



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Calculo, diseño y optimización de un sistema de cable esquí portátil sobre vehículo.

Calculation, design and optimization of a portable cable-ski system on a vehicle.

Autor

Guillermo Jimenez Navarro

Directores

Emilio Larrode Pellicer
Alejandro Escalada de la Hoz

Calculo, diseño y optimización de un sistema de cable esquí portátil sobre vehículo.

Resumen

Este proyecto aborda el cálculo y diseño de la estructura portante sustentadora y el sistema de tracción para una instalación portátil de cable esquí.

El proyecto incluye el cálculo del cable tractor que desplaza al esquiador, dimensionamiento de la estructura en forma de escalera que soporta el sistema de poleas tractor, así como del propio sistema tractor, compuestos por un conjunto de poleas, tambores de cable, una cadena de rodillos, reductor y motor. También se incluye el cálculo del cable de equilibrio de la estructura y un conjunto de patas que estabilizan el producto completo.

En primer lugar, se han analizado las tensiones a las que se ve sometido el cable tractor por parte del esquiador y del propio peso del cable.

Con esta tensión definida se han calculado los esfuerzos a los que se someterá la estructura portante, y se ha dimensionado consiguientemente.

El siguiente paso ha sido el diseño y cálculo del sistema superior de poleas, y la polea del extremo opuesto. Ambas se han sometido a un proceso de elementos finitos para determinar el grosor de la chapa que lo compone.

Mas adelante se idea el método por el que se traccionara el cable y se dimensiona el tambor que almacenara el mismo, así como los ejes, rodamientos, soportes, motor y reductor que lo componen, también se usa el método de elementos finitos para calcular los soportes que sustentan el sistema tractor.

Para terminar, se estudia el sistema de montaje y desmontaje del conjunto portátil.

INDICE

Memoria

1. INTRODUCCION
 - 1.1 Definición
 - 1.2 Objetivo y alcance
 - 1.3 Antecedentes

2. DEFINICION DEL SISTEMA
 - 2.1 introducción
 - 2.2 Componentes del producto
 - 2.3 Funcionamiento

3. DISEÑO Y CALCULO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA
 - 3.1 Calculo y dimensionamiento del cable tractor
 - 3.2 Calculo y dimensionamiento del cable de equilibrio
 - 3.3 Calculo diámetros de ejes poleas
 - 3.3.1 Ejes sistema poleas principal
 - 3.3.2 Eje sistema polea extremo opuesto
 - 3.4 Calculo y dimensionamiento del perfil de la estructura
 - 3.5 Calculo y selección de los tambores y poleas
 - 3.5.1 Tambores
 - 3.5.2 Poleas
 - 3.6 Calculo y dimensionamiento de los ejes tractores
 - 3.6.1 Eje motor
 - 3.6.2 Eje bobina 2
 - 3.7 Sistema cinemático, elección de motor y reductor
 - 3.8 Rodamientos
 - 3.8.1 Eje poleas Superiores
 - 3.8.2 Eje poleas extremo opuesto
 - 3.8.3 Eje Motor
 - 3.8.4 Eje tractor 2

4. PIEZAS DISEÑADAS POR ELEMENTOS FINITOS
 - 4.1 Introducción
 - 4.2 Sistema de poleas superior
 - 4.3 Poleas Extremo Opuesto
 - 4.4 Elementos Sujeción Bobinas

5. CONCLUSIONES

6. BIBLIOGRAFIA

Anexos

ANEXO 1, AERODINAMICA Y CAPA LIMITE

ANEXO 2, CALCULO TENSIONES Y FUERZAS EN ESTRUCTURA

- 2.1 Calculo tensiones y selección del cable
- 2.2 Fuerzas en la estructura
- 2.3 Diseño cable equilibrio

ANEXO 3, CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS EJES DE LAS POLEAS

- 3.1 Ejes sistema poleas principal
- 3.2 Ejes sistema Poleas Extremo opuesto

ANEXO 4, CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL PERFIL DE LA ESTRUCTURA

ANEXO 5, CALCULO Y SELECCION DE LOS TAMBORES Y POLEAS

- 5.1 Tambores
- 5.2 Poleas

ANEXO 6, CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS EJES TRACTORES

- 6.1 Eje motor

1. INTRODUCCION

1.1 DEFINICION

Este proyecto nace como propuesta de D. Alejandro Escalada Lahoz, Ingeniero Industrial a D. Emilio Larrodé Pellicer, catedrático del Departamento de Ingeniería mecánica de la Universidad de Zaragoza.

Este trabajo se encuentra dentro del contexto de un proyecto más amplio que consiste en la construcción completa de un resort dedicado al cable-esquí. El objeto de esta parte es el cálculo y diseño de una instalación de cable-esquí portátil que formará parte del conjunto y podrá ser alquilado por los clientes.

El cable-esquí es una instalación que permite la práctica del wakeboard y del esquí náutico sobre una superficie de agua, mediante un sistema de cable horizontal parecido a los arrastres utilizados en el esquí de montaña.

1.2 OBJETIVOS Y ALCANCE

El objetivo del proyecto es lograr el diseño funcional de un sistema portátil para el ejercicio del deporte de esquí acuático, que se considera puede ser montado con relativa facilidad y transportado a diferentes emplazamientos, pudiéndose adaptar la longitud del recorrido que realiza el esquiador, siendo este último requisito el más importante a tener en cuenta. Este sistema está montado encima de un remolque el cual servirá de transporte del conjunto una vez desmontado.

Así pues, queda dentro del alcance del proyecto:

- ❖ El cálculo y selección del cable tractor, así como del cable estabilizador.
- ❖ El cálculo y diseño óptimo de la estructura sustentadora en forma de escalera.
- ❖ El cálculo y diseño de los sistemas de poleas que direccionan y sustentan el cable, y los elementos que lo conforman, bridas, rodamientos, ejes tornillería y las poleas en sí mismas.
- ❖ El cálculo y diseño del sistema tractor del cable, compuesto por unos tambores donde se almacenará el cable, una cadena de rodillos que une los dos tambores, los ejes del sistema tractor, la estructura que sustentará los ejes, rodamientos, y la selección del reductor y motor adecuados para los correctos funcionamientos de la instalación.

Queda fuera del alcance del proyecto:

- ❖ El diseño del sistema eléctrico de baterías que alimentaría al motor tractor
- ❖ La selección del remolque donde ira instalada la estructura y el sistema de unión de la estructura al remolque
- ❖ Manual de uso y mantenimiento.
- ❖ Sistema de fabricación del producto.
- ❖ Estudio de viabilidad económica y presupuesto de la instalación.
- ❖ Análisis de seguridad y Plan de evacuación de viajeros.

En los siguientes apartados se va a proceder a explicar las diferentes fases del proyecto. En primer lugar, se explicará la idea del proyecto y el funcionamiento del conjunto.

Se dimensionarán los diferentes componentes del sistema y se someterán a estudios de elementos finitos las piezas que así lo requieran para una correcta optimización de sus dimensiones. También se seleccionarán por medio de catálogo y tablas los elementos normalizados que no requieran diseño.

Se adjuntan una serie de anexos en los que se recoge una explicación detallada de los cálculos y formulas usadas, un análisis a fondo de los resultados de los estudios de elementos finitos, y planos de dimensiones de todas las piezas que conforman el conjunto.

1.3 ANTECEDENTES

Tras varios años practicando este deporte y viendo la escasa oferta en nuestra comunidad, se decide estudiar el proyecto consistente en desarrollo de una instalación con sistema propio, que permita disfrutar a los practicantes de deportes acuáticos como el Wakeboard y el si-acuático sin el uso de barco.

Mientras que en países como Alemania hay más de 250 instalaciones, en España tan sólo disponemos de 4 (Benidorm, Marbella, Madrid y Barcelona), habiendo uno más en Portugal.

Este planteamiento nace con la intención de llevar a cabo el cálculo y desarrollo de uno de los productos que ofertara un futuro resort dedicado al sistema de arrastre por cable en una ubicación determinada de Aragón.

Existen varias compañías que se encargan de la venta e instalación de sistemas de cable para la práctica de esquí acuático, concretamente el denominado 2.0 conformado por dos pilonas separadas a cada lado de la lámina de agua, ejemplos son las alemanas SESITEC o RIXEN, todas ellas ofertan un modelo fijo que debe de estar dimensionado especialmente para el emplazamiento donde se montara. Y con un montaje que necesita de maquinaria pesada.

Del mismo entorno de sistemas de esquí con cable existe una compañía llamada Elsium, que distribuye un sistema portátil de cable, pero sin pilonas, es decir, el cable se encuentra a ras del suelo, lo que dificulta la maniobrabilidad ya que es relativamente fácil que el esquiador choque con el cable.

Intentando unir lo mejor de ambos sistemas se decide diseñar un sistema portátil con bobinas del estilo de ELSIUM, pero con la ventaja de elevar el cable por medio una estructura con poleas direccionales al estilo de SESITEC, mejorando la experiencia del esquiador.

2. DEFINICION DEL SISTEMA

2.1 INTRODUCCION.

Como se explicaba en el apartado anterior se toman como ejemplo para el diseño del producto la estructura del sistema 2.0 fijo fabricado por SESITEC y la portabilidad y sistema tractor del producto de ELSIUM.

Como se verá más adelante uno de los retos más complicados es la de mantener la tensión del cable elevado intentando tener una flecha mínima. Esta tensión, de un alto valor será transmitida hasta los tambores de cable lo que comprometerá el diseño de toda la estructura.

El diseño de ELSIUM carece de esta importante carga estructural de tensión al estar su cable a ras del suelo y no tener la componente de tensión producida por la flecha del cable, lo que simplifica enormemente su producto.

A su vez, el sistema de SESITEC al no ser portátil y tener una longitud entre pilonas predefinida, cuenta con un cable cerrado tensionado solamente entre dos poleas elevadas por las pilonas e instala el motor en la parte superior de la estructura, accionando una de las poleas, lo que simplifica el diseño del sistema de tracción.

2.2 COMPONENTES DEL PRODUCTO

El sistema completo está situado y fijado encima de un remolque, debido a las dimensiones del diseño de la estructura, que hace que en la base entre los dos lados de la pila haya más de 2.5 metros, se decide que este lado, el más largo, se oriente en el sentido longitudinal del vehículo, es decir perpendicular a los ejes.

En el apartado estructural nuestro producto está formado por una pila en forma de escalera sobre la que se ancla el sistema de poleas que transmiten el cable, este sistema lo compone dos poleas una para cada sentido del cable, en el otro extremo del cable también contamos con una polea en la que el cable hace el giro, para poder simplificar el transporte del sistema se prescinde en este lado de una pila y se supone que esta polea podrá estar anclada a un elemento elevado que soporte las cargas, siendo este por ejemplo un poste robusto o un árbol de gran diámetro.

El sistema tractor está compuesto por:

En la parte inferior de la estructura se instalan dos tambores para almacenar el cable, estos dos tambores estarán unidos mecánicamente mediante una cadena de rodillos lo que hará que giren al unísono. Uno de los tambores estará conectado al reductor y el motor siendo el que transmita el par producido por el motor. El sentido de arroyamiento del cable es diferente en cada tambor para que a pesar de que giren en

el mismo sentido uno recoja cable mientras el otro lo envía.

