, que como se puede observar se producen en los brazos del arbotante. En el núcleo apenas son perceptibles, por lo cual se podría reducir material de esta zona optimizando para la resistencia local del elemento y mejorando las sollicitaciones al resto de la pieza debido al aligeramiento de peso que supone.

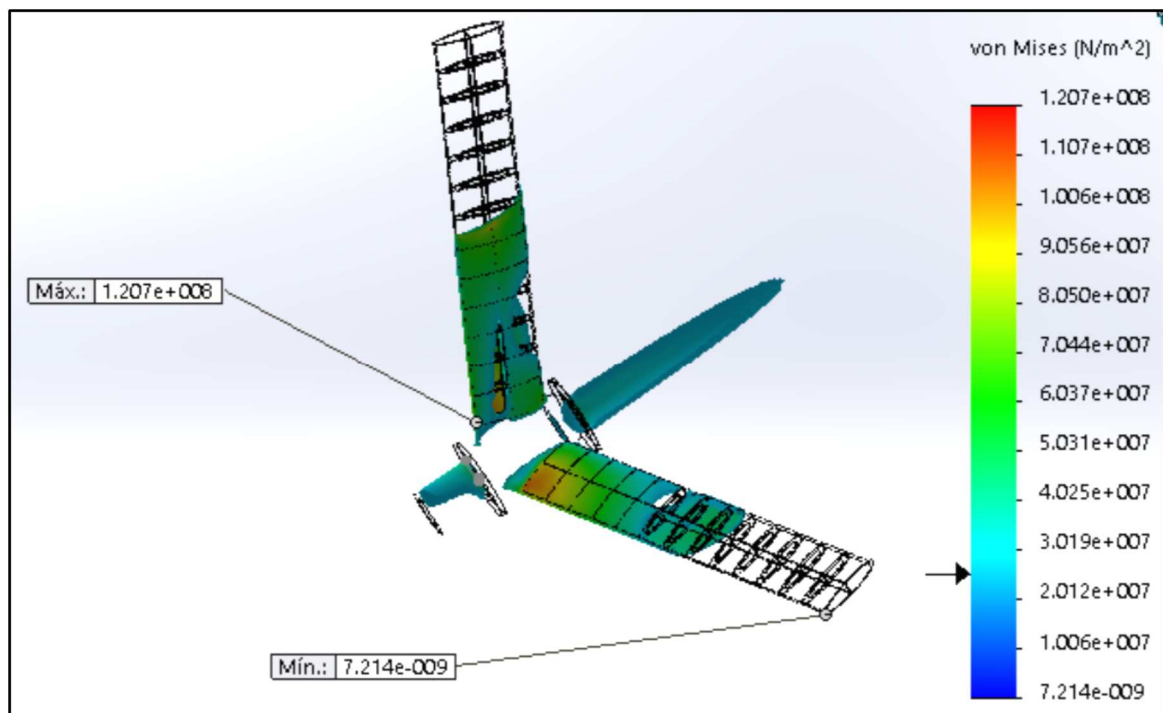


Ilustración 8 Tensión de Von Mises

En la siguiente imagen se puede ver la deformación unitaria más elevada, que se produce, al igual que la tensión máxima, en la misma zona, muy cerca del núcleo. Los brazos del arbotante se ven alabeados debido al efecto del torsor sobre el conjunto. Pero, el mayor efecto es provocado por el momento flector del peso de la hélice, que causaría una flecha intolerable en caso de que no existiese el arbotante.

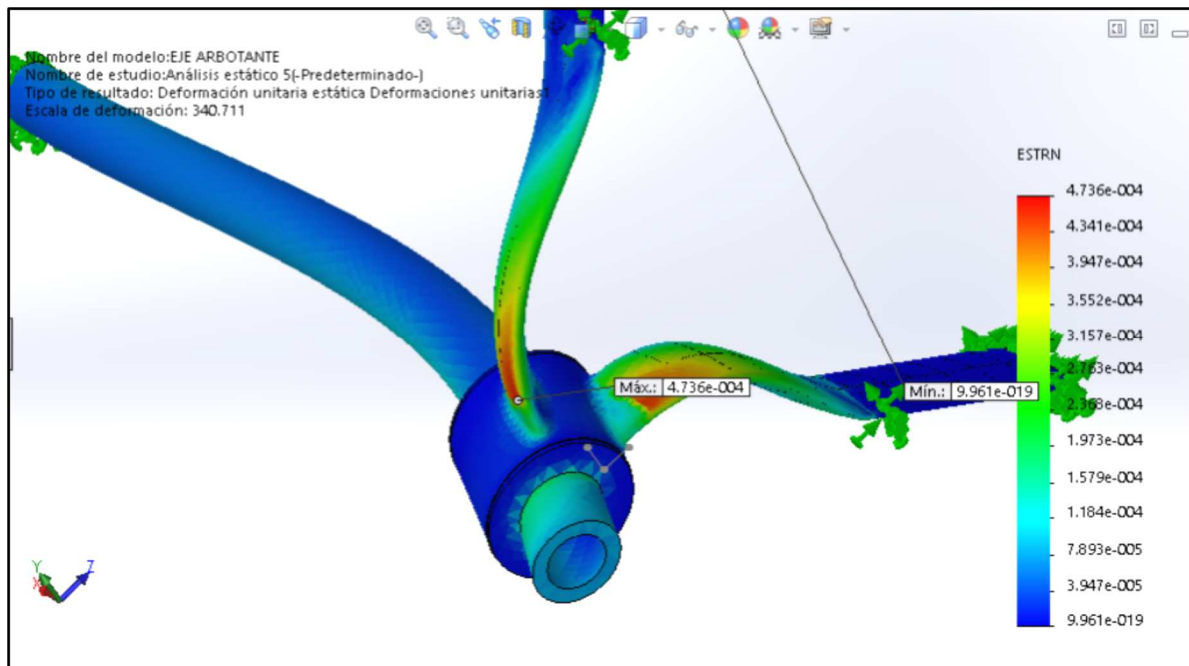


Ilustración 9 Deformación unitaria estática

En cuanto a las deformaciones unitarias en los ejes “x”, “y”, “z” presentan unos valores máximos similares que son permisibles para la zona en donde se concentran las tensiones. La zona más tensionada es también la zona con mayores deformaciones unitarias.

