

Trabajo Fin de Grado

Cálculo y diseño del sistema de accionamiento de un ascensor para seis ocupantes y veinticuatro metros de altura

Calculation and design of the traction system of an elevator for six occupants and twenty four meters high

Autor

Estefanía Blanco González

Director

Paula Canalís Martínez

Resumen

El proyecto trata sobre el cálculo y diseño del sistema de accionamiento, también llamado de elevación, de un ascensor residencial para seis ocupantes con un recorrido de veinticuatro metros de altura. Para su realización se emplea la normativa UNE referente a ascensores y relaciones de transmisión, además de catálogos, programas de cálculo y libros especializados.

Para su realización se comenzará por seleccionar el tipo de cabina necesaria siguiendo la normativa, lo que nos determinará su peso y dimensiones. Se seleccionarán los cables necesarios basándose en las características de cada tipología según libros especializados y la normativa, calculando la tensión máxima mayorada según coeficiente de seguridad que debe soportar cada cable. Se calculará el contrapeso según el porcentaje de carga que deba ser compensada, obtenida de nuevo de libros especializados, y con ello se calculará la carga no equilibrada a partir del análisis de fuerzas.

El segundo paso será el cálculo de los parámetros de las poleas de tracción y desviación, que se obtendrán a partir del diámetro de cable seleccionado, el coeficiente de seguridad marcado por la norma y el número de poleas equivalente, que contabiliza el deterioro generado en los cables por efecto de las flexiones de estos sobre las poleas. Para el cálculo de la polea de desvío se estudiará su posición relativa respecto de la polea de tracción para conseguir un ángulo de contacto suficiente a la vez que mantenemos el espacio ocupado al mínimo. Se estudiarán cuatro casos de posición y movimiento de la cabina estipulados por la norma para evaluar la adherencia de las poleas.

El tercer paso será escoger el motor capaz de producir la potencia suficiente que permita elevar la cabina a su velocidad nominal. Para ello se realizará una primera aproximación de la relación de transmisión, los parámetros del reductor y el rendimiento del mismo, a partir del cálculo y estudio de catálogos. Se calculará el momento necesario en la polea de tracción para elevar la cabina y con ello determinaremos el momento mínimo necesario que debe de generar el motor. Con ello obtendremos la potencia del mismo.

Cuarto paso, seleccionado el motor determinaremos su velocidad real de rotor a partir del estudio de catálogos y con ello podremos obtener la relación de transmisión real que nos permita elevar la cabina a su velocidad nominal. Se comprobará mediante el cálculo a flexión y a desgaste si los parámetros del reductor aproximados en el tercer paso permiten transmitir el momento necesario a la polea de tracción. En caso contrario se realizarán modificaciones sobre el módulo.

Se determinará el rendimiento del reductor y se comprobará si cumple térmicamente.

En el quinto paso se diseñarán los ejes. Se empleará el programa MEFI para realizar los diagramas de esfuerzos. Se determinará el diámetro mínimo necesario según la deflexión máxima recomendada por la ASME, por resistencia estática y por fatiga, tanto analíticamente como empleando SolidWorks. Los valores finales de los diámetros se seleccionarán según normativa.

Finalmente se han seleccionado los rodamientos a partir de los diámetros de los ejes y de las cargas mayoradas en los apoyos empleando catálogos de SKF.

D./D^a. Estefanía Blanco González ,en

aplicación de lo dispuesto en el art. 14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
Grado (Título del Trabajo)

Cálculo y diseño del sistema de accionamiento de un ascensor para seis ocupantes y veinticuatro metros de altura

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 19/09/2020



Fdo: Estefanía Blanco González

Contenido

Memoria	5
Anexo I. Selección de cables	31
Anexo II. Cálculo de contrapeso y masa no equilibrada	36
Anexo III. Cálculo de poleas	42
Anexo IV. Cálculo de motor y reductor	56
Anexo V. Cálculo de ejes	90
Anexo VI. Selección de rodamientos	118
Anexo VII. Cálculo numérico de ejes	146
Anexo VIII. Planos de los ejes	172
Bibliografía	176

