



Universidad
Zaragoza

TRABAJO FIN DE GRADO

Elección de los elementos de fondeo y
diseño del molinete de ancla de un
buque

Choice of anchoring elements and
design of a ship's anchor windlass

Director:
Canalís Martínez, Paula María

Autor:
Hériz Herrera, Pablo

Titulación:
Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA) 2021

Resumen

Este trabajo de fin de grado consiste en el diseño de un molinete de anclas que también lleva incorporado un tambor de amarre para un buque carguero, así como todos los elementos relacionados con este último como son la cadena, el ancla, la cuerda de amarre y el motor que propulsa el sistema. Se empezará explicando que es un molinete de anclas, las diferentes configuraciones que existen. Una vez realizada la introducción, se comentarán brevemente los objetivos del trabajo fin de grado.

A continuación, se explicará el funcionamiento del molinete de anclas para luego, poder entender ciertos cálculos. Dado que se quiere diseñar desde cero no se tiene ningún dato inicial, porque cada molinete de anclas tiene una configuración distinta ya sea la relación de transmisión, el número de etapas de engranajes o el número de ejes.

Se empezará seleccionando una cadena que pueda soportar las tensiones a las que va a estar sometida y un ancla que pueda mantener la ubicación en su lugar. Se pueden conocer los pares que tendrá que ejercer el barbotén y es necesario conocer también la fuerza necesaria para amarrar. A continuación, se diseñará un freno capaz de detener la bajada del ancla. Finalmente, para poder empezar a diseñar el grupo reductor sólo se necesita seleccionar un motor capaz de trabajar con todos los pares que se generan.

Después de haber seleccionado el motor, no se ha llegado a una conclusión sobre el número de etapas del grupo reductor se puede hacer de dos o tres etapas, con lo cual se diseñarán ambas opciones para que no fallen ni a desgaste, ni a flexión. Despues de haber realizado los diseños, con los resultados obtenidos y un modelo 3D para cada opción elegirá el número de etapas que tendrá el molinete de anclas.

Se da por acabado el diseño de los engranajes y se pasa a diseñar los ejes, primero se comprueba la resistencia estática, para que el prediseño sea válido el eje tiene que tener un coeficiente de seguridad superior a tres en la zona más crítica y en la situación más crítica. Luego se comprueba su vida a fatiga estos sufren variaciones de momento torsor por lo que el cálculo es bastante largo. Al final se obtiene que con los diámetros obtenidos en el primer cálculo estos ejes no son válidos, es necesario aumentar el diámetro de estos otra vez.

Se acaba el diseño del grupo reductor escogiendo los rodamientos. Teniendo en cuenta el tipo de reacciones que tiene cada apoyo se determina que los mejores rodamientos para este caso son los rodamientos de rodillos cilíndricos. Se calcula la capacidad de carga dinámica de cada rodamiento que se va a usar. Teniendo en cuenta este último dato y el diámetro del eje sobre el cual va montado el rodamiento se escoge uno en un catálogo.

Una vez acabado el diseño del molinete de anclas se hará un modelo 3D usando el programa Inventor y se mostraran tantas vistas como se crea conveniente



Índice

1.	Introducción	3
2.	Objetivo	6
3.	Descripción de la máquina	7
3.1.	Funcionamiento.....	7
3.2.	Especificaciones.....	10
4.	Dimensionamiento	16
4.1.	Elección del motor.....	16
4.2.	Diseño del Freno.....	16
4.3.	Diseño de los engranajes.....	17
4.4.	Diseño de los ejes	19
4.5.	Selección de los rodamientos.....	22
4.6.	Modelo 3D	22

Índice de Anexos

1. Anexo I: Elección de la cadena
2. Anexo II: Cálculo de los Pares relativos al barbotén
3. Anexo III: Cálculo del Par de Amarre
4. Anexo IV: Elección del motor
5. Anexo V: Diseño del Freno
6. Anexo VI: Diseño del Tren de Engranajes
7. Anexo VII: Diseño de los Ejes por resistencia estática
8. Anexo VIII: Diseño de los Ejes por Fatiga
9. Anexo IX: Elección de los rodamientos

1. Introducción

La realización de este trabajo de fin de grado se centrará en el diseño de un grupo reductor. Como es bien sabido, este tipo de mecanismo tiene un uso muy generalizado en la industria e ingeniería mecánica, dada su utilidad para aumentar el par disminuyendo la velocidad angular.

Los reductores son utilizados en objetos tan pequeños como un coche de Scalextric, estando presentes también, en el mundo del automóvil, en las cajas de cambios o en un cabestrante para todoterreno. Asimismo, se encuentran en objetos que se usan habitualmente como un ascensor.

Dado que son muchas sus aplicaciones, se ha tratado de encontrar en primer lugar una utilidad que permita ampliar conocimientos sobre este tema. Es por lo que se ha escogido este estudio como trabajo de fin de grado, que tratará sobre el sistema de elevación del ancla de un buque carguero de grandes dimensiones comúnmente llamado molinete de anclas.

El ancla es un elemento que está presente en la gran mayoría de las embarcaciones. Las anclas han ido cambiando con el tiempo y han acompañado la evolución de la construcción naval y el movimiento de los pueblos por las grandes autopistas del pasado: los océanos, mares y grandes ríos.

Aunque el origen del ancla es incierto, se cree que este es tan antiguo como la navegación. Las primeras anclas no se parecían en nada a las actuales, en muchos casos se trataba de canastos con piedras o bolsas con arena o algún elemento pesado.

Con el tiempo las anclas pasaron a fabricarse tallando piedras, tenían un orificio para poder pasar una cuerda de fibras vegetales o tendones. Más adelante civilizaciones como la egipcia o la fenicia empezaron a usar anclas de plomo debido a su alta densidad. Según algunos relatos los fenicios también eligieron la plata a la hora de fabricar el ancla:

"Se dice que los primeros fenicios que navegaron hacia Tartessos obtuvieron en sus intercambios comerciales a cambio de aceite y pacotilla una cantidad de plata tal, que ya no pudieron guardarla ni darle cabida, sino que se vieron obligados cuando partieron de aquellas regiones a componer de plata todos los utensilios de los que se servían e incluso las anclas"

(*Pseudo Aristóteles, Relatos maravillosos 135*).

La evolución del material no se quedó en el plomo, sino que siguió evolucionando, hacia el año 600 A.C. entre los persas y egipcios se hizo común el uso de hierro para la fabricación de las anclas de hierro.

El tamaño de las anclas era bastante reducido al principio debido a que aún no se habían inventado ni los cabestrantes ni los molinetes, con lo cual los barcos de gran tamaño iban equipados con bastantes anclas. Después de la invención de estos elementos, la recuperación del ancla se facilitó y el tamaño de las ultimas por fin pudo aumentar.

Hoy en día el uso del ancla está generalizado, se usa desde embarcaciones de reducido tamaño y en grandes buques resultan indispensables, la función del ancla ya no es la misma que la antes, debido a que no es el elemento que retiene el barco en su localización, de esto se encarga la cadena. Al soltar

el ancla se debe soltar una longitud de cadena aproximadamente 8-9 veces a la profundidad de fondeo, la cadena forma una catenaria. Una parte de la cadena estará posada sobre el lecho marino lo que crea un rozamiento que mantiene el barco en su posición además de esto, el propio peso de la cadena también ayuda a mantener estática la embarcación

El sistema para elevar el ancla es similar en todas las embarcaciones debido a que se usa un molinete de anclas. En embarcaciones pequeñas se puede activar manualmente, aunque cada vez son más y a medida que va creciendo la embarcación se implanta un motor para activar todo el mecanismo. Las embarcaciones más grandes como pueden ser los buques cargueros aprovechan el molinete de anclas para atracar la embarcación una vez que ha entrado al puerto.

El molinete de anclas, aparte de estar compuesto por grupo reductor, lleva montado una rueda llamada barbotén con muescas o moldes donde se encastran o se acoplan a los diferentes eslabones de la cadena. En las grandes embarcaciones va equipado con un tambor de amarre (mooring rope drum). Este último componente es utilizado para amarrar el buque a los bolardos de amarre (también llamados Noray).



Figura 1.1: Molinete de anclas de una embarcación de recreo

Este molinete de anclas solo lleva un barbotén, el motor y el grupo van irán dentro del tubo negro, es un molinete muy compacto dado que en las embarcaciones de recreo el espacio reservado para el ocio es un elemento muy importante a tener en cuenta en el diseño.

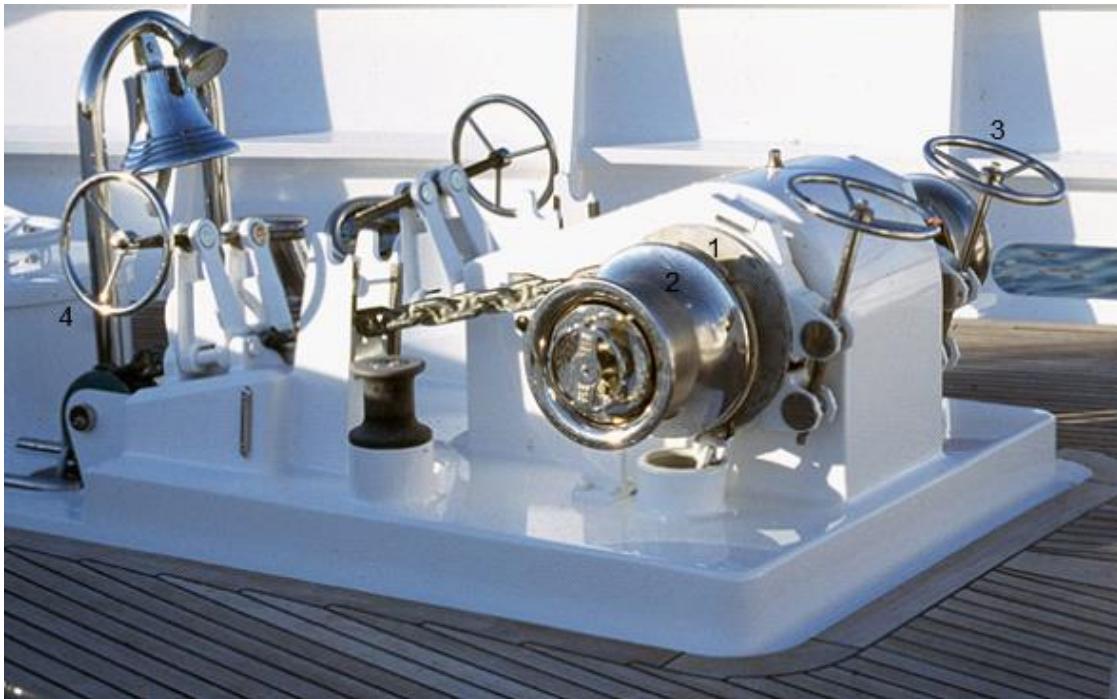


Figura 1.2: Molinete de anclas de un yate

Un yate ya puede llegar a ser una embarcación “grande”, el molinete de anclas empieza a parecerse al de un buque carguero, claro está que un yate es un producto muy lujoso y la estética está muy cuidada. A parte del barbotén (1) se observa un tambor (2) que es el que se usa para amarrar el barco al puerto, los timones (3) que tiene en la parte derecha de la foto sirven para activar un freno cuando se deja caer el ancla, los dos timones de la izquierda (4) son un freno que se activa cuando el ancla está recogida o cuando está en el lecho marino. Este barco tiene dos anclas pues el molinete de anclas es simétrico, debido a su tamaño necesitará dos anclas.

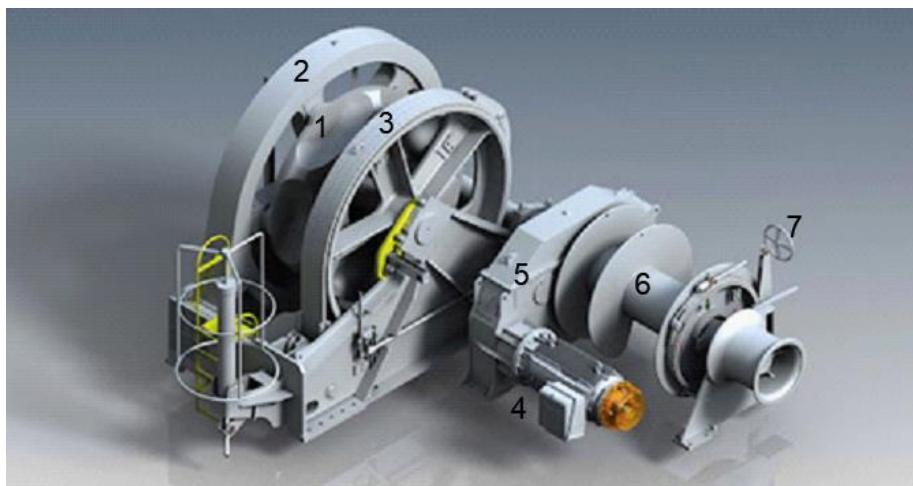


Figura 1.3: Molinete de anclas de un buque

Este molinete de anclas se fabrica para grandes buques, el barbotén (1) va entre dos ruedas la de la izquierda (2) es un engranaje y la de la derecha es un freno (3). El motor (4) envía el par necesario mediante un grupo reductor (5) al barbotén y al tambor de amarre (6). La división que hay en el tambor de amarre es porque una parte se usa para almacenar la cuerda y la otra para amarrar el barco. El tambor de amarre tiene su propio freno (7).

2. Objetivo

El objetivo de este trabajo es mostrar los diferentes pasos a seguir para diseñar el grupo reductor del molinete de anclas de un buque carguero, este cumple la función de aumentar el par proporcionado por el motor mientras disminuye la velocidad angular.

Antes de empezar a diseñar el grupo reductor, resulta necesario escoger una cadena y un ancla para conocer las características básicas de la línea de anclaje. El diseño del grupo reductor tiene como punto de partida conocer el par necesario para recoger la línea de anclaje, es decir habrá que calcular en primer lugar el par máximo y mínimo que debe ejercer el barbotén, también se calculará la fuerza que es necesaria aplicar para amarrar el buque a puerto, una vez conocida es fuerza total se determinará el par que debe ejercer el tambor de amarre, se utilizarán esos datos para poder seleccionar adecuadamente un motor. El siguiente paso será el diseño de los engranajes mediante cálculos a flexión y a desgaste. Las etapas a seguir en el diseño de un engranaje vienen indicadas en los apuntes de Cálculo de Elementos y Máquinas. Una vez diseñados los engranajes se requiere hallar las cargas generadas en la transmisión para poder hacer un primer diseño de los ejes con el cálculo por resistencia estática, y después comprobar que el diseño es válido comprobando con los cálculos a fatiga. Finalmente, se escogerán rodamientos de un catálogo en función del diámetro del eje en el que van montados.



Figura 2.1: Molinete de anclas similar al que se va a diseñar

3. Descripción de la máquina

3.1. Funcionamiento

El papel de las anclas es fundamental en los barcos ya que posibilitan mantener una embarcación de varios miles de toneladas fija en su lugar. Para recoger y soltar el ancla se usa un mecanismo llamado molinete de ancla. Un molinete es cualquier polea o sistema mecánico utilizado para mover grandes objetos en cualquier dirección, ya sea horizontal o vertical.

En los barcos grandes los molinetes simples están compuestos por el grupo reductor, un freno, un motor y un barbotén que es un tambor del molinete con muescas o moldes donde se encastran o se acoplan los diferentes eslabones de la cadena. (Figura 3.1).

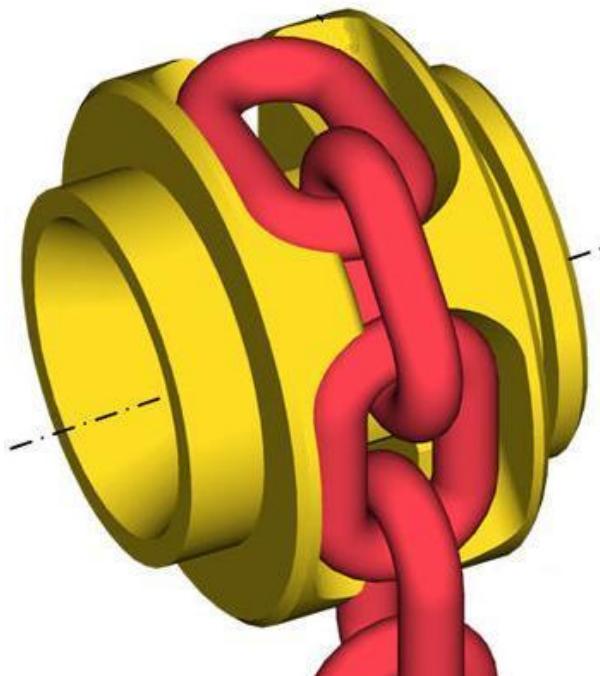


Figura 3.1: Barbotén

El motor, al ser sus funciones recoger y soltar el ancla, tiene que poder girar en los dos sentidos. Este, con la ayuda del grupo reductor envía la potencia suficiente al barbotén (Figura 3.2, nº7), para recoger o soltar la cadena. La cadena sale de un habitáculo donde se almacena al barbotén, esta entra al tambor verticalmente y sale en dirección horizontal, pasando después a través de una rueda guía (Figura 3.2, nº 14) desde la que sale en dirección vertical por el “hawese pipe” (Figura 3.2, nº10), que es un túnel que da al exterior del barco. El habitáculo usado para almacenar la cadena se sitúa debajo del tambor de amarre.

Cuando el ancla está alojada en su posición de reposo o cuando está en el lecho marino, es necesario retener la cadena, existen varios mecanismos para esta tarea, uno de ellos es el objeto número 13 de la figura 3.2. La cadena no está unida al barco por si sucede algún problema, si el ancla queda atrapada en el lecho marino a veces resulta más sencillo y económico deshacerse de ella.

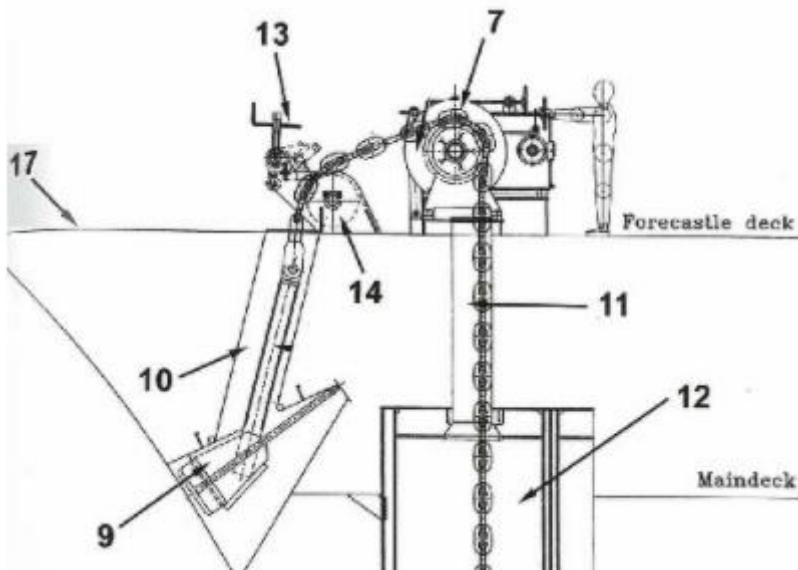


Figura 3.2: Molinete de anclas

Mientras que para recoger el ancla existe una única opción, que es usar la potencia del motor, para soltarla existen dos opciones, que son bajar el ancla con el motor (walk back) o dejar que ésta caiga libremente (let go).

Aunque cada opción posee sus particulares beneficios, la utilizada con más frecuencia en los grandes barcos es la de bajar el ancla usando el molinete con el fin de que éste gire. La segunda opción, sin embargo, aun siendo más rápida, tiene el inconveniente de que, además de vibrar bastante, presenta más riesgo que la primera, pues si el tambor de amarre obtiene demasiada velocidad, no puede frenar, perdiéndose la cadena con el ancla.

Dado que se puede bajar el ancla por gravedad, se necesita un freno capaz de controlar la bajada. Para soltar el ancla por gravedad también es necesario usar un embrague para que sólo gire el barbotén y el freno debido a que se producen muchas vibraciones. Los embragues que se usan son embragues de palanca, llamados en inglés dog clutch. Cuando se quiera embragar o desembragar un eje un operario tira o empuja de la palanca.

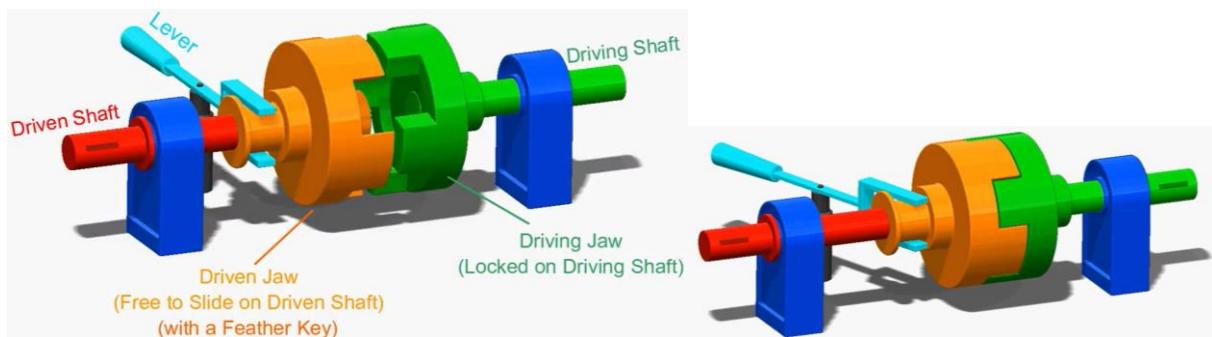


Figura 3.3: Embrague Dog Clutch

Las grandes embarcaciones no suelen utilizar molinetes de anclas simples, sino que son molinetes compuestos. La única diferencia es que pueden trabajar de dos maneras distintas, la primera que es

para recoger y soltar la línea de anclaje y la segunda que es para amarrar el barco. Son fáciles de distinguir pues llevan una pieza característica que es el tambor de amarre.

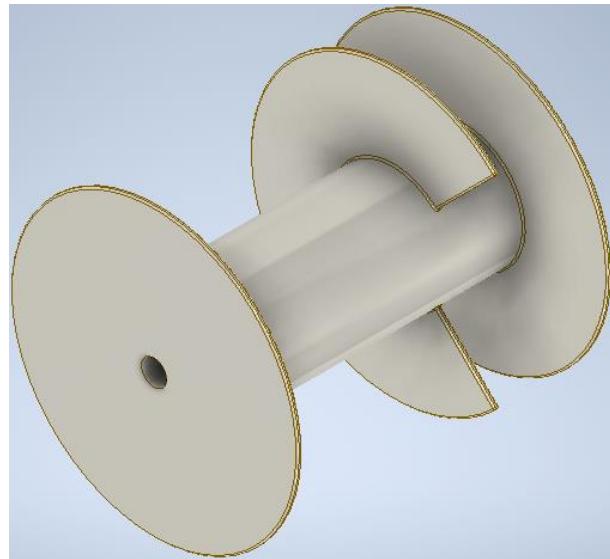


Figura 3.4: Tambor de amarre

El tambor de amarre es fácil de distinguir. La separación que hay en este tambor no es completa, la parte de la izquierda que es la parte más ancha sirve para almacenar la cuerda, y la parte de la derecha sirve para amarrar el buque. La cuerda pasa de la derecha a la izquierda cuando se amarra, así el radio se mantiene constante y no se necesita aumentar el par a medida que se va amarrando.

Se usa el mismo motor para amarrar y recoger o soltar el ancla, cuando se suelta el ancla resulta indiferente que el tambor de amarre gire, pues la cuerda va enrollada, solo supone una pequeña perdida que se acepta. Cuando se quiere amarrar el eje sobre el que está el barbotén no puede girar, pues este soltaría o recogería el ancla, entonces para que solo gire el eje del tambor de amarre es necesario implantar un embrague (dog clutch figura 3.3 y 3.5). Cuando se quiere amarrar, se tira de una palanca para desembragar el eje que transmite el par al barbotén.



Figura 3.5: Molinete de anclas

3.2. Especificaciones

3.2.1. Dimensiones del Buque

Como se ha expuesto anteriormente, se va a diseñar el molinete de ancla para un buque carguero de 250 metros de eslora por 40 metros de manga y 25 metros de altura, de los cuales 13 metros están sumergidos. La altura no sumergida del barco es la altura a la que se situará el molinete de ancla.

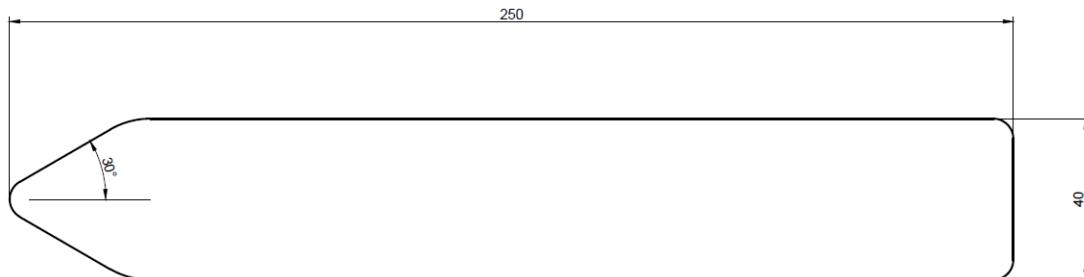


Figura 3.6: Dimensiones del barco

El sistema va a estar ubicado en la parte delantera del barco (proa) y trasera (popa) donde el espacio disponible no supone un problema, dado que ni la popa ni proa son usadas para almacenar contenedores. Los barcos cargueros, al ser muy pesados y de grandes dimensiones, utilizan tres anclas, dos en la proa del barco, una para babor (izquierda) y otra para estribor (derecha) y la última en la popa. Todas tienen las mismas características por lo que sólo es necesario diseñar una.

Con el objeto de evitar el problema de espacio, se puede fijar la superficie a 40 m^2 por molinete de ancla.



Figura 3.7: en la que se puede ver la utilización de dos anclas

3.2.2. Características del fondeo

La profundidad a la que se va a fondear será de 80 metros, se soltarán 400 metros de cadena y se efectuará en suelos arenosos, el perfil de velocidad de la corriente con respecto a la profundidad será el siguiente:

- De 0 a 13 metros 2 nudos
- De 13 a 26 metros 1 nudo
- De 26 a 53 $\frac{1}{2}$ nudo
- De 53 a 80 $\frac{1}{4}$ nudo

El esfuerzo vertical que realizan en conjunto el viento, el oleaje y las corrientes sobre las grandes embarcaciones (buques, petroleros, etc.) es del orden de los 150.000 kg.

3.2.3. Características del amarre

Se supone que los puertos son lugares con muy poca corriente, la corriente en los puertos se supone que es igual a medio nudo.

3.2.4. Elección de la Cadena

La cadena seleccionada tiene un diámetro nominal de 102 milímetros, los cálculos para seleccionar la cadena vienen indicados en el anexo I.

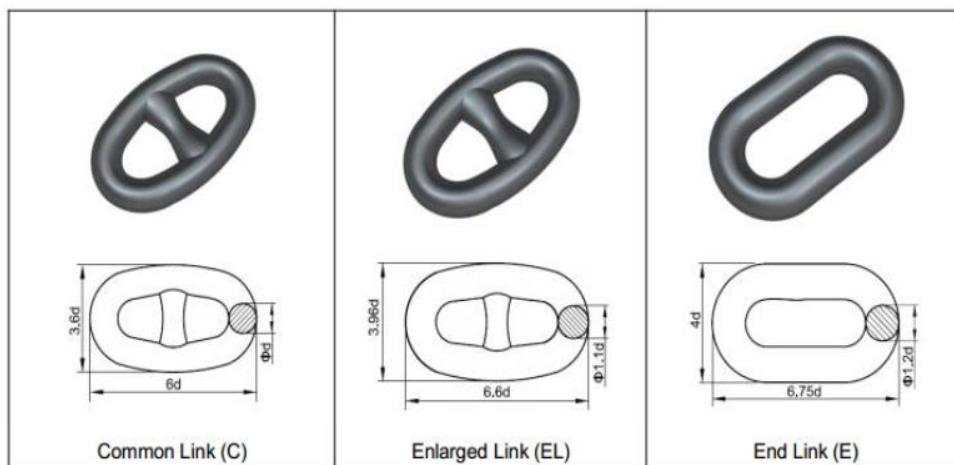


Figura 3.8: Cadenas de Aohai marine fittings

La velocidad de la cadena se va a limitar, cuando se usa el motor no puede sobrepasar los 0,6 m/s y cuando se deja caer por gravedad su velocidad no puede sobrepasar los 2 m/s.

3.2.5. Elección del Ancla

El ancla tiene que ser de alto agarre (High Holding Power), se va a escoger un ancla HPP del catálogo de Aohai Marine FITTINGS. Estás anclas alcanzan una fuerza de agarre de hasta 60 veces su peso en condiciones ideales y en condiciones normales entre 10 a 30 veces su propio peso.

3.2.6. Barbotén

El barbotén, como se ha dicho antes una rueda que recoge la cadena. Se sabe que la cadena mide 408 milímetros de ancho. El ancho del barbotén será de 600 milímetros y tendrá un diámetro de 1,2 metros. Se fabricará con un acero inoxidable con una densidad igual a 7800 kg/m³.

Por lo tanto, su peso es:

$$P_{\text{barbotén}} = \pi \cdot \frac{D_b^2}{4} \cdot b \cdot \rho \cdot 9,81 = \pi \cdot \frac{1,2^2}{4} \cdot 0,6 \cdot 7800 \cdot 9,81 = 51.923,892 \text{ N}$$

El barbotén no es un cilindro, sino que tiene muescas en las que cabe la cadena, teniendo en cuenta esto último y que llevará una reducción de peso, el barbotén pesará un 25% menos que el cilindro "bruto".

$$P_{\text{barbotén real}} = P_{\text{barbotén}} \cdot (1 - \% \text{reducción}) = 51.923,892 \cdot (1 - 0,25) = 38.942,919 \text{ N}$$

Al igual que la velocidad de la cadena está limitada, la del barbotén también.

Cuando se sube o baja la cadena con el motor la velocidad máxima del barbotén puede ser:

$$\omega = \frac{V}{\pi \cdot D_b} \cdot 60 = \frac{0,6}{\pi \cdot 1,2} \cdot 60 = 9,55 \text{ rpm}$$

Cuando se baja el ancla por gravedad su máxima velocidad no puede sobrepasar:

$$\omega = \frac{V}{\pi \cdot D_b} \cdot 60 = \frac{2}{\pi \cdot 1,2} \cdot 60 = 31,83 \text{ rpm}$$

3.2.7. Freno

El freno que se va a diseñar será un freno de zapata larga, el coeficiente de rozamiento entre el tambor y la zapata será igual a 0,3 y la presión máxima que se podrá aplicar es igual a 611,6 kPa. En caso de que se descontrola la bajada de la cadena el freno tiene que ser capaz de generar un par dos veces superior al par máximo de bajada. Se supondrá que cuando se active el freno la velocidad pasará de 60 rpm a 30 rpm en 15 revoluciones. Se descontrolará la bajada un 10% de las veces que se baja el ancla usando el método let-go.

3.2.8. Tambor de amarre

El tambor de amarre medirá dos metros de largo, tendrá que tener una capacidad para poder almacenar 250 metros de cuerda y su peso sin la cuerda es igual a siete toneladas

3.2.9. Vida útil

La vida útil de los buques cargueros suele ser de 25 a 30 años.

Si se usa el ancla cada cinco o seis días, eso significa que el molinete de anclas se usará 2000 veces para subir y bajar el ancla. Para bajar el ancla, un 95% de las veces se usará el motor.

Los grandes buques suelen pasar largos periodos en el mar, por lo tanto, se va a estimar cada 5 días llega a un puerto, con lo cual la tarea de amarre se repetirá 2000 veces.

Para facilitar el cálculo a fatiga se supondrá que una operación del molinete es:

- Subir el ancla una vez.
- Bajar el ancla con el motor 0,95 veces.
- Bajar el ancla por gravedad 0,05 veces.
- Que se descontrola la bajada 0,005 veces.
- Amarrar el barco una vez.

3.2.10. Engranajes

Los engranajes son los encargados de reducir la velocidad angular para aumentar el par. Son componentes que transmiten potencia de un eje a otro. Se trata de piezas que generalmente deben poder soportar grandes esfuerzos durante un tiempo bastante prolongado. Estos tienen que poder aguantar a desgaste 1000 horas de máximo esfuerzo.

Teniendo en cuenta el entorno en el que van a trabajar dichos componentes, son pocos los metales y aleaciones válidos para tal uso, ya que se requiere un material con un buen límite elástico y una dureza superficial elevada con el fin de obtener una buena resistencia a la fatiga. Por ello, el uso de aleaciones de bronce es lo más recomendable. La mejor opción dentro de las aleaciones de bronce,

parece ser el bronce de aluminio pues es el que presenta las mejores propiedades dentro de esta familia, caracterizándose por su buen límite elástico y su alta dureza que lo hacen idóneo para esta finalidad. Presenta la ventaja, por otro lado, de poseer índices bajos de corrosión en condiciones atmosféricas, además de ser resistente a la corrosión en entornos marinos, debido a que esta aleación reacciona con el oxígeno creando una capa de alúmina (Al_2O_3). La alúmina actúa como barrera a la corrosión, pero además tiene una dureza bastante elevada (dureza 9 en la escala Mohs, sólo por debajo del diamante), lo que hace aún más interesante este tipo de aleación.

Tabla 3.1: Propiedades de los Bronces al Aluminio

Designación		densidad (kg/m ³)	R _m (Mpa)	Límite elástico (Mpa)	HB (Mpa)
CC330G	CuAl9-C	7670	450	160	100
CC331G	CuAl10Fe2-C	7640	550	200	130
CC332G	CuAl10Ni3Fe2-C	7600	550	220	120
CC333G	CuAl10Fe5Ni5-C	7530	650	280	150
CC334G	CuAl11FeNi6-C	7600	750	380	185

Para las condiciones a las que van a estar sometidos se necesitan aceros inoxidables con mejores propiedades mecánicas. La empresa materials Ibérica ofrece aceros inoxidables con muy buenas propiedades mecánicas (tabla 3.2). Para los engranajes se va a escoger el acero AISI 630 con estado de suministro P930 y P1070, tienen una dureza de 360HB y un límite elástico de 720 y 1000 Mpa respectivamente

3.2.11. Ejes

La función de los ejes que componen el grupo reductor es la de trasmisir la potencia y la velocidad angular de la rueda al piñón. En el sector marino se suelen usar aleaciones de acero inoxidable, de alta resistencia, con una excelente resistencia a la fatiga y a la corrosión.

Tabla 3.2: Propiedades de los Aceros inoxidables

Designación		densidad (kg/m ³)	R _m (Mpa)	Límite elástico (Mpa)	HB (Mpa)
Acero al Cromo Níquel	301	7900	590	225	135
	302	7900	560	245	135
	303	7900	530	255	130
	304	7900	500	235	130
	304 L	7900	500	215	125
	321	7900	520	245	130
Acero al Cromo Níquel Molibdeno	316	7950	540	245	130
	316 S	7950	540	245	130
	316 L	7950	520	235	120
	316 Ti	7950	540	255	130
Aceros Refractarios	309	7900	540	265	140
	310	7900	540	265	145
	310 S	7900	520	255	145
Acero al Cromo	409	7700	360	235	120
	430	7700	440	275	135

Al igual que los engranajes, los ejes van a estar sometidos a unas condiciones muy demandantes mecánicamente con lo cual, se necesitan aceros inoxidables con mejores propiedades mecánicas. Mirando en la tabla 3.2. los ejes estarán hechos con el acero inoxidable AISI 630 con el estado de suministro P1070, la P significa que se ha endurecido por precipitación.

Tabla 3.3: Catálogo de Materiales Ibérica
Aceros inoxidables
Aceros inoxidables ferríticos, martensíticos y endurecidos por precipitación

Designación EN 10088		Composición química (valores orientativos en %)										Estado de suministro	Dureza HB máx.	Límite elástico Rp0,2 % N/mm ² mín.	R. Tracción Rm N/mm ² mín.	Alargamiento % mín.
Número	Simbólica	AISI	C máx.	Si máx.	Mn máx.	P máx.	S	Cr	Ni	Mo	Otros					
1.4005	X12CrSi13	418	0,08-0,15	1,00	1,50	0,04	0,15-0,35	12,00-14,00	0,8			A QT850	220 –	– 450	máx. 730 650-850	– 12
1.4008	X12Cr13	410	0,08-0,15	1,00	1,50	0,04	0,030	11,50-13,50	0,75			A QT850	220 –	– 450	máx. 730 650-851	– 15
1.4021	X20Cr13	420A	0,18-0,25	1,00	1,50	0,04	0,030	12,00-14,00				A QT700 QT800	230 – –	– 500 600	máx. 780 700-850 800-950	– 15 12
1.4028	X30Cr13	420B	0,28-0,35	1,00	1,50	0,04	0,030	12,00-14,00				A QT850	245 –	– 650	máx. 800 850-1000	– 10
1.4034	X48Cr13	420C	0,43-0,50	1,00	1,00	0,04	0,030	12,50-14,50				A	245	–	máx. 800	–
1.4057	X17CrNi16-2	431	0,12-0,22	1,00	1,50	0,04	0,030	15,00-17,00	1,50-2,50			A QT800 QT900	295 – –	– 600 700	máx. 950 800-950 900-1050	– 14 12
1.4104	X14CrMoSi17	430F	0,10-0,17	1,00	1,50	0,04	0,15-0,35	15,50-17,50		0,20-0,6		A QT850	220 –	– 500	máx. 730 650-850	– 12
1.4112	X90CrMoV18	440B	0,85-0,95	1,00	1,00	0,04	0,030	17,00-19,00		0,90-1,30	V: 0,07-0,12	A	285	–	–	–
1.4122	X39CrMo17-1	–	0,33-0,45	1,00	1,50	0,04	0,030	15,50-17,50	1,00	0,80-1,30		A QT750	280 –	– 550	máx. 900 750-950	– 12
1.4125	X105CrMo17	440C	0,95-1,20	1,00	1,00	0,04	0,030	18,00-18,00		0,40-0,60		A	285	–	–	–
1.4313	X3CrNiMo13-4	415	0,05	0,70	1,50	0,04	0,030	12,00-14,00	3,50-4,50	0,30-0,70	N>0,020	A QT850 QT780 QT900	320 – –	– 520 620 800	máx. 1100 650-850 780-980 900-1100	– 15 15 12
1.4418	X4CrNiMo16-5-1	–	0,06	0,70	1,50	0,04	0,030	15,00-17,00	4,00-6,00	0,80-1,15	N>0,020	A QT780 QT900	320 –	– 550 700	máx. 1100 780-980 900-1100	– 16 16
1.4542	X5CrNiCuNb18-4	830	0,07	0,70	1,50	0,04	0,030	15,00-17,00	3,00-5,00	0,8	Cu: 3,00-5,00 Nb: 5xC-0,45	AT P800 P930 P980 P1070	380 – – – –	– 520 720 790 1000	máx. 1200 800-950 950-1100 980-1180 1070-1270	– 18 18 12 10

3.2.12. Motor

Como es sabido, los motores más usados a día de hoy son los motores térmicos, seguidos de los eléctricos y los hidráulicos. Debido a que los buques cargueros usan en muy pocas ocasiones el ancla, no es adecuado motorizar el sistema con un motor térmico ya que éstos están diseñados para usarse con una alta frecuencia. Además, para obtener un par elevado, el motor tiene que ser voluminoso, lo que hace que el motor térmico sea una opción poco interesante.

Otra alternativa sería accionar el grupo reductor con un motor eléctrico. Estos motores podrían resultar apropiados dado que, al igual que los motores hidráulicos, tienen unas buenas características mecánicas. Sin embargo, la humedad y salinidad pueden resultar problemáticas para la instalación eléctrica. Por otro lado, como los barcos de grandes dimensiones suelen contar con una buena instalación hidráulica, ésta podría ser aprovechada para motorizar el grupo reductor, lo cual parece ser la opción más razonable a la hora de elegir el tipo de motor.

4. Dimensionamiento

Este apartado se centra en el diseño del molinete de anclas completo, desde la elección del motor hasta la elección de los rodamientos de los ejes pasando por el diseño de los engranajes, del freno y de los ejes.

4.1. Diseño del Freno

Los cálculos relativos al diseño del freno se han realizado en el anexo IV. El par máximo cuando el ancla bajaba se ha calculado en el anexo II y es igual a 232.258,374 N.m. Lo que se quiere lograr es que el freno pueda ejercer el doble del par que se acaba de mencionar para los frenados de emergencia. Se ha diseñado un freno de zapata de 1,4 metros de diámetro con una anchura de 0,5 metros. Con estos datos, más las características de la zapata que se ha comentado en el apartado 3.2.7, el par de frenado que es capaz de ejercer el freno diseñado es de 515.773,242 Nm.

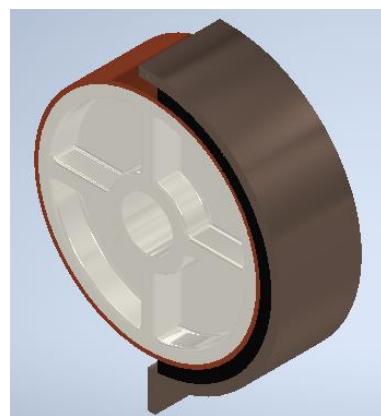


Figura 4.1: Modelo 3D del freno de zapata

4.2. Elección del motor

Lo primero que se ha tenido en cuenta a la hora de seleccionar el motor han sido los pares calculados en el anexo II y III. El par máximo que llega al barbotén es de 527.433,734 Nm, el par mínimo es de 119.292,593 Nm y el par de amarre es igual a 104.166,6 Nm. Son pares muy elevados debido al peso del ancla y de la propia cadena.

Se han preseleccionado dos motores capaces de trabajar con estos pares con una relación de transmisión fija y los cálculos que se han hecho se encuentran en el anexo V.

El primer motor es un motor Kawasaki HMB 500, este se ha descartado porque la relación de transmisión igual a 21, era muy alta y los tiempos que tardaba el motor en hacer la tarea eran muy altos.

El segundo motor que es un motor rexroth y en concreto el modelo Hägglunds CA 210-210, ofrece un par bastante más elevado que el primero (69 kNm), lo cual reduce la relación de transmisión total del grupo reductor de 21 a 8, además los tiempos en los que tarda en hacer las tareas no salen ni muy rápidos, ni muy lentos.

$$T_{recoger \ y \ soltar \ ancla} = 12,79 \ minutos$$

$$T_{amarra} = 10,61 \ minutos$$

4.3. Diseño de los engranajes

Los cálculos relacionados con este apartado se encuentran en el anexo VI. En el anexo V que es el anexo de la elección del motor se han comentado dos maneras de diseñar el grupo reductor, la primera es de dos etapas con unas relaciones de transmisión de 2 y 4, la segunda es de tres etapas, las tres con una relación de transmisión de 2. La relación de transmisión total de ambas opciones es la misma.

Para diseñar un engranaje se parte del par de entrada y de la relación de transmisión, se eligen los demás datos geométricos del engranaje (número de dientes, modulo, anchura) y se comprueba que aguante a flexión y que tenga aguante a desgaste mayor a lo que se ha estimado oportuno, en este caso cada engranaje tiene que aguantar más de mil horas con el par máximo.

Para el cálculo a flexión se calcula el límite elástico mínimo, si sale menor que el límite elástico del acero con el cual se van a fabricar los engranajes entonces se puede realizar el cálculo a desgaste y comprobar cuál es la duración de ese engranaje.