En la zona próxima al núcleo del brazo del arbotante existe una concentración de tensiones que provocan coherentemente un aumento de deformaciones causadas por varios esfuerzos, el más relevante el de tracción y flexión provocada por el peso del eje y la hélice que desvía la combinación de tensiones hacia la parte de popa del brazo del arbotante.



El procedimiento seguido por el programa según el método de cálculo matricial de la rigidez o deformaciones, calcula los desplazamientos de cada nodo según las restricciones de material y cargas para posteriormente hallar las deformaciones unitarias que proporcionan los parámetros fundamentales para el cálculo de tensiones en cada punto.



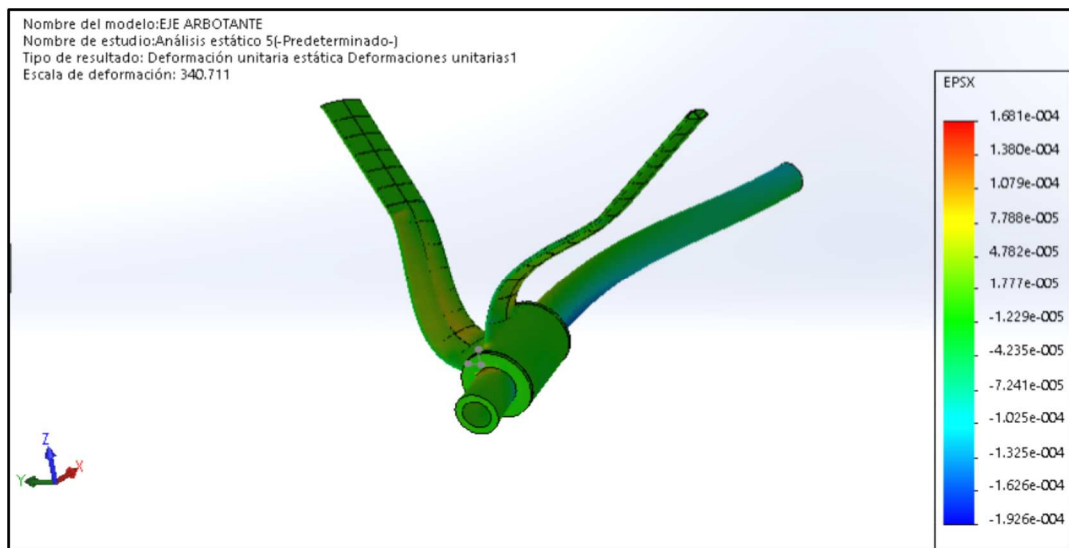


Ilustración 10 Deformación unitaria en "x"

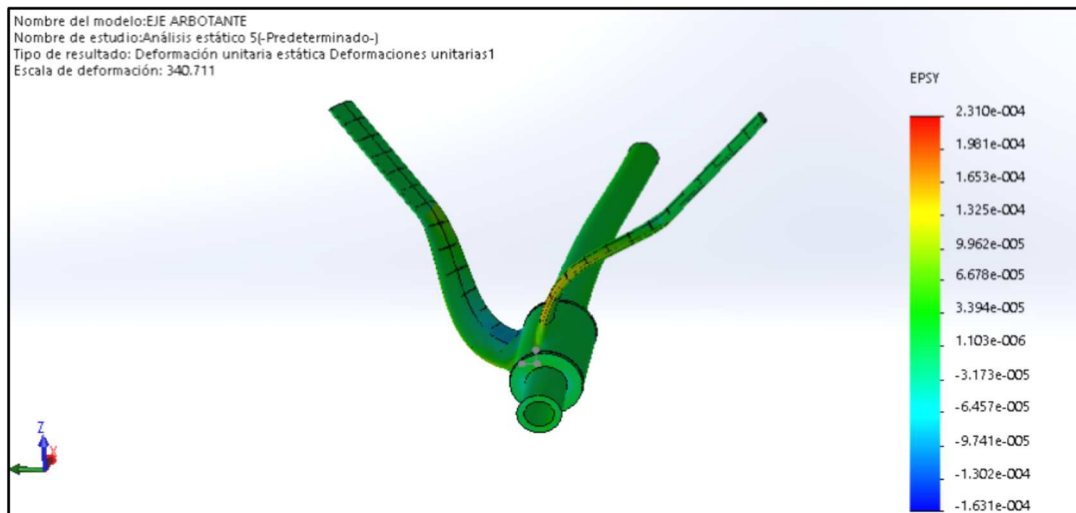


Ilustración 11 Deformación unitaria en "y"