El sistema de enganche al cable está compuesto por un sencillo elemento triangular con una polea en su parte interior superior por la que desliza el cable superior, y un sistema de acoplamiento en la parte inferior que unirá solidariamente la pieza a el cable de abajo. De esta pieza partirá un cable de nilón al que se agarrará el esquiador con un asa.

Sistema estabilizador:

Para estabilizar la estructura se cuenta con un cable tensor que se ancla a la parte superior de la estructura y en el otro extremo a un soporte fijo suficientemente robusto para aguantar las cargas, como una roca de gran tamaño o un árbol de gran diámetro.

También es parte del sistema estabilizador 4 patas, 2 a cada lado del remolque en sección longitudinal que unidas a este por medio de unos cilindros metálicos, se encargan de que los neumáticos no soporten las fuerzas en el sentido de los ejes para las que no están diseñados, sin embargo, no es su deber soportar fuerzas normales al suelo.

2.3 FUNCIONAMIENTO

Una vez que el cable ha sido desplegado y tensado puede comenzar el sistema a funcionar. El motor inicia la marcha en sentido antihorario transmitiendo este par a la primera bobina, lo que hace que, debido a la orientación del cable, comience a recoger cable en el tambor.

La cadena de rodillos transmite a la segunda bobina este par en el mismo sentido, lo que hace que, debido a la orientación del cable, que es contraria a la bobina 1, comience a soltar cable, por tanto, el esquiador comenzara a alejarse de la orilla al estar este agarrado al enganche que va fijado al cable inferior.

Una vez el esquiador llega al final del recorrido el motor cambia de sentido de giro, en consecuencia, el tambor 1 pasa a soltar cable y el 2 a recogerlo, haciendo que el esquiador vuelva completando así un ciclo.

Este proceso se repite tantas veces como vueltas desee dar el esquiador.

3. DISEÑO Y CALCULO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA

3.1 CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CABLE TRACTOR

Para empezar los cálculos hemos de determinar a qué fuerzas se ve sometido el cable tanto en estado estático como de uso y a partir de estas calcular la tensión interna del mismo que será el factor determinante a la hora de la selección del diámetro de cable más adecuado.

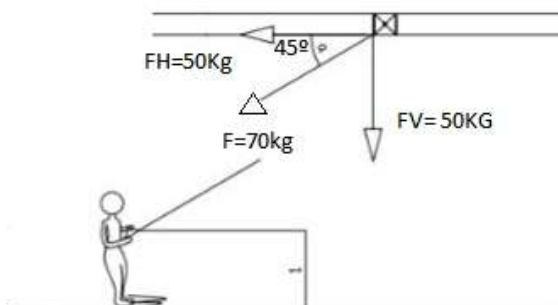
Debido a que el esquiador puede producir golpes dinámicos debido a sacudidas rápidas de la tabla, se decide usar un factor multiplicador de orden 2 en los esfuerzos externos para garantizar la seguridad del sistema.

La tensión del cable se ve determinada por 2 factores, el propio peso del mismo y esfuerzos externos en dirección vertical.

Para poder calcular las fuerzas que produce el esquiador al deslizarse con la tabla o esquís se usa el estudio *Aerodinámica y capa límite kite surfing en Oliva que se adjunta en el Anexo 1*, en este estudio se saca como conclusión que un surfista con tabla deslizándose por una lámina de agua a unos 16 Km/h tendrá que verse sometido a una fuerza de unos 33N.

Considerando que el caso de deslizamiento puro no se cumple siempre en todo el recorrido debido a que el surfista tiene que clavar la tabla para hacer giros, y está previsto la realización de posibles saltos, se decide usar un valor más realista.

De acuerdo con la empresa RIXEN, líder en el sector, la fuerza máxima que realizará un esquiador será de unos 70 kg, teniendo esta una orientación de 45° respecto a la horizontal como se recoge en la siguiente imagen



Esfuerzos en el cable producidos por el esquiador

La fuerza producida en dirección horizontal de 50 Kg será la que tendrá que vencer el motor para poder desplazar al esquiador.

Mientras tanto la fuerza en vertical, también de 50 Kg es la que producirá mayor tensión en el cable, para el cálculo esta será de 100Kg debido al multiplicador 2 ante esfuerzos dinámicos.

En el Anexo 2 se detalla el método de cálculo de las tensiones en el cable debido a esfuerzos externos. Usamos como base para el cálculo las fórmulas y metodología del libro *Transportadoras y Elevadoras*, de Emilio Larrode y Antonio Miravete

Para la selección del cable optaremos por los cables de la compañía, CAMESA STEEL ROPE, concretamente al modelo RETENIDA, un cable 1x7 de acero galvanizado. Como resultado de los cálculos obtenemos unas fuerzas debidas al esquiador de 2500Kg en cada cable, añadimos también los esfuerzos debidos al peso propio del cable, diferente para cada diámetro de cable, y lo comparamos con el límite de rotura de cada uno.

Pidiendo un valor mínimo de Coeficiente de seguridad 2, sacamos que el cable optimo resistente es el de **diámetro 9,5 mm.**

3.2 CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CABLE DE EQUILIBRIO

En el Anexo 2 se detallan las diferentes fuerzas que los 2 cables tractores al pasar por las poleas producen en la estructura. Estas se han de compensar con un cable o varios al que llamaremos de equilibrio para que la estructura este inmóvil y estática.

El tipo de Cable que usaremos será el mismo, el RETENIDA 1x7 de CAMESA

En consecuencia, de los cálculos sacamos que el cable está sometido a 6713 Kg, decidimos usar dos cables para poder distribuir esta fuerza, por tanto, cada cable se verá sometido a 3356 Kg. Comparando este valor con el límite de rotura de cada cable y con un Coeficiente de seguridad de 2, sacamos que el cable más apto es el mismo de 9,5 mm de diámetro.

Este cable en el extremo en el que se une a la estructura se formará un anillo, según la NTP para cables de acero, se sujetará con 4 abrazaderas y el uso de un guardacabo metálico, así mismo se unirá a la estructura con un mosquetón.

En el otro extremo también se formará un anillo de la misma manera, pero se añadirá una eslinga de amarre de nylon para poder sujetar el cable a un elemento fijo y poder posteriormente tensarlo.

En el Anexo 2 se detalla en más detalle todo lo anterior.

3.3 CALCULO DIAMETROS DE EJES POLEAS

3.3.1 EJES SISTEMA POLEAS PRINCIPAL

El sistema de poleas principal, es cual dirige los cables tractores a los tambores está formado por 2 poleas alojada cada una en sendos ejes que se unen a las placas por medio de 2 rodamientos uno a cada extremo, contenidos en unas bridas.

La distancia entre las placas y por tanto la longitud del eje es de 100 mm, para el cálculo de los momentos que se producen en el mismo consideraremos el eje como empotrado en sus 2 extremos. La fórmula del momento en un eje empotrado es: $M_{max} = \frac{P*L}{8}$,

Con los valores de las fuerzas producidas por el cable detalladas en el Anexo 2, sacamos que el eje más sometido es el 2, con una fuerza de 46544N, que con la formula del momento máximo da un total de 581800 Nmm.

Para el correcto cálculo del eje usaremos el código ASME, que está basado en la teoría del cortante máximo, pero teniendo en cuenta una serie de factores adicionales para mayorar las cargas. El desarrollo de esta norma se detalla en los cálculos del Anexo 3.

Partiendo como material un acero aleado de alta resistencia para ejes con un límite de rotura ultimo de 700 Mpa sacamos que para que se cumplan los requisitos del código el eje ha de tener un **diámetro de 33mm**, los cálculos detallados con sus formulas se desglosan en el Anexo 3

3.3.2 EJE SISTEMA POLEA EXTREMO OPUESTO

El proceso de cálculo de este eje sigue el mismo procedimiento que el anterior, pero este eje se ve sometido a unas fuerzas diferentes, de 68894N, lo que produce con una distancia entre extremos de 94 mm, un momento max de 809504 Nmm, lo que según la norma ASME da un valor admisible del **diámetro de 36mm**.

Todos los cálculos detallados de este eje también aparecen en el Anexo 3.

Mas adelante se verá como al final el determinante del diámetro de los ejes no son los esfuerzos a los que están sometidos, sino el requisito del diámetro mínimo del rodamiento que deben alojar.

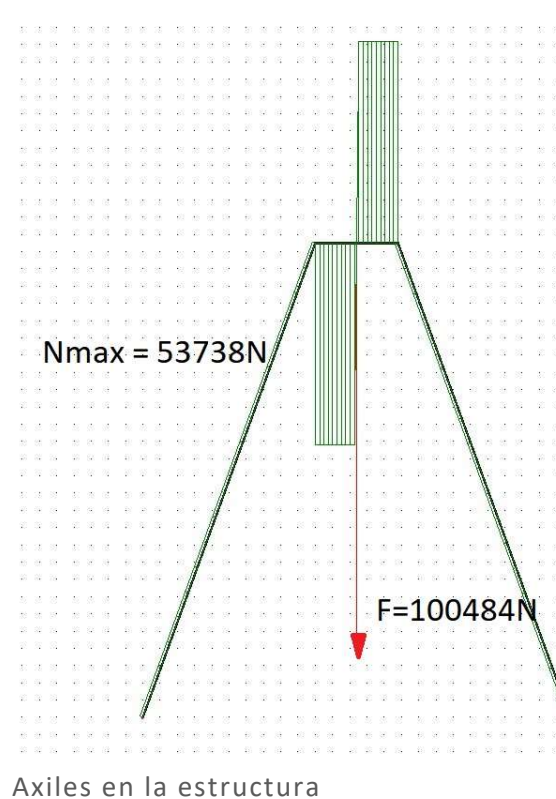
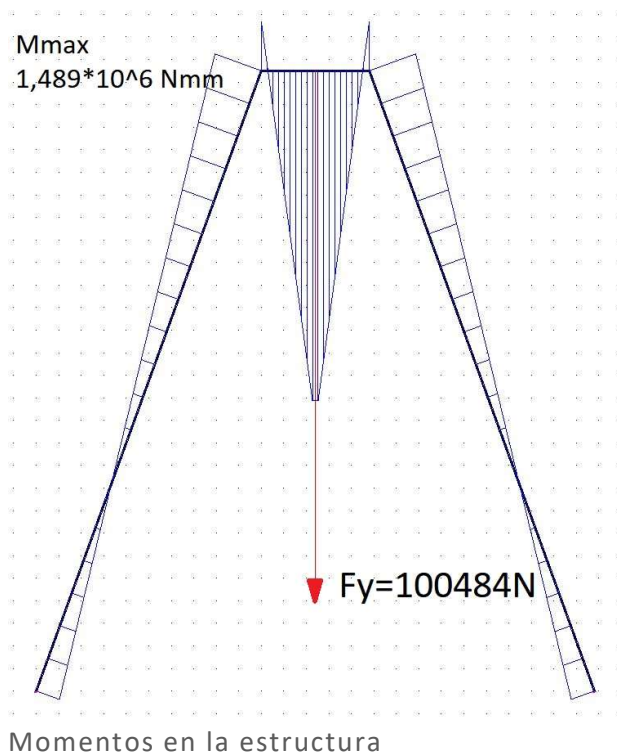
3.4 CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL PERFIL DE LA ESTRUCTURA

La estructura principal que sustenta el cable está formada por una especie de pórtico inclinado donde cada lado forma 70° con la horizontal, cada pilar del pórtico de longitud 3 metros se compone de dos perfiles en C con el lado de máxima inercia orientado hacia el interior del pórtico de esta manera absorberá de manera más eficiente los momentos producidos por la carga que se produce en su parte superior.