Se ha seguido el procedimiento para ambas opciones y se ha llegado a estos datos:

Tabla 4.1: Engranajes diseñados para un tren de engranajes de tres etapas

	Primera etapa		Segunda etapa		Tercera etapa	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
i	2		2		2	
Dp (mm)	410	820	473	946	559	1118
M (mm)	10		11		13	
Z	41	82	43	72	43	
b (mm)	215		245		270	

Tabla 4.2: Engranajes diseñados para un tren de engranajes de dos etapas

	Primera etapa		Segunda etapa	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
i	2		2	
Dp (mm)	410	820	444	1776
M (mm)	10		12	
Z	41	82	37	72
b (mm)	215		230	

En la siguiente página, se muestra un modelo 3D para poder visualizar las dos opciones y poder elegir la mejor.

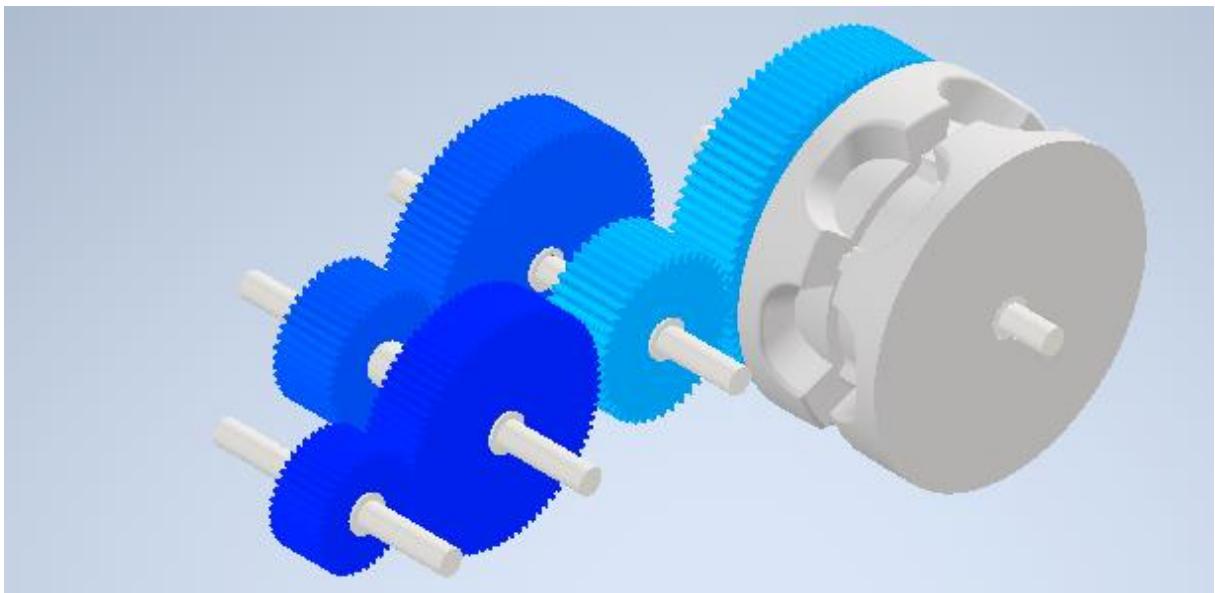


Figura 4.2: Grupo reductor de dos etapas usando el motor CA 210-210

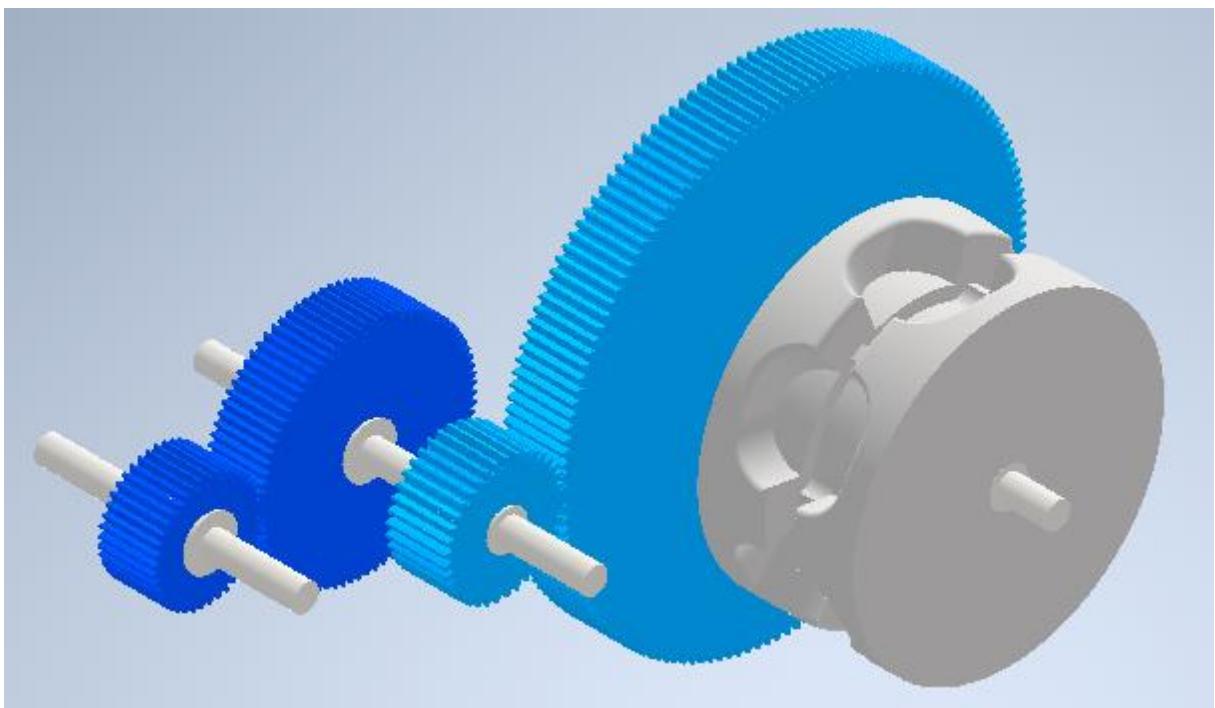


Figura 4.3: Grupo reductor de tres etapas usando el motor CA 210-210

Se va a escoger la segunda opción que es la que, por un lado, minimiza el tiempo de recogida de la línea de anclaje y por otro, al haberse hecho sólo dos etapas, es la opción más compacta.

4.4. Diseño de los ejes

Para el diseño de los ejes es necesario realizar dos comprobaciones, hay que realizar el cálculo por resistencia estática para que el eje pueda aguantar los esfuerzos causados por los diferentes componentes del molinete y también hay que comprobar que la vida a fatiga sea superior a las dos mil operaciones que se han fijado. Pero primero es necesario conocer cómo van a ser esos ejes:

Inicialmente, lo único que se conoce del grupo reductor es que hay dos etapas reductoras, por lo que el grupo reductor deberá tener tres ejes. Se explicará a continuación de qué elementos está compuesto cada eje.

Comenzando por el primer eje, como muestra la figura 5.1, vemos que estará compuesto del piñón de la primera etapa, sujeto mediante dos apoyos que no permiten ningún tipo de desplazamiento. Este eje estará conectado al motor mediante un conector de ejes.

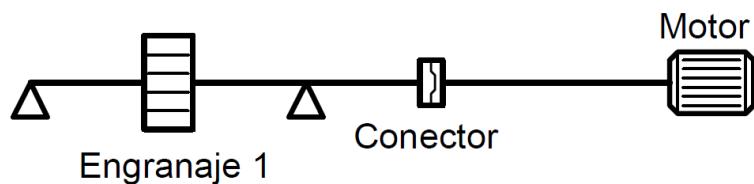


Figura 4.4: Eje 1

No se añade ningún punto de apoyo entre el conector y el motor, pues éste no podría ir colgado, y va a ir apoyado.

A continuación, tal y como se ve en la figura 5.2., el segundo eje estará compuesto por la rueda de la primera etapa y el piñón de la segunda, y es en él que también irá montado el tambor de la cuerda de amarre (mooring rope drum). Este último componente es utilizado para amarrar el buque a los bolardos de amarre (también llamados Noray). Este eje irá montado sobre cinco apoyos que impiden movimientos horizontales y verticales. Cuando se necesite amarrar el barco, el tambor que recoge la línea de anclaje no tiene que girar, por lo que se va a incorporar un embrague entre los dos engranajes (Nº2 y Nº3) que impedirá que el barbotén rote.

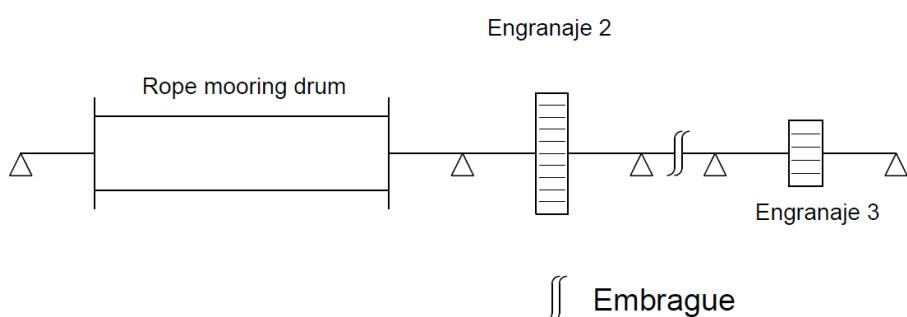


Figura 4.5: Eje 2

Finalmente, el tercer y último eje estará compuesto por la rueda de la segunda etapa el barbotén (gypsy Wheel) y el freno mecánico. Cuando se deje caer el ancla libremente, se debe impedir que gire todo el grupo reductor. Para ello se incorporará de nuevo un embrague entre el engranaje y el tambor.

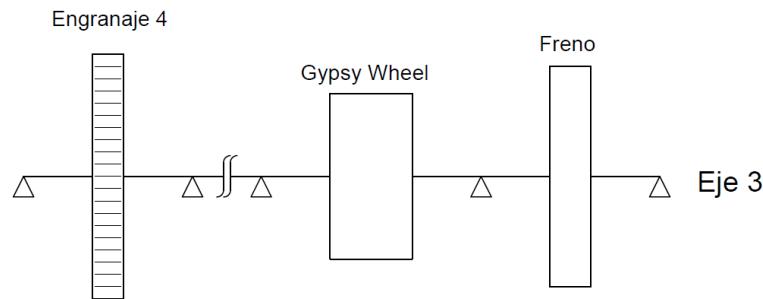


Figura 4.6: Eje 3

La siguiente figura muestra el grupo reductor completo en dos configuraciones distintas. Los objetos van separados entre sí por una distancia pequeña con el fin de que el grupo reductor sea lo más compacto posible. Así, la distancia de separación es de 50mm. Es necesario asimismo definir la dimensión de los apoyos, que tendrán una longitud de 200mm en el sentido del eje y se supone que el embrague tiene un diámetro de 400mm y una anchura también de 400 mm. Las dimensiones del motor son la que da el fabricante, la longitud es de 500 mm y el diámetro máximo es de 600 mm.

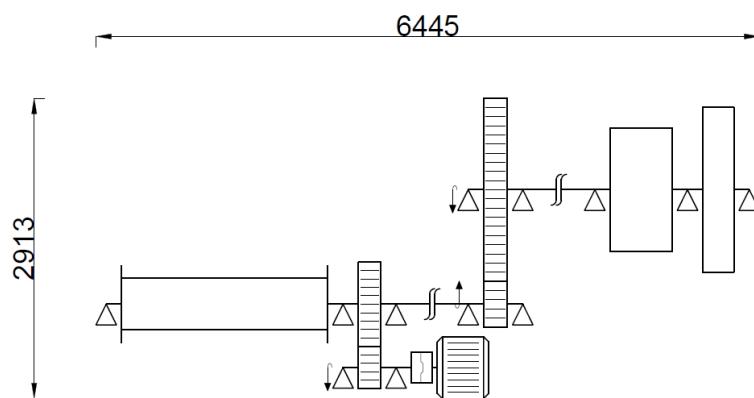


Figura 4.7: Grupo reductor completo primera configuración

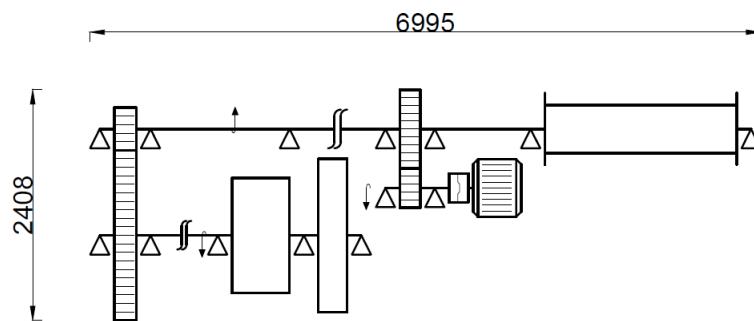


Figura 4.8: Grupo reductor completo segunda configuración

La ventaja que presenta la segunda opción frente a la primera es el espacio que ocupa, haciendo un cálculo rápido la primera opción ocupa $18,77 \text{ m}^2$ mientras que la primera opción ocupa $16,84 \text{ m}^2$. Uno de los puntos a favor de la primera configuración es la longitud del segundo eje que es el que lleva montado el tambor de amarre, en la segunda configuración mide casi siete metros mientras que en la otra configuración mide cuatro metros, los demás ejes tienen las mismas dimensiones en ambas configuraciones. Otro punto en contra de la segunda configuración es que para el diseño del segundo

eje hay que tener en cuenta el espacio que hay que dejar entre el segundo engranaje y el tambor de amarre para que se pueda acceder al motor, al igual que el espacio entre el engranaje número 2 y 3 para que quepa el freno y el tambor de cadena. El diámetro del freno va limitado por el diámetro del eje número dos, mientras que en la primera configuración se puede poner el freno que se quiera sin ninguna limitación. Tener un freno más grande permite aumentar el par de frenado sin cambiar la fuerza de frenado. Se va a optar por la primera configuración

4.4.1. Cálculo por resistencia estática

Los cálculos de este apartado se explican en el anexo VII.

Una vez obtenidas todas las cargas generadas por los engranajes, sólo falta recordar las distancias de separación de objetos entre ellos. Los objetos van separados entre sí por una distancia pequeña con el fin de que el grupo reductor sea lo más compacto posible. Así, la distancia de separación entre objetos es de 50 mm. Es necesario asimismo definir la dimensión de los apoyos, que tendrán una longitud de 200mm en el sentido del eje y se supone que el embrague es el mismo en los dos ejes y mide 400mm de largo.

En este caso existen dos tipos de tensiones:

- Tensiones debidas a esfuerzos de flexión
- Tensiones debidas a esfuerzos de torsión

Existen dos teorías para calcular el coeficiente de seguridad, se puede hacer con la teoría de cortante Máximo o con la teoría de Von Mises o de energía de distorsión. Se ha estimado oportuno que el coeficiente de seguridad de ambas teorías no pueda ser inferior a 3.

Los diámetros provisionales de los ejes son:

- Eje 1: 136 mm
- Eje 2: 167 mm
- Eje 3: 288 mm

4.4.2. Cálculo a fatiga

Los cálculos de este apartado vienen indicados en el anexo VIII. Dado que los ejes pueden realizar tres tareas distintas y el par no es constante en casi ninguna de ellas hay que usar la curva S-N y el daño acumulado. Aplicando el criterio de Goodman, se obtiene una tensión alterna equivalente que permite conocer el número de ciclos que puede durar una pieza si trabaja con un par constante. Esto crea un daño a la pieza, si se van sumando los daños causados por las diferentes condiciones de trabajo de los ejes se puede determinar cuál será su vida a fatiga.

Se quiere que cada eje dure dos mil operaciones los resultados obtenidos son los siguientes:

- Eje 1: 159 mm
- Eje 2: 185 mm
- Eje 3: 313 mm

4.5. Selección de los rodamientos

El procedimiento para elegir los rodamientos se expone en el anexo IX. Antes de realizar ningún cálculo hay que saber a qué tipo de reacciones van a estar sometidos, puesto que solo se trabaja con engranajes rectos. Los engranajes solo tendrán que soportar cargas radiales, los rodamientos de rodillos cilíndricos están diseñados para este tipo de cargas. Para seleccionar los rodamientos hay que calcular la carga media a la que van a estar expuestos, con este dato y el número de vueltas que se desea que den se calcula una carga dinámica que es el dato a tener en cuenta en la selección de rodamientos.

4.6. Modelo 3D

Con la ayuda de un programa de modelado paramétrico de sólidos en 3D como es inventor, se ha realizado el modelo 3D del molinete de anclas, a continuación, se enseñarán las diferentes vistas, la planta, los alzados los perfiles, así como unas vistas más generales:

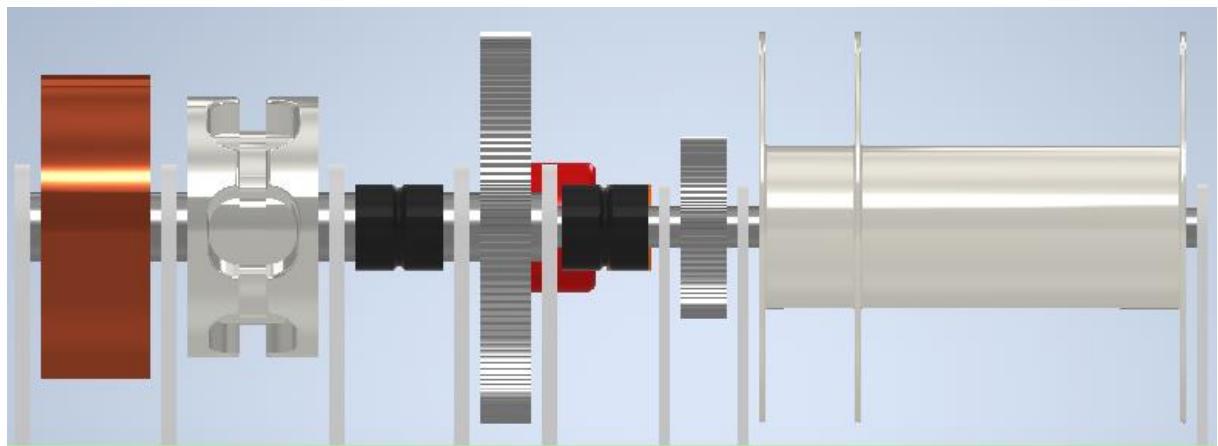


Figura 4.9: Alzado delantero

Esta vista muestra el eje tres completo con el freno (color cobre), barbotén, el embrague (color negro) así como el tambor de amarre.

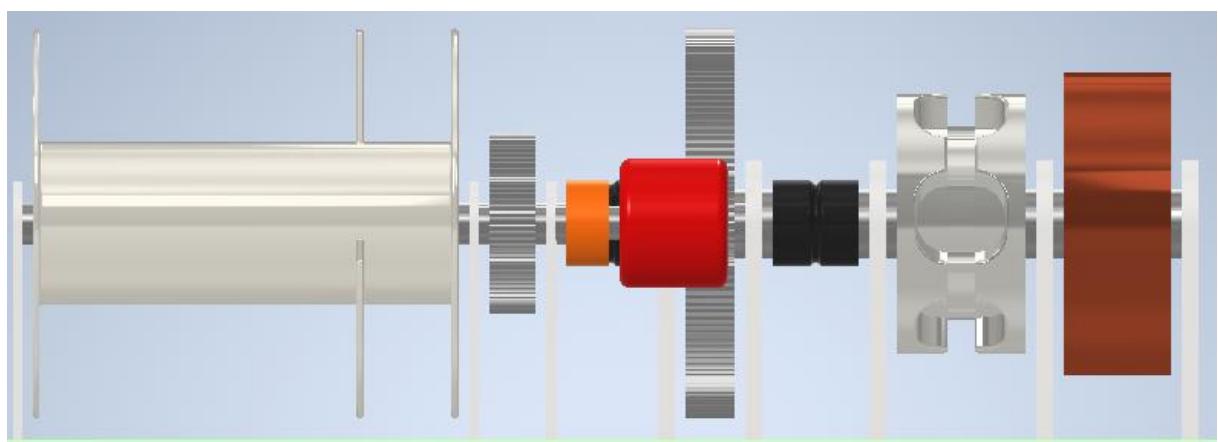


Figura 4.10: Alzado trasero

Esta vista muestra el eje delantero con el motor (color rojo) y el conector que une el eje uno con el eje del motor.

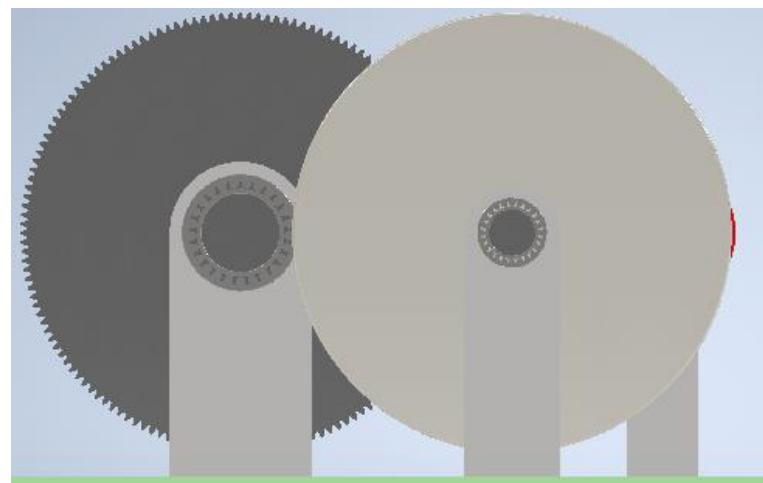


Figura 4.11: Perfil izquierdo

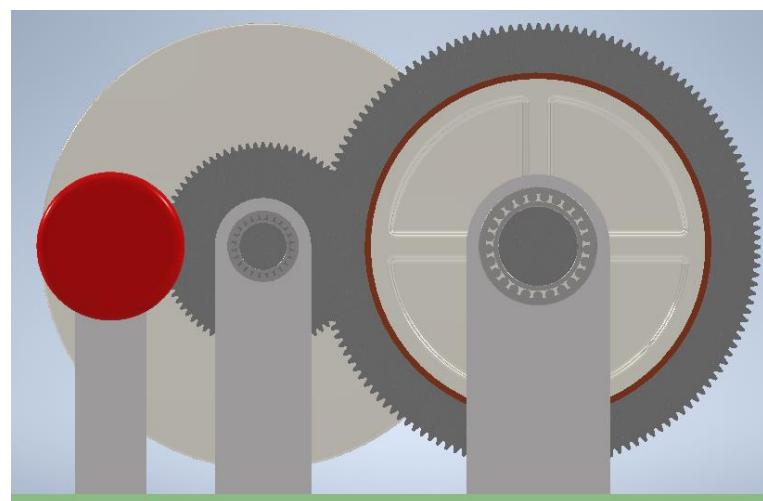


Figura 4.12: Perfil derecho

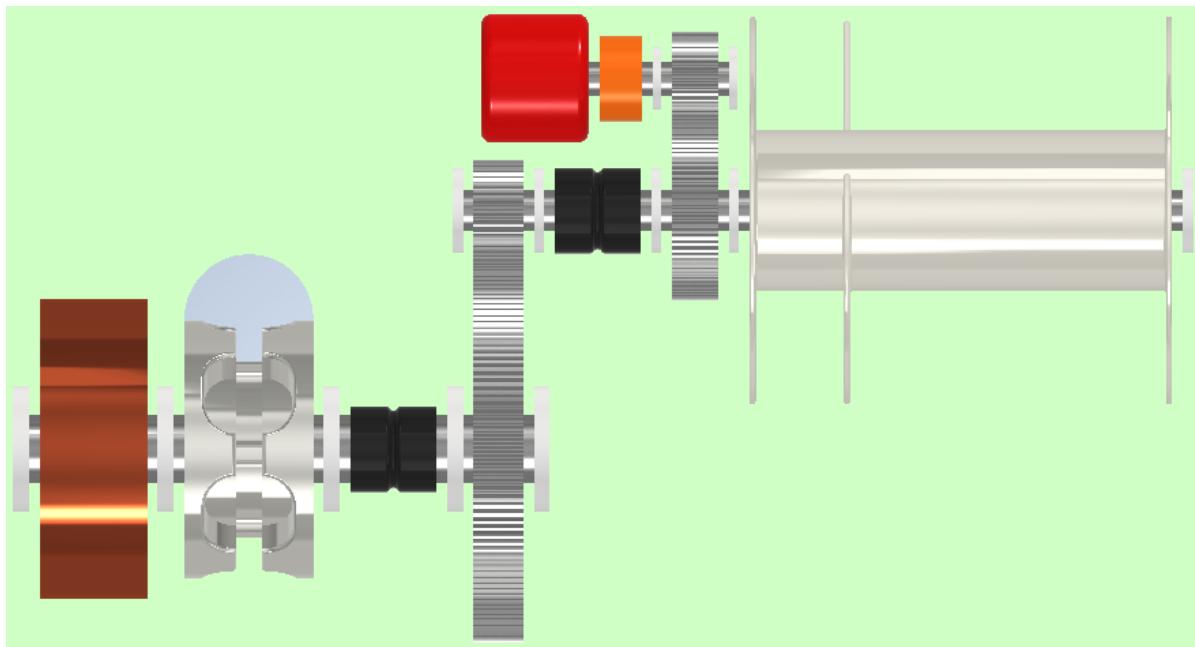


Figura 4.13: Planta

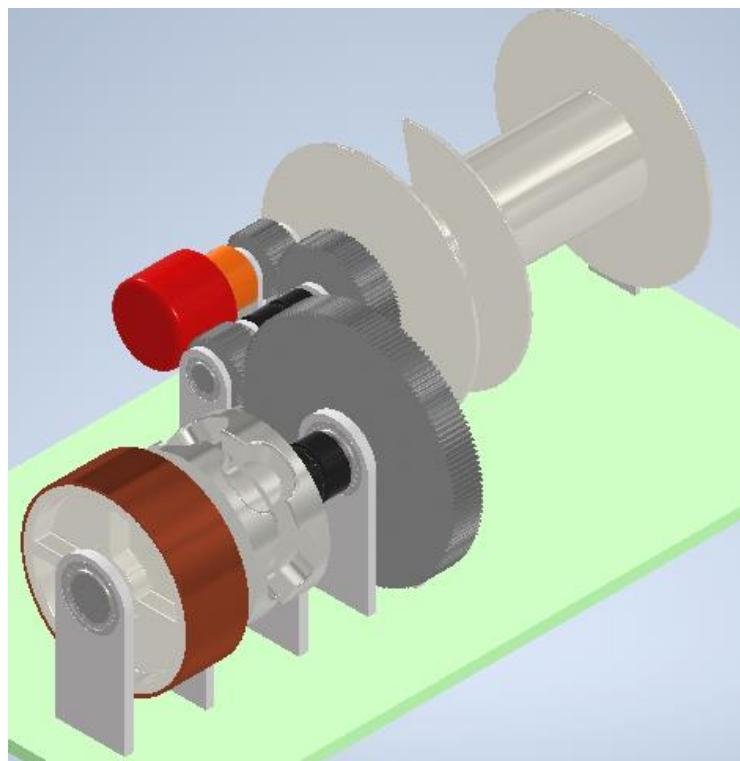


Figura 4.14: Vista auxiliar 1

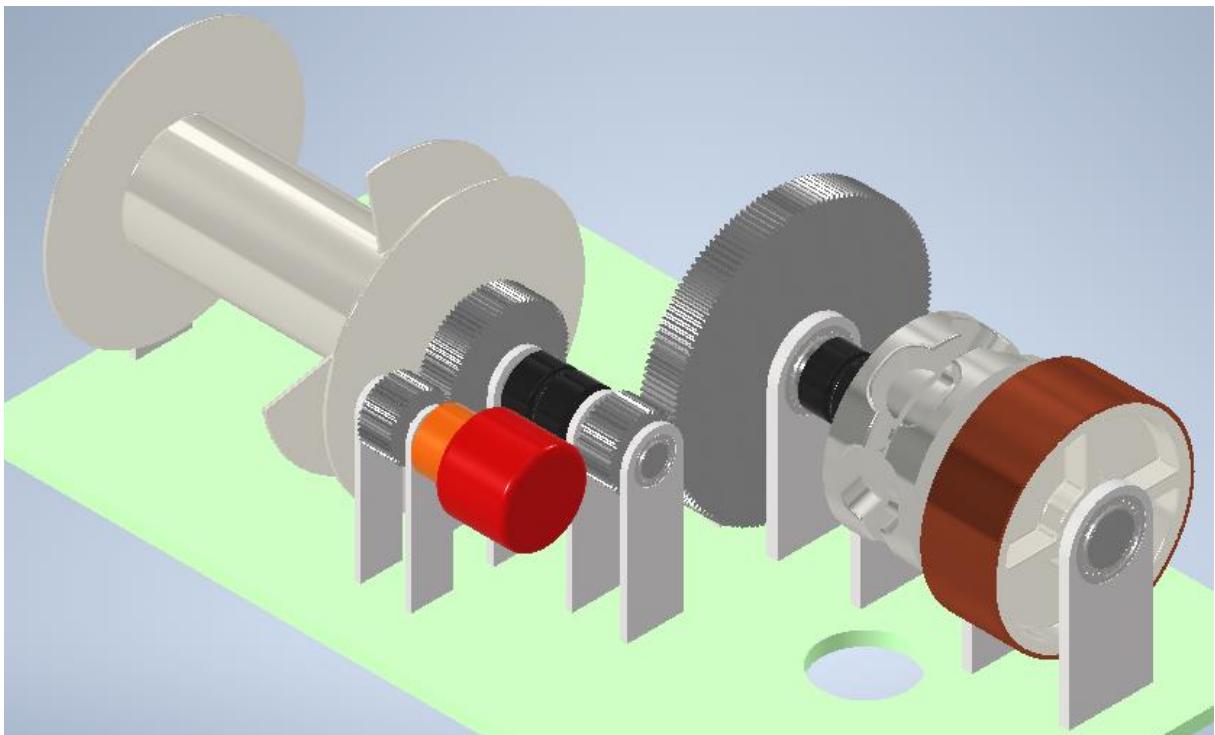


Figura 4.15: Vista auxiliar 2

5. Conclusión

Este trabajo de fin de grado se ha diseñado un molinete de anclas que también lleva incorporado un tambor de amarre para un buque carguero, así como todos los elementos relacionados con este último como son la cadena, el ancla, la cuerda de amarre y el motor que propulsa el sistema.

Los datos de partida conocidos eran escasos, se quería un molinete de anclas para un buque carguero que durase más de dos mil operaciones. A medida que se iban haciendo cálculos ya se podían fijar algunos parámetros. Por ejemplo, una vez seleccionadas la cadena y el ancla se puso un límite a la velocidad de subida, este límite de velocidad se escogió en función del peso de la línea de anclaje, a mayor velocidad de subida mayor iba a tener que la potencia del motor.

Con el peso de la cadena, el ancla y la forma que adquiere la cadena cuando se baja o se sube se calcularon los pares con los cuales tenía que poder trabajar el motor. Además de esto también fue necesario diseñar el dispositivo de amarre y calcular el par necesario para amarrar el barco.

Dado que el ancla se puede bajar por gravedad se ha sido necesario diseñar un freno capaz de detener el barbotén. Debido al elevado par que necesitaba hacer el freno, la mejor opción para reducir el tamaño de este último fue diseñar un freno de zapata larga externa.

Con el freno diseñado, se empezó el diseño del grupo reductor del molinete de anclas. Los altos pares que se necesitaban reducían el número de motores válidos para efectuar las tareas que tiene que hacer el molinete de anclas. Se preseleccionaron dos motores, uno de la marca Kawasaki y otro de la marca Rexroth que pertenece a Bosch. El motor hidráulico Kawasaki tenía la desventaja de ofrecer menos par, la relación de transmisión tenía que ser bastante alta, esto no ocurría con el otro motor, necesitaba una relación de transmisión de 8 para poder mover todo el molinete. Se acabó seleccionando el segundo motor.

Con el elemento propulsor seleccionado ya se pudo hacer el diseño de los engranajes. Estos últimos tenían que durar mil horas trabajando con el máximo par y aguantar a flexión. Se hicieron dos diseños, uno para un tren de engranajes con dos etapas y otro con tres etapas, con el fin de escoger la mejor opción que es a mi parecer la opción con menos etapas debido que es la más compacta.

Una vez diseñados los engranajes, la siguiente tarea fue la de diseñar los ejes. Al igual que los engranajes, se necesita hacer un cálculo por resistencia estática y otro que compruebe la vida a fatiga. El cálculo a fatiga sólo tiene en cuenta, cargas y masas de los diferentes elementos que se montan en los ejes. Hay otros factores a tener en cuenta, como pueden ser las variaciones de carga o el tiempo de trabajo del eje. En este caso debido a las grandes cargas, el cálculo que determinaba el diámetro mínimo del eje era el cálculo a fatiga pues era el calculo con el cual salían los diámetros mínimos más altos.

Con las reacciones en los apoyos y el número de revoluciones que tiene que dar cada rodamiento a lo largo de su vida se calcula la capacidad de carga dinámica de cada rodamiento, con este dato y el diámetro del eje ya se pueden seleccionar los rodamientos.

El resultado final, teniendo en cuenta los molinetes de anclas para grandes esfuerzos tiene dimensiones similares, la configuración de los ejes no se ha visto repetida en ningún catálogo, el número de etapas de los grupos reductores del molinete de anclas varía bastante, algunos molinetes

tienen hasta 6 etapas reductoras. La ventaja que tiene este molinete de anclas es que no importa como se ponga en el barco dado que el motor gira en ambos sentidos.

Este trabajo ha servido para asentar los conocimientos de la rama de mecánica adquiridos a lo largo de la carrera y específicamente los conocimientos de la asignatura de cálculo y elementos de máquinas y llevarlos a un caso real. Ha sido útil para comprender la dificultad que puede llegar a tener que diseñar desde cero un producto.

Aprovecho para agradecer a la directora de este Proyecto Final de grado, Paula María Canalís Martínez su interés y esfuerzo constantes. Sus conocimientos y experiencia han constituido un elemento fundamental para el resultado obtenido, sin olvidar el buen trato recibido, la paciencia y la confianza en mí depositada. Sin duda su labor y apoyo durante estos meses han sido esenciales para la consecución de este proyecto.

6. Bibliografía

Apuntes de Cálculo de Elementos y Máquinas del Dpto. Ingeniería Mecánica, Área de Ingeniería Mecánica EINA

Apuntes de Sistemas Mecánicos en Máquinas y Vehículos del Dpto. Ingeniería Mecánica, Área de Ingeniería Mecánica EINA

Apuntes de Ingeniería Marítima: Sistemas de fondeo y anclaje de la escuela Técnica Superior De Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos de la Universidad Politécnica de Madrid.

<https://www.thyssenkrupp-materials.es/>

https://www.boschrexroth.com/documents/12605/25706227/re+15305_201906_CA.pdf/3bd67d9b-e28f-77c8-5345-1e38f8c982c2?version=1.1

<https://www.cnellsen.com/winches/marine-winch/anchor-windlass/>

<http://www.anchorchainchina.cn/cpzs>

<https://dieselship.co.uk/deck-machinery/ship-windlass>

<https://www.directindustry.es/fabricante-industrial/motor-hidraulico-piston-211198.html>

<https://esingenieria.pro/clasificacion-de-los-aceros/>

<https://www.a-alvarez.com/blog/nautica/material-nautica/todas-las-claves-del-molinete-de-anclas/11186>

<https://www.microsiervos.com/archivo/ingenieria/como-funciona-ancla-mega-barco.html>



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Anexo I: Elección de la línea de anclaje

Director:
Canalís Martínez, Paula María

Autor:
Hériz Herrera, Pablo

Titulación:
Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA) 2021

1. Introducción

Las líneas de anclaje están compuestas por cadenas, conectores y el ancla. El conector, como su propio nombre indica, tiene la función de conectar la cadena al arganeo. La primera parte de este anexo tendrá como objetivo inicial la elección de la cadena a partir de la cual se podrá seleccionar posteriormente el ancla del buque.

Las cadenas, por ser las que ayudan a mantener el barco en su posición, son un elemento fundamental para el fondeo ya que éstas conectan y amarran diferentes tipos de estructuras flotantes con puntos de anclaje. Las líneas de fondeo suelen estar compuestas por cables o cadenas que al estar sometidas a su propio peso adaptan una forma de catenaria. Una gran parte de esta cadena permanece en contacto con el lecho marino, lo que crea una resistencia como consecuencia del rozamiento que permite que el barco se mantenga estable en su posición.

En este caso se quieren soltar 410 metros de cadena (de los cuales 400 estarán sumergidos) para poder fondear a una profundidad de 80 metros.

Para seleccionar la cadena adecuada, el ancla, así como el conector, una vez realizados los cálculos necesarios, se escogerán los elementos que detallo a continuación del catálogo de la empresa china AOHAI MARINE FITTINGS, empresa líder del sector marítimo que cuenta con varios sellos de calidad.

2. Elección de la cadena

2.1. Fabricante

Entre los varios modelos de cadenas disponibles del fabricante se van a escoger las cadenas de anclaje y dentro de esta categoría se opta por las de ancla clásica. Tal y como muestra la figura 2.1, este modelo consta de tres configuraciones posibles: el eslabón común (common link), un eslabón más grande (enlarged link), así como un eslabón final (end link).

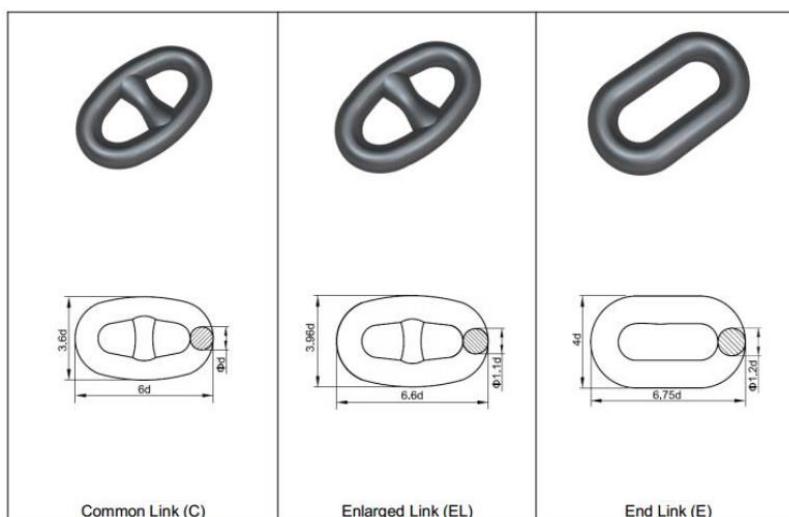


Figura 2.1: Tipos de eslabones fabricados por AOHAI MARINE FITTINGS



El eslabón clásico de una cadena simple (E en la figura 2.1) es de forma toroidal, mientras que las cadenas compuestas (C y EL en la figura 2.1) constan de una unión suplementaria en medio de cada eslabón. Mientras las cadenas simples se usan generalmente para anclados permanentes, como es el caso de una plataforma petrolífera, las cadenas compuestas sin embargo son usadas para fondeos no permanentes como ocurre en el caso de los barcos.

La tabla 2.1 muestra los diferentes diámetros de cadena que se pueden escoger, así como las propiedades mecánicas necesarias para los cálculos posteriores como son: la densidad lineal, la carga de prueba (Proof test Load) que es un peso de prueba aplicado para verificar que una pieza no presentará deformación permanente bajo ese peso y la carga con la que la cadena se rompe (Breaking test Load) según el grado de la cadena.

Tabla 2.1: Catálogo de cadenas AOHAI MARINE FITTINGS

Nominal Diameter (mm)	Proof Test Load (kN)		Breaking Test Load (kN)		Theoretical Weight (kg/27.5m)
	Grade 2	Grade 3	Grade 2	Grade 3	
40	640	896	896	1280	1032
42	703	981	981	1400	1084
44	769	1080	1080	1540	1197
46	837	1170	1170	1680	1310
48	908	1270	1270	1810	1438
50	981	1370	1370	1960	1546
52	1060	1480	1480	2110	1661
54	1140	1590	1590	2270	1791
56	1220	1710	1710	2430	1926
58	1290	1810	1810	2600	2086
60	1380	1940	1940	2770	2249
62	1470	2060	2060	2940	2361
64	1560	2190	2190	3130	2516
66	1660	2310	2312	3300	2676
68	1750	2450	2450	3500	2885
70	1840	2580	2580	3690	3010
73	1990	2790	2790	3990	3274
76	2150	3010	3010	4300	3548
78	2260	3160	3160	4500	3737
81	2410	3380	3380	4820	4030
84	2580	3610	3610	5160	4334
87	2750	3850	3850	5500	4650
90	2920	4090	4090	5840	4976
92	3040	4260	4260	6080	5119
95	3230	4510	4510	6440	5544
97	3340	4680	4680	6690	5780
100	3530	4940	4940	7060	6143
102	3660	5120	5120	7320	6398
105	3850	5390	5390	7700	6773
107	3980	5570	5570	7960	7033
111	4250	5940	5940	8480	7569
114	4440	6230	6230	8890	7983
117	4650	6510	6510	9300	8409
120	4850	6810	6810	9720	8863
122	5000	7000	7000	9990	9143
124	5140	7200	7200	10280	9598
127	5350	7490	7490	10710	9908

2.2. Factores a tener en cuenta

2.2.1. Consideraciones teóricas

Ha de saberse que una cadena no transmite ningún tipo de momento, el alargamiento es despreciable y la corriente es horizontal (no tiene componente vertical).

2.2.2. Cadena

Hay que tener en cuenta que las fuerzas derivadas del peso tienen siempre una componente vertical y, en el caso que nos ocupa, el peso de la cadena no es despreciable. La tabla del fabricante proporciona la densidad lineal de la cadena, permitiendo asimismo hallar, a través de unos valores, el valor del volumen por eslabón para poder conocer la masa del volumen de agua salada desplazada.

2.2.3. Corriente, oleaje y viento

Por otro lado, las fuerzas derivadas de la corriente son de componente horizontal y éstas se pueden dividir en dos grupos: las que afectan a la cadena y las que afectan a la embarcación, teniendo ambas el mismo sentido.

El buque para el cual se está diseñando el molinete de anclas tiene una eslora de 250 metros y una manga máxima de 40 metros. Son valores dignos de los buques más grandes que existen hoy en día. El esfuerzo vertical que realizan en conjunto el viento, el oleaje y las corrientes sobre las grandes embarcaciones (buques, petroleros, etc.) es del orden de los 150.000 kg.

Sabiendo que la corriente de un fluido varía en relación a la altura a la que esté con respecto del suelo, se puede observar en la figura 2.2. cómo a mayor profundidad, menos velocidad tendrá la corriente.

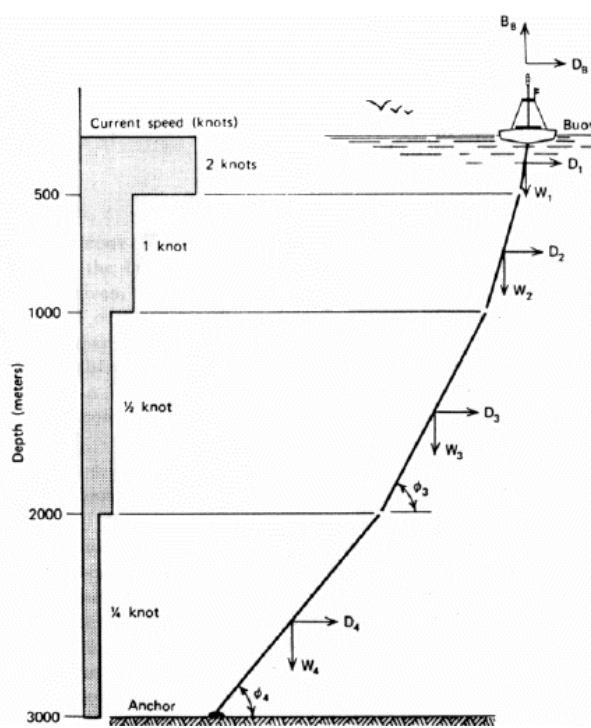


Figura 2.2: Velocidad de la corriente en función de la profundidad



Un fluido en contacto con un sólido se adhiere a la superficie del mismo como consecuencia de los efectos viscosos. Así, la velocidad del fluido que toca un contorno sólido es igual en cada uno de los puntos que toca a la del contorno.