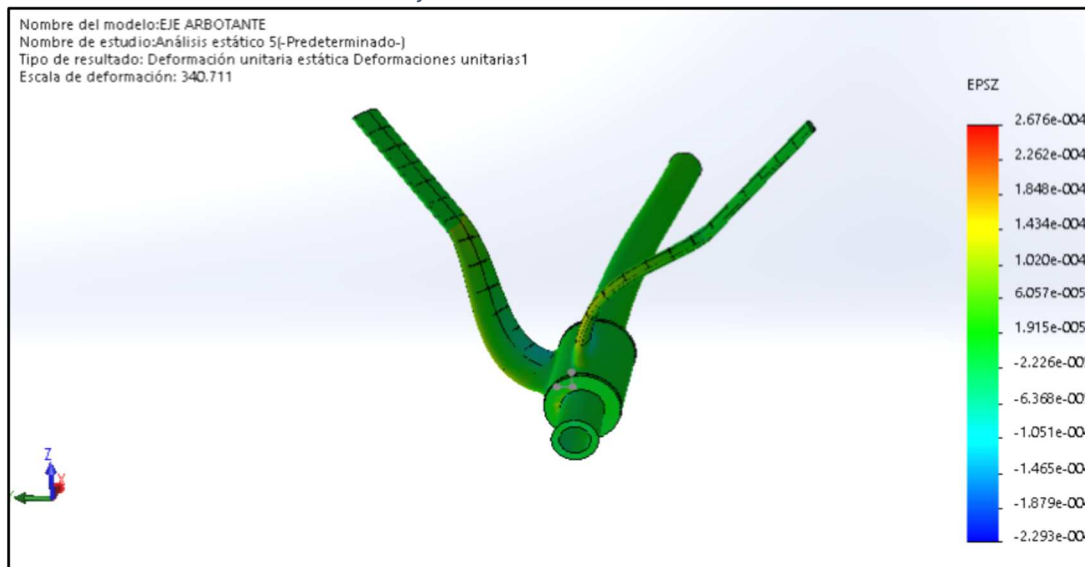


Ilustración 12 Deformación unitaria en "z"



Los desplazamientos máximos son tolerables para el comportamiento del elemento bajo carga estática.

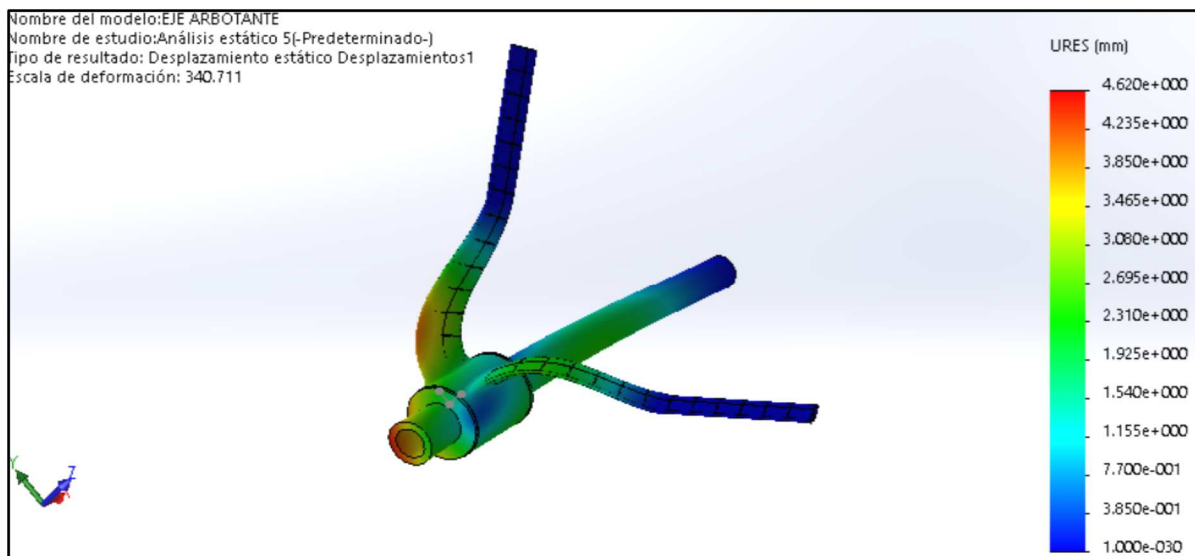


Ilustración 13 Desplazamientos

A continuación se muestra el factor de seguridad, que es válido puesto que da un valor de 1,9. Teniendo en cuenta además que el cálculo realizado es de tipo estático debe haber un margen suficiente para considerar efectos dinámicos que producirán un incremento de deformaciones y consecuentemente tensiones.

Aun así se considera que el factor de seguridad es suficiente garantía para los esfuerzos que faltarían por considerar.