Los 2 perfiles en C de cada lado están orientados de manera simétrica y unidos entre sí por 6 cilindros huecos sin carácter estructural cuyo único fin es rigidizar los perfiles.

Para facilitar el transporte, cada perfil está cortado hacia la mitad de su longitud, y se une mediante una pletina alojada en la cara interior del perfil, esta pletina tiene el mismo ancho que la cara para impedir su giro y esta atornillada a cada parte del perfil por medio de 3 tornillos en cada lado. Debido a la alta rigidez que se consigue, para el cálculo se supondrá que el perfil está entero. En el Anexo 4 se detalla mejor su diseño.

Para calcular los momentos torsores y axiles a los que estará sometida la estructura, usamos el programa de cálculo de estructuras planas CESPLA. Se parte de los resultados del Anexo 2 que detalla los esfuerzos totales en la estructura producidos por los distintos cables, en concreto la resultan en Y es de 100.484N y suponemos para el cálculo que se aplica en el punto medio de la parte superior, a 240 mm de un extremo.



Como podemos observar los valores que sacamos de la simulación es que en las pilonas se producen un Momento máximo de $1,489 \cdot 10^6$ Nmm y un axil de compresión de 53.738N, en el Anexo 4 se desarrolla con mayor detalle los resultados de la simulación

Como cada pilona se compone de 2 perfiles C las fuerzas se dividirán entre ellos, dando lugar a un momento de 744.500 Nmm y un axil de 26.864N

Ahora procederemos a seleccionar un perfil que pueda aguantar esos esfuerzos. Tenemos 2 opciones, o usamos un perfil normalizado UPE o creamos un perfil propio a partir de chapa plegada., ambos suponemos que están formados por un acero de límite elástico de 260 MPa

Para la primera opción partimos del perfil más pequeño de los UPE, el UPE 80, con un Área de 1010 mm^2 y un modulo resistente a flexión $W_y = 26800 \text{ mm}^3$, con estos valores calculamos la tensión que da 54,37 MPa y consiguientemente un Coeficiente de seguridad de 4,78, así mismo se calculó que cada perfil C con estas características pesa unos 23 Kg

Como segunda opción partiremos de una chapa plegada en C de 100mm de largo y 30mm de ancho con el valor del espesor por calcular. El Área del perfil dependerá del espesor siendo $A = 160E - 2E^2$

El módulo resistente a flexión se calcula con el momento de inercia y este a su vez por medio del teorema de Steiner $I = \frac{1}{12}bh^3 + bhd^2$

Haciendo los cálculos para diferentes espesores sacamos que el más adecuado es el de 3 mm, este tiene $W_y = 12.623 \text{ mm}^3$ y un área de 462 mm^2 lo que produce unas tensiones máximas de 117 MPa y en consiguiente un Coeficiente de seguridad de 2,22, superior a 2 que es nuestro requisito. El peso de cada perfil C con este diseño es de unos 9kg

Así pues, elegimos la chapa plegada de 3 mm, respecto al perfil normalizado UPE, pues se consigue un coeficiente de seguridad suficiente con un peso mucho menor.

Los cálculos detallados de cada perfil, así como las tablas de los perfiles UPE se encuentran en el Anexo 4

3.5 CALCULO Y SELECCIÓN DE LOS TAMBORES Y POLEAS

3.5.1 TAMBORES

Proseguiremos con el cálculo de los 2 tambores donde se arroja el cable y que por medio de su accionamiento se consigue desplazar al esquiador.

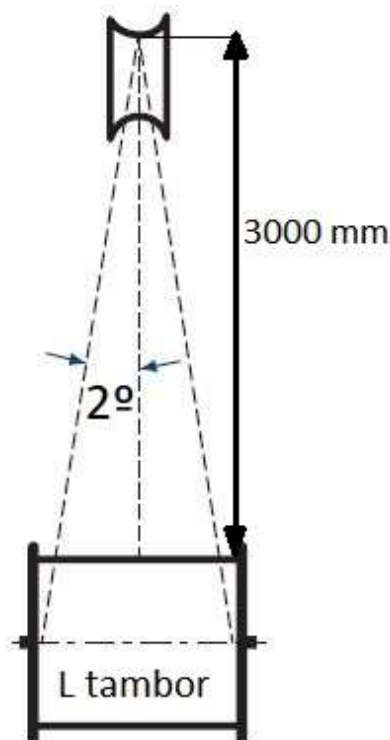
En general para el cálculo de las dimensiones del tambor nos basaremos en el libro *Grúas* escrito por Emilio Larrode y Antonio Miravete

Como característica de diseño, nuestro tambor será un tambor liso de múltiples capas.

Como comienzo del cálculo partiremos de un diámetro mínimo de tambor impuesto por el propio fabricante de cables, este nos indica que el diámetro ha de ser al menos 30 veces el del cable, así el diámetro mínimo es $30 * 9.5 = 285mm$

Ahora pasaremos a determinar el ancho del tambor, este estará determinado por el llamado Angulo de ataque que es el Angulo máximo que puede formar el cable con la horizontal para que se despliegue y arroje de manera adecuada

Este valor se haya con la siguiente formula: $\tan 2 = \frac{L_{tambor}/2}{3000}$, lo que da un valor de $L=210mm$



Angulo de ataque cable

El siguiente paso es calcular el diámetro que ha de tener cada tambor para poder almacenar todo el cable del sistema.

El ancho del tambor es de 210mm y siendo el diámetro del cable de 9,5mm, caben 22 vueltas de cable en cada capa.

Contamos con una longitud de cable de 320m, lo que da 160 m por bobina, el cálculo de esta distancia se especifica en el Anexo 5.

El perímetro total de la bobina será $\pi\phi$, como el diámetro se incrementa en 19mm por cada capa que se añade, también lo hará el perímetro, al final la formula para hallar el diámetro dependiente del numero de capas necesario para almacenar la longitud total del cable es la siguiente

$$L = 22\pi(\phi * n + 19(1 + 2 + 3 \dots n)),$$

siendo n el número de capas y ϕ el diámetro del tambor. El proceso seguido para hallar esa fórmula se define en el Anexo 5

Por tanto, para almacenar los 160 metros de cable, iteramos para diferentes valores de n hasta dar con un diámetro que supondremos aceptable. Tras los cálculos decidimos usar un tambor con 5 capas de arrollamiento que tendrá 406 mm de diámetro. Con los 160m de cable enrollado el tambor medirá 500mm de diámetro.

Según la regla de Gosgortejnador el borde de la chapa lateral ha de sobresalir 2 veces el diámetro del cable, por lo que al final tendremos una chapa de 540mm

Por último, definiremos los valores de espesor del tambor y de las chapas que lleva a los laterales. Para ello usaremos las tablas de dimensionamiento dependiente de los esfuerzos de tracción que produce el cable y que se adjuntan en el libro *Grúas*

Espesor del tambor (4 ton de tracción): $E = 14 \text{ mm}$

Espesor de las chapas laterales (4 ton de tracción y Coeficiente de seguridad 3): $E = 8 \text{ mm}$

3.5.2 POLEAS

Para el dimensionamiento de las poleas nos seguimos basando en el libro *Grúas*, y también en la norma DIN 15061-1, donde se especifican los requisitos que ha de cumplir una polea para su correcto funcionamiento.

Para empezar, el diámetro de la polea está indicado que ha de ser 23 veces mayor que el del cable por lo que como nuestro cable es de 9,5mm la polea ha de tener como mínimo 218,5 mm de diámetro elegimos un diámetro normalizado de 220mm

La garganta se dimensiona a partir de los valores que proporciona la tabla 4.3 del libro *Grúas*, adjunta en el Anexo 5.

La polea ira unida solidariamente al eje, y rotara gracias a dos rodamientos alojados en bridas, uno a cada lado del eje.

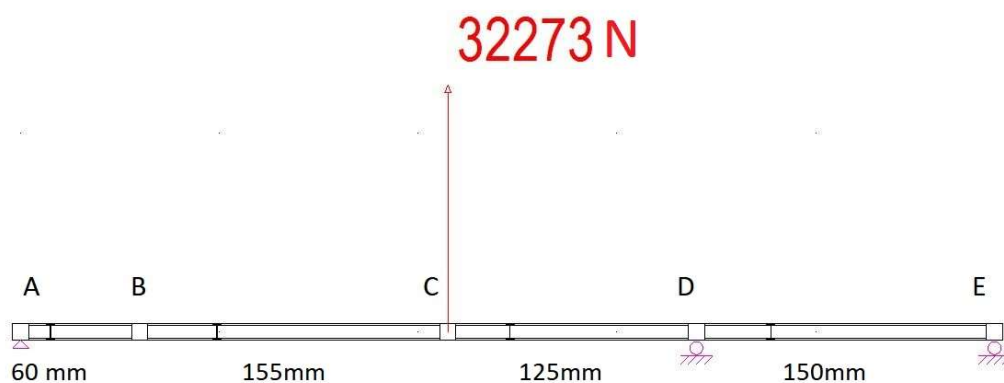
3.6 CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS EJES TRACTORES

3.6.1 EJE MOTOR

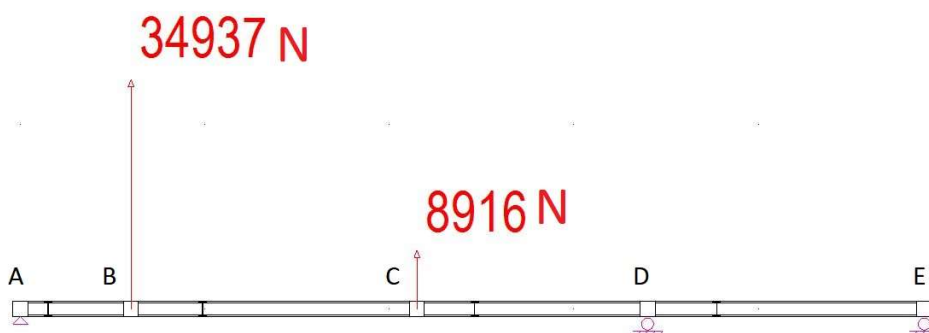
Este es el eje que sale del reductor y está unido solidariamente al primer tambor, sufre diferentes esfuerzos, dependiendo de si está recogiendo cable o soltándolo. Decidimos tomar la hipótesis de que esta soltando cable al ser los momentos torsores en el eje mayores. Se supone que el eje está apoyado en el rodamiento A, apoyado con traslación en x en el rodamiento D y el reductor E. En el punto B se encuentra la cadena de rodillos y en C está el tambor.