2.3. Cálculos preliminares

Antes de realizar los cálculos de elección de cadena haremos una simplificación a partir de varios tramos con objeto de presentar los distintos resultados de forma más clara. Como se ha dicho antes, la cadena, bajo el efecto de su propio peso, adapta una forma de catenaria. Conociendo esto y sabiendo que la velocidad de la corriente depende de la profundidad, dividiremos la línea de anclaje en cinco tramos (siendo el primero el que va de la cubierta del barco hasta el nivel del mar y los cuatro siguientes sumergidos).

Observando la figura 2.2, tenemos que de 0 a 500 metros de profundidad la velocidad de corriente es de 2 nudos, de 500 a 1000 metros es la mitad, de 1000 a 2000 metros es de medio nudo y de 2000 a 3000 es de 0,25 nudos. Si lo extrapolamos al caso que se está estudiando en donde la profundidad es de 80 metros, obtenemos las siguientes velocidades: de 0 a 13 metros de profundidad la velocidad de corriente es de 2 nudos, de 13 a 26 metros es la mitad, de 26 a 53 metros es de medio nudo y de 53 a 80 es de 0,25 nudos.

Dado que son 4 los tramos sumergidos y se conoce la profundidad de cada tramo, se intenta tener unas longitudes de cadena de cada tramo de tal manera que la figura final se aproxime a una catenaria.

La siguiente tabla muestra lo que mide cada tramo de cadena, así como la elevación vertical

Tabla 2.2 Propiedades geométricas de la línea de anclaje

	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 3	Tramo 4	Tramo 5
L (m)	14	14	30	119	237
H	14	13	13	27	27
θ ($^{\circ}$)	90	68,2132107	25,6792886	13,1140864	6,541569838
V (nudos)	-	2,00	1	0,5	0,25
V (m/s)	-	1,028888	0,514444	0,257222	0,128611

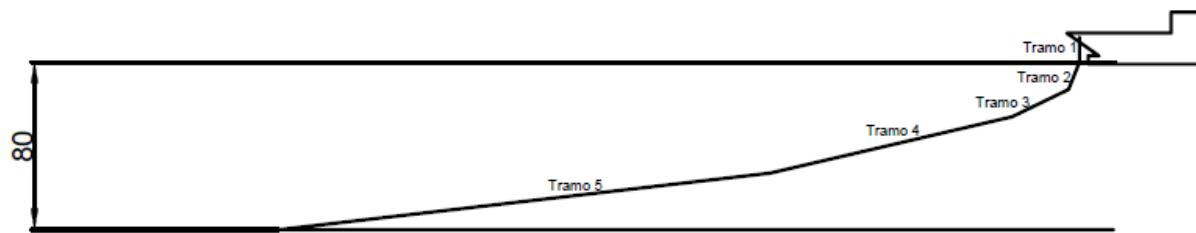


Figura 2.3: Línea de anclaje simplificada para los cálculos posteriores

2.4. Peso de la cadena

Como se ha comentado antes el peso tiene una componente vertical y está compuesto por el peso de la cadena menos el peso del volumen de agua desplazado. Se tiene en cuenta únicamente el peso de la cadena dado que el ancla está apoyada sobre el lecho marino.

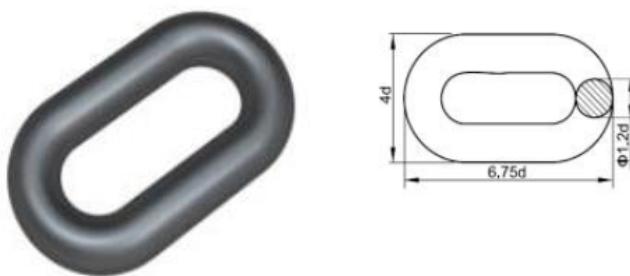
El peso de la cadena se calcula por tramos y gracias a los datos proporcionados por AOHAI MARINE FITTINGS se puede obtener para cada uno de los mismos de forma muy sencilla. El fabricante pone a disposición el peso de una sección de cadena de 27,5 metros, a partir de la cual y dependiendo de las longitudes de cada tramo, se aplica la siguiente formula:

$$P_i = \frac{L_i}{27.5} \cdot \text{Peso de la cadena} \cdot 9,81 \text{ (N)}$$

Donde L_i es la longitud en metros del tramo i , que multiplicado por 9,81 da como resultado un valor en newtons (N).

Una vez conocido el peso de cada tramo, se procede a calcular el peso del volumen de agua desplazado.

El fabricante puede fabricar tres tipos de eslabones como muestra la figura 1.1. Pero dado que el fabricante afirma que la densidad lineal de la cadena no depende del tipo de eslabón, se harán los cálculos con el eslabón clásico por suponer que el volumen de los eslabones es el mismo.



End Link (E)

Figura 2.4: Datos geométricos de el eslabón clásico

El volumen de agua desplazado por las cadenas es igual al volumen de un eslabón multiplicado por el número de eslabones.

En el catálogo del fabricante se puede observar que el eslabón se compone de dos medios toroides de mismas dimensiones, así como de dos cilindros idénticos.



Anillo de sección circular

Volumen:

$$\frac{\pi^2}{4} D d^2$$

Área:

$$\pi^2 D d$$

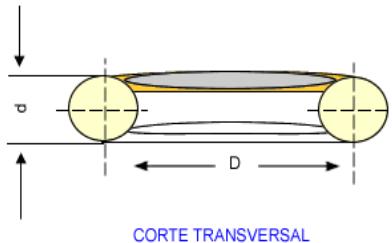


Figura 2.5: Volumen de un toroide

$$V_{toroide} = \frac{\pi^2}{4} \cdot (4d_{nom} - 1.2d_{nom}) \cdot (1.2d_{nom})^2$$

$$V_{cilindro} = \left(\frac{1,2d_{nom}}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot (6,75d_{nom} - 4d_{nom})$$

Con lo cual:

$$V_{total} = V_{toroide} + 2V_{cilindro} = \frac{\pi^2}{4} \cdot 2,8d_{nom} \cdot (1,2d_{nom})^2 + 2 \cdot \left(\frac{1,2d_{nom}}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 2,75d_{nom}$$

Ya calculado el volumen de un eslabón se procede a calcular el número de eslabones sumergidos, teniendo en cuenta que hay 400 metros de cadena sumergidos. El número de eslabones no es igual a la longitud total de la cadena dividida por la longitud total del eslabón al estar estos entrelazados y guardar una misma distancia entre sí.

La figura 2.6 muestra que hay un eslabón cada $4.35 \times d_{nom}$ que viene siendo la longitud total de un eslabón menos su espesor multiplicado por dos:

$$L_{eslabón} = 6,75d_{nom} - 2 \cdot 1.2d_{nom} = 4,35d_{nom}$$

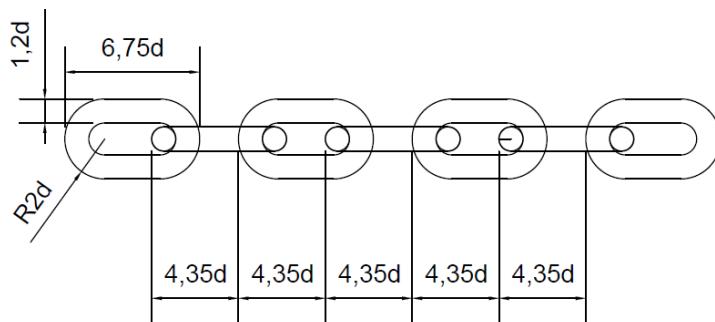
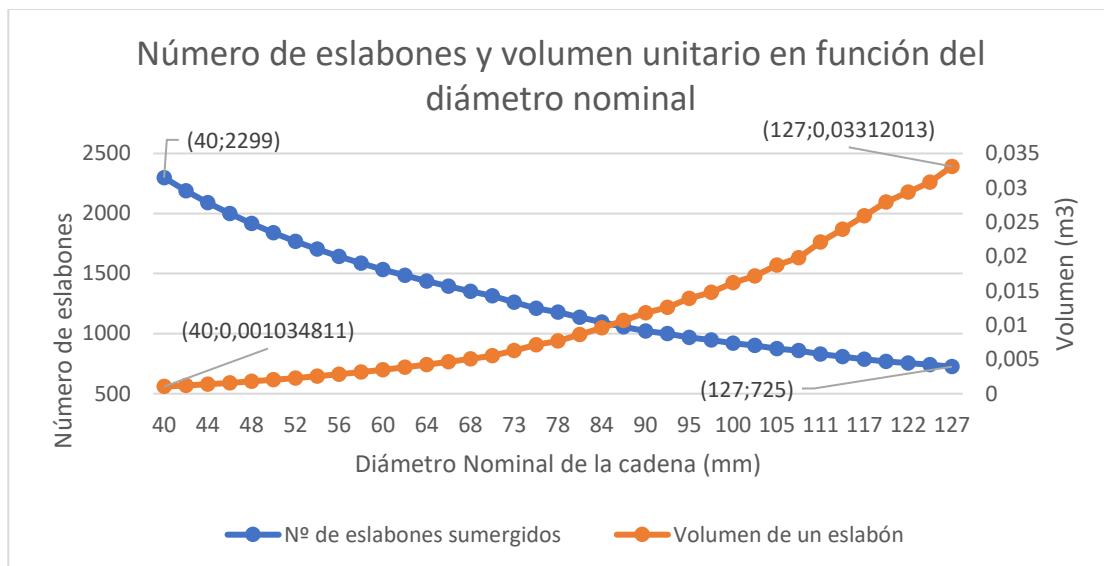


Figura 2.6

Conocida la distribución de la cadena pasamos a conocer el número total de eslabones mediante la siguiente formula:

$$N_{total} = \frac{L_{total}}{4,35 \cdot d_{nom}}$$

Donde la longitud total y el diámetro nominal deben estar expresados en las mismas unidades.



Gráfica 2.1: Número de eslabones y volumen unitario en función del diámetro nominal

Como se observa en la gráfica, el volumen de un eslabón aumenta con el diámetro nominal y el número de eslabones, al depender del diámetro nominal disminuye cuando este último aumenta.

Para hallar el volumen total desplazado de agua solo hay que multiplicar el volumen unitario por el número de eslabones, y si se quiere obtener la masa total hay que multiplicar el volumen por la densidad del agua salada que es 1025 kg/m³, como indica la siguiente fórmula:

$$W = N \cdot V \cdot \rho_{agua} \cdot 9,81 \text{ (N)}$$

Y la masa total del tramo sumergido es:

$$M = P - W = 9.81 \cdot \left(\frac{L_{total}}{27.5} \rho_{lineal \; cadena} - N \cdot V \cdot \rho_{agua} \right) \text{ (N)}$$

La siguiente gráfica muestra el peso no sumergido, que es el del tramo 1, el peso sumergido, que corresponde a los demás tramos y el peso total en función del diámetro nominal:

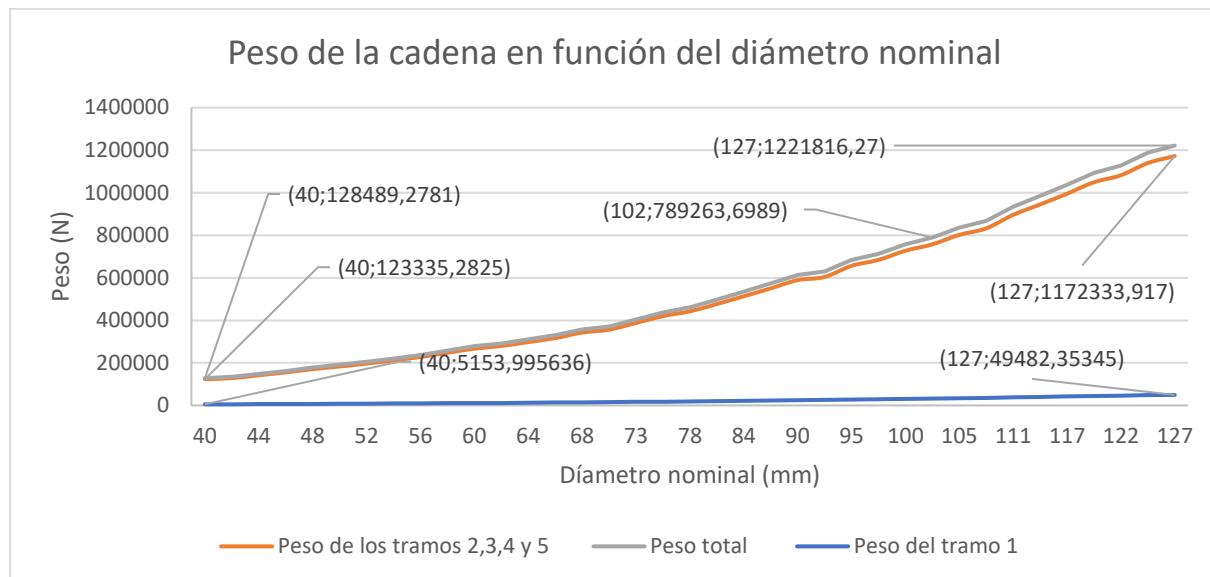


Gráfico 2.2: Peso de la cadena en función del diámetro nominal

Como es lógico, a medida que va aumentando el diámetro nominal también lo hace el peso total de la cadena.

2.5. Fuerza ejercida por la corriente sobre la cadena

La resistencia hidrodinámica derivada de un flujo incidente en un cable de diámetro d y longitud dS es:

$$R \cdot dS = \frac{\rho_{\text{agua}}}{2} \cdot C_{DN} \cdot d \cdot V^2 \cdot dS$$

donde C_{dn} es el coeficiente de resistencia normal y V es la velocidad del fluido y d es el diámetro del cable.

Dado que en este caso la línea de anclaje está compuesta por una cadena, el diámetro d tiene que ser tal que la cadena quepa en él. Dado que la anchura de un eslabón es de $4d_{\text{nom}}$ se podrá igualar este valor a d , como se observa en la siguiente figura.

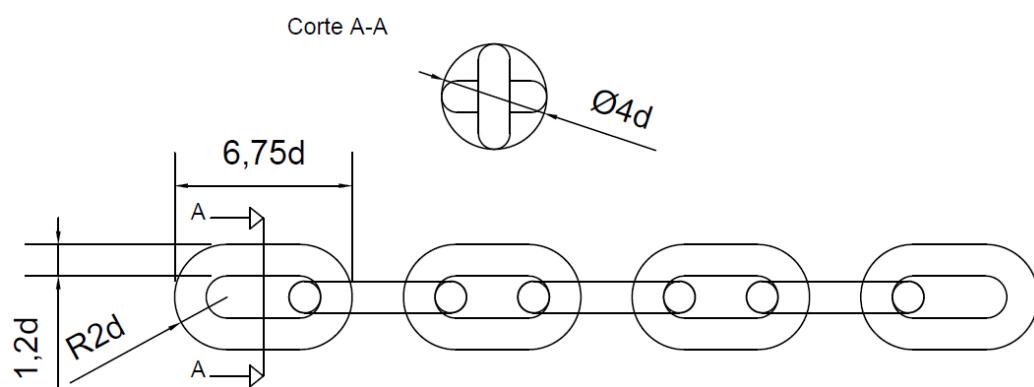


Figura 2.7

El coeficiente de resistencia varía con el número de Reynolds, pero oscila entre 0,8 y 1,2. En este caso se elige $C_{dn}=1,2$ dado que cuanto mayor es este coeficiente, mayor será la resistencia hidrodinámica y por ello más segura la elección de la cadena.

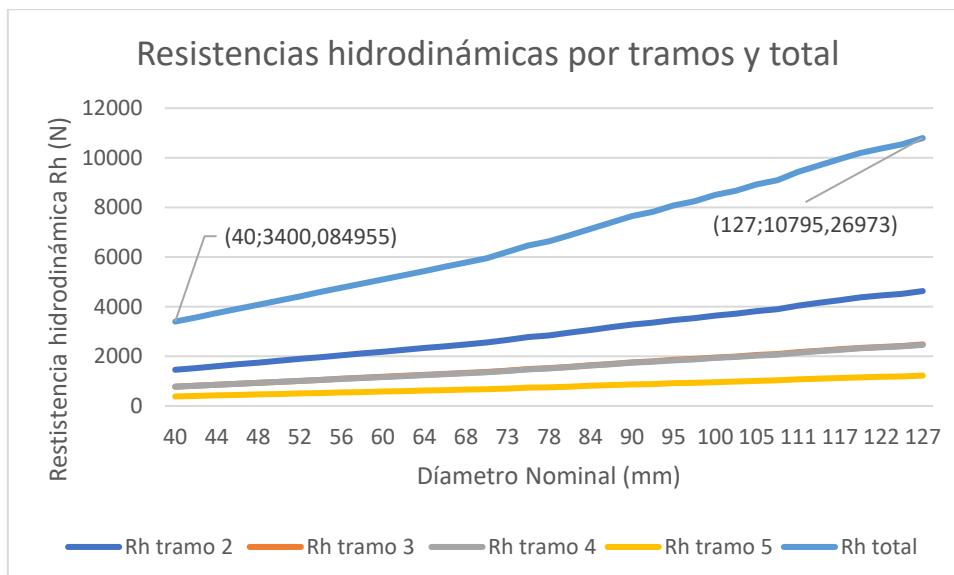
La resistencia hidrodinámica de cada tramo es la siguiente:

$$R_i = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot C_{DN} \cdot 4d_{nom} \cdot V_i^2 \cdot L_i \text{ (N)}$$

siendo la densidad del agua salada 1025 kg/m^3

La resistencia hidrodinámica total se obtiene sumando las cuatro resistencias parciales, es decir, la fuerza total ejercida por la corriente es:

$$R_{total} = \sum_{i=2}^5 R_i$$



Gráfica 2.3: Resistencia hidrodinámica por tramos en función del diámetro nominal

En un mismo tramo la resistencia hidrodinámica solo depende del diámetro nominal, por lo tanto, es lógico que aumente con el diámetro nominal. La fuerza que ejerce la corriente sobre la cadena es muy similar en los tramos 3 y 4 puesto que, para un diámetro nominal dado, la resistencia hidrodinámica es igual a una constante multiplicada por la velocidad al cuadrado y a su vez multiplicada por la longitud del tramo y en este caso coinciden.

2.6. Tensión horizontal

En el caso de las embarcaciones de gran tamaño como pueden ser los buques cargueros, el esfuerzo horizontal es el resultante de la suma de tres acciones: el oleaje, la corriente y el viento. Los valores estimados no son despreciables pues son del orden de los 150.000 kg

2.7. Fuerza total ejercida sobre la cadena

Una vez calculadas las fuerzas de la resistencia hidrodinámica (R), el peso de la cadena (P) y la tensión horizontal (T_h) podemos hallar la tensión total que va a tener que soportar el eslabón que está en contacto con el tambor del molinete de anclas debido a que este, es el que aguanta todo el peso de la cadena.

Para poder obtener la fuerza total, se necesita obtener antes la fuerza total en el eje de coordenada x , así como en el eje y :

$$F_{total} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{(R + T_h)^2 + P^2}$$

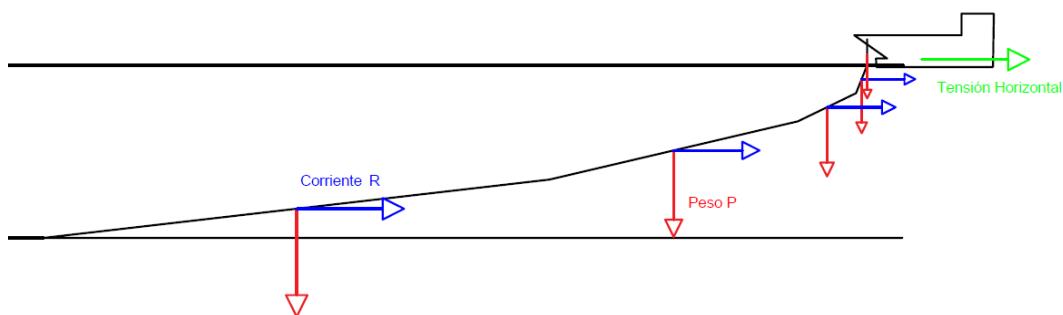


Figura 2.8: Diagrama sólido libre de la línea de anclaje

A continuación, es necesario calcular el coeficiente de seguridad con objeto de poder escoger una cadena que se ajuste a las necesidades del problema. Con el fin de que ésta tenga la misma vida útil que el barco, se considera necesario un coeficiente de seguridad superior a 3. El cálculo del coeficiente de seguridad se obtiene como resultado del cociente entre el límite elástico y la carga a la que está sometido el objeto. Para ello podemos aplicar las siguientes fórmulas:

aplicando la teoría de Von Mises:

$$C_s = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqv}} ; \sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

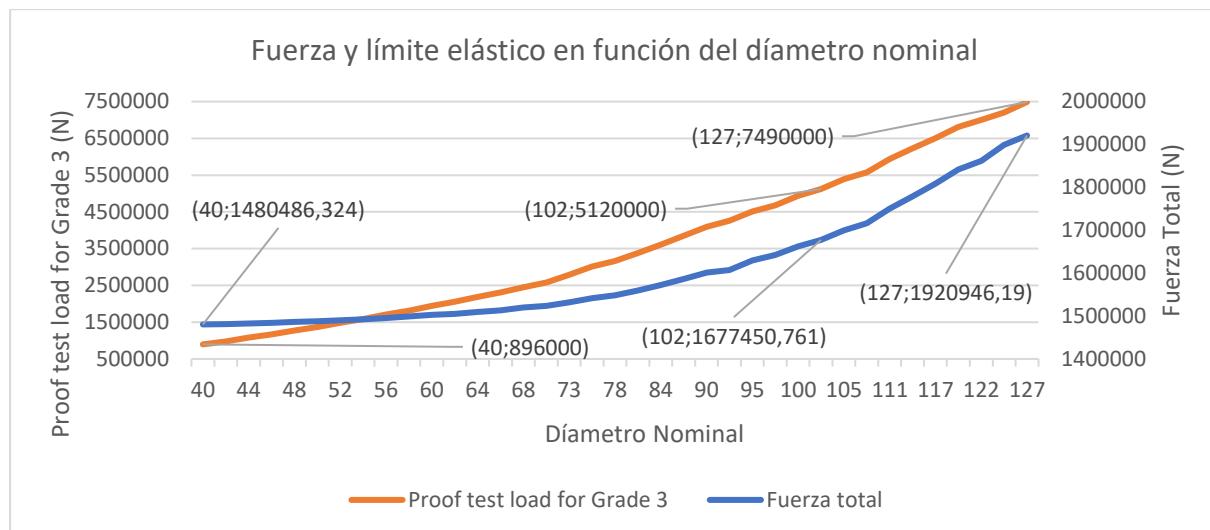
según la teoría de cortante máximo:

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2\tau_{máx}} ; \tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

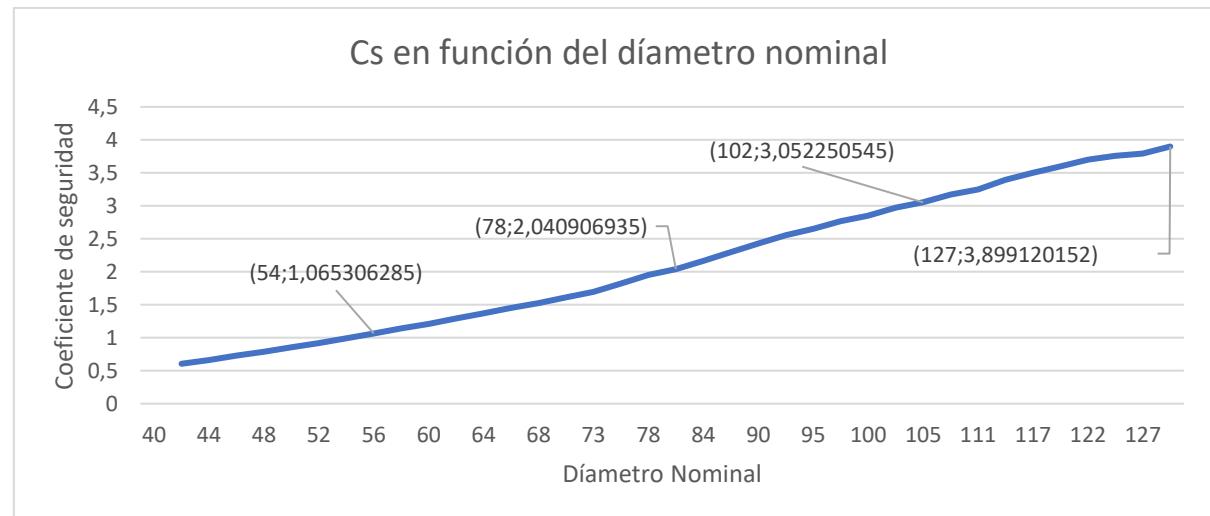
Como una cadena no transmite momento torsor, en ambas fórmulas τ_{xy} es nula. Por ello no influye en el resultado qué teoría se escoja, para calcular σ_x sólo influye el esfuerzo axil dado que no hay momentos flectores.

En la siguiente gráfica el fabricante nos da la carga máxima para la cual no hay deformación plástica en (kN), con lo cual el coeficiente de seguridad pasa a calcularse de la siguiente manera:

$$C_s = \frac{F_F}{F_{eqv}}$$



Gráfica 2.4: Fuerza total y carga del límite elástico en función del diámetro nominal



Gráfica 2.5: Coeficiente de seguridad en función del diámetro nominal

El coeficiente de seguridad aumenta poco a poco, cuando el diámetro nominal es de 40 mm, el coeficiente de seguridad es de 0,6 con lo cual no valdría en este caso, la cadena de 54mm de diámetro tiene un coeficiente de seguridad de 1,06, con lo cual una pequeña variación en la corriente o un leve cambio en la densidad del agua deformarían plásticamente la cadena. Cuando el diámetro nominal es de 127mm que es el diámetro máximo que ofrece el fabricante el coeficiente de seguridad es casi de 4.

Se ha escogido una cadena de diámetro nominal d=102mm de grado 3, ya que el coeficiente de seguridad está dentro de unos límites razonables.

3. Elección del ancla

Como ya sabemos, el papel de las anclas es fundamental en los barcos ya que posibilitan mantener una embarcación de varios miles de toneladas fija en su lugar. Existen diferentes tipos de áncoras, estas se distinguen principalmente según el tipo de suelo en el que se van a utilizar; por ejemplo, un ancla diseñada para suelos arenosos no podrá usarse en suelos rocosos pues no penetrará el fondo marino y como consecuencia el anclaje no será útil.

En este caso se ha optado por un ancla de alto poder de agarre (HPP) dado que son las más usadas para grandes embarcaciones. Este tipo de ancla tiene una fuerza de agarre de hasta 60 veces su propio peso en condiciones ideales y en condiciones de normales de 10 a 30 veces su propio peso. Teniendo en cuenta los resultados mostrados en la gráfica 2.4 el ancla debe pesar como mínimo 170.000 newtons lo que equivale a 17 toneladas. Será también la empresa AOHAI MARINE FITTINGS la que proporcione dicha ancla.

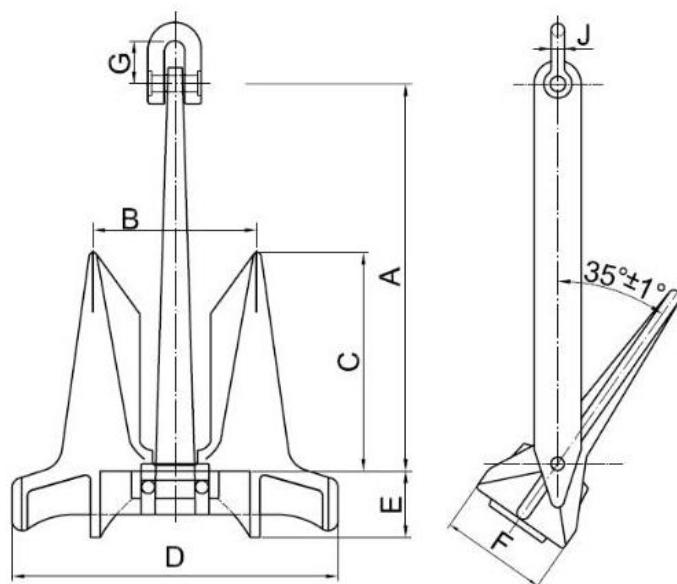


Figura 3.1: Ancla de alto agarre de la empresa AOHAI MARINE FITTINGS

En la siguiente tabla se encuentran las dimensiones que aparecen en la figura 3.1.

Tabla 3.1: Dimensiones del ancla AC14 HHP Anchor

Nominal Weight (kg)	Dimensions (mm)							
	A	B	C	D	E	F	G	J
20000	3573	2132	2265	3956	1220	1210	820	185

El áncora ya viene con el conector incorporado, por lo que no es necesario escoger otro. Sólo hay que asegurarse de que sirve para la cadena elegida:

En nuestro caso, por las dimensiones que tiene el conector ($G=820$ mm y $J=185$) sí que sirve para la cadena de diámetro nominal $d_{nom}=102$ mm.

4. Conclusión

Una vez diseñada la línea de anclaje se puede comenzar a calcular los parámetros necesarios para diseñar el molinete de anclas.



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Anexo II: Cálculo de los Pares que afectan al barbotén

Director:

Canalís Martínez, Paula María

Autor:

Hériz Herrera, Pablo

Titulación:

Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA) 2021

1. Introducción

Este anexo tiene como objetivo calcular los pares relativos al barbotén que se van a necesitar en anexos posteriores. Se necesita calcular el par máximo y mínimo que tiene que hacer el barbotén para poder seleccionar un motor adecuado y asimismo realizar el diseño de los engranajes. Es necesario también conocer el par máximo cuando se deja caer el ancla por gravedad para poder realizar el diseño del freno.

Cuando se recoge o suelta el ancla, el par que tiene que ejercer el barbotén no varía de manera lineal, sino que tiene una serie de variaciones bruscas. Como puede ser desanclar el ancla del lecho marino. En la siguiente figura se indican los puntos importantes:

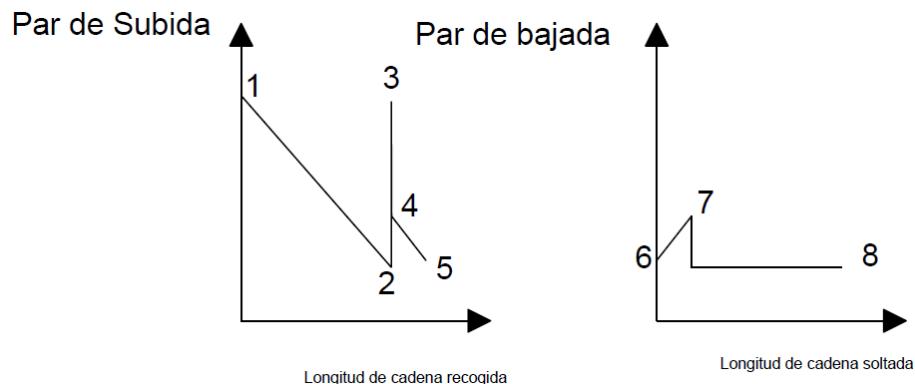


Figura 1.1

Cuando empieza a recoger la cadena (punto 1) el par disminuye poco a poco hasta que la cadena se encuentra perpendicular a la superficie del agua (punto 2), a partir de ahí se tiene que desenterrar el ancla del lecho marino (punto 3), una vez desenterrada (punto 4) se suben la cadena y el ancla hasta que está llega a su alojamiento (punto 5).

Cuando se baja el ancla independientemente de si se baja con la ayuda del motor o se baja por gravedad, está descende verticalmente hasta tocar el lecho marino (punto 7), después de esto el par es constante debido a que la cadena baja verticalmente hasta la misma profundidad.

El par del punto 6 coincide con el par del punto 5, el del punto 7 con el 4 y el 8 coincide con el 2.

El par máximo de frenado siempre que se controle la bajada no debe ser superior al par del punto 7.

2. Cálculo del par del punto uno

La situación inicial sucede cuando se va a iniciar la operación de recogida del ancla. Los motores de la embarcación entran en funcionamiento para ayudar con la tarea y eliminar los efectos del oleaje, corriente y viento sobre el navío eliminando así el efecto de la tensión horizontal comentado en el primer anexo.

La siguiente figura ilustra la situación inicial:



Figura 2.1

Para calcular el par que tiene que ejercer la rueda, hay que hallar en primer lugar las fuerzas que actúan sobre ella. El cálculo de los esfuerzos es muy similar al cálculo expuesto en el primer anexo, pues el peso de la cadena es el mismo. La tensión horizontal es nula dado que el barco enciende los motores para ayudar con la tarea, pero aparece una resistencia hidrodinámica que tiene una componente vertical hacia abajo causada por la recogida de la línea de anclaje.

La siguiente figura muestra como varía la velocidad de elevación en función del tramo puesto que el ancla sigue amarrada y su velocidad es nula, por lo tanto, cuanto más nos acerquemos al ancla menos velocidad vertical tendrá la línea de anclaje.

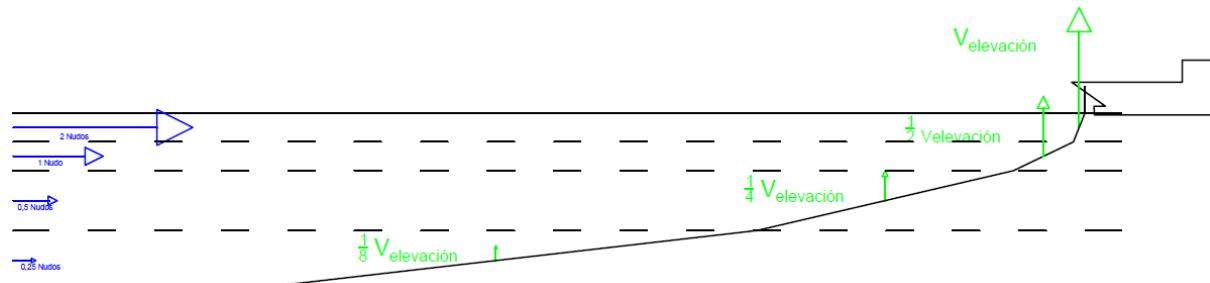


Figura 2.2

La siguiente tabla muestra la aproximación realizada en el anexo uno añadiendo la velocidad vertical de la cadena en cada tramo.

Tabla 2.1

	Tramo 2	Tramo 3	Tramo 4	Tramo 5
L (m)	14	30	119	237
H	13	13	27	27
θ (rad)	1,19054512	0,448188136	0,228883986	0,114171932
θ (º)	68,2132107	25,67928862	13,11408639	6,541569838
V (nudos)	2,00	1	0,5	0,25
$V_{corriente}$ (m/s)	1,028888	0,514444	0,257222	0,128611
$V_{elevación}$ (m/s)	0,6	0,3	0,15	0,075

2.1. Peso de la cadena

El peso total de la cadena ya se ha calculado previamente en el primer anexo y tiene una componente vertical hacia abajo igual a:

$$P = 789.263,7 \text{ N}$$

2.2. Resistencia hidrodinámica debida a la corriente marítima

A la hora de seleccionar la cadena se ha hecho un cálculo más sencillo que el que se hará a continuación. Todos los esfuerzos que soporta una cadena están presentes en la siguiente figura (esfuerzos derivados del peso, del fluido y de la tensión de la línea de anclaje).

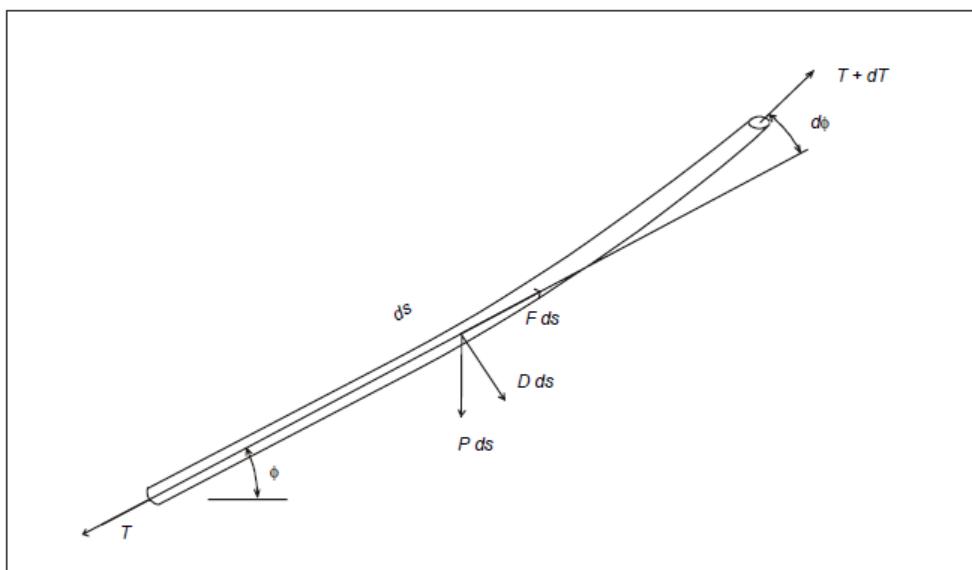


Figura 2.3: Esfuerzos derivados del fluido y del peso que soporta una cadena

Los esfuerzos derivados de los fluidos en esta gráfica están representados por F que es la resistencia hidrodinámica tangencial y D que es la resistencia hidrodinámica normal.

La resistencia de un elemento de un cable, formando un ángulo θ con la superficie puede ser considerado como composición de fuerza normal y tangencial producida por un elemento.

La componente normal $D.ds$ está dada por:

$$D \cdot ds = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot C_{DN} \cdot d \cdot V_N^2 \cdot ds$$

Donde V_N es igual a $V \cdot \sin(\theta)$, entonces:

$$D = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot C_{DN} \cdot 4d_{nom} \cdot V^2 \cdot \sin(\theta)^2 \cdot L$$



La componente tangencial es:

$$F \cdot ds = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot C_{DT} \cdot \pi d \cdot V_T^2 \cdot ds$$

Donde:

- $C_{DT} = \gamma \cdot C_{DN}$ es el coeficiente de resistencia tangencial con: $0,01 \leq \gamma \leq 0,03$,
- $\pi \cdot d$ es el área afectada por la corriente incidente,
- $d = 4 \cdot d_{nom}$ cómo se ha explicado en el anexo 1
- $V_T = V \cdot \cos(\theta)$ es la componente tangencial de la velocidad, lo que da:

$$F = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot \gamma \cdot C_{DN} \cdot \pi \cdot 4d_{nom} \cdot V^2 \cdot \cos(\theta)^2 \cdot L$$

Dado que hay resistencias hidrodinámicas de varios tipos se llamarán D_c y F_c a las que estén relacionadas con la corriente marítima y D_e y F_e a las que estén relacionadas que la recogida del ancla.

Teniendo en cuenta que la cadena está dividida en 5 tramos la resistencia hidrodinámica de cada tramo es:

$$D_{ci} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot C_{DN} \cdot 4d_{nom} \cdot V_{ci}^2 \cdot \sin(\theta_i)^2 \cdot L_i$$

$$F_{ci} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot \gamma \cdot C_{DN} \cdot \pi \cdot 4d_{nom} \cdot V_{ci}^2 \cdot \cos(\theta_i)^2 \cdot L_i$$

Se muestran a continuación todos los cálculos de las resistencias hidrodinámicas relacionadas con la corriente marítima, recogidos después sus resultados en una tabla.

$$D_{c2} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot C_{DN} \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c2}^2 \cdot \sin(\theta_2)^2 \cdot L_2 = \frac{1025}{2} \cdot 1,2 \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 1,02\bar{8}^2 \cdot \sin(68,21)^2 \cdot 14 \\ = 3206,492 N$$

$$D_{c3} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot C_{DN} \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c3}^2 \cdot \sin(\theta_3)^2 \cdot L_3 = \frac{1025}{2} \cdot 1,2 \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,51\bar{4}^2 \cdot \sin(25,679)^2 \cdot 30 \\ = 374,091 N$$

$$D_{c4} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot C_{DN} \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c4}^2 \cdot \sin(\theta_4)^2 \cdot L_4 \\ = \frac{1025}{2} \cdot 1,2 \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,257\bar{2}^2 \cdot \sin(13,11)^2 \cdot 119 = 101,703 N$$

$$D_{c5} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot C_{DN} \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c5}^2 \cdot \sin(\theta_5)^2 \cdot L_5 \\ = \frac{1025}{2} \cdot 1,2 \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,1286\bar{1}^2 \cdot \sin(6,54)^2 \cdot 237 = 12,766 N$$

$$F_{c2} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot \gamma \cdot C_{DN} \cdot \pi \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c2}^2 \cdot \cos(\theta_2)^2 \cdot L_2 \\ = \frac{1025}{2} \cdot 0,03 \cdot 1,2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 1,02\bar{8}^2 \cdot \cos(68,21)^2 \cdot 14 = 48,281 N$$

$$F_{c3} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot \gamma \cdot C_{DN} \cdot \pi \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c3}^2 \cdot \cos(\theta_3)^2 \cdot L_3$$

$$= \frac{1025}{2} \cdot 0.03 \cdot 1,2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,514^2 \cdot \cos(25,679)^2 \cdot 30 = 152,503 N$$

$$F_{c4} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot \gamma \cdot C_{DN} \cdot \pi \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c4}^2 \cdot \cos(\theta_4)^2 \cdot L_4$$

$$= \frac{1025}{2} \cdot 0.03 \cdot 1,2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,257\bar{2}^2 \cdot \cos(13,11)^2 \cdot 119 = 176,61 N$$

$$F_{c5} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot \gamma \cdot C_{DN} \cdot \pi \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c5}^2 \cdot \cos(\theta_5)^2 \cdot L_5$$

$$= \frac{1025}{2} \cdot 0.03 \cdot 1,2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,1286\bar{1}^2 \cdot \cos(6,54)^2 \cdot 237 = 91,503 N$$

Tabla 2.2: resistencias hidrodinámicas relacionadas con la corriente marítima

	2	3	4	5
D _{ci}	3.206,49193	374,090726	101,702603	12,766466
F _{ci}	48,2812315	152,503124	176,610431	91,5034591

La siguiente figura muestra la dirección de la resistencia hidrodinámica tangencial y normal.