Memoria

Contenido

1. Introducción	8
2. Objeto	10
3. Normas y referencias	12
4. Descripción de la solución	13
4.1 Cables	13
4.2 Contrapeso y carga no equilibrada	15
4.3 Poleas	16
4.4 Reductor	18
4.4.1 Motor	18
4.4.2 Engranajes	19
4.4.3 Ejes	24
4.4.4 Rodamientos	27
5. Conclusión	30

Tablas

Tabla 1. Características de los cables seleccionados	14
Tabla 2. Características cable de maniobra	15
Tabla 3. Masa de contrapeso y masa no equilibrada	16
Tabla 4. Parámetros poleas	17
Tabla 5. Características material de las poleas	17
Tabla 6. Características del motor	19
Tabla 7. Características de la transmisión	20
Tabla 8. Parámetros del tornillo sin fin	20
Tabla 9. Parámetros de la corona	22
Tabla 10. Definiciones	23
Tabla 11 Parámetros tornillo sin fin	25
Tabla 12 Parámetros corona	26
Tabla 13. Características del material	26
Tabla 14. Chavetas	27
Tabla 15. Características rodamiento tornillo apoyo 1	27
Tabla 16. Características rodamiento tornillo apoyo 3	28
Tabla 17. Características rodamiento corona apoyo 1	28
Tabla 18. Características rodamiento corona apoyo 3	29
Tabla 19. Características rodamiento corona apoyo 5	29

1. Introducción

Los ascensores eléctricos aparecieron por primera vez en Nueva York en 1889 (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997) y desde entonces su uso se ha extendido cada vez más a lo largo del mundo. Se puede definir al ascensor como *“Aparato elevador permanentemente instalado que sirve niveles de acceso definidos, incluyendo una cabina cuyas dimensiones y construcción permiten claramente el acceso de pasajeros.”* (AEN/ CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2011)

Dependiendo de la forma en la que se realice la tracción, los ascensores eléctricos se clasifican en ascensores de arrastre, donde la tracción no se realiza por adherencia, por ejemplo los ascensores de tambor de arrollamiento, o ascensores de adherencia donde la tracción se consigue por adherencia de los cables a las gargantas de la polea de tracción. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

Los ascensores se componen en líneas generales por:

- El propio hueco del ascensor, siendo este el espacio cerrado que ocupan la cabina y contrapeso donde se incluyen además las puertas de acceso, guías y amortiguadores.
- El circuito de elevación, que a su vez engloba el circuito de tracción.
- El circuito de paracaídas, entendiéndose por paracaídas el *“Dispositivo mecánico que se destina a parar e inmovilizar la cabina o el contrapeso sobre sus guías en caso de exceso de velocidad en el descenso o de rotura de los órganos de suspensión.”* (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)
- Circuitos auxiliares de instalación eléctrica, seguridad, alumbrado y control entre otros.

En este proyecto nos centraremos en el circuito o sistema de elevación, que como hemos dicho engloba al circuito de tracción. El sistema de elevación es aquel que permite el movimiento de la cabina y está compuesto por:

- Los sistemas de suspensión de la cabina y contrapeso.
Actualmente se trabaja con cables de acero, aunque en el pasado se han empleado también cadenas. En general el número mínimo de cables permitidos es 2, con un diámetro mínimo de 8 [mm]. Se trabaja con coeficientes de seguridad de entorno a 12 o 16 dependiendo de la cantidad de cables de suspensión (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997).
- Cabina, siendo esta la *“Parte del ascensor que transporta pasajeros y/o cargas.”* (AEN/ CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2011)
- Contrapeso, se define como *“masa que asegura la tracción”* (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017). Su misión es equilibrar el peso de la cabina y su carga para disminuir el peso que debe arrastrar el sistema de tracción consiguiendo una disminución de la potencia necesaria para arrastrar la cabina.