Las fuerzas a las que se ve sometido el eje son las del torsor del motor, el torsor producido por el cable del tambor 1, y el torsor producido por el cable del tambor 2, que se transmite a través de la cadena de rodillos

Las fuerzas en Newton se descomponen entre el plano z-x y el y-x

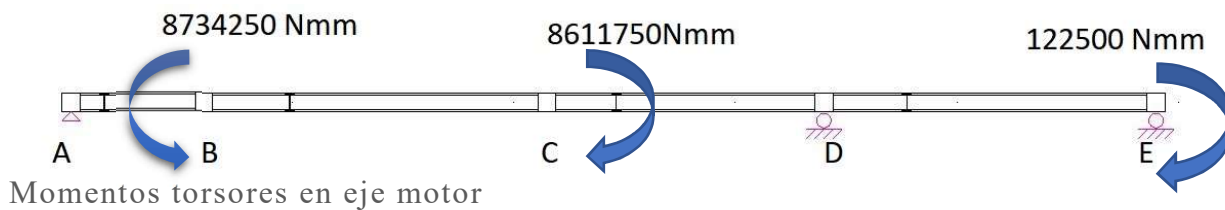


Fuerzas eje motor plano z-x



Fuerzas en el eje motor plano y-x

También se producen unos momentos torsores en torno al eje x



También hay que tener en cuenta para el cálculo de las fuerzas en los apoyos un esfuerzo de compresión en eje debido a que el cable llega a formar un Angulo de 2° con respecto a la horizontal como se ve en la Fig. Lo que da un valor de 1202N

Por medio del programa CESPLA calculamos los momentos flectores en el eje que junto a los momentos torsores determinaran el valor de las tensiones. Despreciamos el valor de la tensión producida por el axil de compresión pues su valor es mínimo comparado con el de los momentos torsor y flector. Los diagramas de esfuerzos se detallan en el Anexo 6.

En la siguiente tabla se recogen los valores máximos de esfuerzos en cada punto.

Nudo	Momento Torsor en X (Nmm)	Momento flector en Z-X (Nmm)	Momento flector en Y-X (Nmm)
A	8734250	0	0
B	8734250	456958	172198
C	8734250	1637434	777476
D	122500	1444643	1103734
E	122500	0	0

Los esfuerzos en los apoyos son los siguientes

Nudo	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	F total radial al eje (N)
A	1202	-28803	-7616	29792
D	0	22408	-34288	40960
E	0	7358	9631	12120

Podemos observar que los mayores momentos flectores se producen en el punto D, pero sin embargo en este punto el momento torsor tiene el valor más pequeño, del orden de 70 veces más bajo, así que lo descartamos.

Por tanto, la zona más desfavorable se encuentra en el punto B o C.

Haciendo una suma vectorial sacamos que el punto más desfavorable es C con un momento flector de valor 1.812.638 Nmm, junto al torsor de valor 8.734.350 Nmm calcularemos la tensión interna en el eje dependiente del módulo de resistencia a flexión W_f , de la que sacaremos luego el diámetro admisible comparándola con la tensión máxima que permite el código ASME

Por medio del código ASME aplicando los consiguientes coeficientes para mayorar las cargas, sacamos un diámetro de eje de 71mm

Considerando este valor excesivo y suponiendo que el código ASME es excesivamente restrictivo para el tipo de uso al que estará sometido nuestro sistema, un uso esporádico. Recurrimos a calcular de nuevo el diámetro por medio de la teoría del cortante máximo con un coeficiente de seguridad de 2, lo que da un valor del diámetro del eje de 50mm.

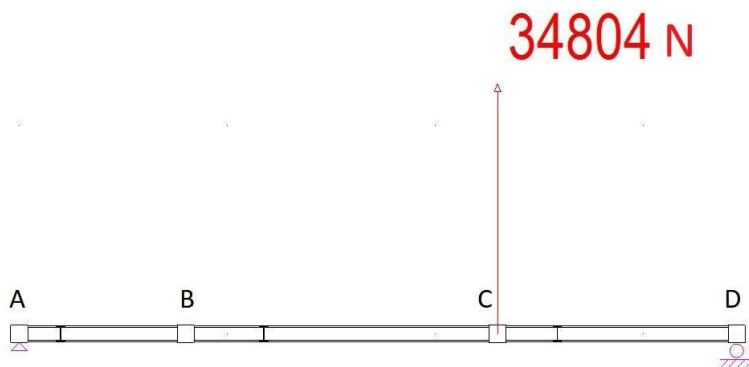
En el Anexo 6 se detallan los cálculos realizados

3.6.2 EJE BOBINA 2

El eje que soporta los esfuerzos de la bobina 2, que llamaremos eje 2, esta sometido al mayor trabajo cuando la bobina que soporta está recogiendo cable.

En este caso recibe el par sumado del motor y del cable de la bobina 1 a través de la cadena de rodillos en el punto B, en C se encuentra la bobina con las siguientes tensiones producidas por el cable tensado y se supone apoyado en A y D, en este último con la traslación en x permitida.

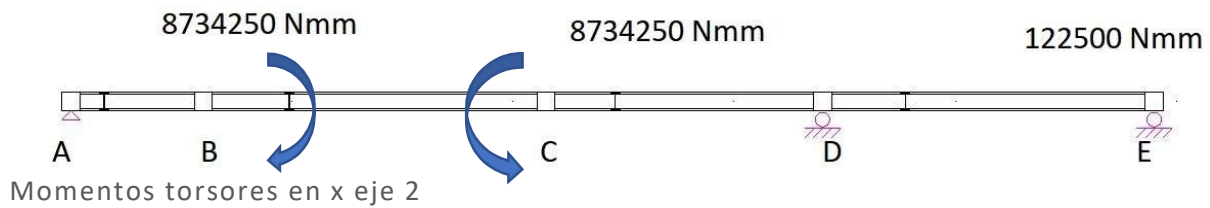
Las fuerzas aplicadas al eje son las siguientes



Fuerzas en eje 2 z-x



Fuerzas en eje 2 y-x



Al igual que en el anterior eje hay que tener en cuenta que debido al Angulo que tiene el cable con respecto a la horizontal se producirá un valor de fuerza en x que repercutirá en los esfuerzos en los apoyos, aunque debido a su bajo valor en comparación con los momentos torsor y flector injonearemos para el cálculo de las tensiones.

Por medio del programa CESPLA calculamos los momentos flectores en el eje que junto a los momentos torsores determinaran el valor de las tensiones internas. Los diagramas de esfuerzos se detallan en el Anexo 6.

En la siguiente tabla se recoge el valor de los esfuerzos en cada punto

Nudo	Momento Torsor en X (Nmm)	Momento flector en Z-X (Nmm)	Momento flector en Y-X (Nmm)
A	0	0	0
B	8734250	928106	2035569
C	8734250	2668306	685213
D	0	0	0

Los esfuerzos en los apoyos son los siguientes:

Nudo	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	F total radial al eje (N)
A	1220	25445	-11601	27965
D	0	6418	-23203	24074

Podemos observar que los mayores momentos flectores se producen entre B y C por lo que la zona más desfavorable se encuentra en uno de estos dos puntos.

Haciendo una suma vectorial sacamos que el punto más desfavorable es C con un momento flector de valor 2.754.881 Nmm, junto al torsor de valor 8.734.350 Nmm calcularemos la tensión interna en el eje dependiente del módulo de resistencia a flexión W_f , de la que sacaremos luego el diámetro admisible comparándola con la tensión máxima que permite el código ASME

Por medio del código ASME aplicando los consiguientes coeficientes para mayorar las

cargas, sacamos un diámetro de eje de 73mm

Al igual que en el caso recurrimos a calcular de nuevo el diámetro por medio de la teoría del cortante máximo con un coeficiente de seguridad de 2, lo que da un valor del diámetro del eje de 51mm. Debido a lo cercano del valor con el otro eje, para simplificar cálculos y el evitar usar bridas y rodamientos de diferente diámetro, supondremos el diámetro de este eje también de 50mm.

3.7 SISTEMA CINEMATICO, ELECCION DE MOTOR Y REDUCTOR

Pasaremos ahora a dimensionar el sistema tractor.

Vamos a calcular los diferentes elementos para que al final se consiga que el esquiador se deslice a una velocidad de 30 Km/h, lo que son 8,3 m/s

Esta es también la velocidad tangencial del tambor, el cual tiene un diámetro máximo de

500 mm, sacamos los rpm a los que gira con la formula $V(rpm) = \frac{v_{tag}(\frac{mm}{s}) * 60}{\pi * \phi(mm)}$

Metemos los valores $V(rpm) = \frac{8300 * 60}{\pi * 500}$ lo que da un valor de 317 rpm

El momento torsor que tendrá que vencer el motor para hacer avanzar al esquiador será el momento producido por la tensión horizontal que produce el esquiador, esta era de un valor de 50 Kg. EL par que soportará será de $9.8 * 50 * 500 / 2 = 122500 \text{ Nmm}$, 122.5 Nm

Pasamos este valor a potencia, $N(Kw) = \frac{Mt * n}{9550 * 10^3} = \frac{122500 * 317}{9550 * 10^3} = 4.06 \text{ Kw}$

Elegimos un motor de corriente continua de 24 voltios, de la compañía china JINLE MOTOR, tenemos que decidir ahora que potencia tendrá. Este tipo de motor tiene un orden de revoluciones entorno a las 2000rpm en funcionamiento, por lo que el reductor tendrá que tener un valor $i = \frac{2000}{317} = 6.3$.

Elegimos por su buena capacidad de transmisión una caja reductora de tornillo sin fin corona. En el catálogo que usamos, de la marca REM, la que más se acerca nuestro valor es una reductora con $i = 7.5$, por lo que las revoluciones en el motor serán de $317 * 7.5 = 2377.5$ rpm, mucho menor que el límite de 4000 rpm marcado por el fabricante del motor

El eje del motor está apoyado en 2 rodamiento por lo que se perderá potencia debido a su rendimiento, de valor 0,95

$$Nr = \frac{4.06 \text{ Kw}}{0.95^2} = 4.46 \text{ Kw}$$

El fabricante de la caja reductora le da un rendimiento de 0,85, por lo que

$$Nm = \frac{4.46}{7.5 * 0.85} = 0.7 \text{ Kw}$$

Finalmente, el propio eje saliente del motor y entrante en el reductor está apoyado en 2 rodamientos de rendimiento 0,95

$$Nm = \frac{0.7}{0.95^2} = 0.775Kw$$

Elegimos pues un motor de 1 Kw de potencia y 24 voltios de tensión, concretamente el modelo IM208.

3.8 RODAMIENTOS

Dentro de nuestro sistema tenemos varias zonas en las que usamos rodamientos. Elegimos **rodamientos cilíndricos de una fila** al ser estos más resistentes que los de s

3.8.1 EJE POLEAS SUPERIORES

Estos 2 ejes que soportan las poleas que direccionan el cable a los tambores están sometidos predominantemente a carga radial

Suponiendo una duración de 4000h a 556 rpm

$$Lh = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} \longrightarrow 4000 = \frac{L \cdot 10^6}{556 \cdot 60} = 133 \text{ millones de vueltas}$$

Con lo que estimamos la vida del rodamiento, L, en 133 millones de vueltas. Las cargas a las que están sometidos los rodamientos son las producidas por el cable al pasar por la polea, que son de 31445N en X, y de 34316 N en Y

$$P = \sqrt{31445^2 + 34316^2} = 46544N$$

Ahora calcularemos la capacidad de carga que ha de tener el rodamiento

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \longrightarrow 133 = \left(\frac{C}{46544}\right)^{\frac{10}{3}} \text{ lo que da un valor } C \text{ de } 200Kn \text{ que se reparten entre los dos rodamientos lo que hace que } C \text{ sea de } 100Kn$$

El primer rodamiento cilíndrico que aguanta esta fuerza es el de diámetro interior 35mm y exterior 80mm, con C =106Kn, el modelo NU 2307 ECP.