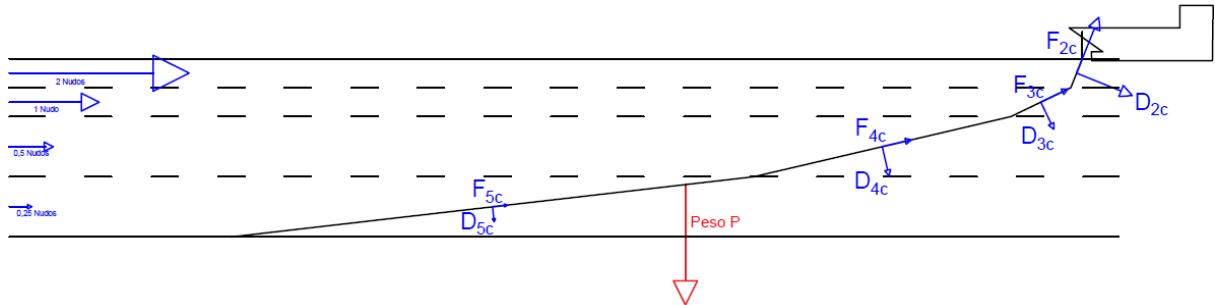


Figura 2.4: Sentido de la resistencia hidrodinámica causada por la corriente y el peso de la cadena

2.3. Resistencia hidrodinámica debida a la corriente causada por la recogida del ancla

La resistencia hidrodinámica de elevación que se calcula de la misma manera que la causada por la corriente, tiene una componente normal y otra tangencial. Es necesario saber que la cadena al ir hacia arriba crea una resistencia hidrodinámica. Esta última tiene un sentido vertical y se dirige hacia el lecho marino. Siendo la componente normal:

$$D_{ei} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot \gamma \cdot C_{DN} \cdot 4d_{nom} \cdot V_{ei}^2 \cdot \sin(\theta_i)^2 \cdot L_i$$

Y la tangencial:

$$F_{ei} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot \gamma \cdot C_{DN} \cdot \pi \cdot 4d_{nom} \cdot V_{ei}^2 \cdot \cos(\theta_i)^2 \cdot L_i$$

Seguidamente se exponen todos los cálculos de las resistencias hidrodinámicas relacionadas con la corriente causadas por la recogida de la línea de anclaje, recogidos estos resultados en una tabla.

$$D_{e2} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot C_{DN} \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c2}^2 \cdot \sin(\theta_2)^2 \cdot L_2 = \frac{1025}{2} \cdot 1,2 \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,6^2 \cdot \sin(68,21)^2 \cdot 14 \\ = 1.090,427 N$$

$$D_{e3} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot C_{DN} \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c3}^2 \cdot \sin(\theta_3)^2 \cdot L_3 = \frac{1025}{2} \cdot 1,2 \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,3^2 \cdot \sin(25,679)^2 \cdot 30 \\ = 127,216 N$$

$$D_{e4} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot C_{DN} \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c4}^2 \cdot \sin(\theta_4)^2 \cdot L_4 = \frac{1025}{2} \cdot 1,2 \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,15^2 \cdot \sin(13,11)^2 \cdot 119 \\ = 34,586 N$$

$$D_{e5} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot C_{DN} \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c5}^2 \cdot \sin(\theta_5)^2 \cdot L_5 = \frac{1025}{2} \cdot 1,2 \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,075^2 \cdot \sin(6,54)^2 \cdot 237 \\ = 4,341 N$$

$$F_{e2} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot \gamma \cdot C_{DN} \cdot \pi \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c2}^2 \cdot \cos(\theta_2)^2 \cdot L_2 \\ = \frac{1025}{2} \cdot 0,03 \cdot 1,2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,6^2 \cdot \cos(68,21)^2 \cdot 14 = 16,419 N$$

$$F_{e3} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot \gamma \cdot C_{DN} \cdot \pi \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c3}^2 \cdot \cos(\theta_3)^2 \cdot L_3 \\ = \frac{1025}{2} \cdot 0,03 \cdot 1,2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,3^2 \cdot \cos(25,679)^2 \cdot 30 = 51,861 N$$

$$F_{e4} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot \gamma \cdot C_{DN} \cdot \pi \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c4}^2 \cdot \cos(\theta_4)^2 \cdot L_4 \\ = \frac{1025}{2} \cdot 0,03 \cdot 1,2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,15^2 \cdot \cos(13,11)^2 \cdot 119 = 60,060 N$$

$$F_{e5} = \frac{\rho_{agua}}{2} \cdot \gamma \cdot C_{DN} \cdot \pi \cdot 4d_{nom} \cdot V_{c5}^2 \cdot \cos(\theta_5)^2 \cdot L_5 \\ = \frac{1025}{2} \cdot 0,03 \cdot 1,2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,102 \cdot 0,075^2 \cdot \cos(6,54)^2 \cdot 237 = 31,117 N$$

Tabla 2.3: resistencias hidrodinámicas relacionadas con la corriente causada por la recogida de la línea de anclaje

	2	3	4	5
D _{ei}	1.090,42663	127,21644	34,5858429	4,34147184
F _{ei}	16,4189218	51,8614957	60,0596291	31,1174363

La siguiente figura muestra la dirección de la resistencia hidrodinámica tangencial y normal.

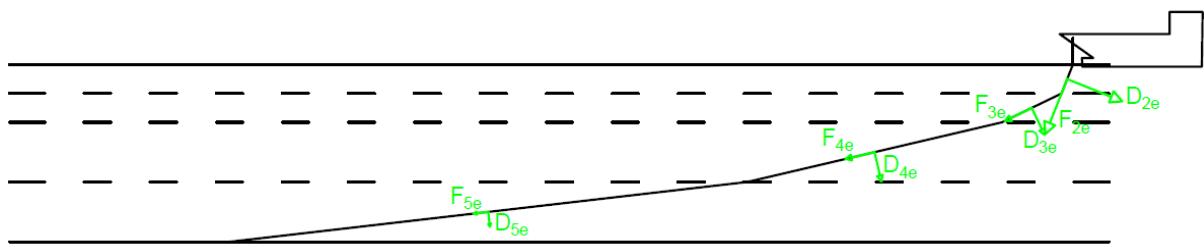


Figura 2.5: Sentido de la resistencia hidrodinámica relacionada con la corriente causada por la recogida de la línea de anclaje

2.4. Fuerza total y cálculo del par necesario

En este caso hay que tener en cuenta tres tipos de esfuerzos: el peso que es vertical, por lo cual el primer eslabón tendrá que aguantar toda esta fuerza; las tensiones, que son las resistencias hidrodinámicas tangenciales. Éstas tienen el sentido de la cadena y se supone que el primer eslabón es completamente vertical, por lo que sólo habrá que sumarlas o restarlas dependiendo de su sentido. Por último, están las fuerzas normales a la cadena, las cuales tienen una componente vertical y otra horizontal como se puede observar en la siguiente figura. En este caso sólo interesa conocer la componente vertical debido a que las fuerzas horizontales no tienen ningún efecto sobre el par que debe generar el barbotén.

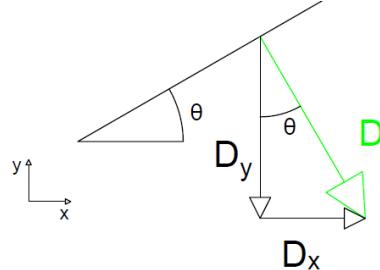


Figura 2.6

El peso, al igual que la resistencia hidrodinámica F_e , tiene una componente vertical que va hacia el lecho marino, F_c va en sentido contrario a las dos últimas comentadas. Tanto D_i como D_e tienen una dirección normal a la cadena y apuntan hacia abajo, por lo que para hallar la componente vertical sólo hay que multiplicar por el coseno del ángulo de inclinación de la cadena como se muestra en la siguiente fórmula.

$$\begin{aligned}
 F_{total} &= \sum_{i=1}^5 P_i + \sum_{i=2}^5 [-F_{ci} + F_{ei} + (D_{ci} + D_{ei}) \cdot \cos(\theta_i)] \\
 &= 789263,7 - (48,281 + 152,503 + 176,61 + 91,503) \\
 &\quad + (16,419 + 51,861 + 60,060 + 31,117) + (3206,492 + 1.090,427) \cos(68,213) \\
 &\quad + (374,091 + 127,216) \cos(25,679) + (101,703 + 34,586) \cos(13,114) \\
 &\quad + (12,766 + 4,341) \cos(6,542) = 791.150,601 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Dado que el barbotén tiene 1,2 metros de diámetro, el par será de:

$$T = F \cdot \frac{D_t}{2} = 791.150,601 \cdot \frac{1,2}{2} = 474.690,361 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3. Cálculo del par en el punto dos

Esta situación tiene lugar cuando la cadena está perfectamente vertical y horizontal a la corriente como se ve en la siguiente figura:

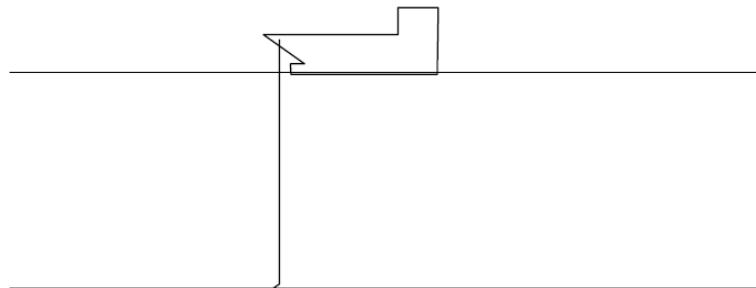


Figura 3.1

Dado que está completamente vertical, sólo se tendrán en cuenta el peso de la cadena, para calcularlo se necesita saber su longitud.

Hay que recordar que la profundidad de fondeo es de 80 metros y que desde la superficie del agua hasta el barbotén hay 14 metros de cadena. La longitud de la cadena será de 14 metros más los 80 metros de profundidad menos la altura del ancla. Es importante saber que el ancla estará clavada en el fondo marino, y se supondrá que está enterrada medio metro. Para calcular cuánto sobresale el ancla se necesitan sus datos geométricos:

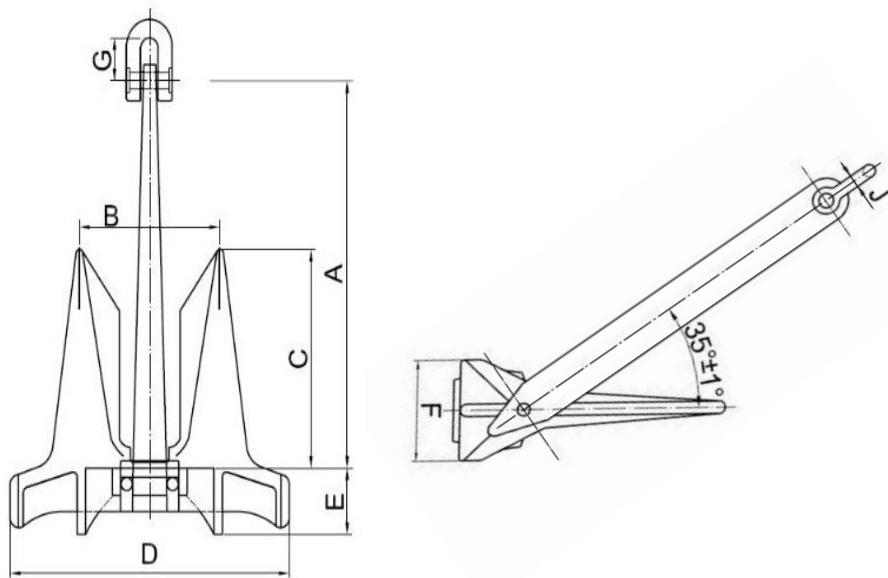


Figura 3.2: Ancla de alto agarre de la empresa AOHAI MARINE FITTINGS

En la siguiente tabla se encuentran las dimensiones que aparecen en la figura.

Tabla 3.1: Dimensiones del ancla AC14 HHP Anchor

Nominal Weight (kg)	Dimensions (mm)							
	A	B	C	D	E	F	G	J
20000	3573	2132	2265	3956	1220	1210	820	185

Teniendo ya todos los datos necesarios se procede a determinar la fuerza total.

Para ello hay que conocer la longitud total, que se divide en longitud sumergida y no sumergida. Como también se ha indicado anteriormente, la cadena sumergida mide 80 metros menos la altura del ancla más la profundidad a la que la misma está enterrada:

$$\begin{aligned} L_{\text{cadena sumergida}} &= H_{\text{profundidad}} - (A \cdot \sin(35) + G - H_{\text{ancla enterrada}}) \\ &= 80 - (3,573 \cdot \sin(35) + 0,82 - 0,5) = 77,631 \text{ m} \end{aligned}$$

Con este dato se puede saber cuántos eslabones hay sumergidos, la siguiente formula viene explicada en el primer anexo:

$$N^{\circ}_{\text{eslabones}} = \frac{L_{\text{cadena sumergida}}}{4,35 \cdot d_{\text{nom}}} = \frac{77,631}{4,35 \cdot 0,102} = 175 \text{ eslabones}$$

Ya se tienen calculados todos los datos necesarios para cuantificar el peso de la cadena, habrá que tener en cuenta el peso de la cadena y el volumen de agua desplazado por esta.

$$\begin{aligned} P_{\text{cadena}} &= \frac{L_{\text{cadena sumergida}} + L_{\text{cadena no sumergida}}}{27,5} \cdot \rho_{\text{lineal cadena}} - N^{\circ}_{\text{eslabones}} \cdot V_{\text{eslabón}} \cdot \rho_{\text{agua}} \\ &= \left(\frac{77,631 + 14}{27,5} \cdot 6398 - 175 \cdot 0,01715858 \cdot 1025 \right) \cdot 9,81 = 178.938,89 \text{ N} \end{aligned}$$

El par en la situación numero dos es:

$$T = F \cdot r = 178.938,89 \cdot 0,6 = 107.363,334 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4. Cálculo del par en el punto tres

Está situación tiene lugar cuando la cadena está perfectamente vertical y horizontal a la corriente como se ve en la siguiente figura:

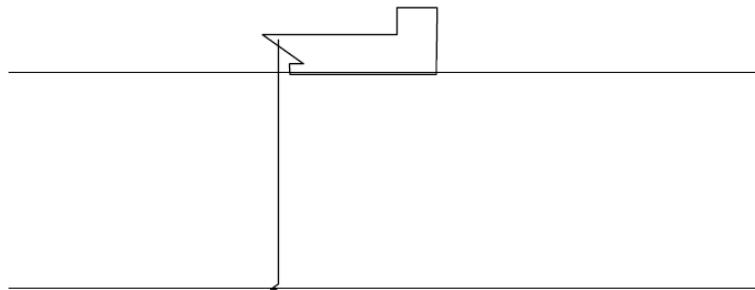


Figura 4.1

Dado que está completamente vertical, sólo se tendrán en cuenta el peso de la cadena y del ancla, así como la fuerza que se necesita para desanclarla.

El peso de la cadena es el mismo que en la situación numero dos:

$$P_{cadena} = 178.938,89$$

Al peso del ancla también hay que restarle el volumen desplazado de agua, como el volumen del ancla es desconocido se va a suponer que la densidad del metal con el cual está fabricada es 7800 kg/m^3 .

$$P_{ancla\ sumergida} = P_{ancla} - \frac{P_{ancla}}{\rho_{metal}} \cdot \rho_{agua} = \left(20.000 - \frac{20.000}{7800} \cdot 1025 \right) \cdot 9,81 = 170.417,308 \text{ N}$$

La fuerza necesaria para liberar el ancla depende del tipo de terreno. En suelos arenosos que son los más comunes, la fuerza necesaria para soltar el ancla es del 12 al 17% de la carga a la que ha estado sometida. En arcilla puede alcanzar el 60% y en suelos fangosos puede superar el 100%. En este caso se va a suponer que se trabaja con suelos arenosos dado que son los más habituales.

La fuerza total en esta situación intermedia será el peso del ancla y de la cadena más la carga máxima a la que ha estado sometida el ancla, multiplicada por un coeficiente que depende del lecho marino. La carga máxima se ha obtenido de la gráfica 2.4 del anexo I:

$$\begin{aligned} F_{total} &= P_{cadena} + P_{ancla\ sumergida} + 0,12 \cdot Carga_{máx} \\ &= 178.938,89 + 170.417,308 + 0,12 \cdot 1.677.450,76 = 550.650,289 \text{ N} \end{aligned}$$

El par se calcula de la misma manera que para la situación inicial

$$T = F \cdot r = 550.650,289 \cdot 0,6 = 330.390,173 \text{ N} \cdot m$$

5. Cálculo del par en el punto cuatro

Ya se ha desenterrado el ancla, está estaria a 80 metros de profundidad, la longitud de cadena sumergida es:

$$\begin{aligned} L_{\text{cadena sumergida}} &= H_{\text{profundidad}} - (A \cdot \sin(35) + G - H_{\text{ancla enterrada}}) \\ &= 80 - (3,573 \cdot \sin(35) + 0,82) = 77,131 \text{ m} \end{aligned}$$

Con este dato se puede saber cuántos eslabones hay sumergidos, y con eso el peso de la cadena:

$$\begin{aligned} P_{\text{cadena}} &= \frac{L_{\text{cadena sumergida}} + L_{\text{cadena no sumergida}}}{27,5} \cdot \rho_{\text{lineal cadena}} - N^{\circ}_{\text{eslabones}} \cdot V_{\text{eslabón}} \cdot \rho_{\text{agua}} \\ &= \left(\frac{77,131 + 14}{27,5} \cdot 6398 - 174 \cdot 0,01715858 \cdot 1025 \right) \cdot 9,81 = 177.970,253 \text{ N} \end{aligned}$$

El peso del ancla es:

$$P_{\text{ancla sumergida}} = 170.417,308 \text{ N}$$

La fuerza que tiene que ejercer el barbotén es igual a:

$$F_{\text{total}} = P_{\text{cadena}} + P_{\text{ancla sumergida}} = 177.970,253 + 170.417,308 = 348.387,561 \text{ N}$$

El par se calcula de la misma manera que para la situación inicial

$$T = F \cdot r = 348.387,561 \cdot 0,6 = 209.032,536 \text{ N} \cdot \text{m}$$

6. Cálculo del par en el punto cinco

El par en el punto 5 corresponde a cuando el ancla ya está casi recogida como se puede ver en la siguiente figura.

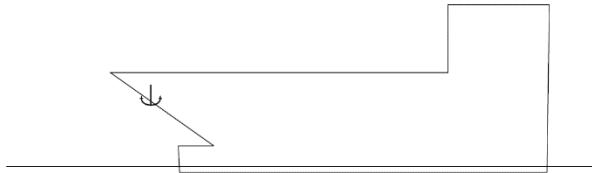


Figura 6.1: Situación final cuando se recoge la cadena

Es necesario calcular el par necesario para esta última situación que es el par mínimo.

Como ya se ha comentado anteriormente, la distancia entre el barbotén y el alojamiento de la cadena es de cuatro metros, en los cálculos hay que tener en cuenta esos dos metros de cadena.

$$F = P_{\text{ancla}} + P_{\text{cadena}} = 20.000 \cdot 9,81 + \frac{4}{27,5} \cdot 6398 \cdot 9,81 = 205.329,364 \text{ N}$$

$$\text{Par} = F \cdot r_{\text{tambor}} = 205.329,36 \cdot 0,6 = 123.197,619 \text{ N} \cdot \text{m}$$

7. Conclusión

Los pares que se han obtenido son unos pares teóricos, a esto hay que añadirle las pérdidas que se ocasionan entre el barbotén y la cadena, que son iguales a un 10%

$$Par\ real_i = \frac{Par\ teórico_i}{(1 - perdidas)}$$

	Par teórico (Nm)	Par real (Nm)
1	474.690,361	527.433,734
2	107.363,334	119.292,593
3	330.390,173	367.100,192
4	209.032,536	232.258,374
5	123.197,619	136.886,243
6	123.197,619	136.886,243
7	209.032,536	232.258,374
8	107.363,334	119.292,593

El motor, mediante el grupo reductor debe de ser capaz de transmitir al barbotén un par mínimo de 119,292 kN y un par máximo de 527,433 kN. El par de frenado que puede ejercer el freno tendrá que ser superior a 232,258 kN



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Anexo III: Cálculo del Par de Amarre.

Director:
Canalís Martínez, Paula María

Autor:
Hériz Herrera, Pablo

Titulación:
Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA) 2021

1. Situación de amarre

Como bien se sabe, el molinete de anclas que se está diseñando tiene un tambor cuya utilidad es amarrar el barco al puerto. Para esta tarea no solo se usan los tres molinetes de ancla presentes en esta embarcación, sino que también se usan molinetes cuya función es únicamente la de amarrar el buque. En las grandes embarcaciones puede haber hasta 20 molinetes de amarre, este buque contará con 14, con los tres molinetes de anclas supone que hay 17 dispositivos capaces de amarrar el buque a puerto. Los molinetes de ancla pueden ejercer el doble de par que los molinetes de amarre. Por lo tanto, los molinetes de anclas ejercerán un 10% de la fuerza de amarre total y los molinetes de amarre un 5%.

2. Cálculo de la Fuerza total de amarre

En el anexo I, cuando se elige la cadena, se fija una resistencia de 150.000 kg, esta resistencia tiene en cuenta el efecto del viento, oleaje y corrientes. Dado que cuando el barco está anclado este, se pone en dirección de la corriente, la proa del barco es la que tiene que “luchar” contra la corriente, entonces, este valor es la resistencia del área frontal del barco.

Cuando se quiere amarrar el barco, la parte que tiene que luchar contra la corriente es la parte lateral (babor o estribor).

Sabiendo que la resistencia hidrodinámica depende de la velocidad de la corriente al cuadrado, del área y de más factores que son iguales en ambos casos, como la densidad del agua, se puede calcular de la siguiente manera:

$$R_h = \text{constante} \cdot (V_{\text{normal}})^2 \cdot \text{Área}$$

La geometría del barco es la siguiente:

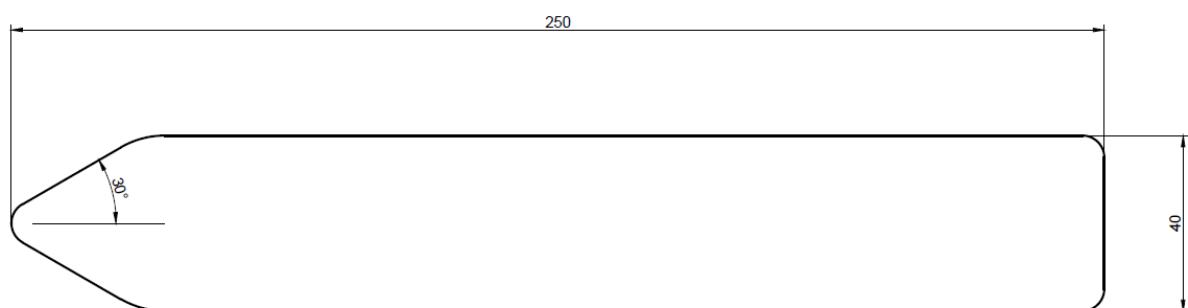


Figura 2.1: Dimensiones del buque en metros

El área frontal del barco es su anchura por la profundidad de calado:

$$\text{Área} = \frac{40 \cdot 13}{\sin(30)} = 1040 \text{ m}^2$$

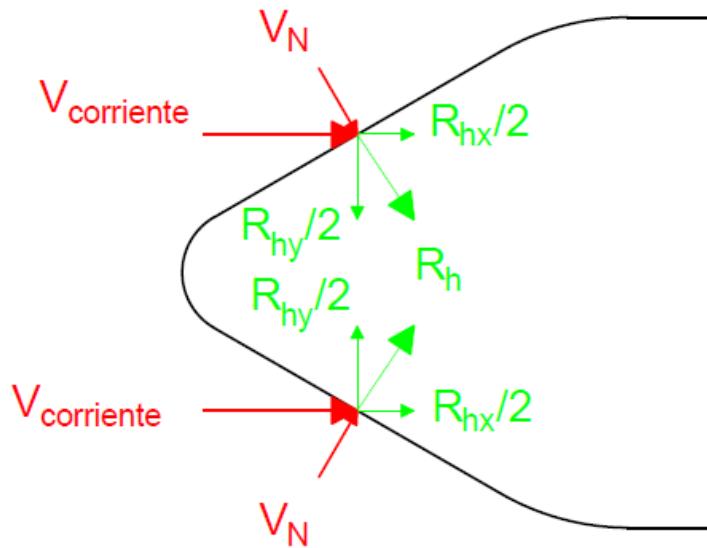


Figura 2.2: Reacciones en el barco

El dato de la resistencia hidrodinámica es la resistencia hidrodinámica R_{hx} dado que la componente "y" se anula, la resistencia hidrodinámica es:

$$R_h = \frac{R_{hx}}{\sin(30)} = \frac{150.000 \cdot 9,81}{\sin(30)} = 2.943.000 \text{ N}$$

La velocidad de la corriente en la superficie es de 2 nudos por segundos lo que equivale a 1,02889 m/s². Por lo tanto, el valor de la constante es:

$$Cte = \frac{R_h}{(V_{corriente} \cdot \sin(30))^2 \cdot \text{Área}} = \frac{2.943.000}{(1,02889 \cdot \sin(30))^2 \cdot 1040} = 10692,494 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Entonces,

$$R_h = 10692,494 \cdot \text{Área} \cdot V^2$$

En el caso de que se quiera amarrar el barco, hay que tener en cuenta que, en los puertos, no suele haber corriente para facilitar las maniobras de los buques. La velocidad del agua con respecto del barco se fija en un valor de medio nudo, la resistencia hidrodinámica será de:

$$R_h = 10692,494 \cdot \text{Área} \cdot V^2 = 10692,494 \cdot (250 \cdot 13) \cdot 0,257225^2 \approx 2.500.000 \text{ N}$$

El molinete de anclas para amarrar el barco tiene que ejercer una fuerza igual a:

$$F_{amarre \text{ molinete}} = F_{total} \cdot 10\% = 250.000 \text{ N}$$

3. Cálculo del Par

El par que va a tener que llegar al tambor de amarre con las perdidas incluidas que son del 10% es:

$$Par_{amarre} = F_{amarre} \cdot \frac{D_t}{2} \cdot \frac{1}{(1 - \text{perdidas})} = 250.000 \cdot \frac{0,75}{2} \cdot \frac{1}{(1 - 0,1)} = 104.166,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4. Elección de la cuerda

La elección de la cuerda depende de la fuerza de amarre. La cuerda que se ha seleccionado es fabricada por una empresa llamada Bridon, la siguiente tabla muestra los diferentes diámetros de cuerda que ofrece el fabricante con el límite de rotura:



BRIDON		Steelite / Steelite Xtra									
SUPERLINE						Steelite			Steelite Xtra		
Nominal diameter		Rope circumference		Nominal mass		Minimum breaking force (F min)			Minimum breaking force (F min)		
				In air							
mm	ins	mm	ins	kg/m	lb/ft	kN	Tonnes	Tons (2000lb)	kN	Tonnes	Tons (2000lb)
28	1 1/8	88	3 1/2	0.46	0.31	466	47.5	52.3	608	62.0	68.3
30	1 7/32	94	3 3/4	0.48	0.32	503	51.3	56.5	657	67.0	73.8
32	1 5/16	101	4	0.67	0.45	593	60.4	66.6	687	70.0	77.1
34	1 13/32	107	4 1/4	0.73	0.49	674	68.7	75.7	814	83.0	91.5
36	1 1/2	113	4 1/2	0.77	0.52	722	73.6	81.1	912	93.0	102
40	1 5/8	126	5	0.87	0.59	883	90.0	99.2	1109	113	125
44	1 3/4	138	5 1/2	1.04	0.70	1050	107	118	1315	134	148
48	2	151	6	1.38	0.93	1236	126	139	1609	164	181
52	2 1/8	163	6 1/2	1.73	1.16	1442	147	162	1903	194	214
56	2 1/4	176	7	1.90	1.28	1658	169	186	2237	228	251
60	2 1/2	188	7 1/2	2.08	1.40	1893	193	213	2570	262	289
64	2 5/8	201	8	2.45	1.65	2384	243	268	3012	307	338
68	2 13/32	214	8 1/2	2.66	1.79	2639	269	296	3365	343	378
72	3	226	9	2.85	1.92	2963	302	333	3718	379	418
76	3 1/16	239	9 1/2	3.16	2.12	3335	340	375	4189	427	471
80	3 1/8	251	10	3.34	2.24	3659	373	411	4473	456	503
88	3 1/2	276	11	4.24	2.85	4444	453	499	5278	538	593
96	3 3/4	302	12	4.92	3.31	5229	533	587	6131	625	689
104	4 1/8	327	13	6.01	4.04	6141	626	690	7289	743	819
112	4 3/8	352	14	7.01	4.71	7191	733	808	8152	831	916
120	4 5/8	377	15	9.18	6.17	8231	839	925	9349	953	1050

Se va a escoger la cuerda Steelite y en concreto la que tiene un diámetro nominal igual 44 mm que aguanta una carga de 1050 kN, así el coeficiente de seguridad es superior a cuatro.

$$C_s = \frac{\text{Fuerza de rotura}}{F_{amarre}} = \frac{1.050.000}{250.000} = 4,2$$

Se quieren 250 metros de cuerda, el peso total del tambor será:

$$P_{tambor\ total} = P_{tambor} + P_{cuerda} = 7.000 + 250 \cdot 1.04 = 7260\ kg = 71.220,6\ N$$

5. Dimensionamiento del tambor

El tambor mide dos metros de largo y tiene dos paredes laterales de 30 mm de espesor y una pared central de otros 30 milímetros.

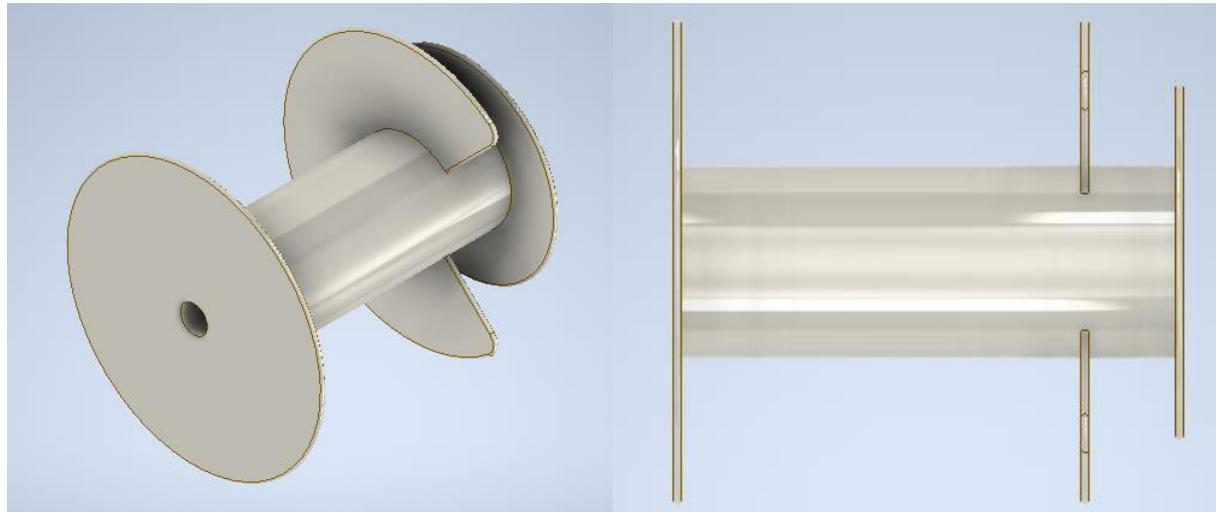


Figura 5.1: Tambor de amarre

La zona de amarre (derecha) mide 340 milímetros y la zona de almacenamiento mide: (2.000-340-30-30=1.570 mm).

Sabiendo que se quieren almacenar 250 metros de cadena y que de diámetro del tambor es igual a 750 milímetros hay que hallar el diámetro de las paredes de la zona de almacenamiento:

$$250 \cdot \pi \cdot \frac{0,138^2}{4} = 1,57 \cdot \pi \cdot \frac{d_{pared}^2 - 0,75^2}{4}$$

$$d_{pared} = 1,9\ metros$$

El tambor ya está dimensionado y el par de amarre ya es conocido.



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Anexo IV: Diseño del freno del molinete de anclas

Director:

Canalís Martínez, Paula María

Autor:

Hériz Herrera, Pablo

Titulación:

Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA) 2021

1. Introducción

El freno está localizado en el eje número tres. Su principal utilidad es frenar el barbotén cuando se saca la línea de anclaje por gravedad. Tiene que ser capaz de frenar el barbotén cuando se encuentra en la situación más desfavorable que es cuando el ancla está a punto de tocar el lecho marino. Aunque también se puede activar cuando el ancla está en el fondo marino o recogida como un sistema más de seguridad. El par de frenado si no se descontrola la bajada del ancla se ha calculado en el anexo II y es igual a 232.258,374 N·m

El freno que se va a diseñar es un freno de zapata externa

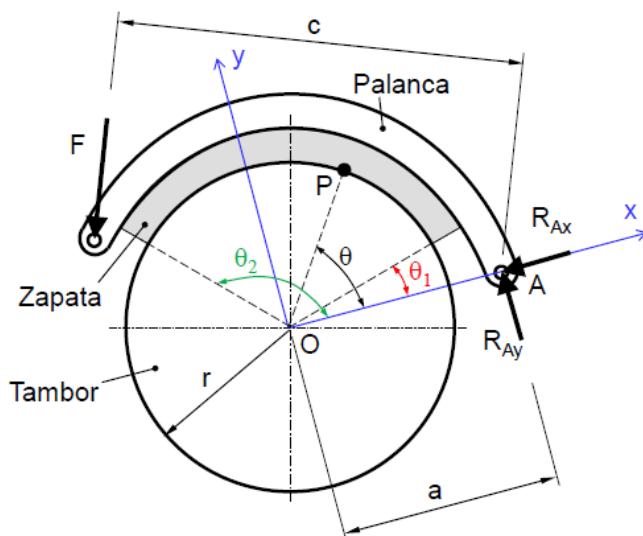


Figura 1.1: Freno de zapata larga externa

2. Dimensionado del Freno

Se ha diseñado un freno que tenga la capacidad de ejercer el doble del par de frenado que se ha calculado para poder frenar la cadena si está ultima se descontrola.

Los parámetros geométricos del freno que se han elegido vienen indicados en la siguiente figura, el ángulo de contacto de la zapata con el disco es de 170° o $\frac{17}{18} \cdot \pi$ radianes. El disco tiene una anchura de 500 milímetros y un radio de 1,4 metros

Hay otros datos que dependen de la zapata, el coeficiente de fricción entre la zapata y el tambor es igual a 0,3 y la presión máxima que pueden aguantar la zapata y el disco de freno es igual a 611,6 kPa.

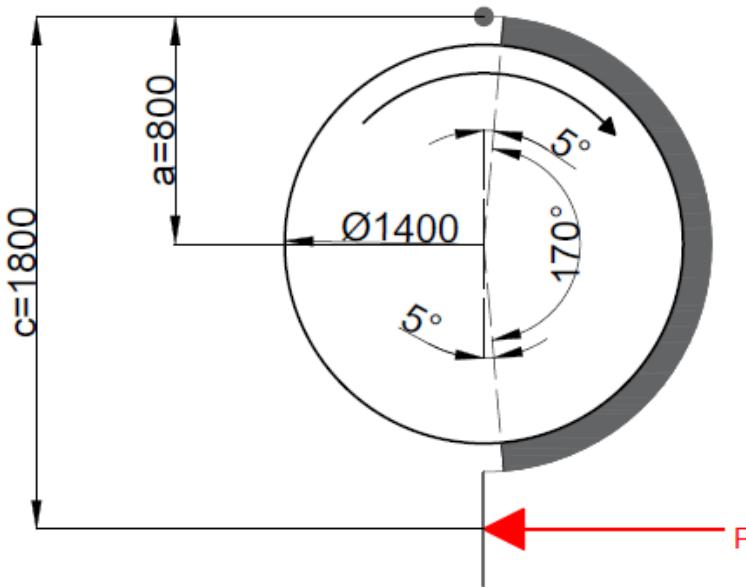


Figura 2.1: Dimensiones del Freno

Relacionando la figura 1.1 y 2.1 se pueden calcular los ángulos θ_1 y θ_2

- $\theta_a = 170^\circ$
- $\theta_1 = 5^\circ$
- $\theta_2 = \theta_1 + \theta_a = 5^\circ + 170^\circ = 175^\circ$

3. Cálculo del Par de frenado

El par de frenado se calcula con la siguiente fórmula:

$$T = \frac{f \cdot p_a \cdot b \cdot r^2}{\sin \theta_a} \cdot [-\cos \theta]_{\theta_1}^{\theta_2} = \frac{0,3 \cdot 611,6 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 0,7^2}{\sin 170} \cdot [-\cos \theta]_5^{175} = 515.773,242 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Es superior al que se ha calculado. Es mejor tener un freno que ejerza más par de frenado que el que se va a necesitar, de esta manera se podrá frenar más rápidamente y las posibilidades de que se descontrolle la cadena al bajar el ancla y ésta se pierda disminuyen.

4. Cálculo de la fuerza de frenado

Para conocer la fuerza de frenado, es necesario conocer el sentido de giro del disco de freno y el sentido del momento creado por la fuerza de frenado. Si estos dos tienen en el mismo sentido entonces el freno será autodesenergizante, si tienen un sentido opuesto el freno será autoenergizante.

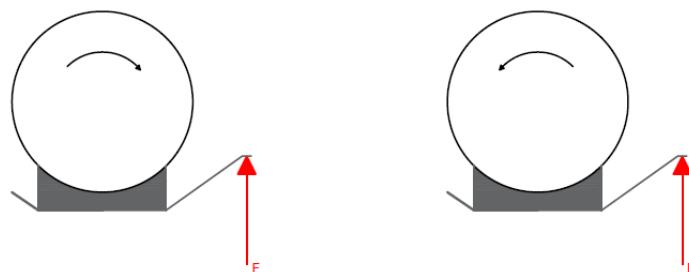


Figura 4.1 Freno autoenergizante (izquierda) y autodesenergizante (derecha)

El freno diseñado es autoenergizante, la fuerza de frenado se calcula de la siguiente manera:

$$F = \frac{M_n - M_f}{c}$$

Con el momento creado por las fuerzas normales siendo:

$$\begin{aligned} M_n &= \frac{p_a \cdot b \cdot r \cdot a}{\sin(\theta_a)} \left[\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin(2\theta) \right]_{\theta_1}^{\theta_2} \\ &= \frac{611,6 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 0,7 \cdot 0,8}{\sin(170)} \left[\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin(2\theta) \right]_{0,087}^{3,054} = 1.548.648,407 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Y el momento creado por la fuerza de fricción es:

$$\begin{aligned} M_f &= \frac{f \cdot p_a \cdot b \cdot r}{\sin(\theta_a)} \left(-r \cdot [\cos \theta]_{\theta_1}^{\theta_2} + \frac{a}{4} [\cos(2\theta)]_{\theta_1}^{\theta_2} \right) \\ &= \frac{0,3 \cdot 611,6 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 0,7}{\sin(170)} \left(-0,7 \cdot [\cos \theta]_{0,087}^{3,054} + \frac{0,8}{4} [\cos(2\theta)]_{0,087}^{3,054} \right) = 515.773,242 \text{ N} \cdot \text{m} \\ F &= \frac{M_n - M_f}{c} = \frac{1.548.648,407 - 515.773,242}{1,8} = 573.819,536 \text{ N} \end{aligned}$$

Para activar el freno se puede usar un pistón hidráulico.

5. Cálculo de las reacciones en el pasador

La acción de frenado causa esfuerzos en el eje, para poder cuantificarlos es necesario conocer las reacciones entre la zapata y el tambor de freno.

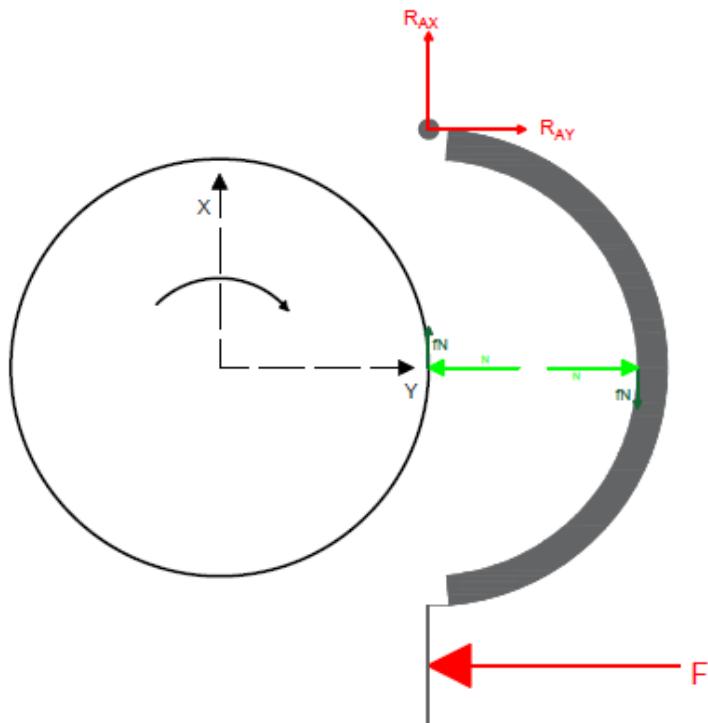


Figura 5.1.

Siendo estas fuerzas:

$$R_{AX} = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin(\theta_a)} \left(\left[\frac{1}{4} \cos(2\theta) \right]_{\theta_1}^{\theta_2} + f \left[\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin(2\theta) \right]_{\theta_1}^{\theta_2} \right) - F_x$$

$$R_{AY} = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin(\theta_a)} \left(f \cdot \left[\frac{1}{4} \cos(2\theta) \right]_{\theta_1}^{\theta_2} - \left[\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin(2\theta) \right]_{\theta_1}^{\theta_2} \right) + F_y$$

$$F_x = 0$$

$$F_y = F = -573.819,536 \text{ N}$$

$$R_{AX} = \frac{611600 \cdot 0,5 \cdot 0,7}{\sin(170)} \left(\left[\frac{1}{4} \cos(2\theta) \right]_{0,087}^{3,054} + 0,3 \left[\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin(2\theta) \right]_{0,087}^{3,054} \right) - 0 = 580.743,153 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} R_{AY} &= \frac{611600 \cdot 0,5 \cdot 0,7}{\sin(170)} \left(0,3 \left[\frac{1}{4} \cos(2\theta) \right]_{0,087}^{3,054} - \left[\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin(2\theta) \right]_{0,087}^{3,054} \right) - 573.819,536 \\ &= -2.509.630,045 \text{ N} \end{aligned}$$

A continuación, se pueden hallar f.N y N suponiendo que estas estén localizadas en un punto, que sería el punto central de la zapata.

$$\sum F_x = R_{ax} + f \cdot N = 0$$

$$f \cdot N = R_{ax} = 580.743,153 \text{ N}$$

$$\sum F_y = R_{ay} + N - F = 0$$

$$N = -R_{ay} + F = 2.509.630,045 + 573.819,536 = 3.083.449,581 \text{ N}$$

6. Cálculo de las fuerzas sobre el disco con el par de descenso de la situación 6

En el anexo dos se ha determinado que el par de la situación seis es igual a 136.886,243 Nm. Si se controla la bajada el par de frenado no debería exceder el calculado, con la cual se van a calcular las fuerzas que actúan sobre el disco si se desea aplicar este par de frenado.

El par de frenado se calcula de la siguiente manera:

$$T = \frac{f \cdot p_a \cdot b \cdot r^2}{\sin \theta_a} \cdot [-\cos \theta]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

Dado que la geometría no puede cambiar, hay que reducir la presión entre la zapata y el disco:

$$p_a = \frac{T \cdot \sin \theta_a}{f \cdot p_a \cdot b \cdot r^2 \cdot [-\cos \theta]_{\theta_1}^{\theta_2}} = \frac{136.886,243 \cdot \sin 170}{0,3 \cdot 0,5 \cdot 0,7^2 \cdot [-\cos \theta]_{0,087}^{2,967}} = 162.318,669 \text{ N/m}^2$$

Se hacen los mismos cálculos que antes y se obtienen los siguientes resultados:

- $F = 152.291,732 \text{ N}$
- $N = 818.347,666 \text{ N}$
- $f \cdot N = 154.129,2604 \text{ N}$

7. Cálculo de las fuerzas sobre el disco con el par de descenso de la situación 7

En el anexo dos se ha determinado que el par de la situación siete es igual a 232.258,374 Nm. La fuerza de accionamiento y las reacciones sobre el tambor de freno son:

- $F = 258.397,26 \text{ N}$
- $N = 1.388.511,322 \text{ N}$
- $f \cdot N = 261.515,041 \text{ N}$

8. Cálculo de las fuerzas sobre el disco con el par de descenso de la situación 8

En el anexo dos se ha determinado que el par de la situación ocho es igual a 119.292,593 Nm. La fuerza de accionamiento y las reacciones sobre el tambor de freno son:

- $F = 132.718,053 \text{ N}$
- $N = 713.167,466 \text{ N}$
- $f \cdot N = 134.319,408 \text{ N}$



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Anexo V: Elección del motor

Director:
Canalís Martínez, Paula María

Autor:
Hériz Herrera, Pablo

Titulación:
Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA) 2021

1. Introducción

La elección del motor va a estar condicionada por el número de etapas que se quieran poner y por la relación de transmisión de estos últimos. La relación de trasmisión es la relación de giro que existe entre el piñón conductor y la rueda conducida. Puede expresarse en función de distintos parámetros. En general puede ser una relación reductora o multiplicadora.