- Cableado de compensación, encargado de compensar el peso de los cables de tracción, empleado para recorridos largos superiores a 20 o 25 [m].
- El circuito de tracción, que engloba el motor, reductor y poleas de tracción y desviación.

Dentro del sistema de tracción, el reductor es una parte fundamental. Para ascensores lo más común es emplear una transmisión corona-tornillo sin fin, lo que viene justificado por las siguientes ventajas (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997):

- Transmisión compacta en comparación a otras para misma potencia y relación de transmisión dados.
- Mínimo número de piezas móviles, lo que implica mínima necesidad de gastos en mantenimiento y recambio de piezas .
- Transmisión silenciosa con mínimo nivel de ruido.
- Alta resistencia al impacto.
- Freno mecánico.

Aunque actualmente cada vez se emplean más los sistemas de elevación que no incluyen ningún tipo de reductor, los llamados ascensores **gearless**, estos ascensores permiten ahorrar energía ya que el rendimiento de los reductores corona-tornillo sin fin se encuentra en torno a un 70%, lo que implica pérdidas del 30%. Se emplean para velocidades superiores a 2 m/s.

Existen diferentes tipos de ascensores recogidos por la norma en función de la tarea para que hayan sido diseñados (AEN/ CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2011).

- Clase I: *“Ascensores diseñados para el transporte de personas.”*
- Clase II: *“Ascensores principalmente diseñados para el transporte de personas, pero que también pueden transportar cargas. Estos ascensores difieren de los de las clases I, III y VI esencialmente por la decoración interior de la cabina.”*
- Clase III: *“Ascensores diseñados para asistencia sanitaria, incluyendo hospitales y clínicas.”*
- Clase IV: *“Ascensores destinados principalmente al transporte de cargas que son generalmente acompañadas de personas.”*
- Clase V: *“Minicargas.”*
- Clase VI: *“Ascensores especialmente diseñados para edificios con tráfico intenso, es decir, con velocidades nominales de 2,5 m/s y superiores.”*

El ascensor a estudiar en el proyecto será un ascensor de adherencia de clase I con cables de compensación y reductor.

2. Objeto

La finalidad de este proyecto será el cálculo del sistema de elevación de un ascensor residencial situado en Zaragoza y el diseño del reductor de dicho sistema. Las características del ascensor serán:

- Ascensor residencial para el transporte de personas (Clase I)
- Carga nominal 450 [kg]
- Peso de la cabina es de 600 [kg]
- Cantidad de personas a transportar de 6
- Recorrido del ascensor será de 24 [m]
- Motor eléctrico asíncrono de dos velocidades.
- Reductor corona-tornillo sin fin
- Polea de tracción
- Velocidad nominal de 0.75 [m/s]

El ascensor será de tracción por adherencia de tipo residencial para el transporte de personas con cabina de carga nominal 450 [kg], permitiendo el transporte de seis personas o una silla de ruedas sin acompañante (AEN/ CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2011). El peso de la cabina es de 600 [kg]. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

Irá situado en un edificio de 6 plantas, con tres viviendas por planta, abarcando 18 viviendas. La 1ª planta se sitúa a 3.5m del suelo. El recorrido del ascensor será de 24 [m]

El motor eléctrico empleado será un motor asíncrono de dos velocidades con reductor de velocidad, por ser grupos tractores con capacidad para soportar tráfico intenso en velocidades inferiores a 1 [m/s]. Además con ellos se consigue el mínimo error en el frenado gracias a la nivelación de la velocidad. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

El ascensor contará con suspensión directa 1:1 por estar trabajando con cargas inferiores a los 2000 kg. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

La norma ISO 4190-1 (AEN/ CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2011) define la velocidad nominal como "Velocidad para la que el ascensor se ha construido y diseñado para su funcionamiento." Especificando una serie de valores específicos que se pueden seleccionar.