Por lo que el diámetro del eje estará determinado por el valor del rodamiento en vez del de las tensiones, al ser el del primero mayor.

3.8.2 EJE POLEA EXTREMO OPUESTO

Suponemos también la vida de este rodamiento en 4000 h. Esta polea está sometida a una tensión de 68844

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \longrightarrow 133 = \left(\frac{C}{68844}\right)^{\frac{10}{3}} \text{ dando un valor de } C=300Kn \text{ que se reparten en } 150Kn \text{ para cada rodamiento}$$

El primer rodamiento cilíndrico en cumplir estas características es el de diámetro interior 45mm y exterior 100 mm y C=130 Kn, concretamente es el modelo NU 2309 ECP al igual que en el caso anterior el diámetro del eje tendrá que ser diferente al definido por los esfuerzos de flexión y será de 45 mm para poder alojar a los rodamientos.

3.8.3 EJE MOTOR

Existen en este eje dos rodamientos que se verán sometidos a cargas diferentes, tanto radiales como axiales. El eje A será el encargado de absorber las cargas axiales

Para empezar, calcularemos si las fuerzas axiales han de ser consideradas, para ello al ser divididas por las radiales han de superar un valor e determinado por el fabricante, en nuestro caso 0,2

Las fuerzas axiales son del orden de 1202 N, y las radiales en el rodamiento A de 29792N.

$$\frac{Fa}{Fr} < e \quad \frac{1202}{29792} = 0.0403 \ll 0.2$$

Por tanto, no tendremos en cuenta a la hora del cálculo las fuerzas axiales. La duración de estos rodamientos también es de 4000h y giran a 317 rpm

$$Lh = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} \longrightarrow 4000 = \frac{L \cdot 10^6}{317 \cdot 60} = 76 \text{ millones de vueltas}$$

En el rodamiento A

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \longrightarrow 76 = \left(\frac{C}{29792}\right)^{\frac{10}{3}}$$

Lo que da un valor C de 110 Kn, el rodamiento cilíndrico adecuado para esta carga es uno de 50 mm de diámetro interior y 110 exterior, con C=127 KN concretamente el NU 310 ECP

En el rodamiento B

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \longrightarrow 76 = \left(\frac{C}{40406}\right)^{\frac{10}{3}}$$

Lo que da un valor de C de 148Kn, el rodamiento cilíndrico adecuado para esta carga es uno de 50 mm de diámetro interior y 110 de exterior, con C=186 KN concretamente el NU 2310 ECP

En estos dos últimos casos los diámetros internos de los rodamientos coinciden con los del eje calculado a flexión, por lo que no será necesario modificarlo.

3.8.4 EJE TRACTOR 2

Este eje tiene una disposición similar a la anterior estando los rodamientos sometidos a fuerzas radiales y axiales, siendo también el rodamiento del apoyo A el encargado de absorber las fuerzas en sentido axial. El método de cálculo es el mismo.

$$\frac{Fa}{Fr} < e \quad \frac{1220}{27965} = 0.0436 \ll 0.2$$

El valor es mucho menor de 0.2 por lo que las fuerzas axiales no se tendrán en cuenta a la hora del calculo

La vida esperada de estos rodamientos es de 4000h y giran a 317 rpm

$$Lh = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} \longrightarrow 4000 = \frac{L \cdot 10^6}{317 \cdot 60} = 76 \text{ millones de vueltas}$$

En el rodamiento A

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \longrightarrow 76 = \left(\frac{C}{27965}\right)^{\frac{10}{3}}$$

Lo que da un valor C de 102.5 Kn, el rodamiento cilíndrico adecuado para esta carga que ha de tener un diámetro mínimo de 50 mm es un rodamiento de rodillos cilíndricos de diámetro exterior 110mm, con C=127 KN concretamente el NU 310 ECP

En el rodamiento B

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \longrightarrow 76 = \left(\frac{C}{24074}\right)^{\frac{10}{3}}$$

Lo que da un valor de C de 88Kn, el rodamiento cilíndrico adecuado para esta carga es uno de 50 mm de diámetro interior y 90mm de exterior, con C=90 KN concretamente el NU 2210 ECP.

Sin embargo, para simplificar e impedir el tener que usar diferentes bridas y por tanto diferente estructura de apoyo, se decide usar el mismo rodamiento NU 310 ECP con C=127 KN

Al igual que en el anterior eje el diámetro del mismo sigue siendo definido por los cálculos de los esfuerzos.

4.0 PIEZAS DISEÑADAS POR ELEMENTOS FINITOS

4.1 INTRODUCCION

En este apartado pasaremos a determinar el diseño mas adecuado para 3 piezas diferentes, el sistema de poleas superior, el sistema de poleas del extremo opuesto y la pieza donde se apoyan las bobinas. Para ello nos valdremos del método de elementos finitos proporcionado por el programa SOLIDWORKS, de esta manera podremos determinar que partes de la pieza están sometidas a mayor carga y en consecuencia reforzar la estructura en ese punto

Todas las piezas parten de chapa de acero de diferente espesor, por lo que un factor clave a determinar con el método de elementos finitos es el espesor de chapa a usar en cada elemento.

El acero usado en todas las piezas es un acero 1023 al carbono (SS) con las siguientes propiedades

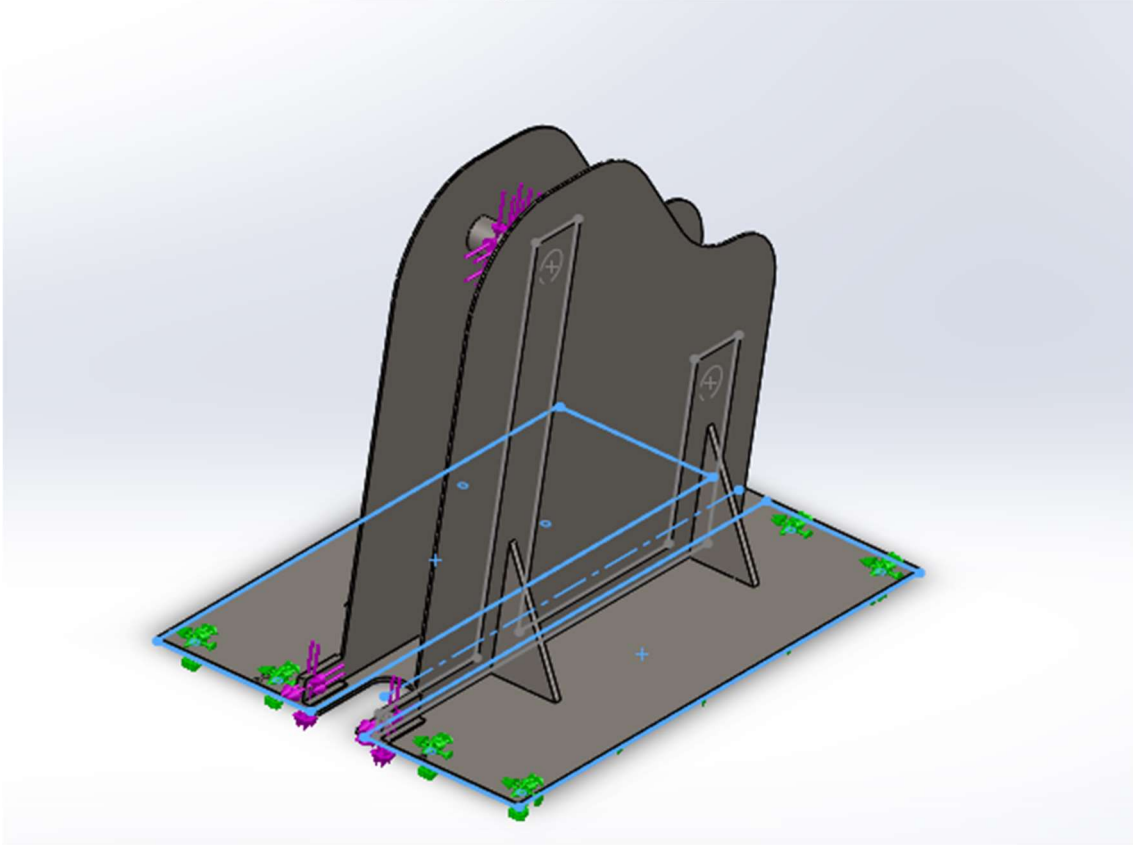
Propiedad	Valor	Unidades
Coeficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	7.999999987e+010	N/m ²
Densidad de masa	7858	kg/m ³
Límite de tracción	425000003.2	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	282685049	N/m ²
Coeficiente de expansión térmica	1.2e-005	/K
Conductividad térmica	52	W/(m·K)

4.2 SISTEMA DE POLEAS SUPERIOR

El sistema de poleas se ve sometido a las fuerzas en los ejes producidas por los cables al direccionarlos a hacia los tambores y las fuerzas producidas por el cable de equilibrio

Los valores de estas fuerzas se detallaban en el Anexo 2,

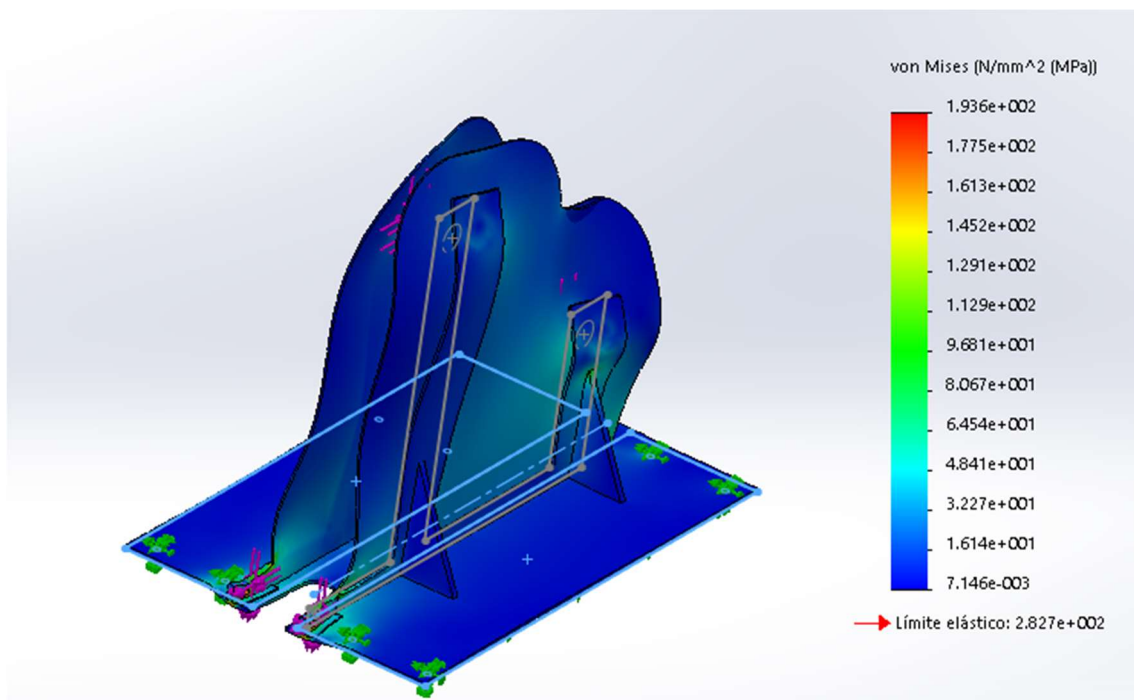
El modelo de elementos finitos es el siguiente