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Es importante también que el motor pueda trabajar con un par variable y que sea capaz de generar el par máximo inicial pero también que pueda generar un par mínimo inferior al que se necesite en la situación final. Ambos pares se han calculado en el anexo II y son los siguientes:

$$\text{Par máximo} = 527.433,734 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{Par mínimo} = 136.886,243 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La velocidad máxima de la cadena cuando actúa el motor es de 0,6 m/s y la velocidad angular máxima del barbotén es 9,549 rpm.

2. Motor HMB 500

Se han seleccionado dos motores distintos, el primero siendo un motor Kawasaki de la serie HMB y en concreto el modelo HMB 500 que se puede ver en la siguiente imagen:



Figura 2.1: Motor HMB

La siguiente tabla muestra sus características técnicas:

Tabla 2.1: Características técnicas del motor HMB 500

Motor Type	Displacement (cc/rev)	Ideal Specific Torque (N m/bar)	Mechanical Efficiency (%)	Operating Pressure (bar)	Peak Pressure (bar)	Power Rating (kW)	Speed Rating (rpm)
HMB500	8.000	127.3	89.5	230	350	170	100

El fabricante proporciona el par específico en $N \cdot m / bar$ así como la presión de trabajo y la eficiencia. Multiplicando estas tres variables se puede obtener el par que puede transmitir el motor.

$$Par = Ideal\ specific\ torque \cdot operating\ pressure \cdot mechanical\ efficiency$$

$$T_{HMB\ 500} = 127,3 \cdot 230 \cdot 0,895 = 26204.705\ Nm$$

La relación de transmisión es:

$$i_{total} = \frac{Par_{salida}}{Par_{motor}} = \frac{527.433,734}{26204.705} = 20,127$$

Se podría hacer un grupo reductor de tres etapas con las siguientes relaciones de transmisión:

$$i_{12} = 2; i_{34} = 3; i_{56} = 3,5$$

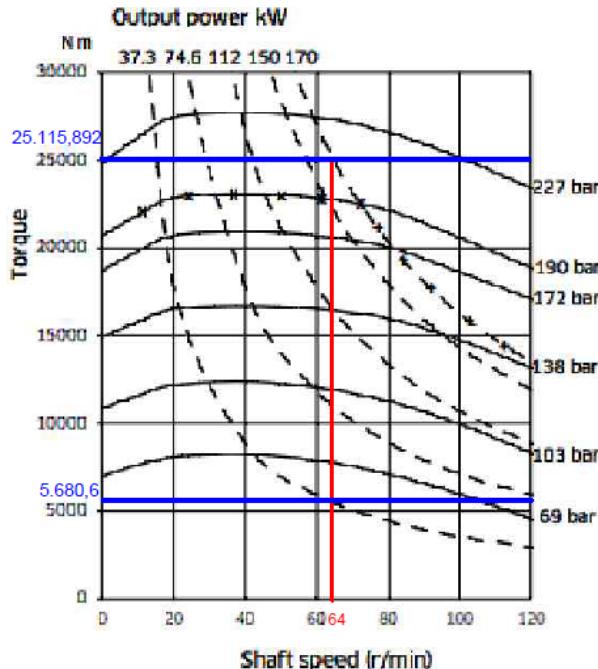
$$i_{total} = 21$$

El motor tiene que ser capaz de trabajar con los siguientes pares

$$Par\ motor\ máximo = \frac{Par\ salida\ máximo}{i_{total}} = \frac{527.433,734}{21} = 25.115,892\ N \cdot m$$

$$Par\ motor\ mínimo = \frac{Par\ salida\ mínimo}{i_{total}} = \frac{119.292,593}{21} = 5680.6\ N \cdot m$$

La siguiente gráfica muestra el par que puede generar el motor en función de la potencia y la presión:



Gráfica 2.1

Sabiendo que la máxima potencia son 170 kW, si se quiere mantener una velocidad angular constante está no puede superar los 64 rpm.

Como se observa en esta gráfica el motor es válido. Para mantener la velocidad angular constante habría que instalar una serie de válvulas, con la fórmula de la potencia hidráulica se puede adivinar que se necesita añadir al circuito hidráulico para que la potencia no sea constante:

$$P_b = \rho \cdot g \cdot Q \cdot h_b$$

Donde:

- P_b es la potencia teórica de la bomba
- ρ es la densidad del fluido
- g es la aceleración de la gravedad
- Q es el caudal (m^3/s)
- h_b es la ganancia de carga en la bomba, o, en otros términos, altura dinámica de la bomba (m)

Si se observa la fórmula de la potencia hidráulica, todos los valores son constantes menos el caudal que puede variar. Puesto que varía la potencia, sería necesario instalar un control automático conectado a una válvula proporcional reguladora de caudal para controlar la potencia, pero también una válvula proporcional reguladora de presión para poder mantener los rpm constantes. Cuando se empieza a recoger la línea de anclaje el motor necesita una potencia y una presión elevada y a medida que se va recogiendo la línea de anclaje la potencia y la presión disminuyen y el caudal tiene que disminuir también.

Hay que comprobar que la velocidad de la cadena no sea superior a 0,6 m/s.

$$V_{cadena} = \pi \cdot D_t \cdot \frac{\omega_{motor}}{i_{total}} \cdot \frac{1}{60} = \pi \cdot 1,2 \cdot \frac{64}{21} \cdot \frac{1}{60} = 0,2 \text{ m/s}$$

No sobrepasa la velocidad máxima y ahora se calcula el tiempo que se tarda en recoger o soltar la línea de anclaje.

$$t = \frac{L_{cadena}}{V_{cadena}} = \frac{410}{0,2} \cdot \frac{1}{60} = 34,16 \text{ minutos}$$

Es un tiempo bastante elevado se va a buscar otro motor permita un tiempo de recogida más rápido.

3. Motor Hägglunds CA 210-210

El segundo motor que se quiere usar es un motor de la marca rexroth y en concreto el modelo Hägglunds CA 210-210. También es un motor de pistones, pero tiene un par máximo más elevado que el motor anterior.



Figura 3.1 Motor Hägglunds CA

Tabla 3.1 Características técnicas del motor Hägglunds CA 210-210

Frame size	Nominal size	Full displacement						Displacement shift		
		Specific torque	Displacement	Maximum torque ¹⁾	Maximum speed ²⁾	Maximum operating pressure ³⁾	Maximum operating power ⁴⁾	Specific torque	Displacement	Maximum speed
		Nm/bar	cm ³ /rev	kNm	rpm	p bar	kW	Nm/bar	cm ³ /rev	rpm
CA 210	210	210	13200	69	115	350	830	105	6600	115

La relación de transmisión es:

$$i_{total} = \frac{Par_{salida}}{Par_{motor}} = \frac{527.433,734}{69.000} = 7,644$$

Se podría hacer un grupo reductor de tres etapas con las siguientes relaciones de transmisión:

$$i_{12} = 2; i_{34} = 2; i_{56} = 2$$

$$i_{total} = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$$

O también de dos etapas.

$$i_{12} = 2; i_{34} = 4$$

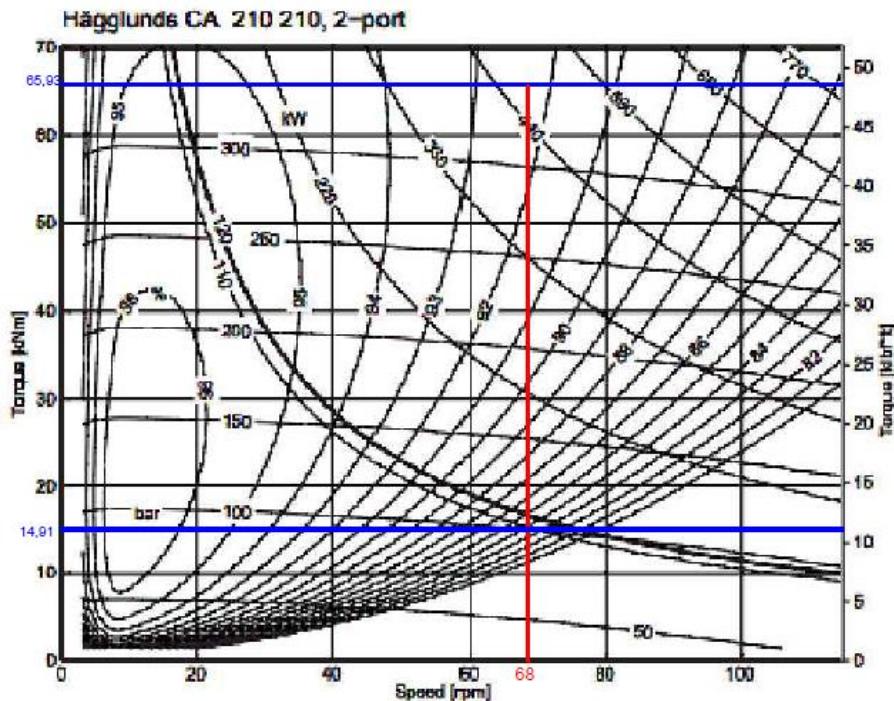
$$i_{total} = 2 \cdot 4 = 8$$

El motor tiene que ser capaz de trabajar con los siguientes pares.

$$Par\ motor\ máximo = \frac{Par\ salida\ máximo}{i_{total}} = \frac{527.433,734}{8} = 65.929,217\ N \cdot m$$

$$Par\ motor\ mínimo = \frac{Par\ salida\ mínimo}{i_{total}} = \frac{119292.593}{8} = 14.911,57\ N \cdot m$$

La siguiente grafica muestra el par que puede generar el motor en función de la potencia, la presión y la eficiencia:



Gráfica 3.1

Como se observa en esta figura el motor es válido, y puede trabajar a una velocidad de 68 rpm. Hay que comprobar que la velocidad de la cadena no sea superior a 0,6 m/s.

$$V_{cadena} = \pi \cdot D_t \cdot \frac{\omega_{motor}}{i_{total}} \cdot \frac{1}{60} = \pi \cdot 1,2 \cdot \frac{68}{8} \cdot \frac{1}{60} = 0,534 \text{ m/s}$$

No sobrepasa la velocidad máxima y ahora se calcula el tiempo que se tarda en recoger o soltar la línea de anclaje.

$$t = \frac{L_{cadena}}{V_{cadena}} = \frac{410}{0,534} \cdot \frac{1}{60} = 12,79 \text{ minutos}$$

Este es un tiempo más razonable, con lo cual los cálculos posteriores se harán con este motor.

Ahora sabiendo que el par que se tiene que ejercer el motor para amarrar la embarcación es igual a

$$Par_{amarre\ motor} = \frac{Par_{amarre\ motor}}{i_{12}} = \frac{104.166,6}{2} = 52.083,3 N \cdot m$$

Llevando este dato a la gráfica se obtiene que el régimen de giro del motor es de 20 rpm.



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Anexo VI: Diseño de los engranajes

Director:
Canalís Martínez, Paula María

Autor:
Hériz Herrera, Pablo

Titulación:
Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA) 2021

1. Introducción

En el anexo anterior se ha seleccionado el motor, pero el número de etapas no se determina. Se va a hacer el diseño de los engranajes con dos y tres etapas y al final se debatirá sobre cuál es la mejor opción. Todos los engranajes se diseñan para que aguanten más de mil horas a desgaste con el máximo esfuerzo.

2. Magnitudes Fundamentales

Antes de empezar el diseño hay que explicar todos los parámetros generales que se utilizan en todos los tipos de engranajes.

- **Dientes de un engranaje:** Realizan el esfuerzo de empuje y transmiten la potencia desde los ejes motrices a los ejes conducidos
- **Diámetro primitivo (D_p):** es el diámetro de la circunferencia primitiva. Con relación a él se determinan todas las características que definen los diferentes elementos de los dientes de un engranaje
- **Diámetro exterior (D_e):** es el diámetro que forma la circunferencia de la cabeza o cresta del diente.
- **Pie del diente, altura del pie del diente (h_2) o dedendum:** Es la parte del diente comprendida entre la circunferencia interior y la circunferencia primitiva.

$$h_2 = 1,25 \cdot M$$

$$D_i = D_p - 2h_2$$

- **Cabeza del diente, altura de la cabeza del diente (h_1) o addendum:** Es la parte del diente comprendida entre el diámetro exterior y el diámetro primitivo. Es igual al módulo.

$$h_1 = M$$

$$D_e = D_p + 2h_1$$

- **Altura del diente (h):** es la suma de la altura de la cabeza (addendum) más la altura del pie (dedendum).

$$h = h_1 + h_2$$

- **Flanco:** es la cara interior del diente, la zona de rozamiento entre dos dientes.

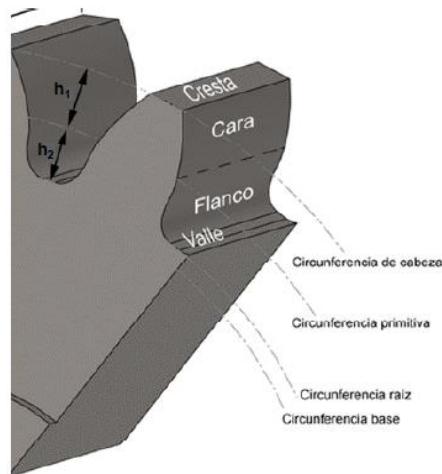


Figura 2.1

- **Módulo (M):** el módulo de un engranaje es una magnitud característica que se define como la relación entre la medida del diámetro primitivo expresado en milímetros (D_p) y el número de dientes (Z).

$$M = \frac{D_p}{Z}$$

El valor del módulo se fija mediante cálculo de resistencia de materiales en virtud de la potencia a transmitir y en función de la relación de transmisión que se establezca. En los engranajes, los módulos se encuentran normalizados y escalonados. Su valor está directamente relacionado con el tamaño de los dientes.

Es importante saber que para que dos ruedas engranen tienen que tener el mismo módulo.

Tabla 2.1: Módulos normalizados

MODULOS NORMALIZADOS						
Módulo M en mm	0,3 a 1	1 a 4	4 a 7	7 a 16	16 a 24	24 a 45
Escalonado	0,10	0,25	0,50	1	2	3

- **Paso circular (P_c):** Es la longitud del arco de circunferencia primitiva comprendida entre dos dientes consecutivos.

$$P_c = \frac{D_p \cdot \pi}{Z} = M \cdot \pi$$

- **Espesor del diente (e₁):** es el grosor del diente en la zona de contacto, es decir, en el diámetro primitivo.
- **Ancho de espacio (e₂):** hueco entre dos dientes en la zona de contacto, es decir, en el diámetro primitivo.

$$e_1 + e_2 = P_c$$

$$e_1 = \frac{39}{80} \cdot P_c; e_2 = \frac{41}{80} \cdot P_c$$

- **Distancia entre centros de dos engranajes (d):** es la distancia que hay entre los centros de las circunferencias primitivas de los engranajes

$$d = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2} = \frac{M \cdot (Z_1 + Z_2)}{2}$$

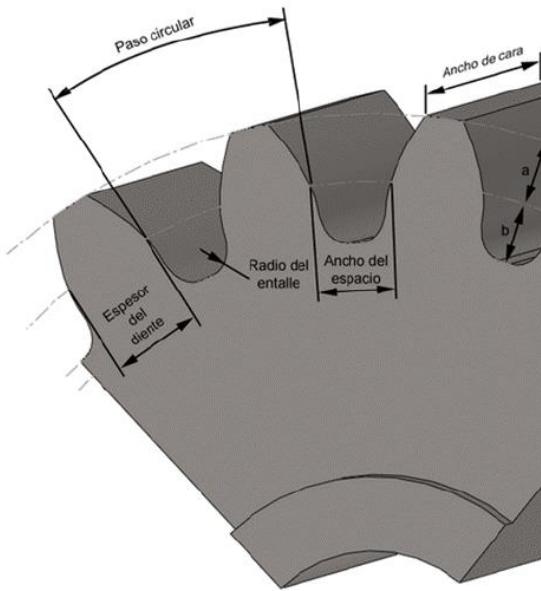


Figura 2.2

- **Ángulo de presión del diente (α):**

Existen dos posibles definiciones:

Es el ángulo agudo que forma la tangente a ambos flancos en el punto de contacto con el radio de la circunferencia primitiva correspondiente al mismo punto.

También se define como el ángulo que forma la tangente a la circunferencia primitiva con la normal a la curvatura en ese punto (línea de acción).

Cuando dos dientes están engranados y transmiten potencia, la fuerza que se transfiere del piñón a la rueda (F_N) actúa en la dirección de la línea de acción.

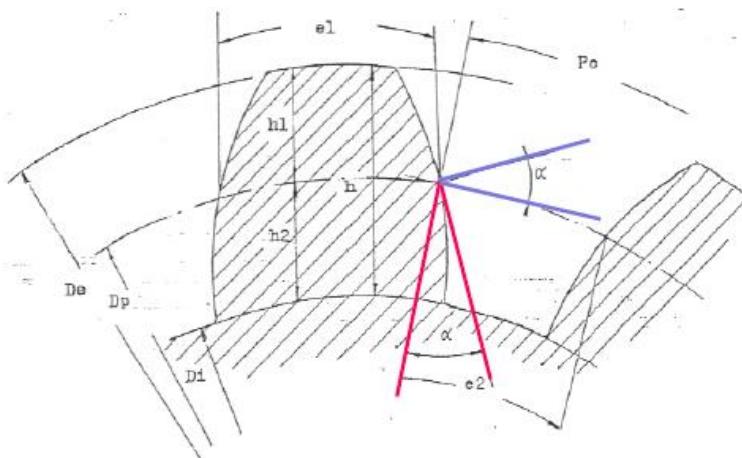


Figura 2.3: Explicación gráfica del ángulo α



Los valores normalizados para este ángulo son 14,5º; 20º o 25º.

En este caso el ángulo de presión de los dientes de todos los engranajes será $\alpha=20^\circ$

Las ventajas y desventajas de trabajar con un ángulo de presión u otro están relacionados con:

- La resistencia de los dientes
 - La presencia de interferencias
 - La magnitud de las fuerzas que se ejercen sobre los dientes
- **Coeficiente de rigidez (δ):**

Este coeficiente es el cociente entre la anchura del engranaje y el módulo M y depende de la rigidez del eje como la de los apoyos. En este caso δ no tendrá que ser superior a 30 dado que los ejes irán montados sobre rodamientos y serán ejes robustos.

Tabla 2.2: Coeficiente de rigidez máximo en función de la rigidez del eje y de los apoyos

COEFICIENTE DE RIGIDEZ	
Tipo de montaje	Coeficiente δ
Engranajes sobre ejes robustos, soportados por rodamientos o cojinetes apoyados sobre soportes rígidos.	Hasta 30
Engranajes con buen asiento en cajas reductoras o de velocidad en general.	Hasta 25
Engranajes sobre apoyos ordinarios.	Hasta 15

Un factor muy importante a la hora de diseñar engranajes son las interferencias. Cuando dos engranajes están acoplados en un instante, existe la posibilidad de acoplar una porción involuta con una porción no involuta de los engranajes. Este fenómeno se conoce como "interferencia" y ocurre cuando el número de dientes en el engranaje más pequeño es menor que el mínimo requerido.

Existen unos valores límites en el número de dientes que puede tener un piñón para asegurar que NO se producirá interferencia, sea cual sea el número de dientes que tenga la rueda.

Tabla 2.3: Número máximo de dientes en función de i

Para un piñón con un ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$, con un número de dientes inferior a 18		
Número de dientes en el piñón	Nº máximo de dientes en la rueda sin que se produzca interferencia	Relación de trasmisión límite aproximada
17	1309	77
16	101	6
15	45	3
14	26	2
13	16	1



Para el cálculo de engranajes hay que mayorar los esfuerzos con dos coeficientes, f_d que es el coeficiente de esfuerzos dinámicos y f_s que es el coeficiente de servicio.

Tabla 2.4: f_d en función del tipo de montaje

FACTOR DE ESFUERZOS DINÁMICOS	
Tipo de montaje	Factor f_d
Para engranajes de la máxima precisión obtenidos por rectificado u otro procedimiento similar. Velocidad del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min	$f_d = 1 + \frac{\sqrt{V}}{43}$
Para engranajes tallados por generación, sin rectificar, y con velocidades del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{360}$
Para engranajes ordinarios fabricados con fresa de módulo o con fresa madre, de una sola pasada. Velocidad del círculo primitivo igual o inferior a 600 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{180}$

En este caso, debido a que los engranajes tienen que aguantar grandes esfuerzos, la calidad ha de ser máxima, serán engranajes obtenidos por rectificado u otro procedimiento similar. Con lo cual el factor de esfuerzos dinámicos es:

$$f_d = 1 + \frac{\sqrt{V}}{43}$$

Tabla 2.5: f_s en función de la máquina

FACTOR DE SERVICIO	
Tipo de máquina	Factor f_s
Para cargas uniformes sin choque, como: ventiladores, maquinaria de elevación, máquinas centrífugas, transmisiones por correa, etc.	De 1,00 a 1,25
Para cargas con choque medio, como: máquinas sometidas a frecuentes arranques, compresores, máquinas alternativas, herramientas portátiles neumáticas y eléctricas, bombas alternativas, etc.	De 1,25 a 1,50
Para cargas con choque fuerte, como: trenes laminadores, machacadoras de piedra, maquinaria de dragados, punzonadoras, compresores monocilíndricos, etc.	De 1,50 a 2,00

El factor de servicio estará entre 1 y 1,25 debido a que el grupo reductor no estará sometido a choques, de hecho, es una máquina de elevación. El factor de servicio elegido será el más alto del intervalo seleccionado.

$$f_s = 1,25$$

Para cálculos posteriores también es necesario conocer el factor de Lewis o el factor de forma y. Es un coeficiente que depende del número de dientes del engranaje y de su forma.

Tabla 2.6: Factor de forma del diente "y"

Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°	Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°
10	0,064	0,056	0,063	25	0,108	0,097	0,133
11	0,072	0,061	0,092	27	0,111	0,099	0,136
12	0,078	0,067	0,099	30	0,114	0,101	0,139
13	0,083	0,071	0,103	34	0,118	0,104	0,142
14	0,088	0,075	0,108	38	0,122	0,106	0,145
15	0,092	0,078	0,111	43	0,126	0,108	0,147
16	0,094	0,081	0,115	50	0,130	0,110	0,151
17	0,096	0,084	0,117	60	0,134	0,113	0,154
18	0,098	-	0,120	75	0,138	0,115	0,158
19	0,100	0,088	0,123	100	0,142	0,117	0,161
20	0,102	0,090	0,125	150	0,146	0,119	0,165
21	0,104	0,092	0,127	300	0,150	0,122	0,170
23	0,106	0,094	0,130	Cremallera	0,154	0,124	0,175

Todos los engranajes estarán fabricados con acero inoxidable 1.4542 según la designación numérica EN 10088 o X5CrNiCuNb16-4 según la designación simbólica. Este acero tiene una dureza de 360HB y un límite elástico que puede tener los siguientes valores: 520 N/mm²; 720 N/mm²; 790 N/mm² y 1000 N/mm². Todos los engranajes estarán fabricados con el acero X5CrNiCuNb16-4 con un límite elástico de 720 N/mm² para la primera etapa y 1000 N/mm² para las últimas etapas.

El peso de un engranaje es igual a:

$$M_{engranaje} = \pi \cdot \frac{D_p^2}{4} \cdot b \cdot \rho_{acero} \cdot 9,81$$

Con $\rho_{acero} = 7800 \text{ kg/m}^3$.

Los ejes uno y dos son los que más trabajan, con un total de 1200h, dado que el par varía bastante se pueden calcular los rodamientos para que duren 1000h con el máximo esfuerzo

3. Motor CA 210-210 y dos etapas de engranajes

En la elección del motor se ha fijado una relación de transmisión igual a 8, teniendo la primera etapa una relación de transmisión igual a 2 y la segunda etapa una relación de 4.

3.1. Primera etapa

La primera etapa de reducción es de engranajes de dientes rectos, como se ha dicho antes el par que máximo que tiene que entregar el motor es igual a 65.929,217 N.m a 68 rpm. En esta primera etapa se ha fijado una relación de transmisión $i_{12}=2$ con lo cual la velocidad angular será igual a la mitad y el par se multiplicará por dos en la salida de esta etapa. La primera etapa estará hecha de un acero inoxidable con un límite elástico igual a 720 N/mm² y una dureza de 360 HB.

3.1.1. Primera Iteración

En este caso, como la relación de transmisión es igual a 2, el número mínimo de dientes del piñón se fija en $Z_1=14$, para la elección del número de dientes se ha tenido en cuenta la tabla 4.3. Para la rigidez, se ha seleccionado la máxima posible que es $\delta=30$. La velocidad angular del primer engranaje es $n_1=68$ rpm. El metal seleccionado tiene un límite elástico igual a 720 MPa y una dureza Brinell de 360HB.

Eligiendo el número de dientes y fijando la rigidez la única constante que se puede modificar es el módulo del engranaje. Para empezar a hacer el diseño es la opción más sencilla.

El coeficiente de Lewis o factor de forma del diente es $y=0,088$ pues el engranaje está compuesto por dientes de altura normal y con un ángulo de presión del diente $\alpha=20^\circ$.

Se quiere conseguir que el engranaje aguante 1000 horas a desgaste, se va a calcular el número de vueltas que tiene que dar:

$$W_1 = \frac{L_h \cdot n_1 \cdot 60}{10^6} = \frac{1000 \cdot 68 \cdot 60}{10^6} = 4,08 \text{ millones d vueltas}$$

Con este dato se puede calcular el coeficiente de rodadura límite. Este coeficiente depende de la dureza del material, el módulo de elasticidad y los millones de vueltas del engranaje.

$$K_{r,adm\ 1} = 0,677 \cdot \frac{HB^2}{E \cdot W_1^{1/3}} = 0,677 \cdot \frac{3600^2}{210.000 \cdot 4,08^{1/3}} = 26,147 \text{ N/mm}^2$$

Este valor se puede igualar al coeficiente de rodadura

$$K_r, \ adm\ 1 = K_{r\ 1} = 26,147 \text{ N/mm}^2$$

El coeficiente de rodadura se calcula de la siguiente manera

$$K_{r\ 1} = \frac{1}{\delta_{12} \cdot M_{12}^{-3} \cdot Z_1^2} \cdot \frac{4M_{tc;12}}{\sin(2\alpha_{12})} \cdot \frac{1 + i_{12}}{i_{12}}$$

El valor que se quiere sacar de esta fórmula es el módulo del primer tren de engranajes, pero primero hay que calcular el par transmitido corregido que se calcula de la siguiente manera:

$$M_{tc;1} = M_{t;1} \cdot f_{d;1} \cdot f_{s;1}$$

Con $f_{s;1}$ igual a 1,25 y $f_{d;1}$ igual a:

$$f_{d;1} = 1 + \frac{\sqrt{V_1}}{43} = 1 + \frac{\sqrt{2\pi \cdot \frac{M_{12} \cdot Z_1}{2} \cdot \omega_1}}{43}$$

La fórmula del límite de rodadura queda de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} K_{r1} &= \frac{1}{\delta_{12} \cdot M_{12}^3 \cdot Z_1^2} \cdot \frac{4 \cdot M_{t;1} \cdot \left(1 + \frac{\sqrt{2\pi \cdot \frac{M_{12} \cdot Z_1}{2} \cdot \omega_1}}{43} \right) \cdot f_{s;1}}{\sin(2\alpha_{12})} \cdot \frac{1 + i_{12}}{i_{12}} \\ &= \frac{1}{30 \cdot M_{12}^3 \cdot 14^2} \cdot \frac{4 \cdot 65.929,217 \cdot \left(1 + \frac{\sqrt{2\pi \cdot \frac{M_{12} \cdot 14}{2} \cdot 68}}{43} \right) \cdot 1,25}{\sin(2 \cdot 20)} \cdot \frac{1 + 2}{2} \\ &= 26,147 \end{aligned}$$

El módulo mínimo para que mil horas a desgaste es igual a 18,027 mm. Si se tiene en cuenta los módulos normalizados el módulo mínimo tiene que ser igual a 20 mm.

Ya se puede realizar el cálculo a flexión. Este cálculo analiza el fallo estático del diente de un engranaje. No habrá fallo a flexión si la tensión de trabajo es menor a la que puede soportar el material. La siguiente fórmula indica el mínimo módulo necesario para que no exista fallo por flexión al transmitir el par M_{tc} que es el par mayorado que suministra el motor.

$$M_{12} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{tc;1}}{\delta_{12} \cdot Z_1 \cdot y_1 \cdot \sigma_{adm}}}$$

Hay que calcular el par transmitido corregido, que es el resultado de multiplicar el factor de servicio que es $f_s=1,25$ por el factor de esfuerzos dinámicos que depende de la velocidad lineal en m/min.

$$f_{d;1} = 1 + \frac{\sqrt{V_1}}{43} = 1 + \frac{\sqrt{2\pi \cdot \frac{M_1 \cdot Z_1}{2} \cdot \omega_1}}{43} = 1 + \frac{\sqrt{2\pi \cdot \frac{20 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 68}}{43} = 1,18$$

Y el par transmitido corregido:

$$M_{tc;1} = M_{t;1} \cdot f_{d;1} \cdot f_{s;1} = 65.910,966 \cdot 1,18 \cdot 1,25 = 97.207,323 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ahora se calcula el límite elástico:

$$M_{12} = 20 \text{ mm} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{tc;1}}{\delta_{12} \cdot Z_1 \cdot y_1 \cdot \sigma_{adm}}} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{97.207,323 \cdot 10^3}{30 \cdot 14 \cdot 0,088 \cdot \sigma_{adm}}} \rightarrow \sigma_{adm}$$

$$= 209,108 \frac{N}{mm^2}$$

Para que fallase a flexión el límite elástico del material tendría que ser de 209,1 Mpa, el material seleccionado tiene un límite elástico de 720 Mpa, el engranaje aguanta a flexión

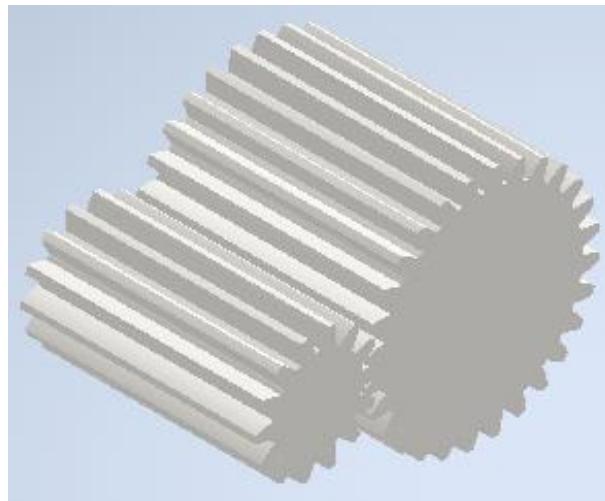


Figura 3.1: Primera iteración de los engranajes 1 y 2

Se va a mejorar el diseño, bajando la rigidez y aumentando el número de dientes.

3.1.2. Última iteración

Con la ayuda de una hoja de cálculos Excel, se han ido cambiando valores de la anchura b, el módulo M_{12} y el número de dientes Z_1 para ajustarse a las mil horas y tener dimensiones más comunes.

Se han llegado a estos datos iniciales:

Datos Introducidos			
M_{12} (mm)	10	Z_1	41
α_{12}	20º	b_{12} (mm)	215

En este caso la rigidez es igual a $\delta_{12} = \frac{b}{M} = \frac{215}{10} = 21,5$

Primero se calcula el factor de esfuerzos dinámicos:

$$f_{d;1} = 1 + \frac{\sqrt{V_1}}{43}$$

Como la geometría es conocida se puede calcular la velocidad lineal del engranaje:

$$V_1 = 2\pi \cdot \frac{D_{p1}}{2} \cdot \omega_1 = 2\pi \cdot \frac{M_1 \cdot Z_1}{2} \cdot \omega_1 = 2\pi \cdot \frac{10 \cdot 41 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 68 = 87,588 \text{ m/min}$$

Por lo tanto, el factor de esfuerzos dinámico queda:

$$f_{d;1} = 1 + \frac{\sqrt{V_1}}{43} = 1 + \frac{\sqrt{87,588}}{43} = 1,218$$

Y el par transmitido corregido:

$$M_{tc;1} = M_{t;1} \cdot f_{d;1} \cdot f_{s;1} = 65.929,217 \cdot 1,218 \cdot 1,25 = 100.348,149 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El coeficiente de Lewis o factor de forma del diente escoge según el número de dientes que es $Z_1=41$, con lo cual $y_1=0,124$

Ahora se comprueba que el límite elástico para que falle a flexión no sea superior al del acero que se ha seleccionado:

$$\begin{aligned} M_{12} = 10 \text{ mm} &= 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{tc;1}}{\delta_{12} \cdot Z_1 \cdot y_1 \cdot \sigma_{adm}}} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{100.348,149 \cdot 10^3}{21,5 \cdot 41 \cdot 0,124 \cdot \sigma_{adm}}} \rightarrow \sigma_{adm} \\ &= 583,93 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

Con estas características el engranaje tendría que estar fabricado por un hacer con un límite elástico inferior o igual a 583,93 MPa para que fallase a flexión, no es el caso con el acero seleccionado.

Dado todos los parámetros geométricos del engranaje son conocidos se puede empezar a hacer el cálculo a desgaste calculando el coeficiente de presión de rodadura:

$$\begin{aligned} K_{r1} &= \frac{1}{\delta_{12} \cdot M_{12}^3 \cdot Z_1^2} \cdot \frac{4M_{tc;12}}{\sin(2\alpha_{12})} \cdot \frac{1+i_{12}}{i_{12}} = \frac{1}{21,5 \cdot 10^3 \cdot 41^2} \cdot \frac{4 \cdot 100.348,149 \cdot 10^3}{\sin(2 \cdot 20)} \cdot \frac{1+2}{2} \\ &= 25,917 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

Este coeficiente se puede igualar al de presión de rodadura límite:

$$K_{r, adm;1} = K_{r;1} = 25,917 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Una vez igualados los dos coeficientes se calculan los millones de vueltas que dará el engranaje:

$$W_1 = \left(0,677 \cdot \frac{HB^2}{E \cdot K_{r;1}} \right)^3 = \left(0,677 \cdot \frac{3600^2}{210.000 \cdot 25,917} \right)^3 = 4,19$$

Ya se pueden hallar las horas que aguantará

$$L_{h;1} = \frac{W_1 \cdot 10^6}{n_1 \cdot 60} = \frac{4,19 \cdot 10^6}{68 \cdot 60} = 1026,838 \text{ horas}$$

Este resultado se ajusta al objetivo. Con las fórmulas del apartado 2 se ha realizado la siguiente tabla que muestra todas las características geométricas del piñón y de la rueda.

Tabla 3.1: Dimensiones y magnitudes fundamentales de los engranajes 1 y 2

	Dimensiones	
	Piñón	Rueda
b (mm)	215	
D _p (mm)	410	820
M	10	
Z	41	82
α	20	
h ₁ (mm)	10	
h ₂ (mm)	12,5	
D _i (mm)	385	820
D _e (mm)	430	820
h (mm)	22,5	
P	0,1	
P _c (mm)	31,41592654	
e ₁ (mm)	15,31526419	
e ₂ (mm)	16,10066235	
d (mm)	615	
Peso (N)	2171,999	8687,99688

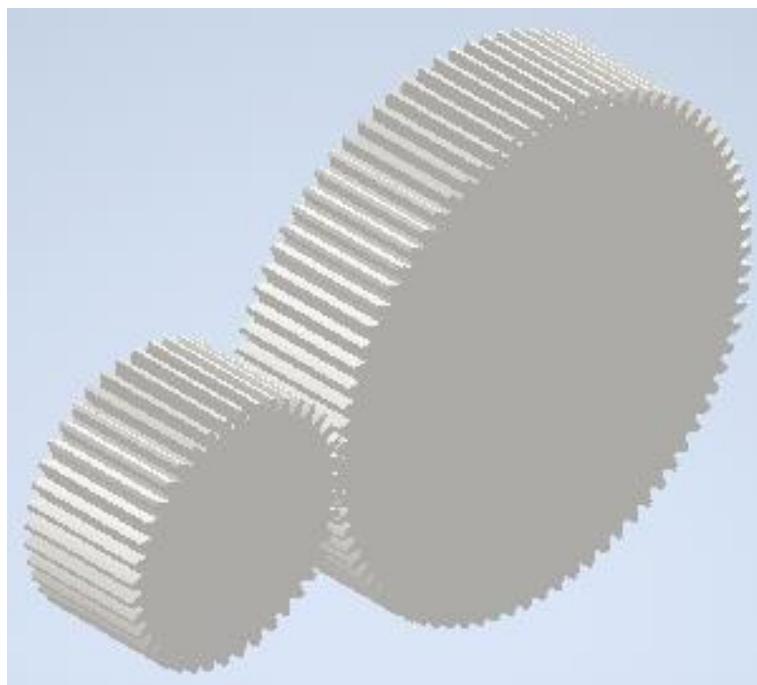


Figura 3.2: Primera etapa reductora

3.2. Segunda etapa de engranajes

La segunda etapa de reducción es de engranajes de dientes rectos y debido a que el par que tiene que aguantar es elevado se ha escogido el acero con un límite elástico igual a 1000 N/mm² el par que llega al piñón es el resultado de multiplicar la relación de transmisión de la primera etapa por el par que transmite el motor:

$$M_{T2} = M_{T1} \cdot i_{12} = 65.929,217 \cdot 2 = 131.858,434 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La velocidad angular será el cociente entre la inicial y la relación de transmisión i_{12}

$$n_{34} = \frac{n_{12}}{i_{12}} = \frac{68}{2} = 34 \text{ rpm}$$

En esta segunda etapa se ha fijado una relación de transmisión $i_{34}=4$

3.2.1. Primera Iteración

En este caso, como la relación de transmisión es igual a 4, el número mínimo de dientes del piñón se fija en $Z_3=16$, para la elección del número de dientes se ha tenido en cuenta la tabla 4.3. Para la rigidez, se ha seleccionado la máxima posible que es $\delta=30$ y la duración ha de ser de 1000 horas.

Con estos datos se ha llegado aún modulo mínimo de 17,884 mm para que aguante mil horas a desgaste. El módulo tendrá que ser igual a 18 mm

Con estos datos se ha el cálculo a flexión y el módulo mínimo ha de ser superior a 13,714 mm

El engranaje mide 540 mm de ancho y tiene un diámetro primitivo de $D_{P3}=M_{C3} \cdot Z_3=288$ milímetros, es un engranaje con las dimensiones un poco fuera de lo normal como se puede ver en la siguiente imagen:

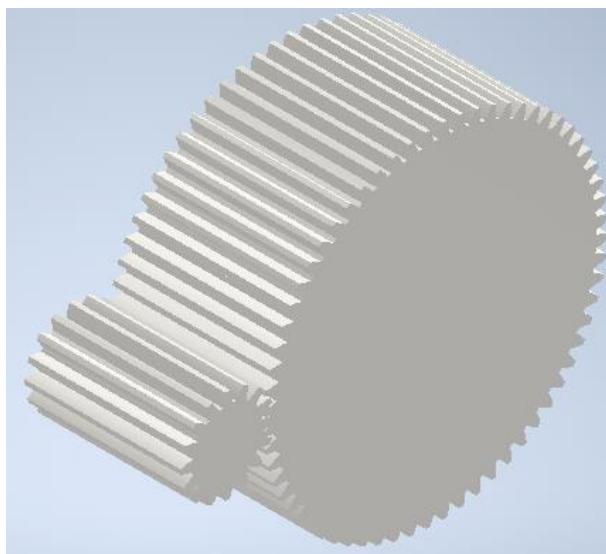


Figura 3.3: Primera iteración del diseño de los engranajes 3 y 4

Con la ayuda de una hoja de cálculos, se va a intentar aumentar el diámetro primitivo con respecto a la anchura ($D_p > b$) y que las horas que dure el engranaje se acerque más a las 1000 horas que se han propuesto.

3.2.2. Última iteración

Con la ayuda de una hoja de cálculos Excel, se han ido cambiando valores de la anchura b , el módulo M y el número de dientes Z_3 para ajustarse más a las mil horas y tener dimensiones más normales.

Se han llegado a estos datos iniciales:

Datos Introducidos			
M_{C34} (mm)	12	Z	37
α_{34}	20º	b_{34} (mm)	230

$$\text{En este caso la rigidez es igual a } \delta_{34} = \frac{b}{M} = \frac{230}{12} = 19,1\bar{6}$$

El procedimiento es el mismo que antes, primero la velocidad lineal:

$$V_3 = 2\pi \cdot \frac{D_{p;3}}{2} \cdot \omega_3 = 2\pi \cdot \frac{M_{C34} \cdot Z_3}{2} \cdot \omega_3 = 2\pi \cdot \frac{12 \cdot 37 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 34 = 47,425 \text{ m/min}$$

Entonces:

$$f_{d;3} = 1 + \frac{\sqrt{V_3}}{43} = 1 + \frac{\sqrt{52,417}}{43} = 1,16$$

Y el par transmitido corregido:

$$M_{tc;3} = M_{t;3} \cdot f_{d;3} \cdot f_{s;3} = 131.858,434 \cdot 1,16 \cdot 1,25 = 191.220,089 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Sabiendo que el diente tiene una altura normal y un ángulo de presión del diente $\alpha=20^\circ$, el factor de forma es $y=0,128$.

Ahora se calcula el límite elástico mínimo:

$$M_{n;3} = 12 = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{tc;3}}{\delta_{34} \cdot Z_3 \cdot y_3 \cdot \sigma_{adm}}} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{191.220,089 \cdot 10^3}{19,1\bar{6} \cdot 37 \cdot 0,122 \cdot \sigma_{adm}}} \rightarrow$$

$$\sigma_{adm} = 813,536 \text{ MPa}$$

Con estas características el engranaje tendría que estar fabricado por un acero con un límite elástico inferior o igual a 813,536 MPa para que fallase a flexión, no es el caso con el acero seleccionado pues su límite elástico es igual a 1000 MPa.

Dado todos los parámetros geométricos del engranaje son conocidos se puede empezar a hacer el cálculo a desgaste calculando el coeficiente de presión de rodadura:

$$K_{r;3} = \frac{1}{\delta_{34} \cdot M_{C;3}^3 \cdot Z_3^2} \cdot \frac{4M_{tc}}{\sin(2\alpha_{34})} \cdot \frac{1 + i_{34}}{i_{34}} = \frac{1}{19,16 \cdot 12^3 \cdot 37^2} \cdot \frac{4 \cdot 191.220,089 \cdot 10^3}{\sin(2 \cdot 20)} \cdot \frac{1 + 4}{4}$$

$$= 32,805 \text{ N/mm}^2$$

Este coeficiente se puede igualar al de presión de rodadura límite:

$$K_{r, adm;3} = K_{r;3} = 32,805 \text{ N/mm}^2$$

Una vez igualados los dos coeficientes se calculan los millones de vueltas que dará el engranaje:

$$W_3 = \left(0,677 \cdot \frac{HB^2}{E \cdot K_{r;3}} \right)^3 = \left(0,677 \cdot \frac{3600^2}{210.000 \cdot 32,805} \right)^3 = 2,066$$

Ya se pueden hallar las horas que aguantará

$$L_{h;3} = \frac{W_3 \cdot 10^6}{n_3 \cdot 60} = \frac{2,066 \cdot 10^6}{34 \cdot 60} = 1012,666 \text{ horas}$$

Este resultado se ajusta al objetivo. Con las fórmulas del apartado 2 se ha realizado la siguiente tabla que muestra todas las características geométricas del piñón y de la rueda.