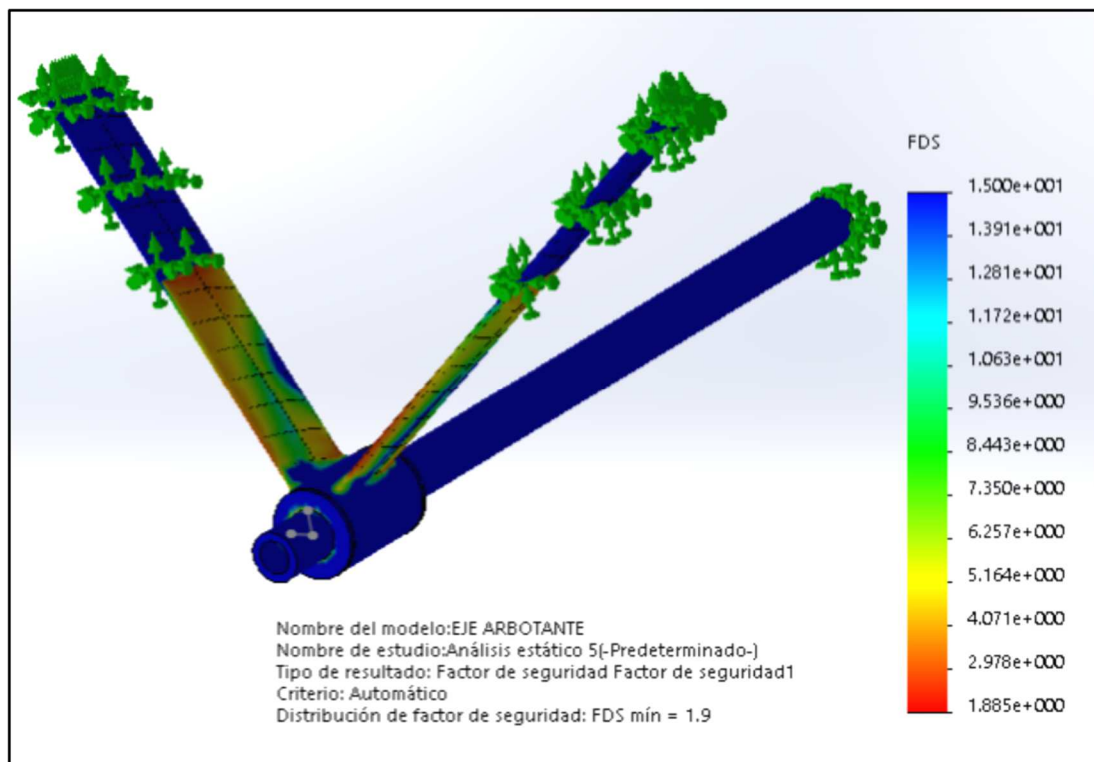


Ilustración 14 Factor de Seguridad

Con las Isosuperficies también se puede ver que la tensión es más alta en la parte inferior. Para ello se selecciona el valor de 2,55 MPa a partir del cual aparece la superficie modelada.

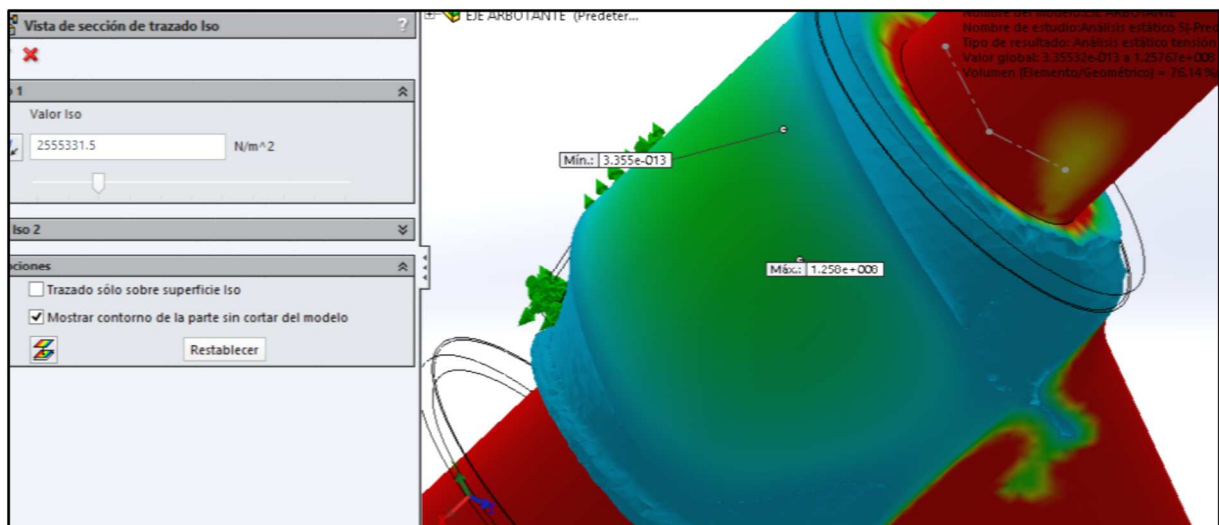


Ilustración 15 Isosuperficie parte inferior

De hecho en la parte superior todavía gran parte del núcleo está sin material, lo que quiere decir que los esfuerzos más altos recaen en la parte inferior del núcleo, como se predice en el modelo.