Se encuentra limitado su desplazamiento en y en la base, y donde se alojan los tornillos se limita el desplazamiento al completo

La fuerza se ve que se aplican en el medio del eje de las poleas, y en los agujeros donde estará el mosquetón unido al cable de equilibrio

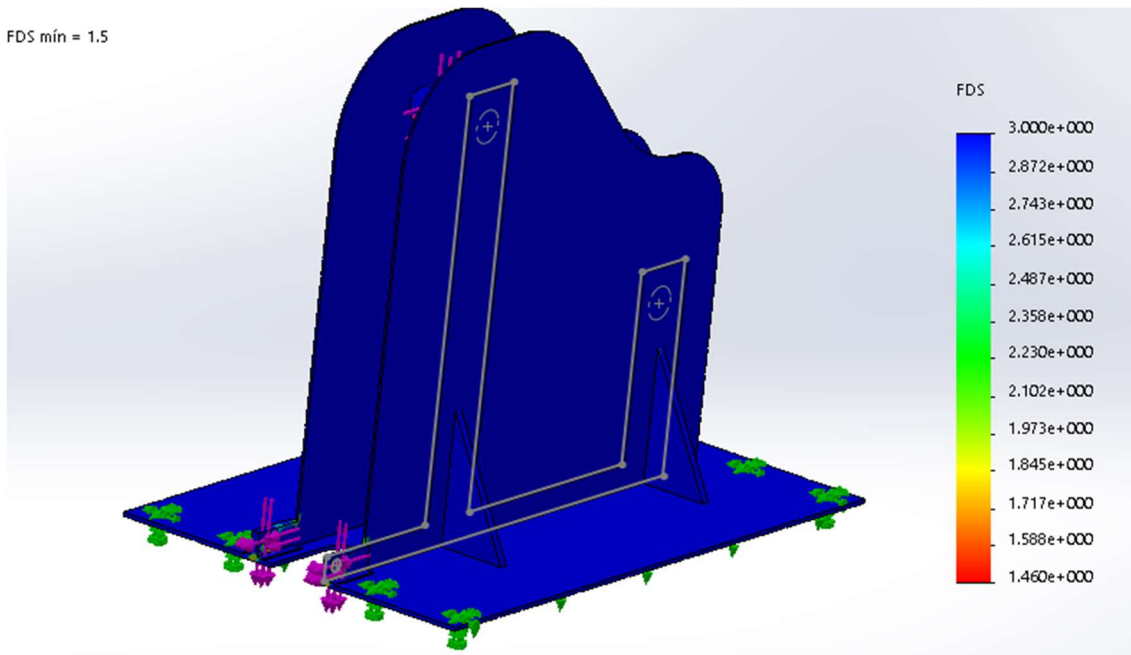
Las tensiones de Von mises



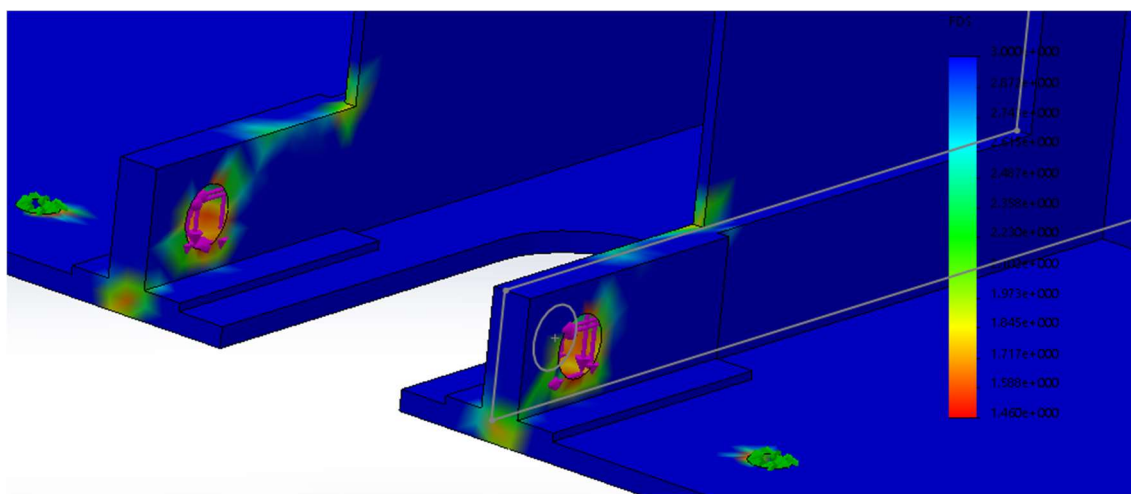
Con el máximo aplicado entorno al agujero de los mosquetones

Coefficiente de seguridad

FDS mín = 1.5



El mínimo coeficiente de seguridad en el sistema es de 1.5, ubicado el máximo



Se determina pues que este diseño es el correcto pues un Cs de 1.5 se considera optimo
Los espesores finales son:

3mm para la chapa principal

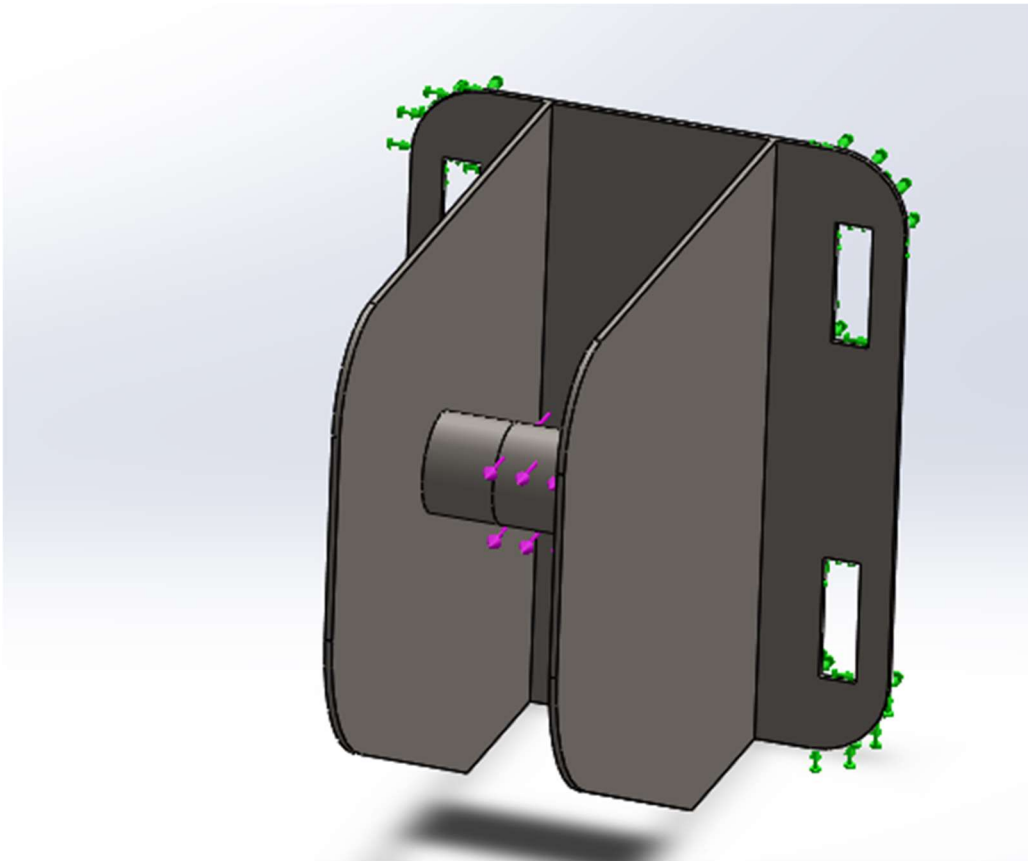
4mm la chapa de refuerzo

3mm el refuerzo en L en el agujero del mosquetón

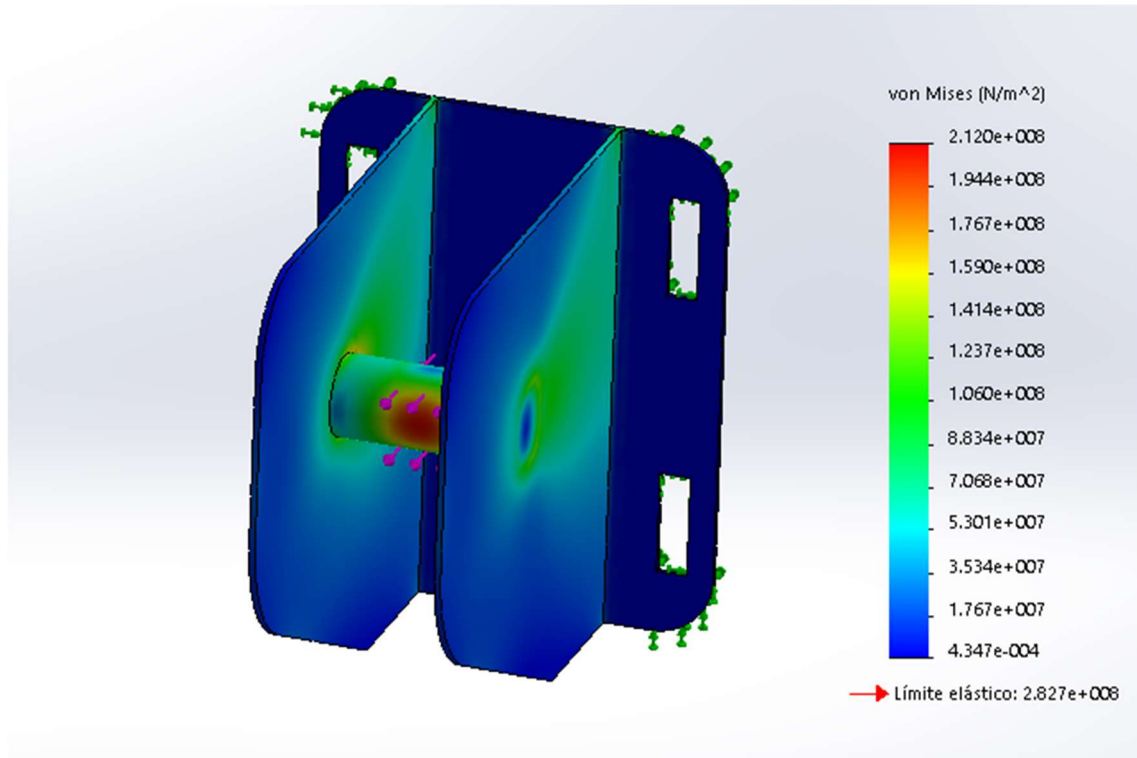
4.3 POLEA EXTREMO OPUESTO

Esta polea se ve sometida a la fuerza en x de la tensión de los 2 cables y se sujeta por medio de eslingas, que pasan por los agujeros diseñados en la placa trasera. Por lo que para la simulación las fuerzas se aplicaran en el centro del eje, y se considerara completamente fijo la placa trasera