Tabla 3.2: Dimensiones y magnitudes fundamentales de los engranajes 3 y 4

	Dimensiones	
	Piñón	Rueda
b (mm)	230	
Dp (mm)	444	1776
M	12	
Z	37	148
α	20	
h1 (mm)	12	
h2 (mm)	15	
Di (mm)	414	1776
De (mm)	468	1776
h (mm)	27	
P	0,083333333	
Pc (mm)	37,69911184	
e1 (mm)	18,37831702	
e2 (mm)	19,32079482	
d (mm)	1110	
Peso (N)	2724,879	43598,069

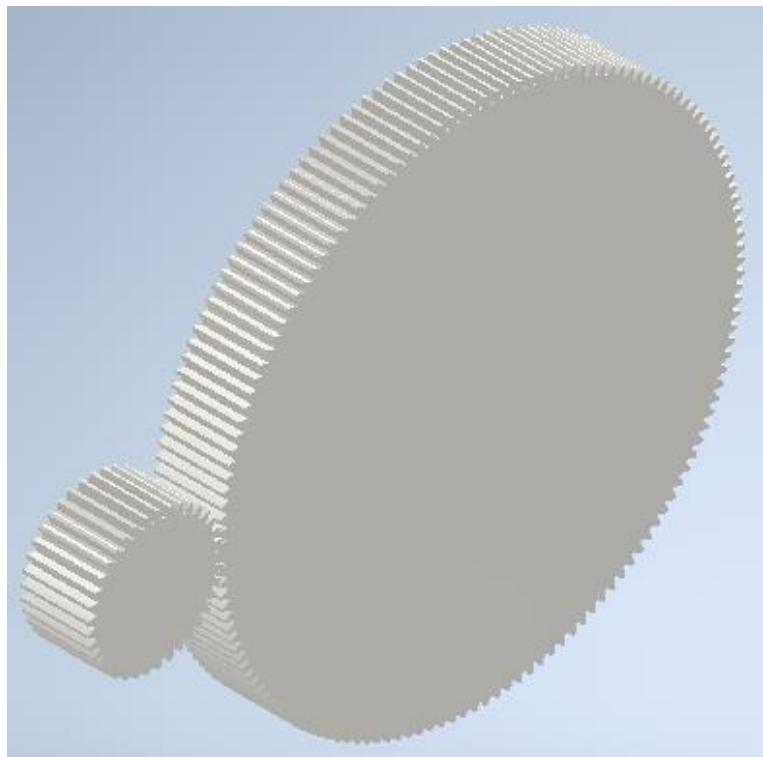


Figura 3.4: Segunda etapa reductora

4. Motor CA 210-210 con tres etapas de engranajes

En este caso la relación de transmisión total es igual a 8 que es la misma que en el apartado anterior, por lo tanto, el par y los rpm del motor en el momento en el que más par se necesita son: 65.910,966 N.m y 68 rpm. Las relaciones de transmisión son las siguientes:

$$i_{12} = 2; i_{34} = 2; i_{56} = 2$$

En la siguiente tabla se muestran los datos geométricos de los seis engranajes que se usan en esta opción:

Tabla 4.1: Dimensiones de los engranajes de la segunda opción

	Dimensiones Engranajes 1 y 2		Dimensiones Engranajes 3 y 4		Dimensiones Engranajes 5 y 6	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
b (mm)	215		245		270	
Dp (mm)	410	820	473	946	559	1118
M	10		11		13	
Z	41	82	43	86	43	86
α	20		20		20	
h1 (mm)	10		11		13	
h2 (mm)	12,5		13,75		16,25	
Di (mm)	385	820	445,5	946	526,5	1118
De (mm)	430	820	495	946	585	1118
h (mm)	22,5		24,75		29,25	
P	0,1		0,090909091		0,076923077	
Pc (mm)	31,41592654		34,55751919		40,8407045	
e1 (mm)	15,31526419		16,8467906		19,90984344	
e2 (mm)	16,10066235		17,71072858		20,93086105	
d (mm)	615		709,5		838,5	
Peso (N)	2171,999	8687,997	3294,139	13176,554	5070,384	20281,537

El primer par de engranajes está fabricado con el acero inoxidable X5CrNiCuNb16-4 con un límite elástico igual a 720 N/mm² y los dos últimos pares con el mismo acero, pero con un límite elástico igual a 1000 N/mm². Las siguientes imágenes muestran las tres etapas reductoras:

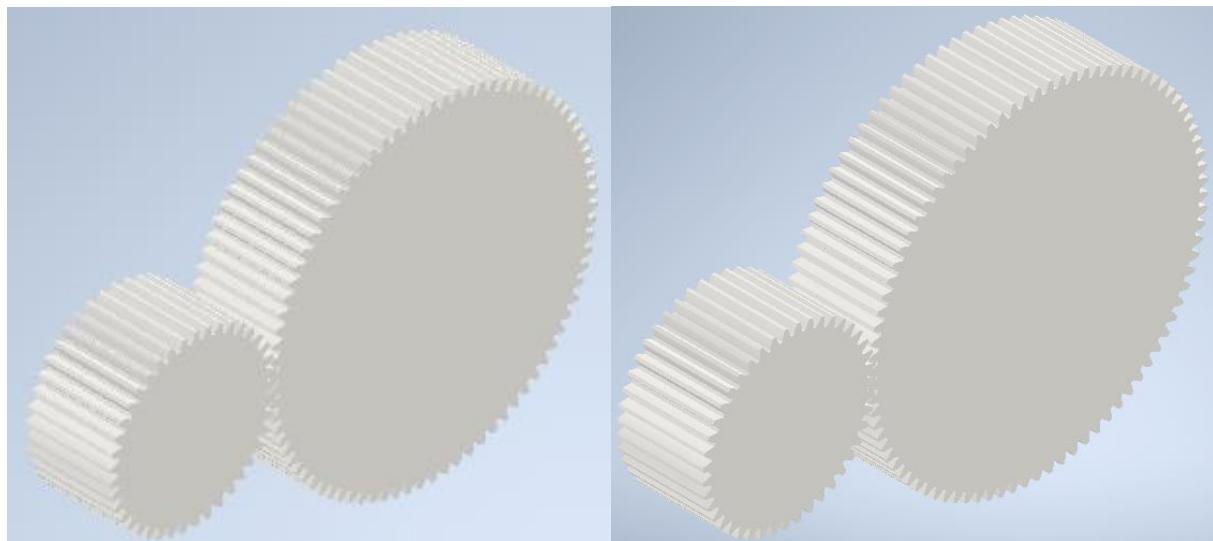


Figura 4.1: Engranajes 1 y 2

Figura 4.2: Engranajes 3 y 4

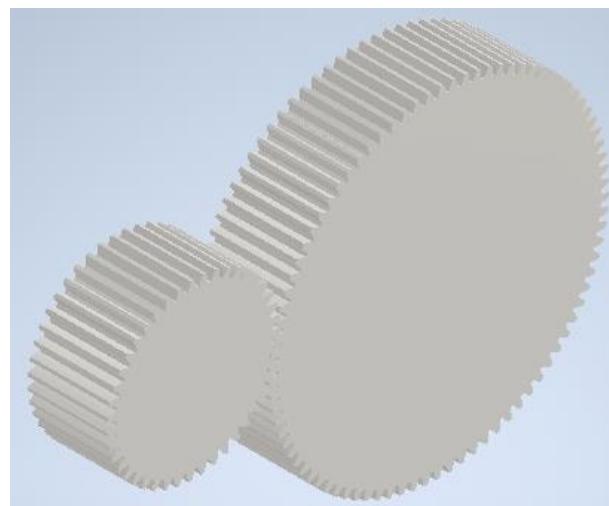


Figura 4.3: Engranajes 5 y 6

Todos los engranajes aguantan a flexión y a fatiga, se han tenido en cuenta las mismas condiciones que los engranajes del apartado 3 y se han hecho los mismos cálculos.

5. Conclusión

Se ha hecho un modelo en tres dimensiones con el programa Inventor para ver todas las etapas juntas de las dos configuraciones posibles. Los ejes tienen las mismas dimensiones en las imágenes:

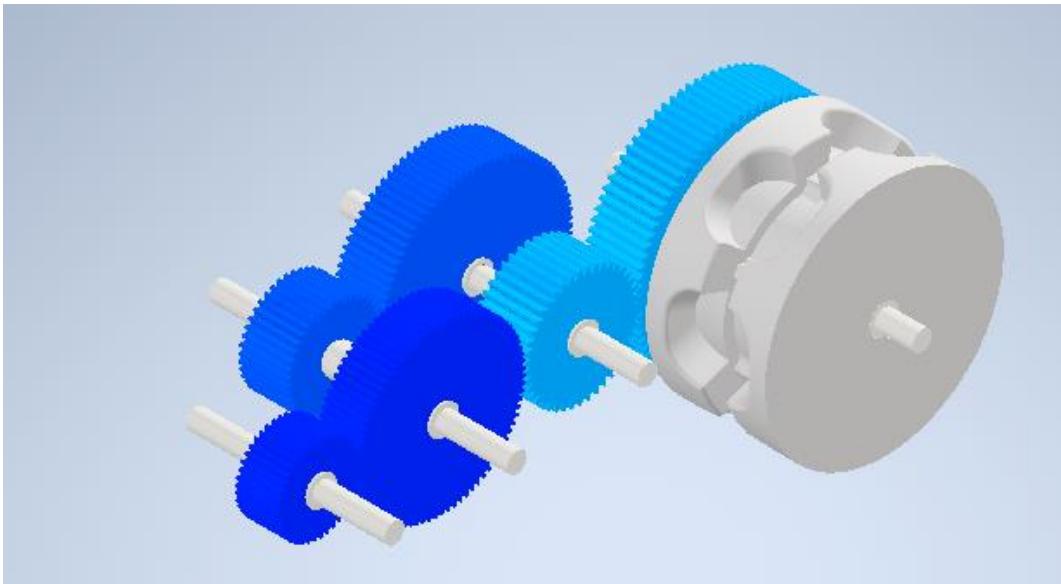


Figura 5.1: Grupo reductor de dos etapas usando el motor CA 210-210

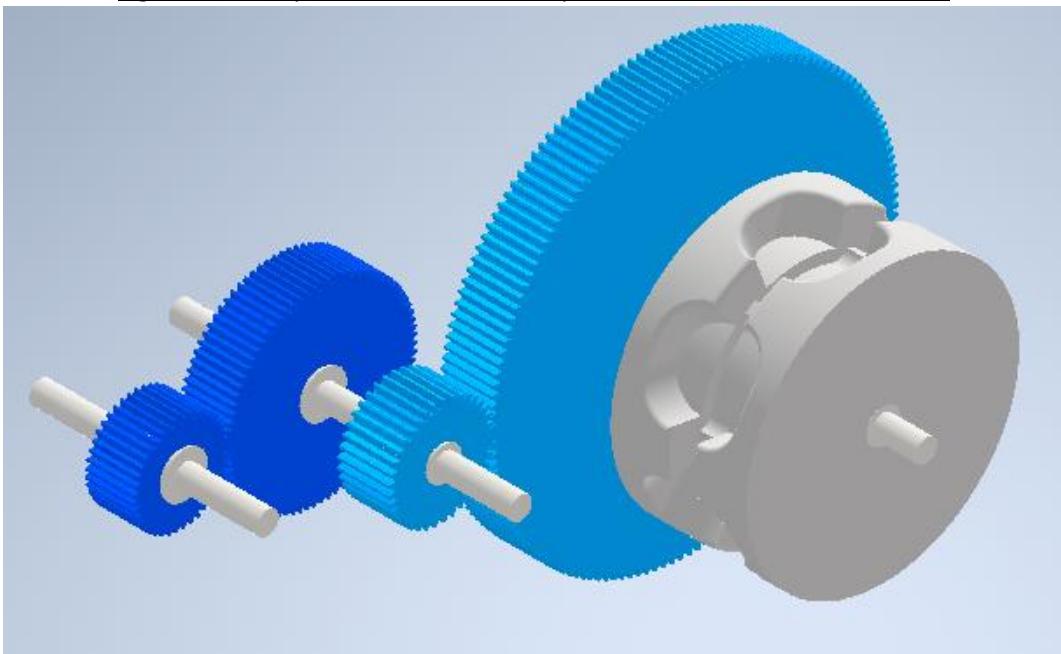


Figura 5.2: Grupo reductor de tres etapas usando el motor CA 210-210

Se va a escoger la segunda opción que es la que, por un lado, minimiza el tiempo de recogida de la línea de anclaje y por otro, al haberse hecho sólo dos etapas, es la opción más compacta.



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Anexo VII: Diseño de ejes por resistencia estática

Director:

Canalís Martínez, Paula María

Autor:

Hériz Herrera, Pablo

Titulación:

Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA) 2021

1. Introducción

Este apartado tiene como objetivo realizar el prediseño de los ejes. El cálculo de esfuerzos de los ejes se realizará con la ayuda del programa informático MEFI (Métodos de los Elementos Finitos en Ingeniería). Antes de poder calcular los esfuerzos sobre distintos ejes, se deben calcular en primer lugar las cargas generadas en la transmisión con engranajes.

Una vez obtenidos todos los esfuerzos se hará el diseño por resistencia estática y a continuación en el siguiente anexo se comprobará si aguanta a fatiga.

2. Cargas Generadas por los engranajes

Para hacer el cálculo por resistencia estática y fatiga, se debe conocer la magnitud, la dirección y el sentido de cada una de las cargas generadas por los engranajes, así como las principales dimensiones del eje. Con los siguientes datos podemos hallar los diagramas de esfuerzos de cada eje y mediante el cálculo por resistencia estática conocer el diámetro ideal de este último y después comprobar si aguanta a fatiga.

Las cargas generadas por un engranaje dependen de su geometría y también de si se trata de un engranaje de dientes rectos o helicoidales.

En engranajes rectos aparecen dos tipos de cargas, una radial y otra tangencial que depende del sentido de giro y de si la rueda es motriz o no.

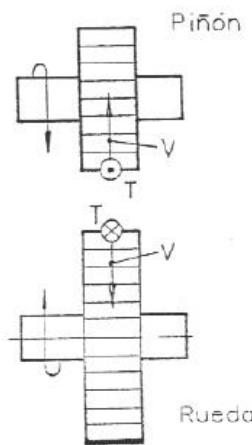


Figura 2.1: Sentido de las cargas generadas en un engranaje recto

Como se puede observar, la fuerza V tiende a separar los dos engranajes y la fuerza tangencial en el caso del piñón tiene una dirección opuesta al giro del engranaje.

Estás fuerzas se calculan de la siguiente manera:

$$T = \frac{M_T}{\frac{D_p}{2}}$$

$$V = T \cdot \tan(\alpha)$$

2.1. Primera etapa.

El primer par de engranajes es de dientes rectos. Lo cual significa que genera una fuerza radial V, y una fuerza tangencial T. El sentido de giro permite determinar el sentido de las cargas.

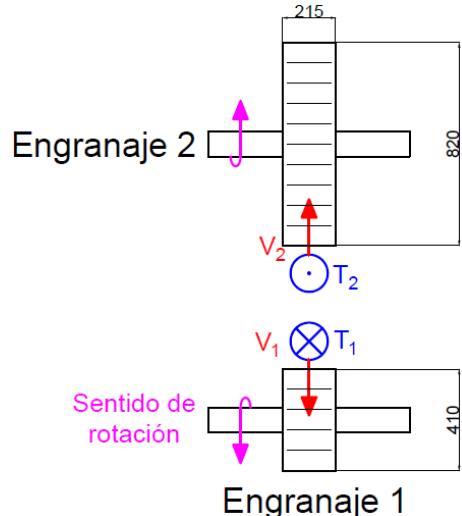


Figura 2.2: Cargas generadas engranajes 1 y 2

Los datos necesarios para calcular las tres fuerzas se encuentran en la siguiente tabla.

Tabla 2.1: Datos necesarios para el cálculo de las fuerzas de la primera etapa

M _{T1} (N.m)	65.910,966
D _{p1} (mm)	410
α	20º

Y las cargas generadas son:

$$T_1 = T_2 = \frac{M_{T1}}{\frac{D_{p1}}{2}} = \frac{65.929,217 \cdot 10^3}{\frac{410}{2}} = 321.605,935 \text{ N}$$

$$V_1 = V_2 = T_1 \cdot \tan(\alpha) = 321.605,935 \cdot \tan(20) = 117.054,988 \text{ N}$$

2.2. Segunda etapa

El segundo y último par de engranajes también es de dientes rectos.

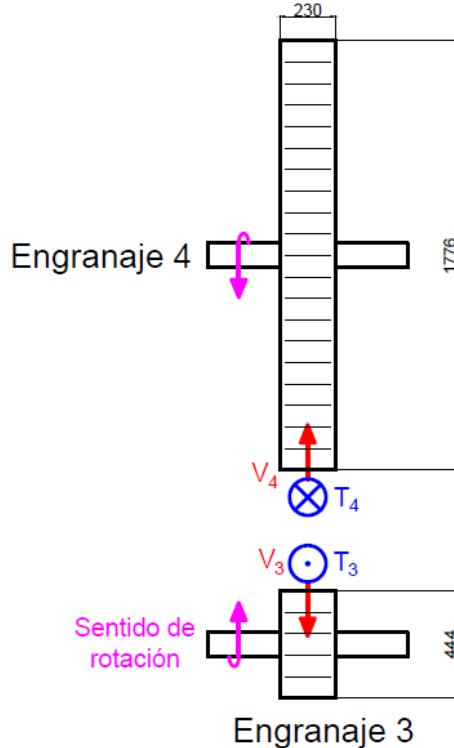


Figura 2.3: Cargas generadas engranajes 3 y 4

Los datos necesarios para calcular las tres fuerzas se encuentran en la siguiente tabla.

Tabla 2.2: Datos necesarios para el cálculo de las fuerzas de la segunda etapa

M_{T3} (N.m)	131.858,434
D_{p3} (mm)	444
α	20º

Y las cargas generadas son:

$$T_3 = T_4 = \frac{M_{T2}}{\frac{D_{p3}}{2}} = \frac{131.858,434 \cdot 10^3}{\frac{444}{2}} = 593.956,907 \text{ N}$$

$$V_3 = V_4 = T_3 \cdot \tan(\alpha) = 593.792,483 \cdot \tan(20) = 216.182,635 \text{ N}$$

3. Conceptos básicos

Una vez obtenidas todas las cargas generadas por los engranajes, sólo falta recordar las distancias de separación de elementos entre ellos. Los elementos van separados entre sí por una distancia pequeña con el fin de que el grupo reductor sea lo más compacto posible. Así, la distancia de separación entre elementos es de 50 mm. Es necesario asimismo definir la dimensión de los apoyos, que tendrán una longitud de 200mm en el sentido del eje y se supone que el embrague mide 400mm de largo.

En este caso existen tres tipos de tensiones:

- Tensiones debidas a esfuerzos de flexión

Son causadas por la fuerza axial de los ejes helicoidales debido a que esta no se aplica en el centro del eje, sino que en los dientes del engranaje y por la fuerza radial V. Se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma_x = \frac{M_r}{W_f} = \frac{\sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}}$$

- Tensiones debidas a esfuerzos de torsión

Estas son causadas por el par torsor que es el par transmitido que se ha visto en puntos anteriores, se halla con la siguiente fórmula:

$$\tau_{xy} = \frac{M_x}{W_0} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot D^3}{16}}$$

Una vez obtenidas las tensiones se puede calcular el coeficiente de seguridad mediante dos teorías:

- Teoría de cortante Máximo

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{máx}}$$

Con:

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

- Teoría de Von Mises o de energía de distorsión

$$C_s = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqv}}$$

Con:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

Siendo σ_F , para las dos fórmulas, el límite elástico del material. En este caso se ha escogido un acero inoxidable con un límite elástico de 1000 Mpa y una dureza Brinell de 360HB denominado X5CrNiCuNb16-4, cuyo estado de suministro es P1070. Se ha estimado oportuno que el coeficiente de seguridad no pueda ser inferior a 3.

4. Diseño del eje 1.

El primer eje es el que va unido al motor, el cálculo de los esfuerzos resulta sencillo pues sólo hay un engranaje. En la siguiente figura se muestra el sentido y la dirección de los esfuerzos ya determinada en el apartado anterior:

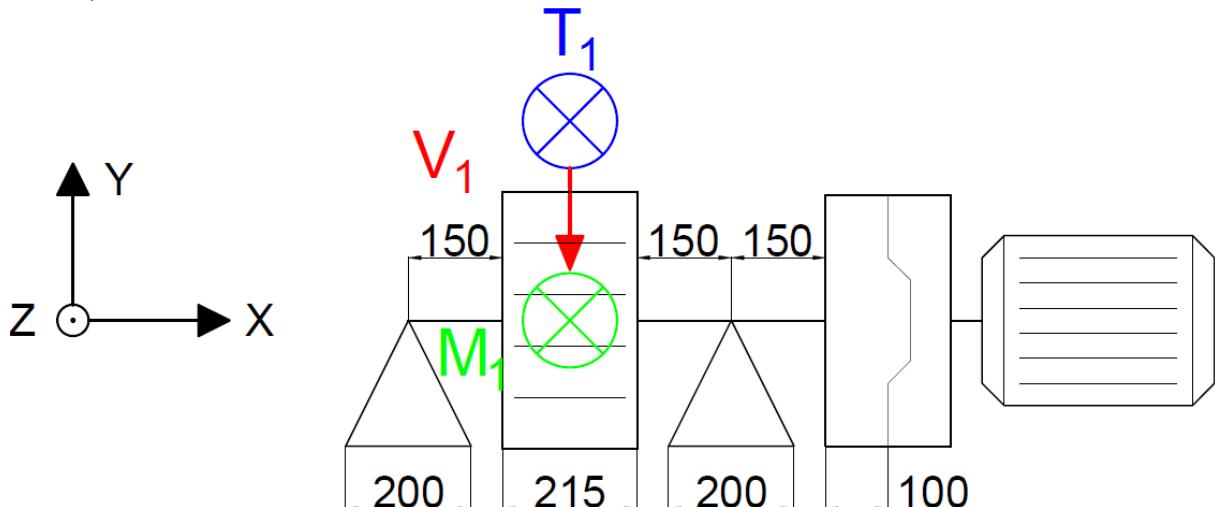


Figura 4.1: Dimensiones del eje 1 y las cargas generadas por el engranaje 1

El cálculo estático se va a calcular para la situación más desfavorable que el punto de par número uno.

Tabla 4.1: Cargas generadas por los engranajes en el primer eje

M_{T1} (N.m)	65.929,217
T_1 (N)	321.605,935
V_1 (N)	117.054,988
M_1 (N)	2.171,999

Ya se tiene todo lo necesario para meter los datos en el programa MEFI. Hay que hacer cada eje dos veces, uno para que haga los cálculos en el plano XY y después con el plano XZ.

Empecemos por el plano XY.

Tal y como se muestra en la siguiente captura de pantalla de MEFI, para poder obtener los diagramas de esfuerzos primero hay que introducir los datos geométricos de la barra, la localización y el tipo de apoyos, así como la magnitud, sentido y localización de las fuerzas que actúan sobre el eje.

```

TITULO EJE 1 XY
PUNTOS
% pun x y z
1 0.0 0.0
2 0.2575 0.0
3 0.515 0.0
4 0.765 0.0

LÍNEAS
% lín tipo pun
1 POLINOMIAL 1 2
2 POLINOMIAL 2 3
3 POLINOMIAL 3 4

ELEMENTOS_LÍNEAS
% lín tipo mat pro
TODAS RIGIDO ACE IPE200

DESPLAZAMIENTOS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est DX DY GZ
1 1 0.0 0.0 LIBRE
3 1 0.0 0.0 libre

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est FX FY MZ
2 1 0.0 -117054.988 0.0

```

Figura 4.2: Datos geométricos del Eje 1 introducidos en MEFI así como las fuerzas que se encuentran en el plano XY

Una vez introducidos los datos en el programa se obtiene la siguiente figura:



Figura 4.3: Plano XY del Eje 1

Por último, cliqueando sobre el icono de la calculadora, el programa proporciona los diferentes diagramas de esfuerzos:

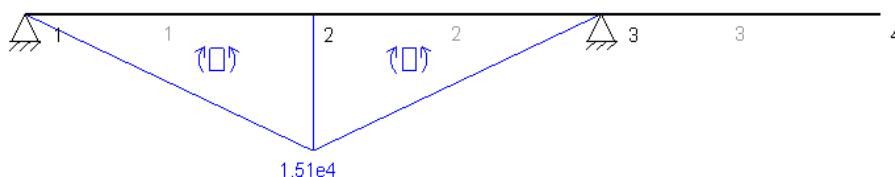


Figura 4.4: Diagrama de momento flector M_z del Eje 1



Figura 4.5: Diagrama de momento torsor del Eje 1

Este último diagrama no lo da el programa debido a que no se pueden meter momentos torsores.

Se puede meter en MEFI los parámetros para hacer los cálculos en el plano XZ, sólo varia la carga que hay que introducir que es T_1 y el peso del primer engranaje

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS					
%	pun	est	FX	FY	MZ
2	1		0.0	-323777.935	0.0

Figura 4.6: Carga para el plano XZ del Eje 1



Figura 4.7: Plano XZ del Eje 1

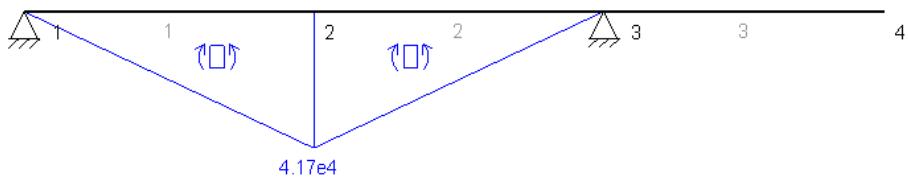


Figura 4.8: Diagrama de momento flector M_y del Eje 1

El punto 2 que corresponde a la localización del engranaje Nº1 es el punto de máximo esfuerzo. Teniendo en el punto 2:

- $M_y = 41.700 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_z = 15.100 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_x = 65.929.217 \text{ N} \cdot \text{m}$

Puesto que se han metido las distancias en metros y las fuerzas en Newtons, los momentos que muestra el programa están en $\text{N} \cdot \text{m}$.

Se procede a calcular ahora el diámetro para el cual el coeficiente de seguridad sea superior a tres, aplicando tanto la teoría de cortante máximo como la teoría de Von Mises. El diámetro del primer eje que cumple con la condición mencionada anteriormente, se ha obtenido con la ayuda de una hoja de cálculo Excel, resultando que no debe ser inferior a 136 milímetros como se muestra en los cálculos siguientes:

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \frac{M_r}{W_f} = \frac{N}{\pi \cdot \frac{D^2}{2}} + \frac{\sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}} = \frac{10^3 \cdot \sqrt{(41.700)^2 + (15.100)^2}}{\frac{\pi \cdot 136^3}{32}}$$

$$= 179,587 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_x}{W_0} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot D^3}{16}} = \frac{10^3 \cdot 65.929,217}{\frac{\pi \cdot 136^3}{16}} = 133,485 \text{ N/mm}^2$$

- Teoría de cortante Máximo

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{máx}} = \frac{1000}{2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}} = 3,11$$

- Teoría de Von Mises o de energía de distorsión

$$C_s = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqv}} = \frac{\sigma_F}{\sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2}} = 3,02$$

El eje uno no puede tener un diámetro inferior a 136 milímetros.

5. Eje 2

Para este segundo eje se va a tener que efectuar dos cálculos distintos, el primero tendrá en cuenta todo el eje, y el segundo se hará para cuando se decida amarrar el barco y se desembrague la parte derecha del eje, es por eso que no se tendrá en cuenta la parte del eje en el que esté en tercer engranaje.

5.1. Situación de anclaje

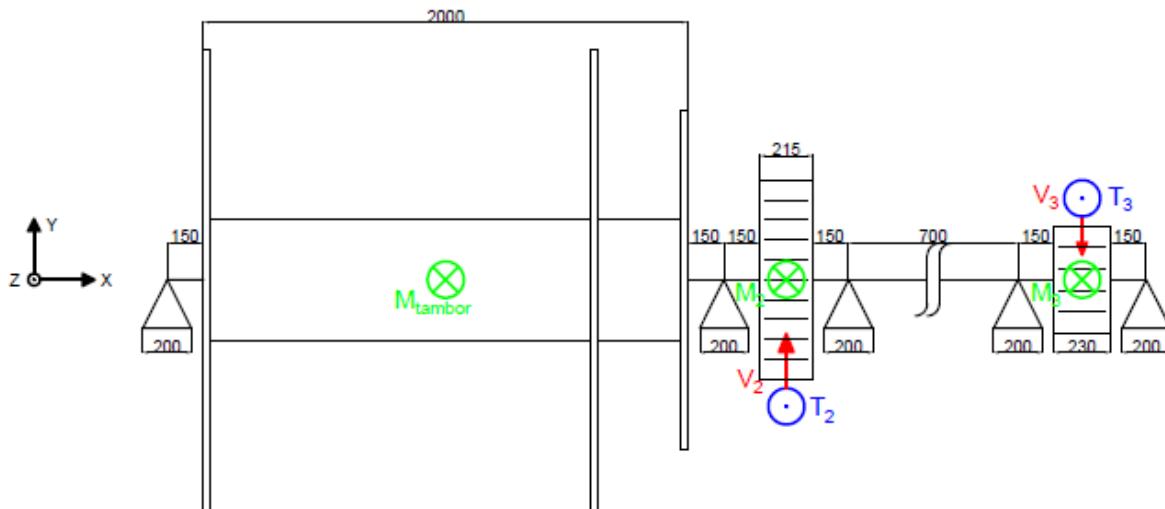


Figura 5.1: Dimensiones del eje 2 y las cargas generadas por los engranajes 2 y 3

El cálculo estático se va a calcular para la situación más desfavorable que el punto de par número uno.

Tabla 5.1: Cargas generadas por los engranajes en el segundo eje

	Engranaje 2	Engranaje 3
M_T (N.m)	131.858,434	
T (N)	321.605,935	593.956,907
V (N)	117.054,988	216.182,635
M (N)	8.687,997	2.724,987

La masa del tambor más la cuerda que va enrollada es de 7.260 kg lo que son 71.220,6N

Se meten estos datos en el programa MEFI, se empieza por el plano XY, la siguiente figura muestra los datos geométricos introducidos y las fuerzas para el plano XY que son V_2 , V_3 :

```

TITULO EJE 2 XY
PUNTOS
% pun X      Y      Z
 1  0.0  0.0
 2  1.15 0.0
 3  1.95 0.0
 4  2.3  0.0
 5  2.5575 0.0
 6  2.815 0.0
 7  3.515 0.0
 8  3.78  0.0
 9  4.045 0.0

LÍNEAS
% lin tipo    pun
 1  POLINOMIAL 1 2
 2  POLINOMIAL 2 3
 3  POLINOMIAL 3 4
 4  POLINOMIAL 4 5
 5  POLINOMIAL 5 6
 6  POLINOMIAL 6 7
 7  POLINOMIAL 7 8
 8  POLINOMIAL 8 9

ELEMENTOS_LÍNEAS
% lin tipo mat pro
TODAS RIGIDO ACE IPE200

DESPLAZAMIENTOS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est DX  DY  GZ
 1  1  0.0 0.0 LIBRE
 4  1  0.0 0.0 libre
 6  1  0.0 0.0 libre
 7  1  0.0 0.0 libre
 9  1  0.0 0.0 libre

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est FX   FY   MZ
 5  1  0.0 117054.988 0.0
 8  1  0.0 -216182.635 0.0

```

Figura 5.2: Datos geométricos del Eje 2 introducidos en MEFI así como las fuerzas que se encuentran en el plano XY

Con los datos que se han introducido se obtiene el siguiente eje y los siguientes diagramas de esfuerzos:

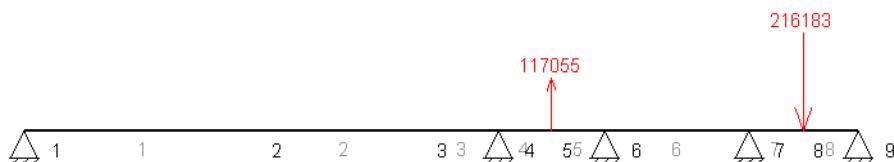


Figura 5.3: Plano XY del Eje 2

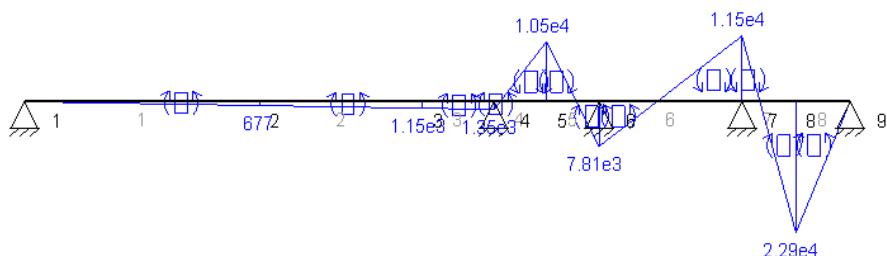


Figura 5.4: Diagrama de momento flector M_z del Eje 2



Figura 5.5: Diagrama de momento torsor del Eje 2

A continuación, se calculan los esfuerzos en el plano XZ, para esto hay que introducir en MEFI las fuerzas T_2 y T_3 y las masas de los diferentes componentes.

```
CARGAS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est FX FY MZ
2 1 0.0 -71220.6 0.0
5 1 0.0 312917.938 0.0
8 1 0.0 591232.028 0.0
```

Figura 5.6: Carga para el plano XZ

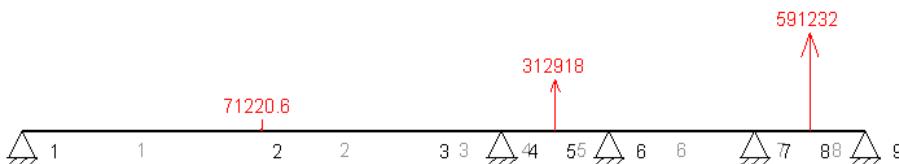


Figura 5.7: Plano XZ del Eje 2

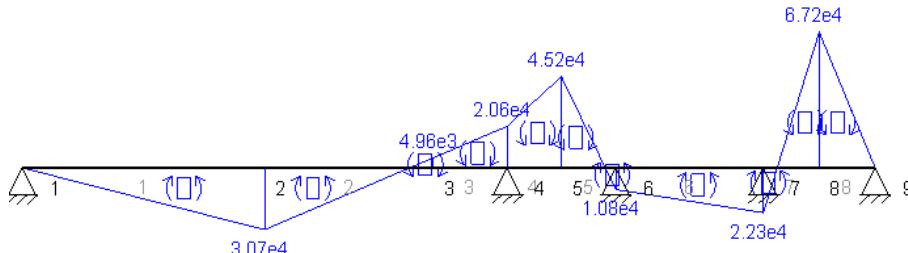


Figura 5.8: Diagrama de momento flector M_y del Eje 2

El punto 8 que corresponde a la localización del engranaje Nº4 es el punto de máximo esfuerzo. Teniendo en el punto 8:

- $M_y = 67.200 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_z = 22.900 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_x = 131.858,434 \text{ N} \cdot \text{m}$

Se procede a calcular ahora el diámetro para el cual el coeficiente de seguridad sea superior a tres, aplicando tanto la teoría de cortante máximo como la teoría de Von Mises. El diámetro del segundo eje que cumple con la condición mencionada anteriormente, se ha obtenido con la ayuda de una hoja de cálculo Excel, resultando que no debe ser inferior a 167 milímetros como se muestra en los cálculos siguientes:

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \frac{M_r}{W_f} = \frac{N}{\pi \cdot \frac{D^2}{2}} + \frac{\sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}} = \frac{10^3 \cdot \sqrt{(67.200)^2 + (22.900)^2}}{\frac{\pi \cdot 167^3}{32}}$$

$$= 155,266 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_x}{W_0} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot D^3}{16}} = \frac{10^3 \cdot 131.858,434}{\frac{\pi \cdot 167^3}{16}} = 144,188 \text{ N/mm}^2$$

- Teoría de cortante Máximo

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{máx}} = \frac{1000}{2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}} = 3,05$$

- Teoría de Von Mises o de energía de distorsión

$$C_s = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqv}} = \frac{\sigma_F}{\sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2}} = 3,09$$

5.2. Situación de amarre

Solo hay que comprobar que un eje de 167 mm de diámetro aguante cuando se utiliza el tambor de amarre, para efectuar los cálculos hay que fijarse en la parte que se sitúa a la izquierda del embrague como lo muestra la siguiente figura.

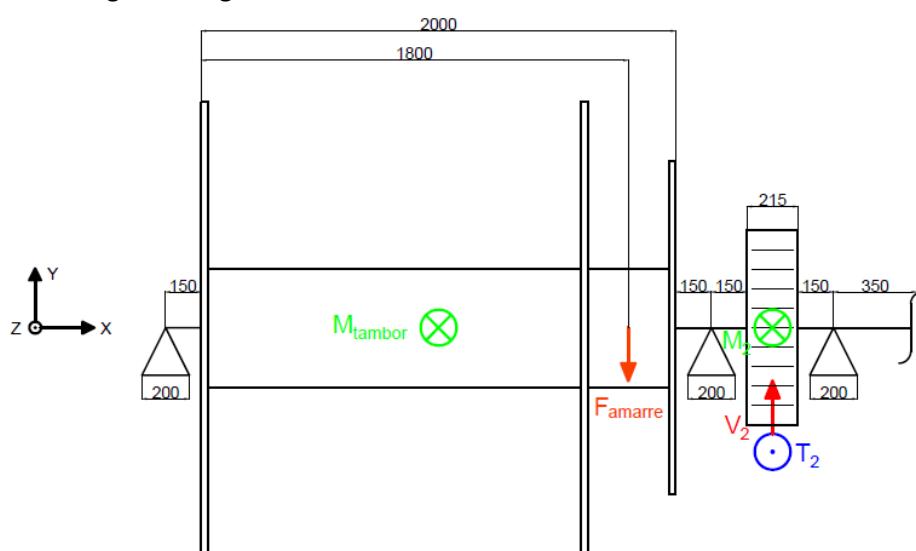


Figura 5.9: Dimensiones del eje 2 y las cargas generadas por los engranajes 2

Se meten los datos en el programa MEFI, se empieza por el plano XY, la siguiente figura muestra los datos geométricos introducidos y la fuerza para el plano XY V'_2 y la fuerza de amarre.

```

TITULO EJE 2E XY
PUNTOS
% pun X      Y      Z
 1  0.0      0.0
 2  1.15     0.0
 3  1.95     0.0
 4  2.3       0.0
 5  2.5575   0.0
 6  2.815    0.0
 7  3.515    0.0

LÍNEAS
% lin tipo    pun
 1  POLINOMIAL 1 2
 2  POLINOMIAL 2 3
 3  POLINOMIAL 3 4
 4  POLINOMIAL 4 5
 5  POLINOMIAL 5 6
 6  POLINOMIAL 6 7

ELEMENTOS_LÍNEAS
% lin tipo mat pro
  TODAS RIGIDO ACE IPE200

DESPLAZAMIENTOS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est DX  DY  GZ
  1  1  0.0 0.0 LIBRE
  4  1  0.0 0.0 libre
  6  1  0.0 0.0 libre

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est FX  FY  MZ
  3  1  0.0 -277777.778 0.0
  5  1  0.0  92472.112  0.0

```

Figura 5.10: Datos geométricos del Eje 2 sin embragar introducidos en MEFI así como las fuerzas que se encuentran en el plano XY

Con los datos que se han introducido se obtiene el siguiente eje:



Figura 5.11: Plano XY del Eje 2

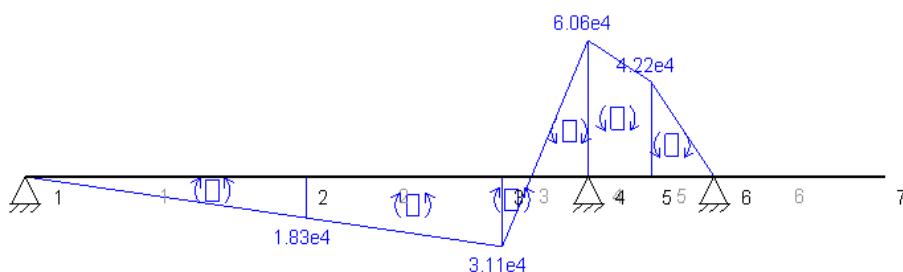


Figura 5.12: Diagrama de momento flector M_z del Eje 2

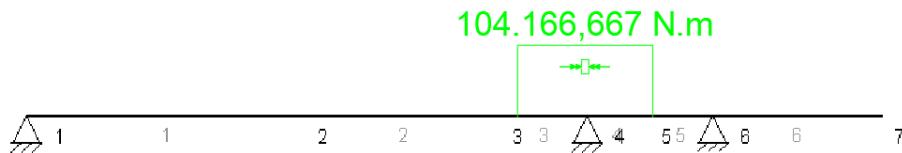


Figura 5.13: Diagrama de momento torsor del Eje 2

A continuación, se calculan los esfuerzos en el plano XZ, para esto hay que introducir en MEFI la fuerza T_2 y las diferentes masas.

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS					
%	pun	est	FX	FY	MZ
2	1	0.0	-71220.6	0.0	
5	1	0.0	245377.044	0.0	

Figura 5.14: Carga para el plano XZ

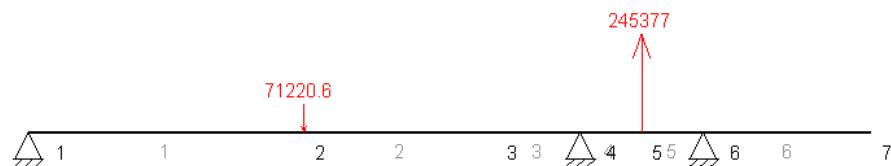


Figura 5.15: Plano XZ del Eje 2

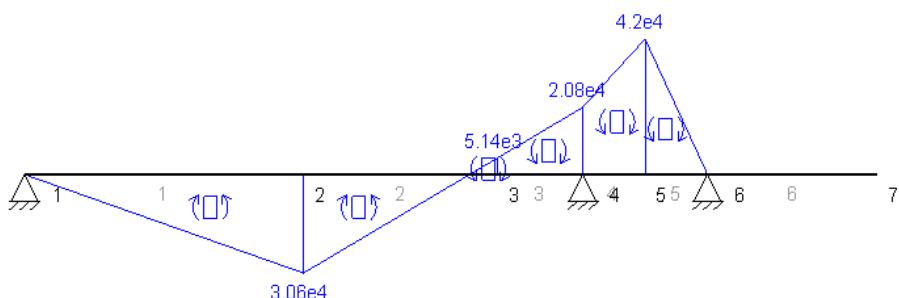


Figura 5.16: Diagrama de momento fletor M_y del Eje 2

El punto 4 que corresponde a la localización del segundo apoyo es el punto de máximo esfuerzo.
Teniendo en el punto 4:

- $M_y = 20.800 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_z = 60.600 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_x = 104.166,667 \text{ N} \cdot \text{m}$

Se hace el cálculo con un diámetro de 167 milímetros:

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \frac{M_r}{W_f} = \frac{N}{\pi \cdot \frac{D^2}{2}} + \frac{\sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}} = \frac{10^3 \cdot \sqrt{(20.800)^2 + (60.600)^2}}{\frac{\pi \cdot 167^3}{32}}$$

$$= 140,122 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_x}{W_0} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot D^3}{16}} = \frac{10^3 \cdot 104.166,6}{\frac{\pi \cdot 167^3}{16}} = 113,907 \text{ N/mm}^2$$

- Teoría de cortante Máximo

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{máx}} = \frac{1000}{2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}} = 3,74$$

- Teoría de Von Mises o de energía de distorsión

$$C_s = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqv}} = \frac{\sigma_F}{\sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2}} = 3,69$$

El eje numero dos tiene que tener un diámetro de 167 milímetros.