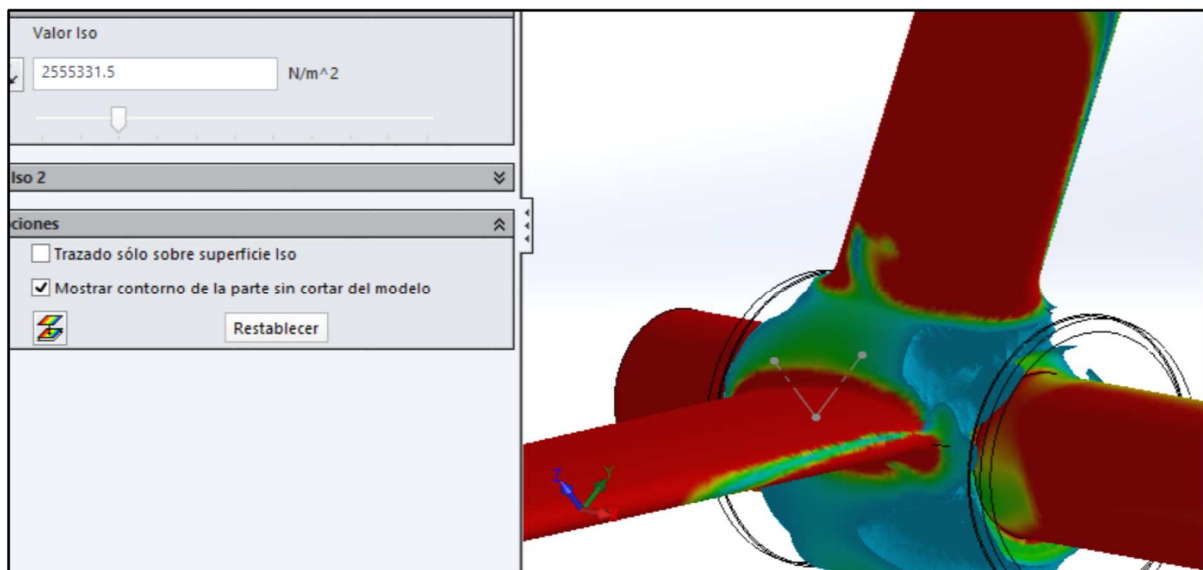


Ilustración 16 Isosuperficie parte superior

## **ANEXO DE PLANOS**

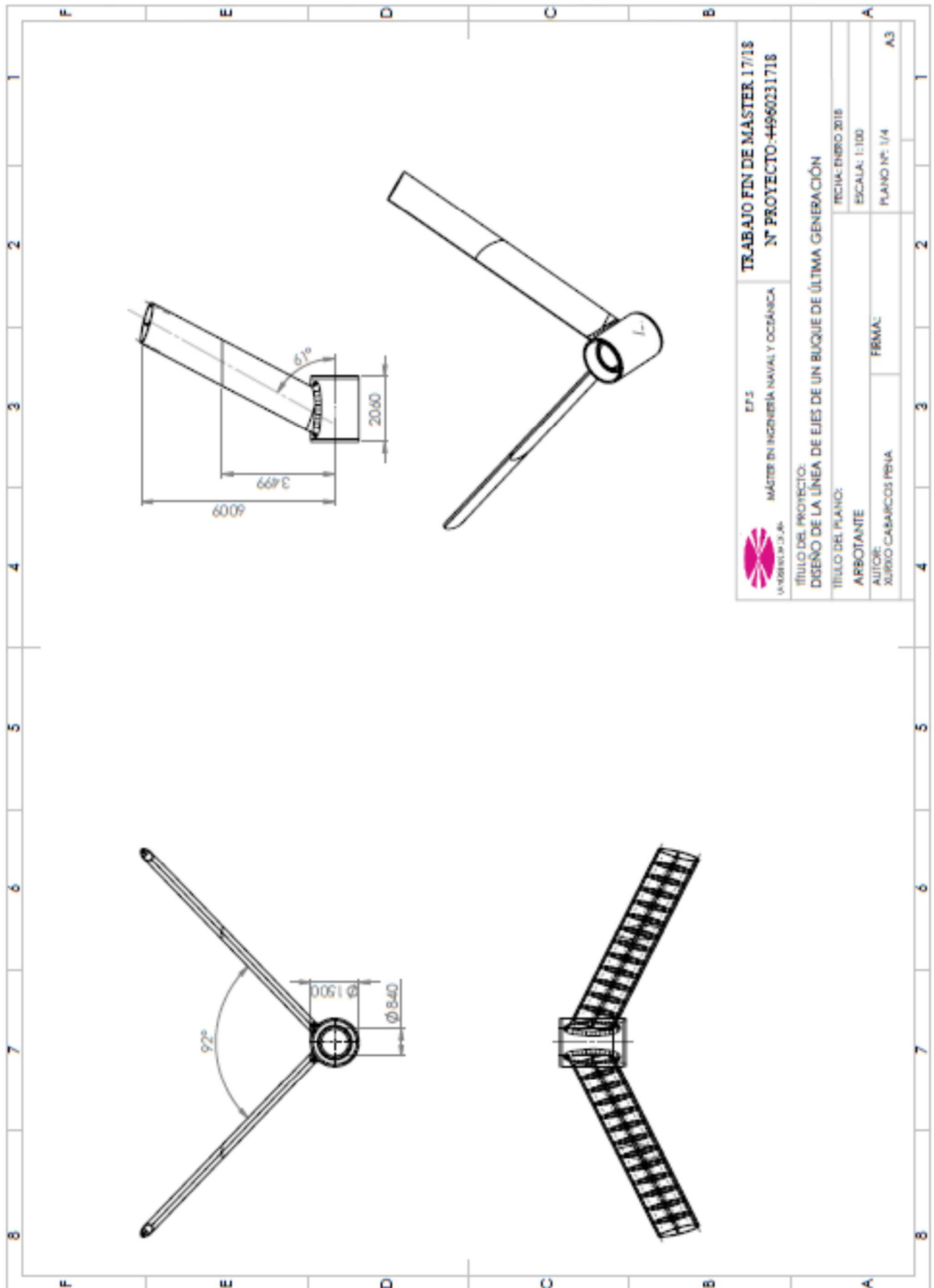
Listado de planos:

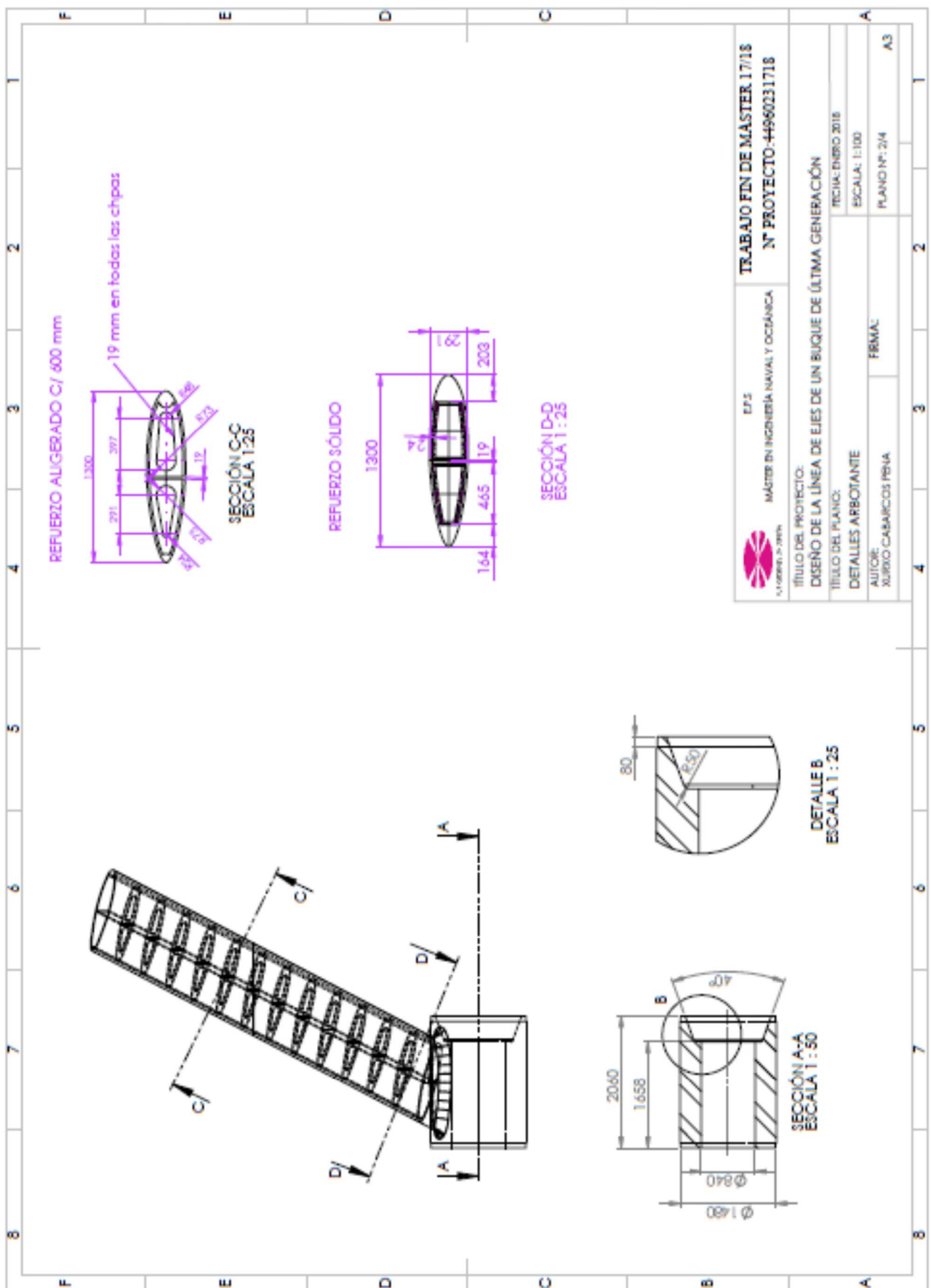
**Plano 1.1 Arbotante.**

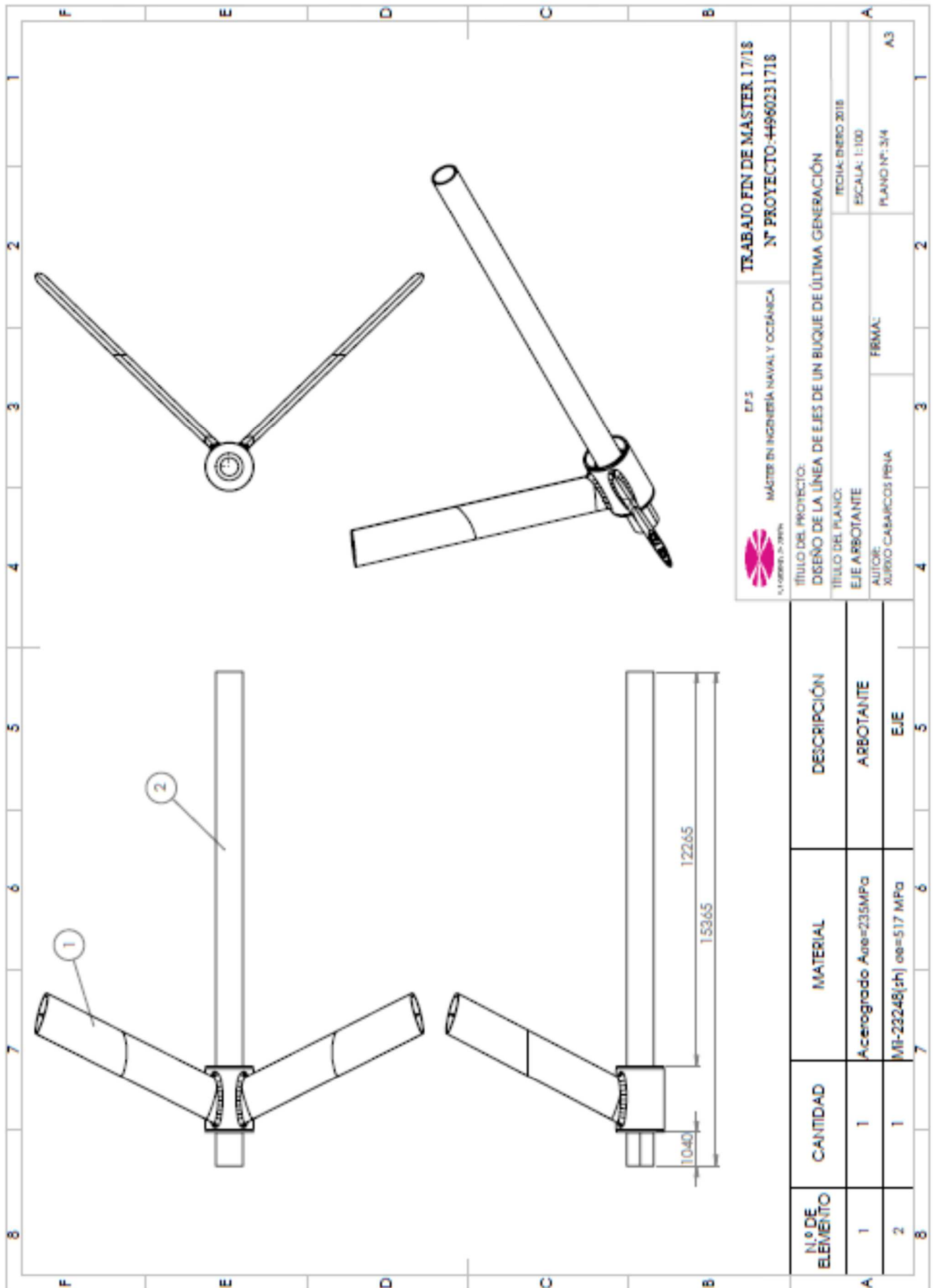
**Plano 1.2 Arbotante: Detalles.**

**Plano 1.3 Conjunto eje-arbotante**

**Plano 1.4 Línea de ejes**

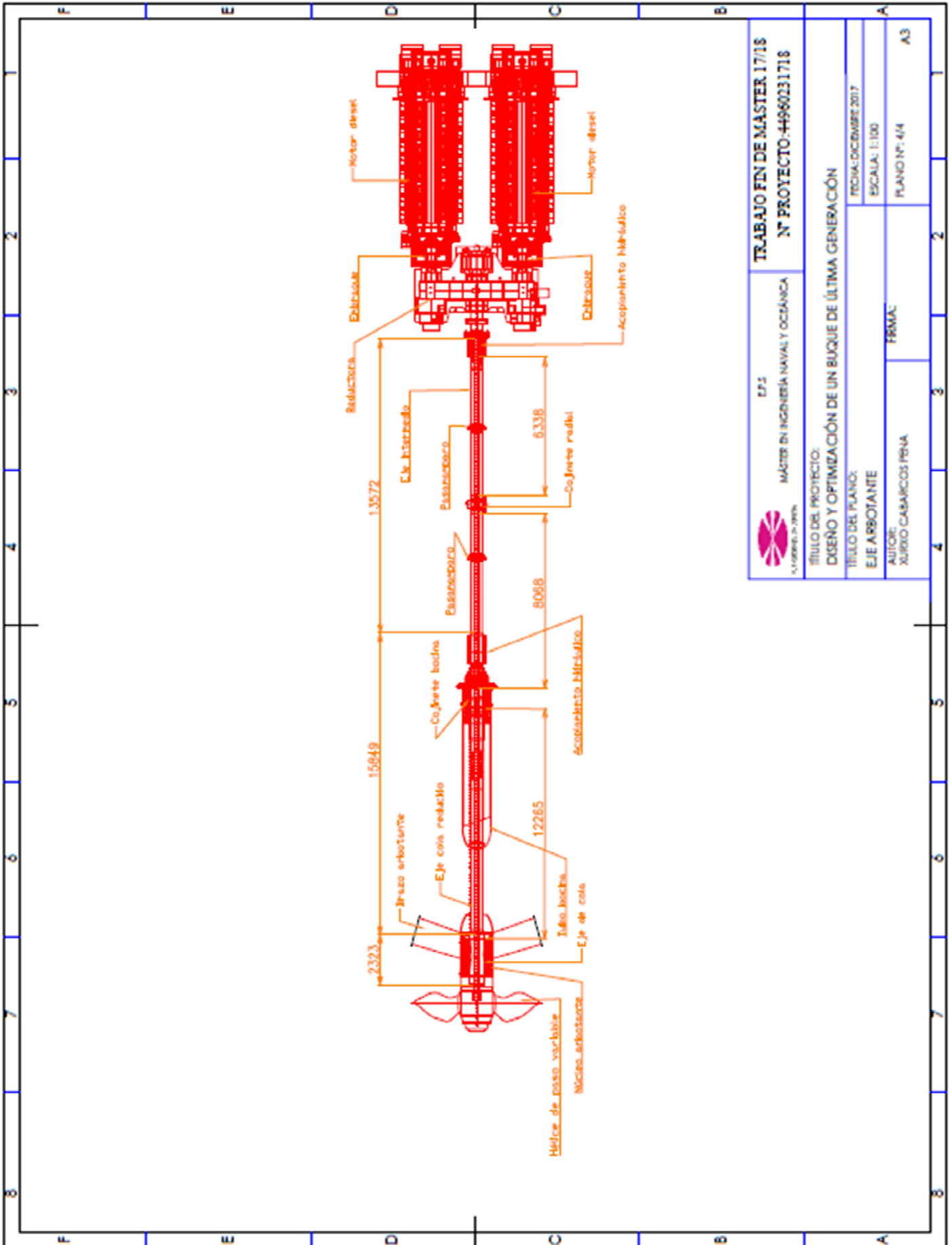







 EFS MÁSTER EN INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA N.º PROYECTO: 44960231718		TRABAJO FIN DE MÁSTER 17/18 N.º PROYECTO: 44960231718	
TÍTULO DEL PROYECTO: DISEÑO DE LA LÍNEA DE EJES DE UN BUQUE DE ÚLTIMA GENERACIÓN		FECHA: ENERO 2018	
TÍTULO DEL PLANO: EJE ARBOTANTE		ESCALA: 1:100	
AUTOR: XURXO CABARCOS PENA		FIRMA: A3	
		PLANO N.º: 3/4 A3	