Modelo de calculo

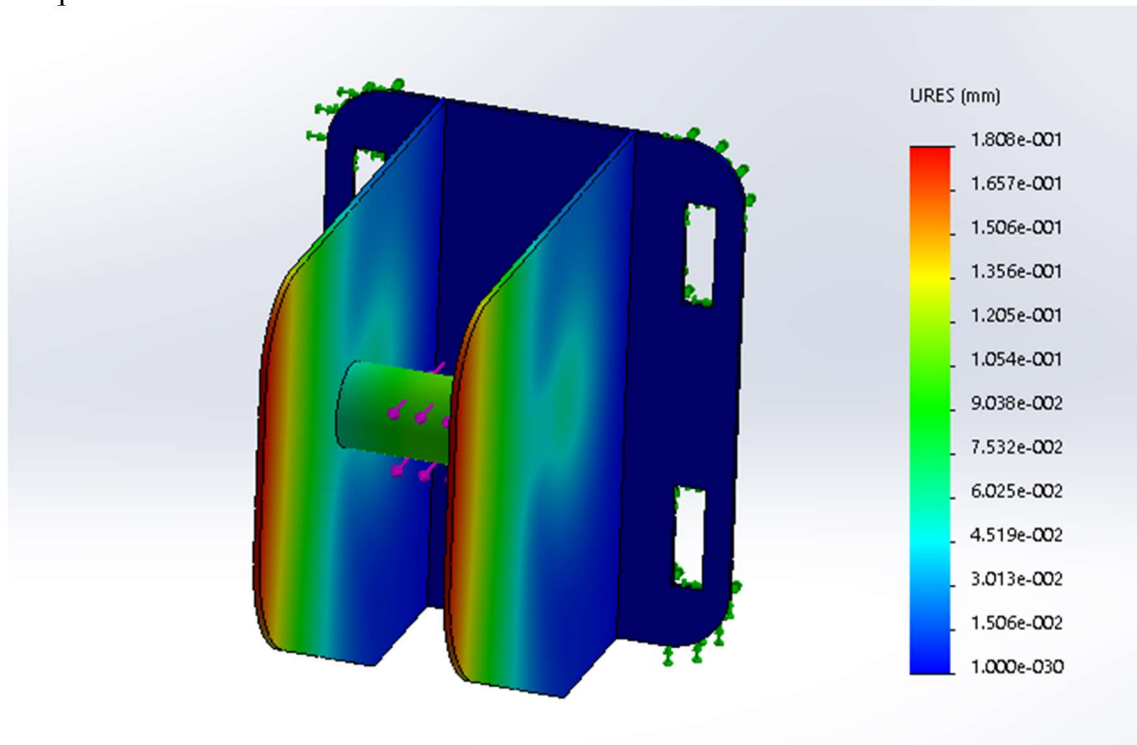


Las tensiones de Von Mises resultantes



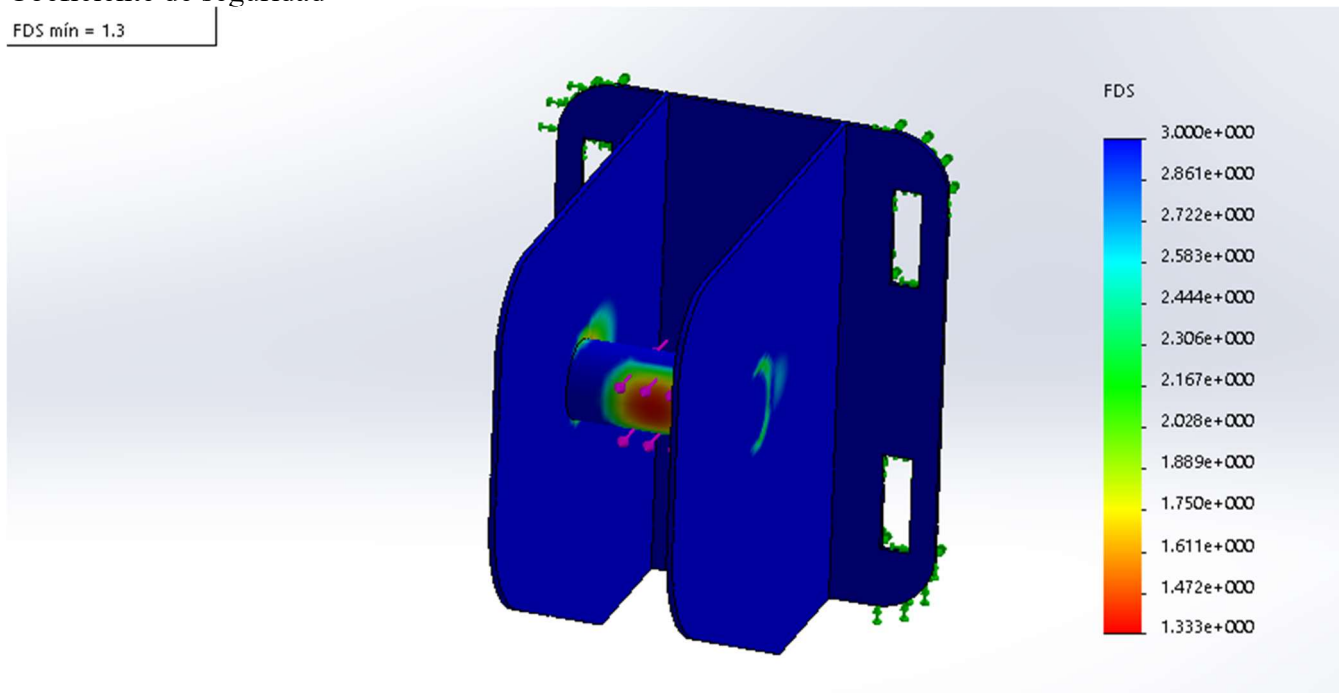
Observamos como se distribuye la fuerza desde el empotramiento del eje a través de la chapa

Desplazamientos



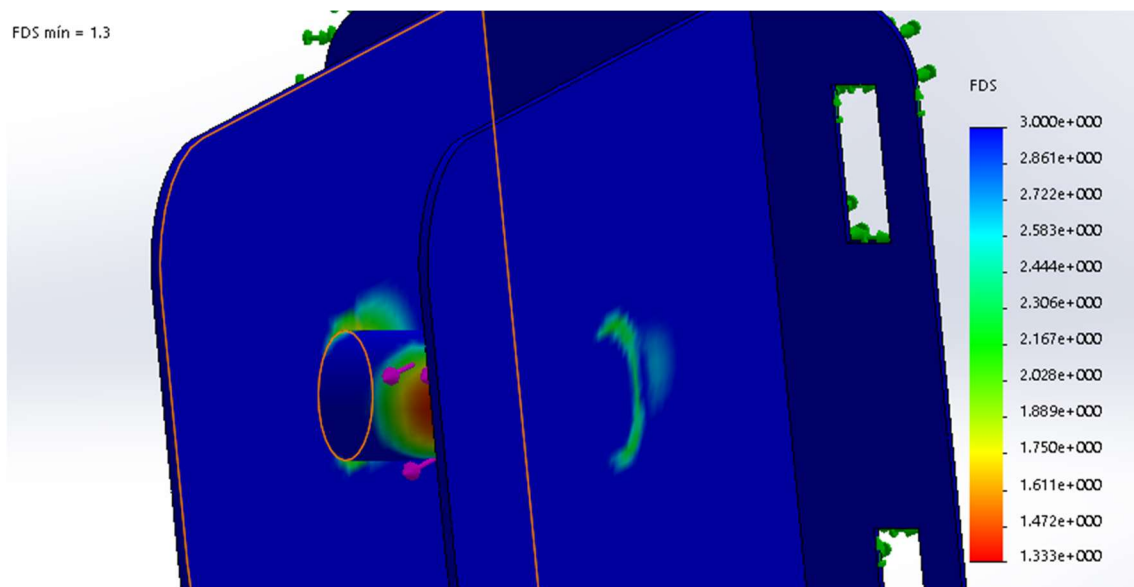
Coefficiente de seguridad

FDS mín = 1.3



El mínimo Cs requerido es de 1,3, sin embargo, se observa que este valor esta ubicado en el eje, el cual ya hemos dimensionado anteriormente

FDS mín = 1.3



El mínimo Cs en la chapa es por tanto de entorno a 2, un valor aceptable

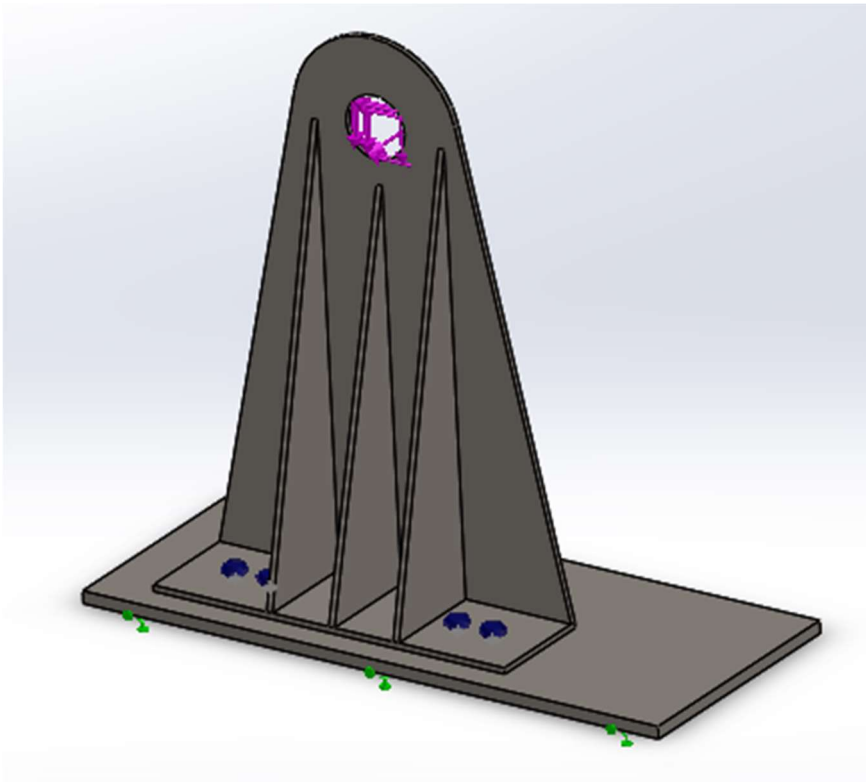
Tras los cálculos se determina este diseño aceptable con unos espesores de chapa de 5mm en las tres chapas que lo conforman