6. Eje 3

6.1. Situación de anclaje

El eje tres se pude usar de dos maneras distintas, para soltar la cadena de manera controlada o soltándola por gravedad. Primero se va a calcular el diámetro del eje cuando se saca con la ayuda del motor.

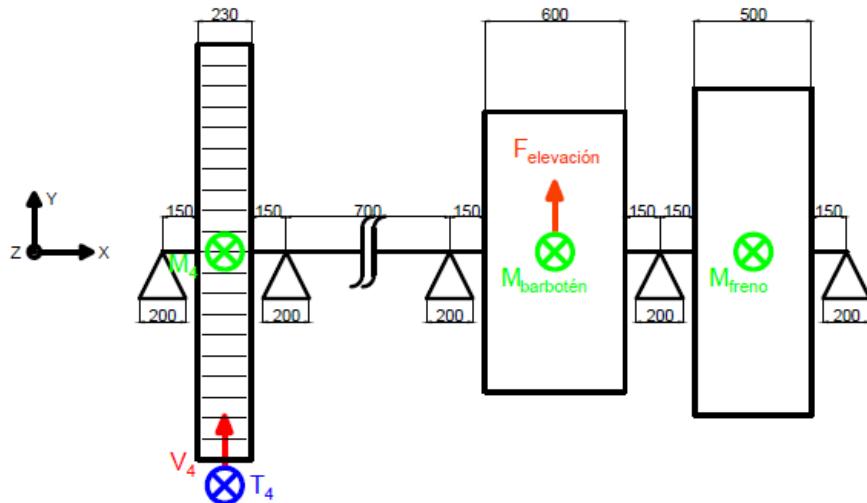


Figura 6.1: Dimensiones del eje 3 y las cargas generadas por el engranaje 4 y el tambor

El cálculo estático se va a calcular para la situación más desfavorable que el punto de par número uno.

Tabla 6.1: Cargas generadas por los engranajes en el tercer eje

M_T (N.m)	527.433,734
T_4 (N)	593.956,907
V_4 (N)	216.182,635
$M_{engranaje\ 4}$ (N)	32.623,552
$M_{barbotén}$ (N)	38.942,919
M_{freno} (N)	72.116,516

Se meten estos datos en el programa MEFI, se empieza por el plano XY, la siguiente figura muestra los datos geométricos introducidos y las fuerzas para el plano XY V_4 y la fuerza de elevación que es:

$$F_{elevación} = \frac{M_{T3}}{\frac{D_{tambor}}{2}} = \frac{527.433,734}{\frac{1,2}{2}} = 897.056,223\ N$$

```

TITULO EJE 3 XY
PUNTOS
% pun X     Y     Z
1  0.0  0.0
2  0.265 0.0
3  0.53  0.0
4  1.23  0.0
5  1.68  0.0
6  2.13  0.0
7  2.53  0.0
8  2.93  0.0

LÍNEAS
% lin tipo    pun
1  POLINOMIAL  1 2
2  POLINOMIAL  2 3
3  POLINOMIAL  3 4
4  POLINOMIAL  4 5
5  POLINOMIAL  5 6
6  POLINOMIAL  6 7
7  POLINOMIAL  7 8

ELEMENTOS_LÍNEAS
% lin tipo mat pro
TODAS RIGIDO ACE IPE200

DESPLAZAMIENTOS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est DX   DY   GZ
1  1  0.0  0.0  LIBRE
3  1  0.0  0.0  Libre
4  1  0.0  0.0  LIBRE
6  1  0.0  0.0  Libre
8  1  0.0  0.0  libre

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est FX   FY   MZ
2  1  0.0  216182.635  0.0
5  1  0.0  879056.223  0.0

```

Figura 6.2: Datos geométricos del Eje 3 introducidos en MEF1 así como las fuerzas que se encuentran en el plano XY

Con los datos que se han introducido se obtiene el siguiente eje:

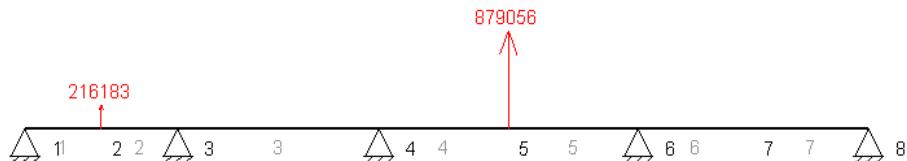


Figura 6.3: Plano XY del Eje 3

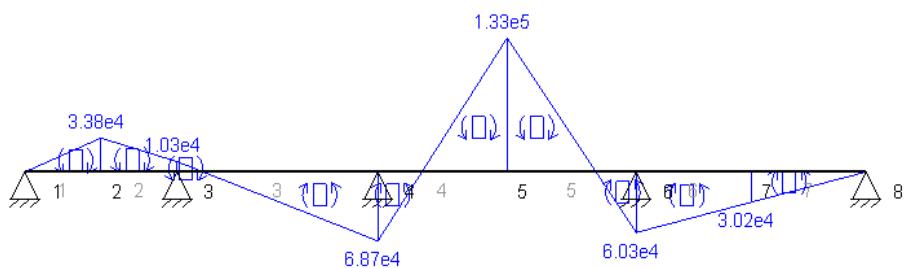


Figura 6.4: Diagrama de momento flector M_z del Eje 3

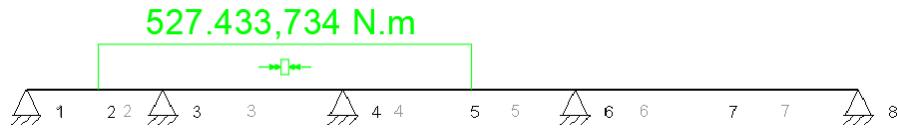


Figura 6.5: Diagrama de momento torsor del Eje 3

A continuación, se calculan los esfuerzos en el plano XZ, para esto hay que introducir en MEFI la fuerza T_4 así como las diferentes masas.

```
CARGAS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est FX FY      MZ
  2   1   0.0 -626655.459 0.0
  5   1   0.0 -38942.919 0.0
  7   1   0.0 -35337.093 0.0
```

Figura 6.6: Carga para el plano XZ



Figura 6.7: Plano XZ del Eje 3

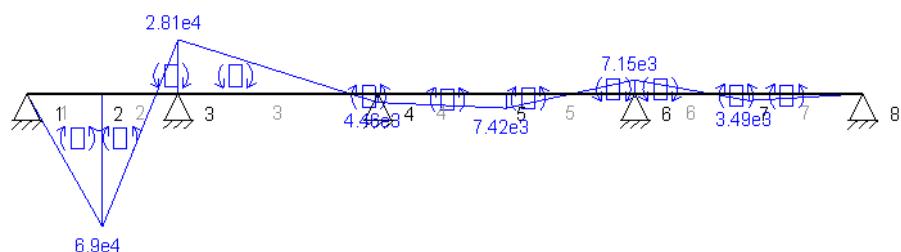


Figura 6.8: Diagrama de momento fletor M_y del Eje 3

El punto 5 que corresponde a la localización del tambor que recoge la cadena es el punto de máximo esfuerzo. Teniendo en el punto 5:

- $M_y = 7.420 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_z = 133.000 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_x = 527.287,931 \text{ N} \cdot \text{m}$

Se procede a calcular ahora el diámetro para el cual el coeficiente de seguridad sea superior a tres, aplicando tanto la teoría de cortante máximo como la teoría de Von Mises. El diámetro del tercer eje que cumple con la condición mencionada anteriormente, se ha obtenido con la ayuda de una hoja de cálculo Excel, resultando que no debe ser inferior a 256 milímetros como se muestra en los cálculos siguientes:

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \frac{M_r}{W_f} = \frac{N}{\pi \cdot \frac{D^2}{2}} + \frac{\sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}} = \frac{10^3 \cdot \sqrt{(7.420)^2 + (133.000)^2}}{\frac{\pi \cdot 256^3}{32}} \\ = 80,874 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_x}{W_0} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot D^3}{16}} = \frac{10^3 \cdot 527.433,734}{\frac{\pi \cdot 256^3}{16}} = 160,11 \text{ N/mm}^2$$

- Teoría de cortante Máximo

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{máx}} = \frac{1000}{2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}} = 3,03$$

- Teoría de Von Mises o de energía de distorsión

$$C_s = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqv}} = \frac{\sigma_F}{\sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2}} = 3,36$$

6.2. Situación de frenado

Ahora se va a comprobar si ese diámetro de eje también sirve para bajar el ancla de manera libre.

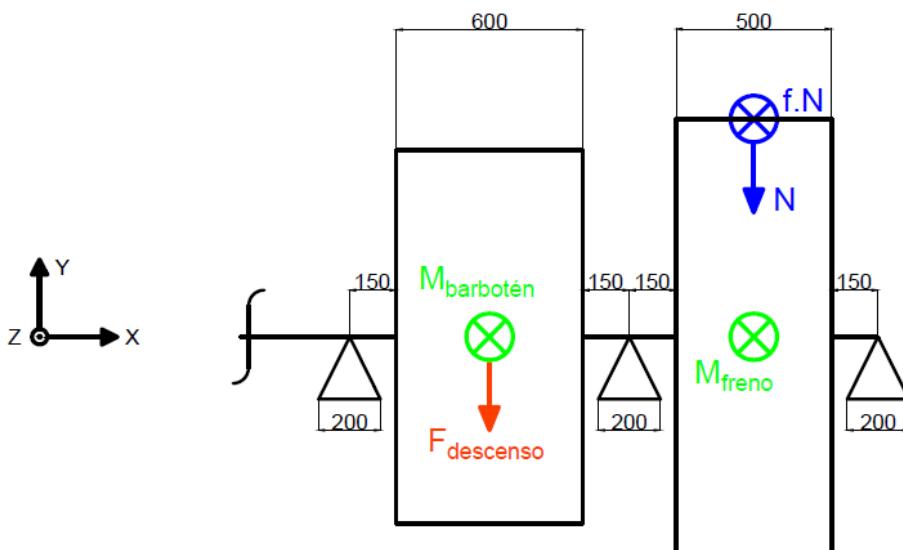


Figura 6.9: Eje tres en la situación de frenado

Hay que calcular en los esfuerzos en la situación más crítica que es la situación de frenado de emergencia, los siguientes datos se han obtenido en el anexo IV del diseño del freno:

Tabla 6.2: Cargas generadas por los engranajes en el tercer eje

Tf (Nm)	515773,242
N (N)	3083449,581
f.n (N)	580743,1527

Para el plano xy se meten los siguientes datos en mefi:

```

TITULO EJE_3F_XY
PUNTOS
% pun x y z
1 0.0 0.0
2 0.35 0.0
3 0.8 0.0
4 1.25 0.0
5 1.65 0.0
6 2.05 0.0

LÍNEAS
% lin tipo pun
1 POLINOMIAL 1 2
2 POLINOMIAL 2 3
3 POLINOMIAL 3 4
4 POLINOMIAL 4 5
5 POLINOMIAL 5 6

ELEMENTOS_LÍNEAS
% lin tipo mat pro
TODAS RIGIDO ACE IPE200

DESPLAZAMIENTOS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est dx dy gz
2 1 0.0 0.0 LIBRE
4 1 0.0 0.0 libre
6 1 0.0 0.0 LIBRE

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est fx fy mz
3 1 0.0 -859622.07 0.0
5 1 0.0 -3083449.581 0.0

```

Figura 6.10: Datos geométricos del Eje 3 introducidos en MEFI así como las fuerzas que se encuentran en el plano XY

Con los datos que se han introducido se obtiene el siguiente eje:



Figura 6.11: Plano XY del Eje 3

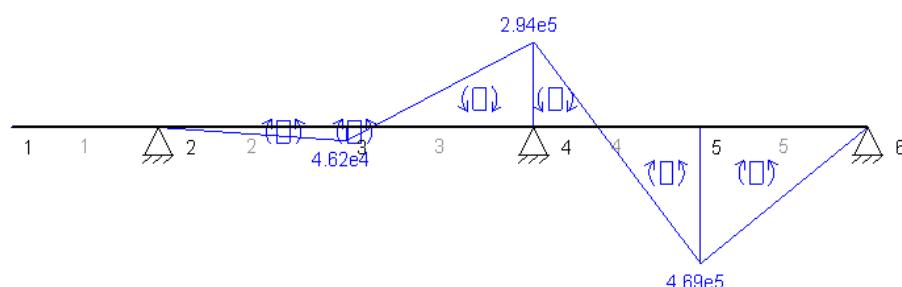


Figura 6.12: Diagrama de momento flector M_z del Eje 3



Figura 6.13: Diagrama de momento torsor del Eje 3

A continuación, se calculan los esfuerzos en el plano XZ, para esto hay que introducir en MEFI la fuerza T_3 .

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS					
%	pun	est	FX	FY	MZ
3	1	0.0	-38942.919	0.0	0.0
5	1	0.0	545406.06	0.0	0.0

Figura 6.14: Carga para el plano XZ

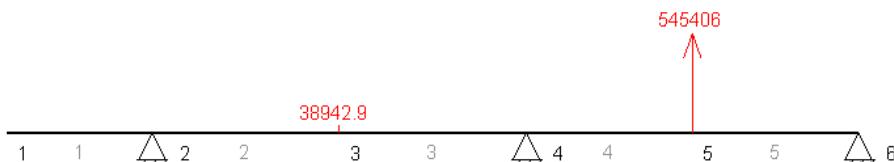


Figura 6.15: Plano XZ del Eje 3

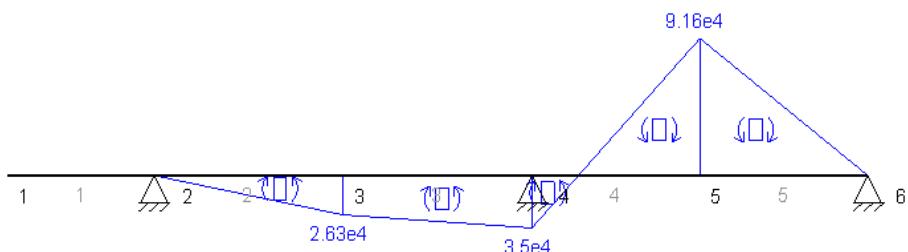


Figura 6.16: Diagrama de momento flector M_y del Eje 3

El punto 5 que corresponde a la localización del tambor del freno es el punto de máximo esfuerzo. Teniendo en el punto 5:

- $M_y = 91.600 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_z = 469.000 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_x = 515.773,242 \text{ N} \cdot \text{m}$

Se procede a calcular ahora el diámetro para el cual el coeficiente de seguridad sea superior a tres, aplicando tanto la teoría de cortante máximo como la teoría de Von Mises. El diámetro del tercer eje que cumple con la condición mencionada anteriormente, se ha obtenido con la ayuda de una hoja de cálculo Excel, resultando que no debe ser inferior a 288 milímetros como se muestra en los cálculos siguientes:

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \frac{M_r}{W_f} = \frac{N}{\pi \cdot \frac{D^2}{2}} + \frac{\sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}} = \frac{10^3 \cdot \sqrt{(91.600)^2 + (469.000)^2}}{\frac{\pi \cdot 288^3}{32}}$$

$$= 203,763 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_x}{W_0} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot D^3}{16}} = \frac{10^3 \cdot 515.773,242}{\frac{\pi \cdot 256^3}{16}} = 109,964 \text{ N/mm}^2$$

- Teoría de cortante Máximo

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{máx}} = \frac{1000}{2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}} = 3,34$$

- Teoría de Von Mises o de energía de distorsión

$$C_s = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqv}} = \frac{\sigma_F}{\sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2}} = 3,03$$



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Anexo VIII: Cálculo a fatiga

Director:
Canalís Martínez, Paula María

Autor:
Hériz Herrera, Pablo

Titulación:
Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA) 2021

1. Introducción

Es necesario saber que para asegurar que los ejes aguanten un determinado número de operaciones es preciso efectuar un cálculo diferente al que se ha hecho para la resistencia estática.

Supongamos que una operación es soltar y recoger el ancla y amarrar el barco.

Sabiendo que se suelta el ancla por gravedad en un 5% de los casos, se puede fijar una operación en:

- Soltar el ancla con el motor 0,95 veces
- Soltar el ancla por gravedad 0,05 veces
- Recoger el ancla una vez
- Amarrar el barco una vez

Además de esto se supone que la bajada se descontrola un 10% de las veces que se baja el ancla del barco por gravedad, entonces se tendrá que aplicar el par máximo de frenado que puede ejercer la zapata sobre el freno calculado en el anexo VI (515.777,242 N·m) durante 15 revoluciones para controlar de nuevo la bajada.

Para poder hallar el número de operaciones que puede hacer un eje es necesario calcular cuál sería su duración si solo trabajase haciendo una tarea, para después poder calcular el número totales de operaciones que hará antes de romper.

2. Conceptos Básicos

Para la situación que se acaba de comentar es muy útil usar la curva S-N del material.

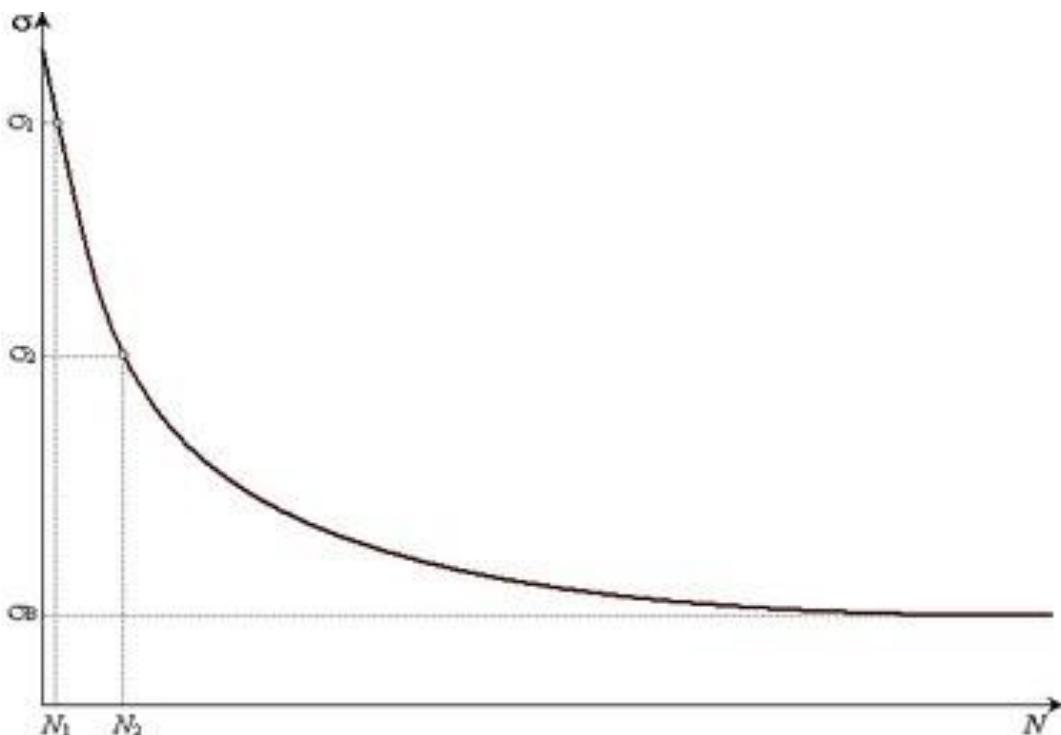


Figura 2.1: Curva S-N

Esta curva muestra el número de ciclos que duraría una pieza si está trabajase con una tensión alterna equivalente constante. La curva S-N cambia en función del material y de factores como pueden ser, la temperatura de trabajo o el tamaño de la pieza.

Dado que la curva S-N de un material cambia dependiendo del uso que se le dé a la pieza se puede aproximar con el método de ajuste lineal-logarítmico o logarítmico- logarítmico de la siguiente manera:

$$\sigma_A = A \cdot (2N)^B$$

Siendo:

- σ_A la tensión alterna equivalente
- $A = \frac{(S_{1000})^2}{S_e}$
- $2N$ el numero de ciclos
- $B = \frac{\log(\frac{S_e}{S_{1000}})}{3}$
- Con $S_e = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_e \cdot k_{car} \cdot 0,5 \cdot R_m}{k_f}$
- Y con $S_{1000} = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_e \cdot k_{car} \cdot 0,9 \cdot R_m}{k_f}$

En este caso los coeficientes k_i se pueden conocer fácilmente si se conocen las condiciones de trabajo de la pieza, en esto caso son conocidas. La tensión de rotura del material con el cual está hecho los ejes es de 1270 Mpa.

Para calcular la tensión alterna equivalente se pueden usar varios criterios, en este caso se calculará teniendo en cuenta el criterio de Goodman. La tensión alterna equivalente se halla con la ayuda de esta fórmula:

$$S_N^{eq} = \frac{\sigma_A}{1 - \frac{\sigma_m}{S_u}}$$

Siendo σ_A la tensión alterna calculada con Von Mises y σ_m la tensión media de Von Mises.

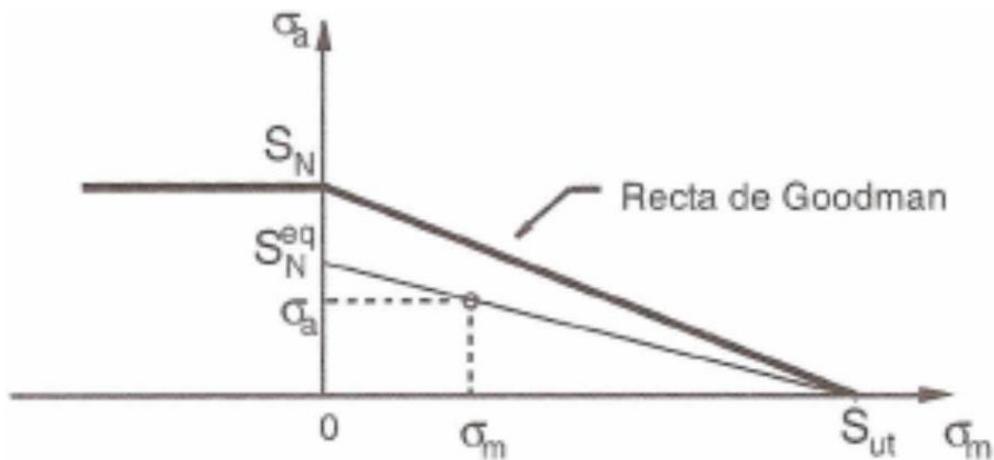


Figura 2.2: Recta de Goodman

Está tensión alterna equivalente permite conocer el número de ciclos que puede durar una pieza gracias a la curva S-N.

Dado que los ejes tienen que soportar grandes esfuerzos se van a fabricar mediante rectificado, así K_a será igual a:

$$K_a = A \cdot R_m^B = 1,58 \cdot 1270^{-0,085} = 0,8606$$

Tabla 2.1: Valores A y B para calcular K_A

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1.58	-0.085
Mecanizado o laminado en frio	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.70	-0.718
Forjado	272.00	-0.995

El factor de tamaño depende del tamaño del eje:

$$k_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} \text{ si } 8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm}$$

$$k_b = 0,6 \text{ si } d > 250 \text{ mm}$$

Se estima una confiabilidad del 99%, por lo tanto, el factor de confiabilidad es igual a 0,814.

Confiabilidad (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
K_c	1	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Dado que un buque carguero viaja por todo el mundo, puede atracar en un puerto en Siberia o en oriente medio es que por eso que se ha fijado la temperatura de trabajo en 20°C y el factor de temperatura es igual a 1 en este caso.

Temp °C	$K_d = S_{uT} / S_u$
20	1,000

Dado que se va a trabajar con las tensiones de Von Mises es necesario usar $k_{car}=0,577$.

$$K_{car} = \begin{cases} 1 & \Rightarrow \text{Flexión} \\ 0.577 & \Rightarrow \text{Torsión y cortante} \end{cases}$$

El factor de efectos varios será 1.



El eje necesita transmitir el momento a los diferentes componentes mediante chavetas, el chavetero debido a su geometría concentra muchos esfuerzos y hay que tenerlo en cuenta.

Clase de chavetero	K_f			
	Recocido, dureza menor que 200 HB		Endurecido, dureza mayor que 200 HB	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Perfil	1.6	1.3	2.0	1.6
Patin	1.3	1.3	1.6	1.6

El chavetero será un chavetero de perfil y el metal que se está usando tiene una dureza Brinell de 360HB sabiendo que el eje trabaja a flexión y a torsión se hará una media en cada punto para conocer el valor del factor de concertador de esfuerzos:

$$k_f = \frac{2 \cdot \sigma + 1,6 \cdot \tau}{\sigma + \tau}$$

No se pueden combinar tensiones cortantes y normales por lo tanto para la tensión causada por el momento torsor se usará la tensión de von mises para cortante:

$$k_f = \frac{2 \cdot \sigma_x + 1,6 \cdot \sqrt{3 \cdot \tau_{xy}^2}}{\sigma_x + \sqrt{3 \cdot \tau_{xy}^2}}$$

Una vez hecho todo el cálculo explicado anteriormente para cada tarea del eje luego hay que averiguar cuantas operaciones reales puede durar cada eje. No se puede ir sumando los ciclos que se obtienen hay que usar el daño acumulado. Solo se tendrán en cuenta aquellas tareas que no superen el millón de ciclos de vida, si superan este valor se indicará que tienen vida infinita.

$$\begin{aligned} & \frac{N_{\text{ciclos recoger ancla diarios}} \times N^{\circ} \text{ de operaciones}}{N_{\text{ciclos recoger ancla totales}}} + \frac{N_{\text{ciclos soltar ancla diarios}} \times N^{\circ} \text{ de operaciones}}{N_{\text{ciclos soltar ancla totales}}} \\ & + \frac{N_{\text{ciclos soltar ancla por gravedad diarios}} \times N^{\circ} \text{ de operaciones}}{N_{\text{ciclos soltar ancla por gravedad totales}}} \\ & + \frac{N_{\text{ciclos ancla descontrolada diarios}} \times N^{\circ} \text{ de operaciones}}{N_{\text{ciclos ancla descontrolada totales}}} \\ & + \frac{N_{\text{ciclos amarrar diarios}} \times N^{\circ} \text{ de operaciones}}{N_{\text{ciclos amarrar totales}}} = 1 \\ & \\ & N^{\circ} \text{ de operaciones} \\ & = \frac{1}{\frac{N_{\text{ciclos recoger diarios}}}{N_{\text{ciclos recoger totales}}} + \frac{N_{\text{ciclos soltar diarios}}}{N_{\text{ciclos soltar totales}}} + \frac{N_{\text{ciclos soltar gravedad diarios}}}{N_{\text{ciclos soltar gravedad totales}}} + \frac{N_{\text{ciclos descontrol diarios}}}{N_{\text{ciclos descontrol totales}}} + \frac{N_{\text{ciclos amarrar diarios}}}{N_{\text{ciclos amarrar totales}}}} \end{aligned}$$

3. Cálculos previos.

En el anexo dos se ha explicado que cuando se recoge la cadena, el par que tiene que ejercer cada eje en función de la longitud de cadena no es constante. Se ha realizado una aproximación dividiendo la función en tramos de par constante para facilitar el cálculo a fatiga. De esta manera se tiene una tensión alterna provocada únicamente por el momento flector y una tensión media provocada únicamente por el momento torsor.

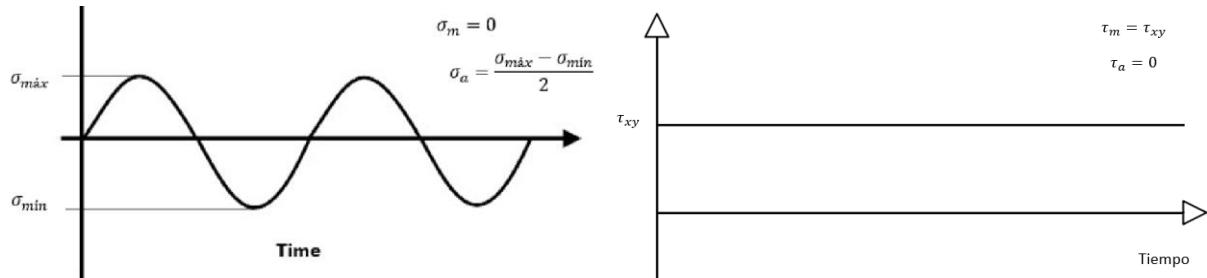


Figura 3.1: Esfuerzos en los ejes

El tramo del punto uno al dos se ha dividido en 6 subtramos, el tramo tres no se ha cambiado porque el par es constante, el tramo que va del punto 4 al 5 se ha dividido en dos subtramos (8 y 9) como se puede ver en la siguiente imagen.

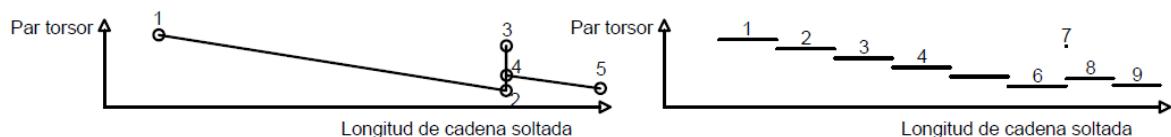


Figura 3.2: Aproximación realizada cuando se recoge la cadena

Para las demás tareas se ha hecho lo mismo. Cabe destacar que, aunque el par que llega al barbotén para bajar la cadena mediante gravedad o con el motor son los mismos, los esfuerzos cambian pues en uno la fuerza la transmite el engranaje y en el otro es el freno quién actúa.

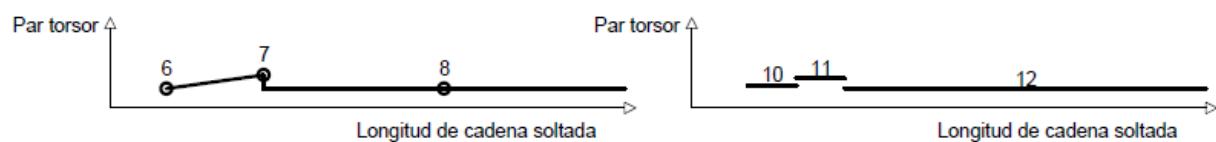


Figura 3.3: Aproximación realizada cuando se suelta la cadena con el motor

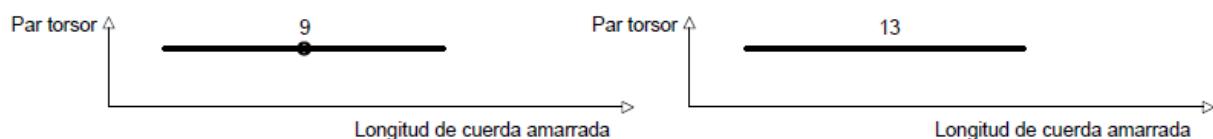


Figura 3.4: Aproximación realizada cuando se amarra el buque

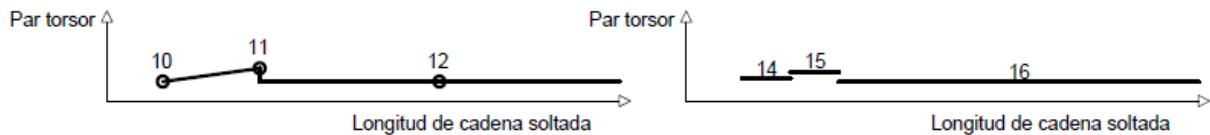


Figura 3.3: Aproximación realizada cuando se suelta la cadena por gravedad

El punto 13 no se representa, pero corresponde al par máximo que puede ejercer la zapata, dado que el par es constante este punto 13 se llamará tramo 17.

También hay que conocer las vueltas que da cada eje en cada tramo y subtramo:

$$N_i = \frac{L_i}{\pi \cdot D}$$

Las distancias se han sacado del anexo dos, la longitud de la cadena sumergida cuando se recoge el ancla y la cadena está completamente vertical es de 77,5 metros, sumándole los diez metros que hay entre la superficie de agua y el alojamiento del ancla el tramo esto da que la longitud del tramo 4 al 5 es igual a 87,5 metros, El ancla está enterrada medio metro, con lo cual es lo que mide el tramo del punto 3. Sabiendo que la longitud de la cadena es igual a 410 metros, el tramo del punto uno al dos mide 322 metros. Cuanto se suelta el ancla la cadena baja durante 87 metros hasta tocar el lecho marino, luego quedan 323 metros de cadena por soltar.

Para el tramo 9 el diámetro que se usa es el diámetro del tambor de amarre.

Puntos	L_i	Rev eje 3	Rev eje 2	Rev eje 1
N_{1-2}	322	85,413	341,653	683,305
N_3	0,5	0,133	0,531	1,061
N_{4-5}	87,5	23,210	92,840	185,681
N_{6-7}	87	23,077	92,310	184,620
N_8	323	85,678	342,714	685,427
N_9	250	-	106,103	212,207
N_{10-11}	87	23,077	-	-
N_{12}	323	85,678	-	-
N_{13}	-	15	-	-

Ahora se calcula el número de revoluciones por subtramo:

tramo	Revoluciones Eje 3	Revoluciones Eje 2	Revoluciones Eje 1
1-6	14,236	56,942	113,884
7	0,133	0,531	1,061
8-9	11,605	46,420	92,840
10-11	11,539	46,155	92,310
12	85,678	342,714	685,427
13	-	106,103	212,207
14-15	11,539	-	-
16	85,678	-	-
17	15	-	-

4. Eje 1

El eje número uno puede trabajar de 3 maneras diferentes. En el anexo VII se ha determinado que el diámetro de este eje es de 136 milímetros, se va a comprobar si aguanta dos mil operaciones. Primero se va a hacer el cálculo para cuando se recoge el ancla.

Hay 5 puntos como se ha comentado en la memoria, en esos 5 puntos se tienen estos esfuerzos en el primer engranaje que es el punto más desfavorable.

	1		2		3		4		5	
	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ
M _{torsor} (Nm)	65929,217		14911,574		45887,524		29032,297		17110,780	
M _{reflector} (Nm)	15100	41700	3410	9640	10500	29100	6640	18500	3840	10800
τ _{xy} (N/mm ²)	133,485		30,191		92,907		58,781		34,644	
σ _x (N/mm ²)	179,587		41,406		125,272		79,592		46,415	

Se va a hacer el cálculo de los tramos que van desde el punto uno hasta el dos, se calcula el factor de concentradores de esfuerzos:

$$k_{f12} = \frac{1,6 \cdot (\sqrt{3 \cdot 133,485^2} + \sqrt{3 \cdot 30,191^2}) + 2 \cdot (179,587 + 41,406)}{133,485 + \sqrt{3 \cdot 30,191^2} + 179,587 + \sqrt{3 \cdot 41,406^2}} = 1,775$$

Al igual que el factor de tamaño:

$$k_b = 1,189 \cdot d_e^{-0.097} = 1,189 \cdot 136^{-0.097} = 0,738$$

Se calcula el límite de fatiga del eje:

$$S_e = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_e \cdot k_{car} \cdot 0,5 \cdot R_m}{k_f} = 105,084 \text{ N/mm}^2$$

Y la tensión a fatiga del eje uno a mil ciclos:

$$S_{1000} = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_e \cdot k_{car} \cdot 0,9 \cdot R_m}{k_f} = 189,152 \text{ N/mm}^2$$

A continuación, se halla la aproximación logarítmica-logarítmica de este eje para los puntos 1 y 2.

$$A = \frac{(S_{1000})^2}{S_e} = 340,473 \text{ N/mm}^2$$

$$B = \frac{\log\left(\frac{S_e}{S_{1000}}\right)}{3} = -0,085$$

Del tramo 1-2 se van a hacer 6 tramos de par constante y para cada tramo se va a calcular la sigma de von mises alterna, así como la media:

$$\sigma_{VM\ A} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{\sigma_a^2} = \sigma_a$$

Y,

$$\sigma_{VM\ M} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_M^2} = \sqrt{3 \cdot \tau_M^2}$$

tramo	$\sigma_a (N/mm^2)$	$\sigma_{VMA} (N/mm^2)$	$\tau_M (N/mm^2)$	$\sigma_{VMM} (N/mm^2)$
1	168,072	168,072	124,877	216,293
2	145,042	145,042	107,661	186,475
3	122,011	122,011	90,446	156,656
4	98,981	98,981	73,230	126,838
5	75,951	75,951	56,014	97,020
6	52,921	52,921	38,799	67,201

Ahora se calcula la tensión alterna equivalente que es:

$$S_N^{eq} = \frac{\sigma_{VMA}}{1 - \frac{\sigma_{VMM}}{S_u}}$$

Tramo	$S_N^{eq} (N/mm^2)$
1	202,572
2	170,003
3	139,179
4	109,964
5	82,233
6	55,878

Se puede calcular el número de ciclos que duraría eje por tramo:

Tramo	2N
1	537
2	4.218
3	44.284
4	706.002
5	Vida infinita
6	Vida infinita

Se hacen los mismos cálculos con el tramo del punto 3 pero esta vez como el momento torsor es constante, no hace falta dividir el tramo del punto tres.

Tramo	τ_M	$\sigma_a = \sigma_{VMA}$	σ_{VMM}	S_N^{eq}	S_e	S_{1000}	A	B	2N
7	92,907	125,272	160,919	143,448	106,762	192,171	345,909	-0,085	31.079,00

El tramo del punto 4 al 5 se divide en dos subtramos:

Tramo	τ_M	$\sigma_a = \sigma_{VMA}$	σ_{VMM}	S_N^{eq}	S_e	S_{1000}	A	B	2N
8	52,746	71,298	91,359	76,824	106,760	192,168	345,903	-0,085	Vida infinita
9	40,678	54,709	70,456	57,922					Vida infinita

Ya se ha calculado la parte de recogida, ahora se calcula la parte de soltar el ancla.

	6		7		8	
	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ
M _{torsor} (Nm)	17110,780		29032,297		14911,574	
M _{flector} (Nm)	3840	10800	6640	18500	3410	9640
τ _{xy} (N/mm ²)	21,679		36,784		18,893	
σ _x (N/mm ²)	29,046		49,807		25,911	

Se obtienen los siguientes resultados:

Tramo	σ _a = σ _{VM A}	τ _M	σ _{VM M}	S _N ^{eq}	S _e	S ₁₀₀₀	A	B	2N
10	54,709	40,678	70,456	57,922	106,760	192,168	345,903	-0,085	V.I.
11	71,298	52,746	91,359	76,824					V.I.
12	41,406	30,191	52,292	43,184	103,483	186,270	335,286	-0,085	V.I.

Se hace lo mismo con la parte de amarre:

	A	
	XY	XZ
M _{torsor} (Nm)	52083,333	
M _{flector} (Nm)	11900	33000
τ _{xy} (N/mm ²)	65,990	
σ _x (N/mm ²)	88,893	

Y se calcula el número de ciclos:

Tramo	σ _a = σ _{VM A}	τ _M	σ _{VM M}	S _N ^{eq}	S _e	S ₁₀₀₀	A	B	2N
13	142,051	105,451	182,647	165,912	103,582	186,448	335,607	-0,085	3941,00

Se recuerda que para el eje uno una operación es:

- Bajar el ancla con el motor 0,95 veces
- Subir el ancla una vez
- Amarrar el buque una vez

Dado que no se tiene en cuenta los tramos en los que ha salido vida infinita, el número de operaciones que puede hacer el eje 1 antes de romperse es:

$$N^{\circ} \text{operaciones} = \frac{1}{\left(\sum_{i=1}^4 \frac{1}{2N_i} \right) \cdot N^{\circ} \text{ciclos}_{1-4} + \frac{1}{2N_7} \cdot N^{\circ} \text{ciclos}_7 + \frac{1}{2N_{13}} \cdot N^{\circ} \text{ciclos}_{13}} \\ = 3 \text{ operaciones}$$

Tiene que durar dos mil operaciones, aumentando el diámetro a 159 milímetros la duración aumenta a 2.327 operaciones.

5. Eje dos

En el eje dos se van a hacer los cálculos en dos puntos, el primero será el engranaje número dos dado que este trabaja cuando tiene que amarrar y cuando tiene que recoger y soltar el ancla y el segundo punto de estudio será el tercer engranaje que pese a que solo trabaje para hacer girar el barbotén es el que más cargas genera.

Dado que seguramente el diámetro hallado en el cálculo por resistencia estática no será válido se hacen los cálculos con un diámetro de 185 mm.

A continuación, se indican los esfuerzos cuando se recoge el ancla en el segundo engranaje:

	1		2		3		4		5	
	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ
M _{torsor} (Nm)	131858,434		29823,148		91775,048		58064,593		34221,561	
M _{flector} (Nm)	10500	45200	2370	17200	7300	34200	4620	24900	2670	18200
τ_{xy} (N/mm ²)	106,063		23,989		73,821		46,705		27,527	
σ_x (N/mm ²)	74,651		27,932		56,258		40,741		29,592	

, cuando se recoge el ancla:

	6		7		8	
	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ
M _{torsor} (Nm)	34221,561		58064,593		29823,148	
M _{flector} (Nm)	2670	18200	4620	24900	2370	17200
τ_{xy} (N/mm ²)	27,527		46,705		23,989	
σ_x (N/mm ²)	29,592		40,741		27,932	

Y cuando se amarra el buque.

	9	
	XY	XZ
M _{torsor} (Nm)	104166,667	
M _{flector} (Nm)	42200	42000
τ_{xy} (N/mm ²)	83,788	
σ_x (N/mm ²)	95,782	

Con los esfuerzos de cada tarea se obtienen los siguientes resultados:

Tramo	$\sigma_a = \sigma_{VMA}$	τ_M	σ_{VMM}	S_N^{eq}	S_e	S_{1000}	A	B	2N
1	70,758	99,223	171,860	81,831	106,621	191,918	345,453	-0,085	V.I.
2	62,971	85,544	148,167	71,288					V.I.
3	55,185	71,865	124,474	61,181					V.I.
4	47,398	58,186	100,782	51,484					V.I.
5	39,612	44,507	77,089	42,171					V.I.
6	31,825	30,828	53,396	33,222					V.I.
7	56,258	73,821	127,862	62,556	106,803	192,246	346,043	-0,085	V.I.
8	37,954	41,911	72,591	40,255	105,625	190,124	342,224	-0,085	V.I.
9	32,380	32,321	55,982	33,873					V.I.
10	32,380	32,321	55,982	33,873					V.I.
11	37,954	41,911	72,591	40,255	105,625	190,124	342,224	-0,085	V.I.
12	27,932	23,989	41,550	28,876					V.I.
13	95,782	83,788	145,126	108,139	101,436	182,584	328,320	-0,085	471,386



Se recuerda que para el engranaje dos una operación es:

- Bajar el ancla con el motor 0,95 veces
- Subir el ancla una vez
- Amarrar el buque una vez

$$N^{\circ} \text{operaciones} = \frac{1}{\frac{1}{2N_{13}} \cdot N^{\circ} \text{ciclos}_{13}} = 4.442 \text{ operaciones}$$

Esta parte del eje dura 4.442 operaciones, ahora se va a ver cuánto dura la parte del tercer engranaje:

Se indican los esfuerzos del engranaje número 3 cuya función es la de soltar y recoger el ancla:

	1		2		3		4		5	
	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ
M _{torsor} (Nm)	131858,434		29823,148		91775,048		58064,593		34221,561	
M _{flector} (Nm)	22900	67200	5180	15600	15900	46900	10100	29900	5830	17500
τ_{xy} (N/mm ²)	106,063		23,989		73,821		46,705		27,527	
σ_x (N/mm ²)	114,212		26,444		79,668		50,771		29,674	

	6		7		8	
	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ
M _{torsor} (Nm)	34221,561		58064,593		29823,148	
M _{flector} (Nm)	5830	17500	10100	29900	5180	15600
τ_{xy} (N/mm ²)	27,527		46,705		23,989	
σ_x (N/mm ²)	29,674		50,771		26,444	

Los resultados son los siguientes:

Tramo	$\sigma_a = \sigma_{VMA}$	τ_M	σ_{VMM}	S_N^{eq}	S_e	S_{1000}	A	B	2N
1	106,898	99,223	171,860	123,627	104,883	188,789	339,820	-0,085	144.801
2	92,270	85,544	148,167	104,456					V.I.
3	77,642	71,865	124,474	86,078					V.I.
4	63,014	58,186	100,782	68,445					V.I.
5	48,386	44,507	77,089	51,512					V.I.
6	33,758	30,828	53,396	35,239					V.I.
7	79,668	73,821	127,862	88,586	104,895	188,811	339,860	-0,085	V.I.
8	45,497	41,911	72,591	48,255	104,871	188,769	339,783	-0,085	V.I.
9	34,948	32,321	55,982	36,560					V.I.
10	34,948	32,321	55,982	36,560					V.I.
11	45,497	41,911	72,591	48,255	104,871	188,769	339,783	-0,085	V.I.
12	26,444	23,989	41,550	27,338					V.I.