Para cargas nominales [kg] los valores posibles serán los siguientes: 450 - 630 - 800 - 1000 - 1275 - 1350 - 1600 - 1800 - 2000 - 2500

La norma ISO 4190-1 (AEN/ CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2011) define la carga nominal como “Carga para la que el ascensor se ha construido y diseñado para su funcionamiento.” Especificando una serie de valores específicos que se pueden seleccionar.

Para velocidades nominales [m/s] los valores posibles serán los siguientes: 0.4 - 0.63 - 0.75 - 1.00 - 1.50 - 1.60 - 1.75 - 2.00 - 2.5 - 3.00 - 3.5 - 4.00 - 5.00 - 6.00

La deceleración dependerá de los elementos de frenado además de otros factores que no competen a los cálculos realizados en este proyecto, sin embargo la norma UNE-EN 81-50:2017 (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017b) nos determina para un caso normal como el nuestro una deceleración mínima de 0.5 [m/s²], por lo que se ha decidido escoger un valor de 0.6 [m/s²].

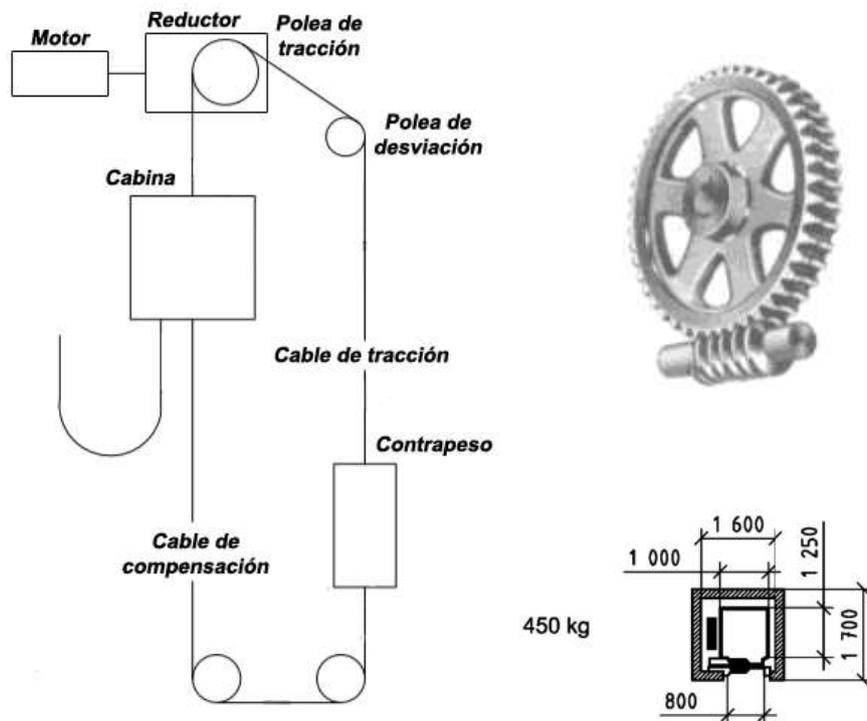


Figura 1. Elementos del sistema de elevación, transmisión corona-tornillo sin fin y dimensiones cabina 450 kg - UNE EN-4190-1:2011

3. Normas y referencias

Para la elaboración del siguiente trabajo se ha hecho referencia a la normativa UNE referente a ascensores y cables de acero, además de la revisión de catálogos y libros específicos sobre la materia.

Todos ellos pueden verse en el apartado de bibliografía.

4. Descripción de la solución

El cálculo de los diferentes elementos se detalla en los diferentes Anexos de cálculo y se hará referencia a ellos cuando sea oportuno. Se presentan a continuación los resultados obtenidos.

4.1 Cables

El proceso de cálculo que se ha llevado a cabo para realizar la selección de los cables se muestra en el Anexo I.