4.4 ELEMENTO SUJECCION BOBINAS

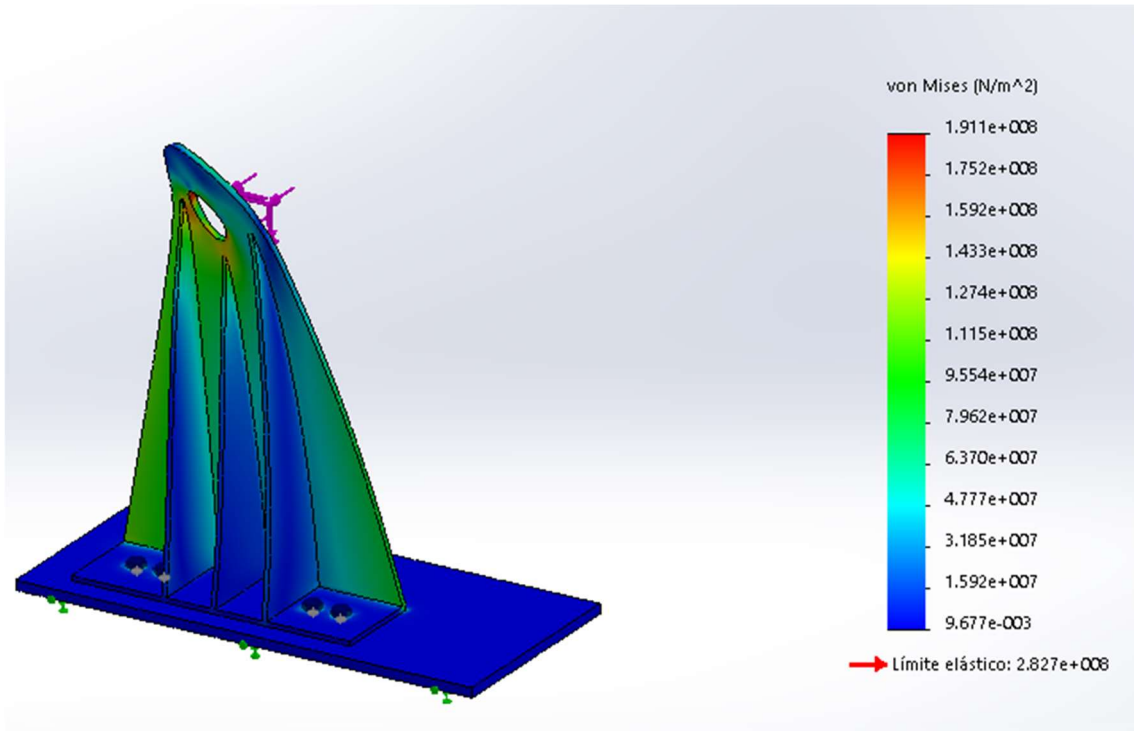
Esta pieza se encarga de sustentar el eje tractor, tanto el que esta unido al reductor como el de la bobina 2,

Debido a que la tornillería que lo sujeta a la placa base esta sometida principalmente a fuerzas de tracción, se decide simular la pieza unida a la placa base, para conseguir un resultado más realista, las fuerzas se aplican en el orificio por donde pasará el eje y estará alojado el rodamiento

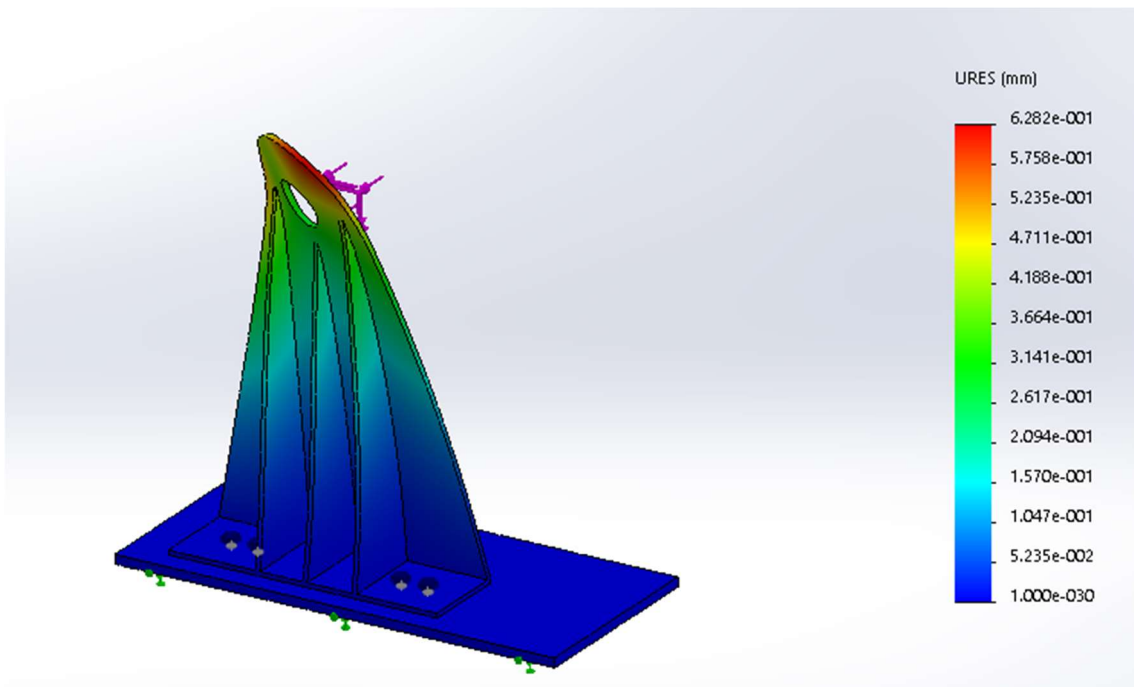
Modelo de calculo



Las tensiones resultantes en la pieza son

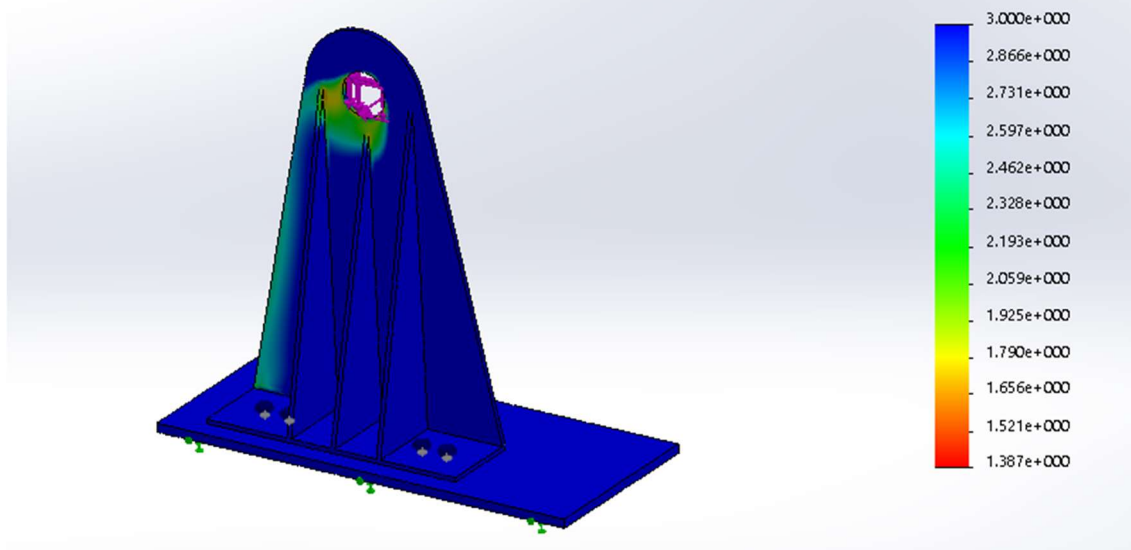


Y los desplazamientos



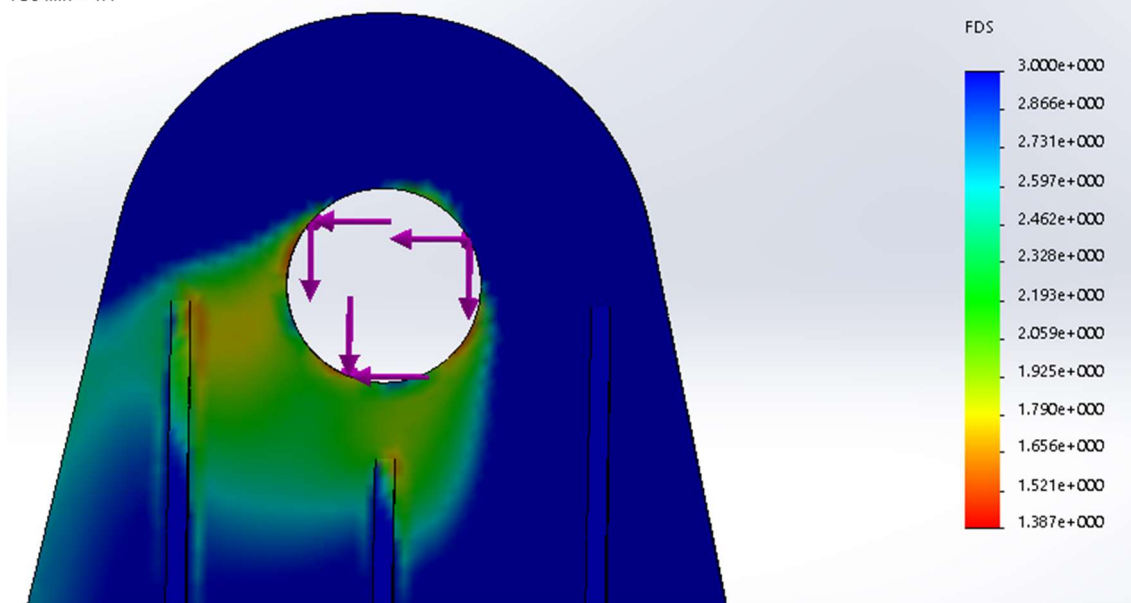
El resultado del Coeficiente de seguridad es

FDS mín = 1.4



Como podemos observar la mayor fuerza se produce en la parte superior

FDS mín = 1.4



Los usos de los nervios rigidizan el sistema. El Cs mínimo es pr tanto de 1,4 aunque este valor se produce en el agujero del eje, siendo en la chapa en si de entorno a 2, un valor aceptable

Los espesores de chapa serán de 5mm la parte principal y los 3 nervios, mientras que la base donde van los 4 tornillos de métrica 8 será de 3mm, ya que no soporta casi fuerzas.

5.0 CONCLUSIONES

Las tensiones producidas en el cable son las que determinan el diseño casi completamente de toda la estructura, durante el ejercicio de diseño se ha intentado que el sistema sea lo mas eficaz posible dentro de las capacidades a las que se verá sometido

Los cálculos nos demuestran que el sistema es realista y podría funcionar sin ningún problema en caso de que se decidiese construir

Este proyecto no pretende determinar completamente la construcción del conjunto, mas bien es la verificación de que es posible su desarrollo y da pie a un diseño mas ampliado para poder terminar de definirlo por completo

6.0 BIBLIOGRAFIA

Libros usados

- *Grúas* escrito por Emilio Larrode y Antonio Miravete
- *Transportadores y Elevadores* Escrito por Emilio Larrode y Antonio Miravete
- *Diseño en ingeniería mecánica*, por Shigley y Mitchel

Compañías usadas para los elementos normalizados y sus catálogos

- Motor: JINLE MOTOR
- Caja reductora: REM
- Rodamientos: SKF
- Bridas: HATSINIK BRIDAS
- Cable: CAMESA STEEL ROPE

Normas empleadas:

- DIN 15061-1 para dimensionamiento de poleas
- NTP 155 para los elementos relacionados con el cable, bobina y cable equilibrio
- Código ASME para dimensionamiento de ejes

Programas de cálculo:

- Catia V5 R20 para el diseño 3D
- SolidWorks 2016 para los elementos finitos
- Cespla para calculo estructura y ejes

Apuntes de las asignaturas

- Resistencia de materiales
- Calculo de elementos de maquinas
- Criterio de diseño de maquinas