N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	MATERIAL	DESCRIPCIÓN
1	1	Acerogrado Aoe=235MPa	ARBOTANTE
2	1	MI-23248(ph) oes=517 MPa	EJE



 <p>UNIVERSIDADE DE VIGO</p>	<p>EP 1</p> <p>MÁSTER EN INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA</p>	<p>TRABAJO FIN DE MÁSTER 1718</p> <p>Nº PROYECTO: 44960231718</p>
	<p>TÍTULO DEL PROYECTO:</p> <p>DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE UN BUQUE DE ÚLTIMA GENERACIÓN</p>	<p>FECHA: DICIEMBRE 2017</p> <p>ESCALA: 1:100</p> <p>PLANO Nº: 4/4</p> <p>A3</p>
<p>TÍTULO DEL PLANO:</p> <p>EJE ARBOTANTE</p>	<p>FRAMA:</p>	
<p>AUTOR:</p> <p>XURXO CABARCOS PENA</p>		

## Listado de tablas

Tabla 1 Características motor.....	11
Tabla 2 Dimensiones motor.....	12
Tabla 3 Potencia de motor .....	12
Tabla 4 Relación Reducción.....	13
Tabla 5 Potencia motor .....	13
Tabla 6 Carga axial .....	18
Tabla 7 Tensión tangencial .....	20
Tabla 8 Tensión axial .....	21
Tabla 9 Momento flector.....	23
Tabla 10 Par hélice .....	24
Tabla 11 Diámetro por Resistencia de materiales .....	25
Tabla 12 Diámetro por Sociedad de Clasificación .....	27
Tabla 13 Separación máxima entre apoyos.....	30
Tabla 14 Frecuencia natural.....	34
Tabla 15 Radio en la base de la brida .....	37
Tabla 16 Espesor de la brida.....	37
Tabla 17 Detalles de sujeción.....	44
Tabla 18 Tipo de contacto .....	45
Tabla 19 Cargas añadidas .....	45
Tabla 20 Materiales utilizados .....	46
Tabla 21 Masas a considerar.....	48

## Listado de ilustraciones

Ilustración 1 Modelo arbotante en Rhinoceros.....	40
Ilustración 2 Interior brazo arbotante .....	40
Ilustración 3 Núcleo arbotante .....	41
Ilustración 4 Modelo analizado SolidWorks .....	43
Ilustración 5 Tipo de malla.....	48
Ilustración 6 Tensión máxima.....	50
Ilustración 7 Punto de tensión máxima .....	51
Ilustración 8 Tensión de Von Mises .....	51
Ilustración 9 Deformación unitaria estática .....	52
Ilustración 10 Deformación unitaria en "x" .....	53
Ilustración 11 Deformación unitaria en "y" .....	53
Ilustración 12 Deformación unitaria en "z" .....	53
Ilustración 13 Desplazamientos.....	54
Ilustración 14 Factor de Seguridad.....	54
Ilustración 15 Isosuperficie parte inferior .....	55
Ilustración 16 Isosuperficie parte superior .....	55

## Listado de figuras

Figura 1 Dimensiones motor .....	12
Figura 2 Línea de ejes.....	14



## Bibliografía

Embarnkment Albert (1999): *Capitán y primer oficial*.

H D McGeorge (7th Edition): *Marine Auxiliary Machinery*.

Vázquez Fernández Manuel (2001): *El método de los elementos finitos aplicado al análisis estructural*.

Gómez González, S (2010): *SolidWorks Simulation*, Editorial Rama, Madrid.

Ortiz Berrocal, Luis (2002): *Resistencia de materiales*, Mc Graw Hill, Madrid.

McNell, Robert (2002): *Rhinoceros NURBS modelling for Windows*.

Hackett, J (1999): *Propeller Shaft Strut Design*

Woud Hans Klein (2002): *Design of Propulsion and Electric Power Generation System*.

*Reglas de Sociedad de Clasificación Lloyds Register* [consultado en <http://www.lr.org/en/RulesandRegulations/special-service-craft.aspx>]

*Regla de Sociedad de Clasificación Bureau Veritas*, apéndice C, apartado 3.3 de “Beams of uniform sections and uniformly distributed loads with intermediate supports”.

Información de SolidWorks [consultado en: <http://www.SolidWorks.es/>]

Información de hélices de paso variable [consultado en: [http://www.masson-marine.com/es/helices-cpp-y-fpp\\_03.html](http://www.masson-marine.com/es/helices-cpp-y-fpp_03.html)]

Resonancia [consultado en: [http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/resonancia/introduccion\\_resonancia.html](http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/resonancia/introduccion_resonancia.html)]

*Manual de acoplamientos SKF* [consultado en: <http://www.skf.com/group/industry-solutions/marine/passenger-vessel/gearboxes/couplings/index.html>]

Catálogo del motor [consultado en: <http://marine.man.eu/four-stroke/engines/32-40/profile>]

Catálogo de acoplamientos hidráulicos [consultado en: <http://www.maucour.fr/en/hydraulic-couplings>]

*Manual de Thordon* [consultado en: <http://thordonbearings.com/> ]