Se ha comenzado obteniendo la carga mínima que debe de ser capaz de soportar cada cable, se ha escogido aquella tipología de cable que ofrecía las mejores condiciones de trabajo y se ha seleccionado dentro de esa tipología el mínimo diámetro que cumple las condiciones de carga y calidad necesarias.

La selección se ha regido por la norma UNE-EN 12385-5 (AEN/CTN 58 Maquinaria de Elevación y Transporte, 2004)

Los cables serán de acero tal como indica la norma UNE-EN 81-20:2017 (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017a). En el libro del transporte vertical (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997) se define un cable metálico como *“Un elemento constituido por alambres agrupados formando cordones, que a su vez se enrollan sobre un alma formando un conjunto apto para resistir esfuerzos de extensión.”*

Y define a su vez los elementos componentes de un cable: Alambres, almas, cordones y cabos. Con diferentes estructuras de fabricación que dan lugar a las diferentes tipologías de cable.

En el sistema de elevación de un ascensor existen dos aplicaciones distintas para los cables: Tracción y compensación.

Tracción: Aquel del cual están suspendidos la cabina y el contrapeso o masa de equilibrado y que, en el caso de sistemas de elevación por adherencia, es la adherencia de dichos cables a la garganta de la polea la que provoca la tracción de los cables y por tanto el movimiento de la cabina. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

Compensación: Su objetivo es compensar el peso del cable de tracción. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

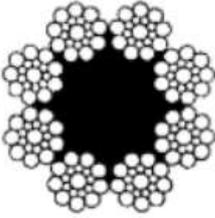
Se ha escogido la misma tipología de cable para las dos aplicaciones, Seale de 8 cordones y alma textil (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997), por presentar las siguientes características positivas:

- Un perfil redondeado que le permite adaptarse mejor a las gargantas de las poleas y obtener mayor cantidad de puntos de contacto. Con un paso más suave y una vida mayor.
- Flexibilidad que le da resistencia a la fatiga.
- Sección más deformable y resistencia a la abrasión.

Es el tipo de cable más empleado en ascensores convencionales (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997), recogido a su vez por la norma UNE-EN 12385-5 entre las diferentes tipologías disponibles.

A continuación se muestran los resultados.

Tabla 1. Características de los cables seleccionados (AEN/CTN 58 Maquinaria de Elevación y Transporte, 2004)

8x19S-FC (8x19(9+9+91)+1textil)					
	Aplicación	Calidad	Masa [Kg/m]	Diámetro [mm]	Carga mínima de rotura [KN]
8x19S-FC	Tracción	1370/1770	0.34	10	44
	Compensación	1370/1770	0.34	10	44

Este tipo de cable tiene 8 cordones que se encuentran enrollados helicoidalmente a un alma textil. Cada cordón está formada por 19 hilos repartidos en tres órbitas, con 9 hilos en la exterior, 9 en la intermedia y 1 en la central como puede verse en la imagen superior. Los hilos de la órbita intermedia tienen un menor diámetro que los de la externa y central. Presenta un arrollamiento cruzado, el giro de los hilos en el cordón es inverso al de los cordones en el alma. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

Distinto a los cables existe también el cordón de maniobra, definido como “cable eléctrico flexible, que contiene múltiples conductores, entre la cabina y un punto fijo (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017). A continuación mostramos sus características.

Tabla 2. Características cable de maniobra (SAB Brockskes, no date)

	Nº conductores x sección [mm ²]	Diámetro alambre [mm]	Ancho [mm] x alto [mm]	Peso cobre [Kg/m]	Peso cable [kg/m]
	16 x 0.75	0.21	43.3 x 4.2	0.1152	0.342

4.2 Contrapeso y carga no equilibrada

El proceso de cálculo que se ha llevado a cabo para obtener la **masa del contrapeso** se muestra en el Anexo II. Se ha realizado el equilibrio de fuerzas del sistema de elevación y se ha despejado su valor para la altura $y=0$.