Se recuerda que para el engranaje tres una operación es:

- Bajar el ancla con el motor 0,95 veces
- Subir el ancla una vez

$$Nº\text{operaciones} = \frac{1}{\frac{1}{2N_1} \cdot Nº\text{ciclos}_1} = 2542 \text{ operaciones}$$

Este resultado se ajusta al que se ha fijado.

6. Eje 3

En el eje número tres se va a hacer un análisis de fatiga para el barbotén y el freno.

Se empieza con el barbotén. Dado que seguramente el diámetro hallado en el cálculo por resistencia estática no será válido se hacen los cálculos con un diámetro de 313 mm.

Los esfuerzos en el barbotén son:

	1		2		3		4		5	
	XY	XZ								
M _{torsor} (Nm)	527433,734		119292,593		367100,192		232258,374		136886,243	
M _{flector} (Nm)	133000	7420	30100	5580	92700	6700	58700	6090	34100	5650
τ _{xy} (N/mm ²)	87,600		19,813		60,971		38,575		22,735	
σ _x (N/mm ²)	44,248		10,169		30,873		19,603		11,482	

	6		7		8	
	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ
M _{torsor} (Nm)	136886,243		232258,374		119292,593	
M _{flector} (Nm)	34100	5650	58700	6090	30100	5580
τ _{xy} (N/mm ²)	22,735		38,575		19,813	
σ _x (N/mm ²)	11,482		19,603		10,169	

	10		11		12		13	
	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ
M _{torsor} (Nm)	136886,243		232258,374		119292,593		515773,242	
M _{flector} (Nm)	12300	11200	20800	15400	10700	10500	46200	26300
τ _{xy} (N/mm ²)	22,735		38,575		19,813		85,664	
σ _x (N/mm ²)	5,526		8,597		4,980		17,659	



Y los resultados obtenidos son:

Tramo	$\sigma_a = \sigma_{VM A}$	τ_M	σ_{VMM}	S_N^{eq}	S_e	S_{1000}	A	B	2N
1	41,408	81,951	141,944	46,618					V.I.
2	35,728	70,653	122,375	39,538					V.I.
3	30,048	59,356	102,807	32,695					V.I.
4	24,368	48,058	83,238	26,078					V.I.
5	18,689	36,760	63,670	19,675					V.I.
6	13,009	25,462	44,101	13,477					V.I.
7	30,873	60,971	105,604	33,673	91,106	163,991	295,184	-0,085	V.I.
8	17,573	34,615	59,955	18,444	91,101	163,982	295,168	-0,085	V.I.
9	13,512	26,695	46,237	14,023					V.I.
10	13,512	26,695	46,237	14,023	91,101	163,982	295,168	-0,085	V.I.
11	17,573	34,615	59,955	18,444					V.I.
12	10,169	19,813	34,317	10,451	91,055	163,899	295,018	-0,085	V.I.
14	6,294	26,695	46,237	6,531	93,514	168,326	302,986	-0,085	V.I.
15	7,829	34,615	59,955	8,217					V.I.
16	4,980	19,813	34,317	5,118	93,303	167,945	302,300	-0,085	V.I.
17	17,659	85,664	148,374	19,995	93,765	167,945	300,809	-0,084	V.I.

Esta parte del eje tiene vida infinita con este diámetro de eje.

Los esfuerzos en el freno son:

	1		2		3		4		5	
	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ
M _{torsor} (Nm)	0		0		0		0		0	
M _{flector} (Nm)	30200	3490	6820	4150	21000	3750	13300	3970	7720	4130
τ_{xy} (N/mm ²)	0		0		0		0		0	
σ_x (N/mm ²)	10,098		2,652		7,086		4,611		2,908	

Cuando se sube el ancla o cuando se baja con el motor, el freno no actúa, entonces en esa zona no hay momento torsor.

	6		7		8	
	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ
M _{torsor} (Nm)	0		0		0	
M _{flector} (Nm)	7720	4130	13300	3970	6820	4150
τ_{xy} (N/mm ²)	0		0		0	
σ_x (N/mm ²)	2,908		4,611		2,652	

	10		11		12		13	
	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ	XY	XZ
M _{torsor} (Nm)	136886,243		232258,374		119292,593		515773,242	
M _{flector} (Nm)	125000	21300	211000	39000	109000	18000	469000	91600
τ_{xy} (N/mm ²)	22,735		38,575		19,813		85,664	
σ_x (N/mm ²)	42,120		71,276		36,697		158,734	

Y los resultados obtenidos son:

Tramo	$\sigma_a = \sigma_{VM\ A}$	τ_M	σ_{VMM}	S_N^{eq}	S_e	S_{1000}	A	B	2N
9,478	0	0	9,478	77,007	138,612	249,502	-0,085	9,478	V.I.
8,237	0	0	8,237	8,004				8,237	V.I.
6,996	0	0	6,996	6,798				6,996	V.I.
5,755	0	0	5,755	5,592				5,755	V.I.
4,514	0	0	4,514	4,386				4,514	V.I.
3,272	0	0	3,272	3,180				3,272	V.I.
7,086	0	0	7,086	77,007	138,612	249,502	-0,085	7,086	V.I.
4,185	0	0	4,185	77,007	138,612	249,502	-0,085	4,185	V.I.
3,334	0	0	3,334	3,240				3,334	V.I.
3,334	0	0	3,334	77,007	138,612	249,502	-0,085	3,334	V.I.
4,185	0	0	4,185	4,067				4,185	V.I.
2,652	0	0	2,652	77,007	138,612	249,502	-0,085	2,652	V.I.
49,409	26,695	46,237	51,276	85,252	153,454	276,218	-0,085	49,409	V.I.
63,987	34,615	59,955	67,158					63,987	V.I.
36,697	19,813	34,317	37,717	85,246	153,442	276,196	-0,085	36,697	V.I.
158,734	85,664	148,374	179,732	85,244	153,442	276,202	-0,085	158,734	155

Se recuerda que para el barbotén y el freno una operación es:

- Bajar el ancla con el motor 0,95 veces
- Subir el ancla una vez
- Bajar el ancla por gravedad 0,05 veces
- Frenar con el máximo par posible durante 15 rpm 0,005 veces

$$N^{\circ}operaciones = \frac{1}{\frac{1}{2N_{13}} \cdot N^{\circ}ciclos_{13} \cdot 0,005} = 2066 \text{ operaciones}$$

La acción que reduce drásticamente la vida a fatiga es la acción del frenado en caso descontrol, si solo trabajase el freno con el máximo esfuerzo el eje durará 155 revoluciones.

7. Conclusión

El diseño de los ejes se da por acabado el eje uno tendrá un diámetro de 159 milímetros, el eje dos tendrá un diámetro de 185 milímetros y el último eje de 313 milímetros.

Va a ser complicado encontrar rodamientos para esos diámetros porque no son múltiplos de 10 o 20 milímetros. Los diámetros de los ejes aumentarán y su vida a fatiga también.



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Anexo IX: Cálculo y Elección de los rodamientos de los tres ejes.

Director:
Canalís Martínez, Paula María

Autor:
Hériz Herrera, Pablo

Titulación:
Ingeniería Mecánica

1. Introducción

Los rodamientos cumplen con la función de soportar las cargas originadas en los ejes y reducir la fricción entre un eje y una pieza conectada a este por medio de rodadura. Están compuestos por un anillo interior y otro exterior, entre los dos anillos se montan rodillos, bolas o agujas que permiten el giro.

Se escogen en función de la carga que tienen que soportar, el tiempo que tienen que aguantarla y si están sometido a cargas axiales, radiales o combinadas.

En este caso, dado que se trabaja con engranajes de dientes rectos, no hay ningún tipo de carga axial, por lo tanto, hay que escoger un tipo de rodamiento que soporte cargas radiales. Teniendo en cuenta esto, la mejor opción son los engranajes de rodillos ya sean de una o de dos hileras:

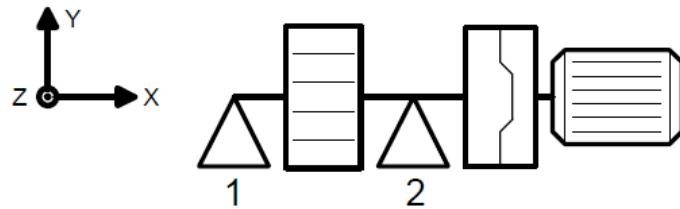


Imagen 1.1: Rodamiento de rodillos cilíndricos de una y dos hileras.

Los rodamientos se van a seleccionar en el catálogo FAG.

Para poder escoger los rodamientos primero hay que conocer las reacciones en los apoyos. El programa que se ha usado anteriormente en el anexo VII para obtener los diagramas de esfuerzos también proporciona las reacciones en los apoyos.

2. Selección de los rodamientos del eje uno



2.1. Reacciones En el eje uno

Es necesario saber que las cargas son variables, por lo que se tiene que conocer las diferentes reacciones para poder hallar la carga media. Además, es necesario aplicar correcciones. La carga teórica sobre el diente a considerar tiene que ir afectada de los correspondientes factores:

$$F = f_a \cdot f_b \cdot F'$$

Siendo:

- F , la carga total a considerar
- f_a el factor de esfuerzos adicionales que dependen del propio engranaje
- f_b el factor de esfuerzos adicionales que dependen del tipo de máquina
- F' , los esfuerzos teóricos sobre el engranaje

El valor de f_a en engranajes de precisión está entre 1,05 y 1,1, en este caso se ha decidido que f_a es igual a 1,1. Como la maquina trabaja sin ningún choque, f_b está comprendido entre 1 y 1,2, se ha optado por un valor de f_b igual a 1,1.

Como se ha hecho anteriormente en el anexo VII, para sacar las reacciones también se utiliza el programa MEFI, pero es necesario mayorar las cargas generadas por los engranajes. Teniendo en el caso del punto de par 1:

$$T'_1 = T_1 \cdot f_a \cdot f_b = 321.605,935 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 389.143,182 \text{ N}$$

$$V'_1 = T'_1 \cdot \tan(\alpha) = 389.143,182 \cdot \tan(20) = 141.636,535 \text{ N}$$

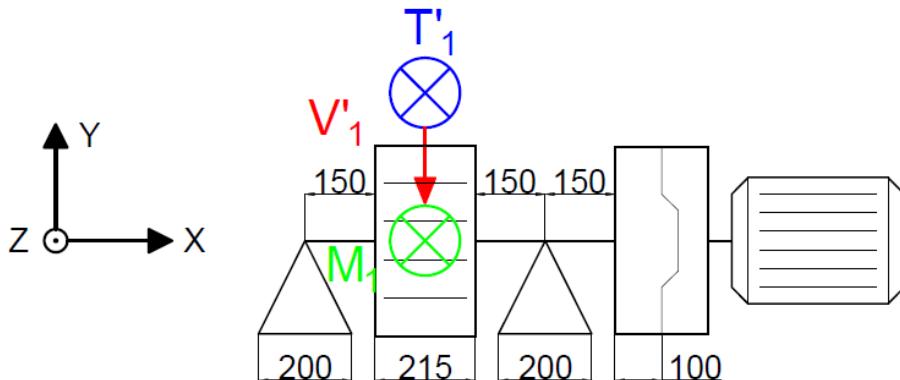
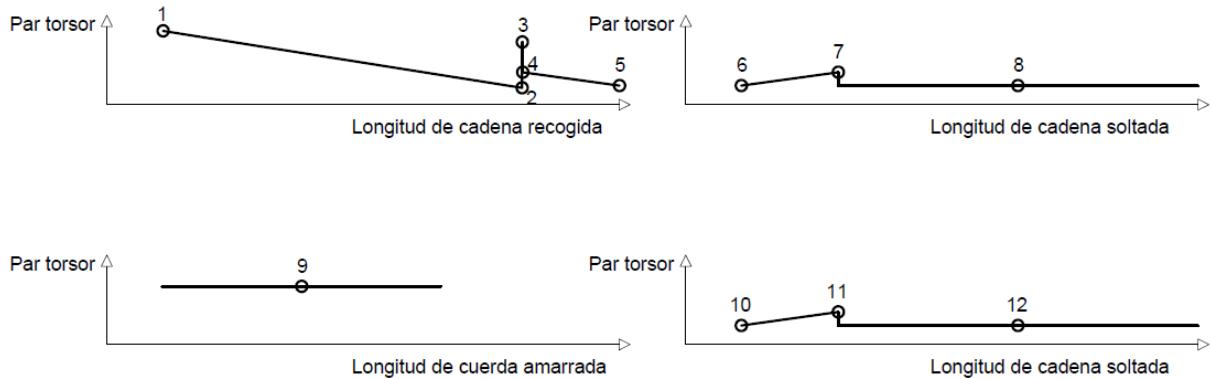


Imagen 2.1: Eje uno con las cargas mayoradas

Metiendo los datos geométricos del eje uno y las fuerza T'_1 y V'_1 y la masa del primer engranaje en MEFI se obtienen las siguientes reacciones:

Apoyo	R_y (N)	R_z (N)	R (N)
1	70818	195660	208081,8
2	70818	195660	208081,8

A continuación, hay que hacer lo mismo con los demás casos de par que se han comentado en anexos anteriores.



Para cada caso que hay que mayorar las cargas con los mismos factores que antes.

Con estos datos se obtienen las siguientes reacciones:

Punto	Apoyo	R_y (N)	R_z (N)	R (N)
2	1	16107	45093	47883,3384
	2	16107	45093	47883,3384
3	1	49290	136510	145136,089
	2	49290	136510	145136,089
4	1	31185	86767	92200,9572
	2	31185	86767	92200,9572
5	1	18027	50614	53728,4815
	2	18027	50614	53728,4815
6	1	18027	50614	53728,4815
	2	18027	50614	53728,4815
7	1	31185	86767	92200,9572
	2	31185	86767	92200,9572
8	1	16107	45093	47883,3384
	2	16107	45093	47883,3384
9	1	55946	154800	164599,499
	2	55946	154800	164599,499

2.2. Vida de los rodamientos

Para seleccionar rodamientos adecuadamente es necesario tener en cuenta la capacidad de carga, así como la duración del rodamiento.

El eje uno tiene tres funciones recoger o soltar la línea de anclaje y amarrar el barco. Para que el diseño se considere adecuado se tiene que poder realizar la tarea de amarrar y recoger el ancla dos mil veces, y soltar el ancla 1.900 veces.

Las horas que tiene se tarda en hacer una tarea es la misma para los tres ejes. Conociendo la longitud de cadena soltada, recogida o de cuerda amarrada por tramo, así como la velocidad angular y el diámetro del eje 3 y del eje 2 en el caso de amarre se puede determinar el número de horas por tramo:

$$L_{h\ 1-2} = N^{\circ} \text{ de tareas} \cdot \frac{\text{Longitud}_{\text{tramo}\ 1-2}}{\pi \cdot D_b \cdot \omega_b \cdot 60} = 2000 \cdot \frac{322}{\pi \cdot 1,2 \cdot 8,5 \cdot 60} = 335 \text{ horas}$$

$$L_{h\ 3} = N^{\circ} \text{ de tareas} \cdot \frac{\text{Longitud}_{\text{tramo}\ 3}}{\pi \cdot D_b \cdot \omega_b \cdot 60} = 2000 \cdot \frac{0,5}{\pi \cdot 1,2 \cdot 8,5 \cdot 60} = 0,5 \text{ horas}$$

$$L_{h\ 4-5} = N^{\circ} \text{ de tareas} \cdot \frac{\text{Longitud}_{\text{tramo}\ 4-5}}{\pi \cdot D_b \cdot \omega_b \cdot 60} = 2000 \cdot \frac{87,5}{\pi \cdot 1,2 \cdot 8,5 \cdot 60} = 91 \text{ horas}$$

$$L_{h\ 6-7} = N^{\circ} \text{ de tareas} \cdot \frac{\text{Longitud}_{\text{tramo}\ 6-7}}{\pi \cdot D_b \cdot \omega_b \cdot 60} = 1900 \cdot \frac{87}{\pi \cdot 1,2 \cdot 8,5 \cdot 60} = 86 \text{ horas}$$

$$L_{h\ 8} = N^{\circ} \text{ de tareas} \cdot \frac{\text{Longitud}_{\text{tramo}\ 8}}{\pi \cdot D_b \cdot \omega_b \cdot 60} = 1900 \cdot \frac{323}{\pi \cdot 1,2 \cdot 8,5 \cdot 60} = 319 \text{ horas}$$

$$L_{h\ 9} = N^{\circ} \text{ de tareas} \cdot \frac{\text{Longitud}_{\text{tramo}\ 9}}{\pi \cdot D_T \cdot \omega_T \cdot 60} = 2000 \cdot \frac{250}{\pi \cdot 0,75 \cdot 10 \cdot 60} = 353,5 \text{ horas}$$

La duración L de un rodamiento es la alcanzada por el 90% de los rodamientos antes de que aparezcan los primeros síntomas de fatiga y se calcula de la siguiente manera:

$$L = \frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6}$$

Sabiendo que la velocidad angular en el eje uno son 68 rpm cuando trabaja el barbotén y de 20 rpm cuando trabaja el tambor de amarre se puede hallar el número de vueltas que tiene que dar:

$$\begin{aligned} L &= \frac{[(L_{h\ 1-2} + L_{h\ 3} + L_{h\ 4-5} + L_{h\ 6-7} + L_{h\ 8}) \cdot 68 + (L_{h\ 9}) \cdot 20] \cdot 60}{10^6} \\ &= 3,818 \text{ millones de revoluciones} \end{aligned}$$

2.3. Carga media

Los rodamientos rara vez están sometidos a cargas constantes, la carga suele variar continuamente, cuando la carga varía durante un cierto tiempo permaneciendo constante la velocidad, la carga media que puede considerarse sobre el rodamiento cuando la velocidad angular es constante es:

$$P_m = \frac{2 \cdot P_{\max} + P_{\min}}{3}$$

Con P_{\max} y P_{\min} las cargas máximas y mínimas sobre los rodamientos.

Y con cargas y velocidades constantes en un intervalo, pero diferentes en los distintos períodos:

$$P_m = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (P_i^a \cdot n_i \cdot t_i)}{\sum_{i=1}^n (n_i \cdot t_i)}}$$

Las reacciones máximas y mínimas entre el punto de par uno y dos son:

Punto	Apoyo	R (N)
1	1	208081,8
	2	208081,8
2	1	47883,338
	2	47883,338

La carga media en esta situación se calcula como:

$$P_{m,cadena} = \frac{2 \cdot P_{\max} + P_{\min}}{3} = \frac{2 \cdot P_1 + P_2}{3}$$

Apoyo	$P_{m,1-2}$ (N)
1	154682,296
2	154682,296

En el punto tres, la carga media es el valor de la reacción:

Punto	Apoyo	$P_{m,3}$ (N)
3	1	145136,089
	2	145136,089

Para los tramos que van del punto 4 al 5 y del 6 a 7 se calcula la carga media, en los puntos 8 y 9 la carga media son las reacciones que se han obtenido pues el par es constante:

Tramo	Apoyo	$P_{m,i}$ (N)
4-5	1	79376,7987
	2	79376,7987
6-7	1	79376,7987
	2	79376,7987
8	1	47883,3384
	2	47883,3384
9	1	164599,499
	2	164599,499



La carga media total por apoyo se calcula de la siguiente manera:

$$P_m = \sqrt{a \left((P_{m,1-2}^a \cdot L_{h;1-2} + P_{m,3}^a \cdot L_{h;3} + P_{m,5-6}^a \cdot L_{h;5-6} + P_{m,8}^a \cdot L_{h;8}) \cdot n_c + P_{m,8}^a \cdot L_{h;8} \cdot n_a \right) / ((L_{h;1-2} + L_{h;3} + L_{h;5-6} + L_{h;8}) \cdot n_c + L_{h;8} \cdot n_a)}$$

Siendo n_a la velocidad angular de amarre que es igual a 20 rpm, n_c la velocidad para soltar y recoger la cadena que es igual 68 rpm y $a=10/3$ debido a que es un rodamiento de rodillos. Por lo tanto, la carga media de los apoyos en el eje uno es:

Apoyo	P_m (N)
1	137.265,888
2	137.265,888

2.4. Capacidad de carga dinámica

La carga dinámica se calcula de la siguiente manera

$$C = P \sqrt[a]{L}$$

Siendo:

- L , la duración en millones de vueltas
- C , la capacidad de carga de un rodamiento
- P , la carga equivalente
- $a=10/3$ para rodamientos de rodillos

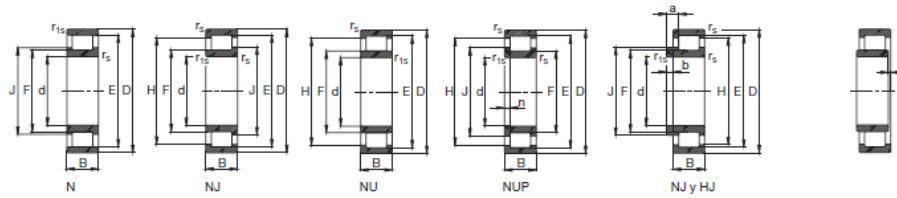
Para el eje uno, L es igual a 3,768 millones de vueltas, pues la capacidad de carga dinámica por apoyo es:

Apoyo	P_m (N)	C (kN)
1	137.265,888	205,16
2	137.265,888	205,16

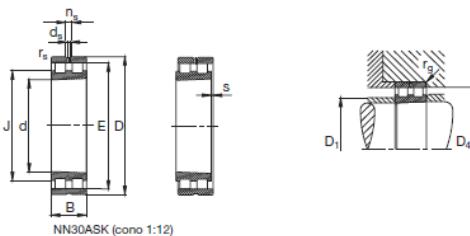
2.5. Elección del rodamiento

Los rodamientos se van a seleccionar buscando en el catálogo FAG. Como se ha explicado en la introducción se buscan rodamientos de rodillo de una o dos hileras.

Sabiendo que el diámetro mínimo del primer eje es igual a 159 mm y conociendo la capacidad de carga dinámica se pueden encontrar los rodamientos que se necesitan.

Tabla 2.1: Rodamientos de rodillo cilíndricos de una hilera
Rodamientos FAG de rodillos cilíndricos de una hilera


Eje	Dimensiones										Peso kg	Capacidad de carga din. C kN	Velocidad límite min⁻¹	Velocidad de referencia abreviada					
	d mm	D mm	B mm	r _s min	r ₁₅ min	E mm	F mm	H mm	J mm	n mm	a mm	b mm	Roda- Anillo angular kg						
160	160	240	38	2,1	1,5	220	180	212,9		4,3	5,92		245	355	4800	3000	NU1032M1		
	160	290	48	3	3	259	195		206,8				500	670	4300	2200	N232E.M1		
	160	290	48	3	3	259	195	249,6	206,8	20	12	4,1	14,6		500	670	4300	2200	NJ232E.M1
	160	290	48	3	3	259	195	249,6	249,6			4,1	14,6		500	670	4300	2200	NU232E.M1
	160	290	48	3	3	259	195	249,6	249,6	8			15,1		500	670	4300	2200	NUP232E.M1
	160	290	80	3	3	261	193	251,1	206,1	24,5	12	7,3	23,5	1,56	800	1180	3800	1700	NJ2232E.M1
	160	290	80	3	3	261	193	251,1	251,1			7,3	23,5		800	1180	3800	1700	NU2232E.M1
	160	290	80	3	3	261	193	251,1	251,1	205,5	12,5		24,3		800	1180	3800	1700	NUP2232E.M1
	160	340	68	4	4	300	204		221,6			5,5	32,6		805	1090	3000	1600	N332E.M1
	160	340	68	4	4	300	204	286	221,6	25	15	5,6	32,3	2,55	805	1090	3000	1600	NJ332E.M1
	160	340	68	4	4	300	204	286				5,6	31,8		805	1090	3000	1600	NU332E.M1
	160	340	114	4	4	300	204	286	221,6	32	15	9,9	52,3	2,85	1320	1830	3000	1300	NJ2332E.M1
	160	340	114	4	4	300	204	286				9,9	51,5		1320	1830	3000	1300	NU2332E.M1

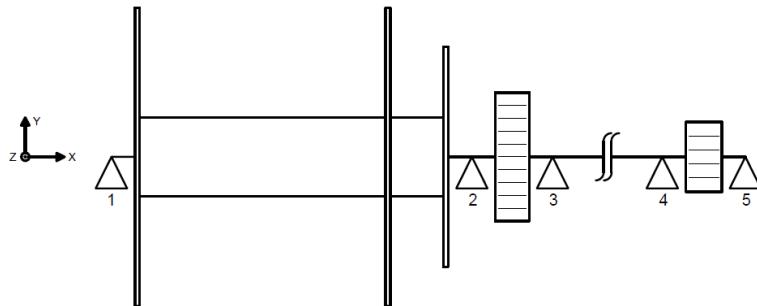
Tabla 2.2: Rodamientos de rodillo cilíndrico de doble hilera
Rodamientos FAG de rodillos cilíndricos de doble hilera


Eje	Dimensiones										Peso kg	Capacidad de carga din. C kN	Velocidad de giro alcanzable Grasa min⁻¹	Denominación abreviada		
	d mm	D mm	B mm	r _s min	E mm	J mm	n _s	d _s	s ¹⁾	kg						
160	160	240	60	2,1	219	190,2	9,5	4,8	4,2	9,23		375	670	3200	3800	NN3032ASK.M.SP

Hay dos opciones, o el rodamiento de una hilera NU1032M1 o el de doble hilera NN3031ASK.M.SP con unas cargas dinámicas admisibles de 245 kN y 375 kN respectivamente. Se va a escoger el de una hilera ya que se aproxima más al resultado deseado. El rodamiento del eje uno que menos vueltas dará antes de romperse dará:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^a = \left(\frac{245.000}{137.265.888} \right)^{\frac{10}{3}} = 6,897 \text{ millones de vueltas}$$

3. Elección de los rodamientos en el eje dos



3.1. Cálculo de reacciones

Las cargas también han de ser mayoradas, cambiando los valores de las fuerzas del archivo MEFI del apartado 5 se obtienen las siguientes reacciones:

Punto	1	2	3	4	5	6	7	8	9
R _{APoyo 1} (kN)	28,069	25,031	26,323	25,619	25,109	25,109	25,619	25,031	31,418
R _{APoyo 2} (kN)	102,320	68,579	46,721	35,294	63,426	63,426	35,294	68,579	329,552
R _{APoyo 3} (kN)	258,151	107,058	197,949	147,929	112,383	112,383	147,929	107,058	255,328
R _{APoyo 4} (kN)	471,662	96,157	324,112	200,038	109,909	109,909	200,038	96,157	-
R _{APoyo 5} (kN)	323,841	74,611	225,937	143,595	83,749	83,749	143,595	74,611	-

Cuando se amarra el barco la parte derecha del eje no trabaja porque se desembaga, por eso en los apoyos 4 y 5 no se tienen en cuenta las reacciones.

3.2. Vida de los rodamientos

Las horas de trabajo del eje dos son las mismas que las del primer eje, lo que varía son las vueltas que dará debido a la relación de transmisión que existe entre el eje uno y dos.

Sabiendo que la velocidad angular en el eje dos son 34 rpm cuando trabaja el barbotén y de 10 rpm cuando trabaja el tambor de amarre se puede hallar el número de vueltas que tiene que dar:

$$L_{apoyo\ 1,2,3} = \frac{[(L_{h\ 1-2} + L_{h\ 3} + L_{h\ 4-5} + L_{h\ 6-7} + L_{h\ 8}) \cdot 34 + (L_{h\ 9}) \cdot 20] \cdot 60}{10^6}$$

= 1,909 millones de revoluciones

$$L_{apoyo\;4,5} = \frac{[(L_{h\;1-2} + L_{h\;3} + L_{h\;4-5} + L_{h\;6-7} + L_{h\;8}) \cdot 34] \cdot 60}{10^6}$$

= 1,679 millones de revoluciones

3.3. Carga media

El cálculo es exactamente el mismo que en el apartado 2.3 para los tres primeros apoyos

$$P_{m \text{ apoyo } 1,2,3} = \frac{\left(P_{m,1-2}^a \cdot L_{h;1-2} + P_{m,3}^a \cdot L_{h;3} + P_{m,5-6}^a \cdot L_{h;5-6} + P_{m,8}^a \cdot L_{h;8} \right) \cdot n_c + P_{m,8}^a \cdot L_{h;8} \cdot n_a}{\sqrt{(L_{h;1-2} + L_{h;3} + L_{h;5-6} + L_{h;8}) \cdot n_c + L_{h;8} \cdot n_a}}$$

$$P_{m \text{ apoyo } 4,5} = \sqrt{a \frac{\left(P_{m,1-2}^a \cdot L_{h;1-2} + P_{m,3}^a \cdot L_{h;3} + P_{m,5-6}^a \cdot L_{h;5-6} + P_{m,8}^a \cdot L_{h;8} \right) \cdot n_c}{\left(L_{h;1-2} + L_{h;3} + L_{h;5-6} + L_{h;8} \right) \cdot n_c}}$$

Siendo n_a la velocidad angular de amarre que es igual a 10 rpm, n_c la velocidad para soltar y recoger la cadena que es igual 38 rpm y $a=10/3$ debido a que es un rodamiento de rodillos. Por lo tanto, la carga media de los apoyos en el eje dos es:

Apoyo	P_m (kN)
1	27,868
2	230,575
3	204,087
4	268,694
5	187,439

3.4. Capacidad de carga dinámica

Los tres primeros apoyos tienen que durar 1,909 millones de vueltas, y los dos últimos apoyos 1,697 millones de vueltas, la carga dinámica por apoyo es:

Apoyo	P_m (kN)	L	C (kN)
1	27,868	1,909	33,833
2	230,575	1,909	279,924
3	204,087	1,909	247,767
4	268,694	1,697	314,869
5	187,439	1,697	219,651

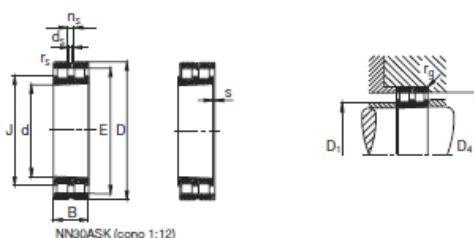
3.5. Elección del rodamiento

Conociendo que el diámetro mínimo del eje dos es de 185 mm, mirando en el catálogo de FAG se pueden escoger estos rodamientos:

Tabla 3.1: Rodamientos de rodillo cilíndrico de una hilera

Rodamientos FAG de rodillos cilíndricos de una hilera

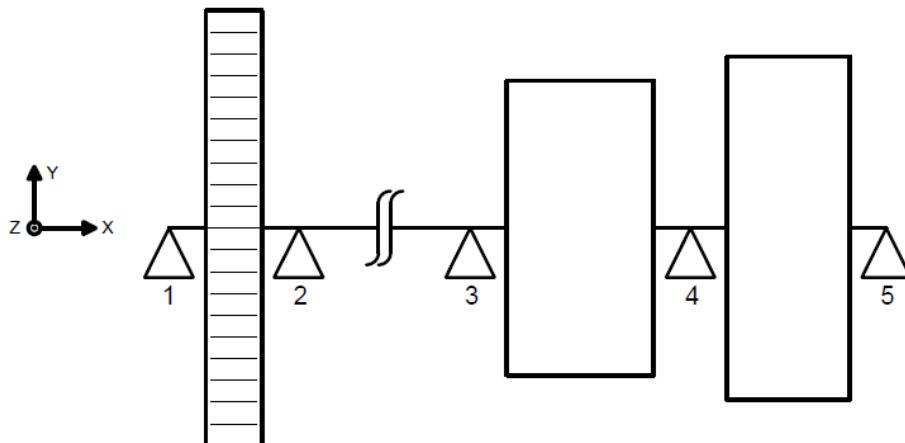
Eje	Dimensiones	Peso										Capacidad din. C estát. C ₀	Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada			
		d mm	D mm	B mm	r _{min} mm	r _{max} mm	E mm	F mm	H mm	J mm	n min ⁻¹	s ¹⁾	Rodamiento FAG	Anillo angular FAG				
190	190 290 46 2,1 2,1 265 215 255,9										5	10,9	365	550	4300	2400 NU1038M1		
	190 340 56 4 4 306 230 243,9										4,7	22,8	680	930	3200	N238E.M1		
	190 340 55 4 4 306 230 295 243,9										21,5	13	680	930	3200	NJ238E.M1 HJ238E		
	190 340 55 4 4 306 230 295										4,7	22,8	680	930	3200	NU238E.M1		
	190 340 55 4 4 306 230 295 243,9 8,5											23,5	680	930	3200	NUP238E.M1		
	190 340 92 4 4 308 228 296,4 242,7										26,5	13	8	37,5	2,31	NU2238E.M1 HJ2238E		
	190 340 92 4 4 308 228 296,4											8	36,9	1100	1660	3000	NU2238E.M1	
	190 400 78 5 5 353 245 346												6,3	50,6	1120	1430	2800	1400 NU338E.M1
	190 400 132 5 5 360 240 340,5 262,5										36,5	18	11	83,9	4,87	1900 2650 2600 1000 NUJ238EX.M1 HJ238EX		
	190 400 132 5 5 360 240 340,5											11	82,9	1900 2650 2600 1000 NU238EX.M1				

Tabla 3.2: Rodamientos de rodillo cilíndricos de doble hilera
Rodamientos FAG de rodillos cilíndricos de doble hilera


Eje	Dimensiones								Peso μ	Capacidad de carga		Velocidad de giro alcanzable Grasa min ⁻¹	Denominación abreviada		
	d mm	D mm	B mm	r_s min	E mm	J mm	n _s	d_x mm	s^{\prime}	din. C kN	estát. C ₀ kN				
190	190	290	75	2,1	265	228,2	12,2	6,3	4,8	17,3	585	1040	2600	3200	NN30ASK.M.SP

La mejor opción en este caso es rodamiento de una hilera NU1038M1 que tiene una carga admisible de 365 kN y un diámetro de 190 milímetros.

4. Elección de los rodamientos del eje 3



4.1. Cálculo de reacciones

Como con los ejes anteriores, hay que modificar las cargas generadas en los engranajes. Se obtienen las siguientes reacciones:

Punto	1	2	3	4	5	6	7	8
R _{APOYO 1} (kN)	344,467	88,392	243,827	159,214	97,838	97,838	159,214	88,392
R _{APOYO 2} (kN)	496,197	124,838	352,841	227,616	138,442	138,442	227,616	124,838
R _{APOYO 3} (kN)	559,778	126,070	389,161	245,786	144,780	144,780	245,786	126,070
R _{APOYO 4} (kN)	510,201	125,345	357,145	229,429	141,069	141,069	229,429	125,345
R _{APOYO 5} (kN)	76,042	19,944	53,387	34,677	22,107	22,107	34,677	19,944

Cuando se deja caer el ancla por gravedad se desconecta la parte del eje que lleva el engranaje para que este no gire, es por eso que sus reacciones no se tienen en cuenta. Se podrían haber calculado, pero en esta situación el engranaje no tiene velocidad angular, por lo que no aporta nada a la carga media.

Punto	10	11	12	13
R _{APOYO 1} (kN)	-	-	-	-
R _{APOYO 2} (kN)	-	-	-	-
R _{APOYO 3} (kN)	36,922	56,993	33,312	118,083
R _{APOYO 4} (kN)	709,632	1207,193	617,978	2687,874
R _{APOYO 5} (kN)	316,011	110,882	275,172	1195,818

4.2. Vida de los rodamientos

$$L_h_{1-2} = 335,5 \text{ horas}; L_h_3 = 0,5 \text{ horas}; L_h_{4-5} = 90,5 \text{ horas}; L_h_{6-7} = 86 \text{ horas}$$

$$L_h 8 = 319 \text{ horas}$$

$$L_h_{10-11} = N^o \text{ de tareas} \cdot \frac{\text{Longitud}_{\text{tramo } 10-11}}{\pi \cdot D_T \cdot \omega_T \cdot 60} = 100 \cdot \frac{87}{\pi \cdot 1,2 \cdot 30 \cdot 60} = 1,28 \text{ horas}$$



$$L_{h12} = N^{\circ} \text{ de tareas} \cdot \frac{\text{Longitud}_{\text{tramo } 12}}{\pi \cdot D_T \cdot \omega_T \cdot 60} = 100 \cdot \frac{323}{\pi \cdot 1,2 \cdot 30 \cdot 60} = 4,76 \text{ horas}$$

Para controlar la bajada se necesitan 15 revoluciones aplicando el máximo par de frenado que puede ejercer el freno, se supone que la velocidad inicial es de 60rpm y la baja a 0 rpm, con lo cual la velocidad media es igual a 30 rpm.

$$L_{h13} = N^{\circ} \text{ de tareas} \cdot \frac{n}{\omega \cdot 60} = 10 \cdot \frac{15}{30 \cdot 60} = 0,08\bar{3} \text{ horas}$$

Sabiendo que la velocidad angular en el eje tres son 8,5 rpm cuando trabaja el barbotén y de 30rpm cuando se deja caer se puede hallar el número de vueltas que tiene que dar:

$$L_{\text{apoyo } 1-2} = \frac{[(L_{h1-2} + L_{h3} + L_{h4-5} + L_{h6-7} + L_{h8}) \cdot 8,5] \cdot 60}{10^6} = 0,424 \text{ millones de revoluciones}$$

$$\begin{aligned} L_{\text{apoyo } 3-4-5} &= \frac{[(L_{h1-2} + L_{h3} + L_{h4-5} + L_{h6-7} + L_{h8}) \cdot 8,5 + (L_{h10-11} + L_{h12} + L_{h13}) \cdot 30] \cdot 60}{10^6} \\ &= 0,435 \text{ millones de revoluciones} \end{aligned}$$

4.3. Carga media

$$P_{m \text{ apoyo } 1,2} = \sqrt[a]{\frac{(P_{m,1-2}^a \cdot L_{h;1-2} + P_{m,3}^a \cdot L_{h;3} + P_{m,5-6}^a \cdot L_{h;5-6} + P_{m,8}^a \cdot L_{h;8}) \cdot n_c}{(L_{h;1-2} + L_{h;3} + L_{h;5-6} + L_{h;8}) \cdot n_c + L_{h;8} \cdot n_g}}$$

$$P_{m \text{ apoyo } 3,4,5} =$$

$$= \sqrt[a]{\frac{(P_{m,1-2}^a \cdot L_{h;1-2} + P_{m,3}^a \cdot L_{h;3} + P_{m,5-6}^a \cdot L_{h;5-6} + P_{m,8}^a \cdot L_{h;8}) \cdot n_c + (P_{m,10-11}^a \cdot L_{h;10-11} + P_{m,12}^a \cdot L_{h;12} + P_{m,13}^a \cdot L_{h;13}) \cdot n_g}{(L_{h;1-2} + L_{h;3} + L_{h;5-6} + L_{h;8}) \cdot n_c + (P_{m,10-11}^a \cdot L_{h;10-11} + P_{m,12}^a \cdot L_{h;12} + P_{m,13}^a \cdot L_{h;13}) \cdot n_g}}$$

Siendo n_c la velocidad con la que se recoge o suelta la cadena con el motor que es igual a 8,5 rpm y n_g la velocidad con lo cual se suelta la cadena por gravedad que es de 30 rpm.

Apoyo	P _m (kN)
1	202,605
2	288,777
3	320,569
4	370,591
5	123,612

4.4. Capacidad de carga dinámica

Con las cargas medias por apoyos y en número de vueltas que tiene que dar cada apoyo se calcula la carga dinámica.

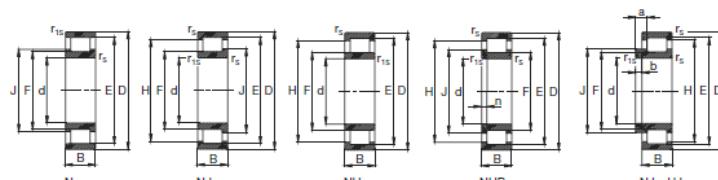
Apoyo	P _m (kN)	L	C (kN)
1	202,605	0,424	156,641
2	288,777	0,424	223,263
3	320,569	0,435	249,759
4	370,591	0,435	288,731
5	123,612	0,435	96,307

4.5. Elección del rodamiento

Conociendo que el diámetro mínimo del eje tres es de 313 mm, mirando en el catálogo de FAG se pueden escoger estos rodamientos:

Tabla 4.1: Rodamientos de rodillo cilíndricos de una hilera

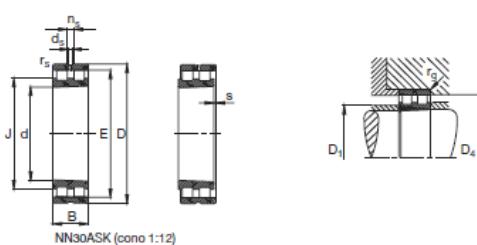
Rodamientos FAG de rodillos cilíndricos de una hilera



Eje	Dimensiones	Peso	Capacidad de carga din. estat.	Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada												
d	D	B	r _e min	r ₁₅ min	E	F	H	J	n	a	b	s")	Rodamiento	Anillo angular				
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	rev/min	mm	mm	kg	kN	min⁻¹	FAG			
320	320	480	74	4	4	440	360	425,1				11,5	46,3	915	1500	2400	1300	NU1064M1
	320	580	92	5	5	520	392	499,4				7,5	113	1800	2700	1900	850	NU284EX.M1
	320	580	150	5	5	530	380	506				11,9	180	3150	4900	1600	560	NU2284EX.M1

Tabla 4.2: Rodamientos de rodillo cilíndricos de doble hilera

Rodamientos FAG de rodillos cilíndricos de doble hilera



Eje	Dimensiones	Peso	Capacidad de carga din. estat.	Velocidad de giro alcanzable	Denominación abreviada									
d	D	B	r _e min	E	J	n _s	d _s	s")	kg	C	C ₀	Grasa min⁻¹	Cantidad mínima de aceite	Rodamiento FAG
mm	mm	mm	mm	mm	mm	rev/min	mm	kg	kN	kN	kg	min⁻¹	mm	
320	320	480	121	4	438	380,4	17,7	9,5	74,2	1320	2600	1600	1900	NN3064ASK.M.SP

El eje número tres estará compuestos por rodamientos de rodillos de una hilera NU1064M1 y tendrá un diámetro de 320 mm.