Se define el contrapeso como “masa que asegura la tracción” (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017) Su misión es equilibrar el peso de la cabina y su carga para disminuir el peso que debe arrastrar el sistema de tracción y consiguiendo una disminución de la potencia necesaria para arrastrar la cabina.

Se llama coeficiente de compensación o factor de equilibrado a “la cantidad de carga nominal contrapesada por el contrapeso” (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017).

El factor de compensación se encuentra comúnmente en torno al 50%. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997).

En edificios de elevada altura es necesario tener en cuenta en el cálculo del contrapeso el peso de los cables del sistema de elevación.

El contrapeso estará constituido por bloques de fundición o de hormigón, que deberán estar unidos por bastidores capaces de trabajar con un coeficiente de seguridad mínimo de 5 (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997).

El proceso de cálculo que se ha llevado a cabo para obtener la **masa no equilibrada** se muestra en el Anexo III. A partir del equilibrio de fuerzas entre contrapeso y cabina se ha despejado su valor.

Se define la masa no equilibrada será aquella que no haya sido compensada por efecto del contrapeso y la cual determinará la potencia necesaria por parte del motor para desplazar la cabina.

Tabla 3. Masa de contrapeso y masa no equilibrada

Elemento	Masa
Contrapeso [kg]	827
Masa no equilibrada [kg]	223

4.3 Poleas

El proceso de cálculo llevado a cabo para la obtención de las características principales de las poleas de tracción y desviación se muestra en el Anexo III. El diámetro de la polea de tracción y polea de desvío ha sido obtenido a partir del diámetro de los cables y del coeficiente de seguridad respectivamente. Se han estudiado cuatro casos de carga y comportamiento de la cabina para asegurar su correcto funcionamiento con los parámetros calculados.

La polea de tracción en ascensores de tracción por adherencia es la encargada de transmitir la tracción por adherencia que permita el movimiento de la cabina, además de soportar los esfuerzos transmitidos por el cable.

Estas están definidas por tres características: su diámetro, el material de fabricación y el perfil de las gargantas. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

El diámetro de estas está relacionado con la velocidad nominal de desplazamiento fijada para la cabina y con el diámetro del cable de tracción, cuya vida será mayor cuando mayor sea la relación entre diámetro de polea y diámetro de cable (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997). La norma UNE-EN 81-20:2017 (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017) establece una relación mínima de $D_{Tp} = 40 * d_c$. Donde D_{Tp} es el diámetro de la polea de tracción y d_c el diámetro del cable. Es por ello que se ha determinado un diámetro de polea de 600 [mm].

El material empleado en estas poleas es fundición de hierro gris (F-815), por presentar resistencia suficiente para soportar la presión del cable sobre la garganta y permitir que no se produzca un desgaste anormal. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997).

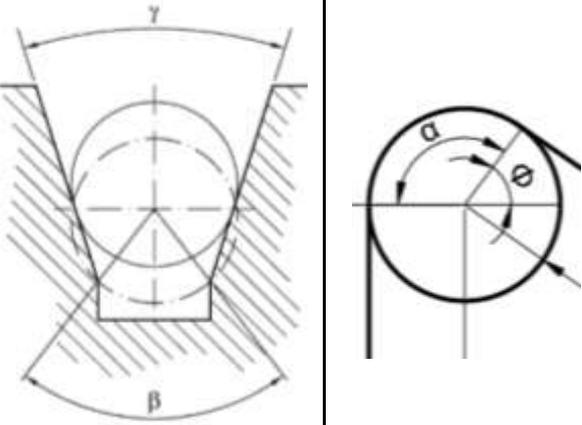
El perfil de la garganta está relacionado con la vida del cable y debe ser seleccionado para evitar el enclavamiento del cable en esta o el aplastamiento del mismo.

Los perfiles de garganta más utilizados son: Trapezoidal en V, semicircular y semicircular desfondada. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997; CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017)

Hemos seleccionado gargantas trapezoidales en V sin tratamiento de endurecimiento, por ofrecer una buena adherencia y evitar la deformación y rozamiento del fondo de la garganta, además de ser las más empleadas en este tipo de ascensores (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

Mostramos los parámetros resultantes en la siguiente tabla:

Tabla 4. Parámetros poleas

Polea de Tracción			
	Garganta	Trapezoidales en V sin tratamiento de endurecimiento	
	Diámetro [mm]	600	
	γ [°]	140°	
	β [°]	70°	
	α [°]	45°	

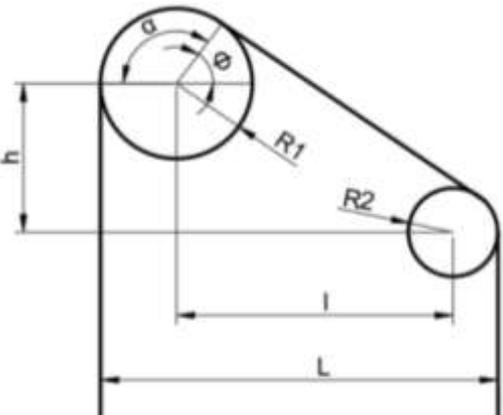
Polea de desviación		
	Diámetro [mm]	360
	Posición relativa frente a polea de Tracción	
	h [mm]	1327
	l [mm]	1270
	L [mm]	1750

Tabla 5. Características material de las poleas

F-815		
Rm [MPa]	Dureza	Límite elástico [MPa]
420	250-300 HB	114

4.4 Reductor

El reductor estará formado por una transmisión tornillo sin-fin corona que irá unida a un motor eléctrico de dos velocidades.

La función del reductor será la de adecuar la velocidad del motor a la necesaria para asegurar la velocidad nominal de la cabina y realizar el momento necesario para su arrastre.

El empleo de la transmisión corona-tornillo sin fin viene justificada por las siguientes ventajas (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997):

- Transmisión compacta en comparación a otras para misma potencia y relación de transmisión dados
- Mínimo número de piezas móviles, lo que implica mínima necesidad de gastos en mantenimiento y recambio de piezas
- Transmisión silenciosa con mínimo nivel de ruido
- Alta resistencia al impacto

4.4.1 Motor

El proceso de cálculo llevado a cabo para la selección del motor se muestra en el Anexo IV.

El motor a seleccionar será un motor eléctrico asíncrono de dos velocidades. Son motores trifásicos de polos conmutables, lo que les permite funcionar a una velocidad rápida (Gran velocidad) o a una velocidad lenta (Baja velocidad) dependiendo de la conexión de los polos. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

Las aproximaciones realizadas para permitir su selección serán las siguientes:

- Velocidad de sincronismo 1500 rpm (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)
- Ángulo de presión de la transmisión 20° (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)
- Ángulo de inclinación de diente 5° (Serrano Nicolás, 2013)
- Diámetro primitivo del tornillo sin fin 45 [mm] (Brown Advance, no date)

A partir de estas aproximaciones y del momento que es necesario transmitir a la polea de tracción para permitir su desplazamiento a la velocidad nominal, 655,5 [Nm], se han aproximado la relación de transmisión y los parámetros de diseño de los engranajes, que nos permitirán aproximar a su vez el rendimiento de la transmisión.

A partir del rendimiento en la transmisión podremos determinar el momento en el tornillo sin fin y, por tanto, la potencia mínima necesaria que es necesario que transmita el motor; 3.182. Se ha seleccionado aquel con potencia inmediatamente superior.

En la siguiente tabla se muestran las características del motor seleccionado.

Tabla 6. Características del motor (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

Motor								
Potencia (kW)	Potencia (CV)	n (1/min)	n real Gran velocidad (1/min)	IMA/ IMN (%)	IMN Gran velocidad 220v	IMN Gran velocidad 380v	IMN Baja velocidad 220v	IMN Baja velocidad 380v
4.4	5.98	1500/375	1440	350	21	12	20	11.5

4.4.2 Engranajes

El proceso de cálculo llevado a cabo para la obtención de los parámetros de la transmisión se muestra en el Anexo IV.

El cálculo de los parámetros reales se ha realizado partiendo de las aproximaciones anteriores, tomando ahora la velocidad real del rotor del motor seleccionado para obtener la relación de transmisión real.

Sobre ellas se ha realizado cálculos a flexión y a desgaste.

En el cálculo a flexión se partirá de las siguientes hipótesis iniciales (Serrano Nicolás, 2013):

- El diente tiene perfil evolvente
- Toda la carga actúa sobre un único diente, lo que nos sitúa en la situación más desfavorable.
- Toda la carga actúa sobre el extremo del diente, asemejándose a una viga en voladizo.

En cada uno de ellos vamos a comprobar si con el módulo circunferencial seleccionado se consigue transmitir a la polea el momento necesario para su funcionamiento a velocidad nominal. En caso de no ser el caso se han realizado interacciones con los módulos circunferenciales recogidos en la UNE 18-005-84 (IRANOR, 1984) hasta obtener aquel que cumple, y con él los parámetros de diseño.

Obtenidos los parámetros de diseño se ha procedido al cálculo del rendimiento real de la transmisión y, con él, al cálculo térmico de la misma.

Los engranajes corona-tornillo sin fin pueden definirse como un par de engranajes helicoidales, donde el engranaje tornillo presenta un ángulo de hélice tal que sus dientes dan una vuelta completa alrededor del cilindro de paso, dando lugar al filete del tornillo. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

El engranaje de la corona se define como un engranaje cuyos flancos hacen contacto lineal con los del tornillo formando un par de engranajes cruzados. (Secretaría del CTN SERCOBE, 1993)

Además de las ventajas mencionadas anteriormente estas transmisiones también presentan las siguientes características:

- Gran fricción, con consecuente pérdida de rendimiento y necesidad de lubricación para refrigerar.
- Montaje complejo.
- Fabricación de la corona en material de menor resistencia que el tornillo.
- Generación de cargas radiales, axiales y tangenciales.

Tabla 7. Características de la transmisión

Características	
Transmisión	Corona-Tornillo sin fin
Relación de transmisión	60
Rendimiento	76,5 %
Grado del aceite lubricante	SAE 70

En las siguientes tablas definimos cada uno de los parámetros de diseño de los engranajes de la transmisión y los resultados obtenidos:

Tabla 8. Definiciones

Concepto	Definición
Módulo	<i>“Es la unidad del sistema de engranajes normalizados. Se define por la relación del diámetro primitivo, expresado en milímetros y el número de dientes, y representa, por tanto, el número de milímetros del diámetro primitivo que corresponden a cada diente.” (AENOR, 1961)</i>
módulo circunferencial (Mc2)	<i>“En los engranajes helicoidales, es el módulo que corresponde al paso circunferencial.” (AENOR, 1961)</i>
Módulo axial (Ma1)	<i>“Módulo que define la geometría del tornillo” (Canalís and Malón, 2019)</i>
Módulo normal (Mn)	<i>“En los engranajes helicoidales, es el módulo que corresponde al paso normal.” (Canalís and Malón, 2019)</i>

Tabla 8. Definiciones

Ángulo de inclinación de dientes (μ) [°]	<i>“En los engranajes helicoidales, es el ángulo que forman la hélice primitiva del diente, con el eje de la rueda.”(Canalís and Malón, 2019)</i>
Ángulo de presión (α_n) [°]	<i>“Es el ángulo formado por la línea de acción y la tangente común a las circunferencias primitivas, en el punto primitivo.”(Canalís and Malón, 2019)</i>
Paso normal (P_n)	<i>“En los engranajes helicoidales, es el paso que corresponde o una sección por un plano normal a la inclinación del diente.”(Canalís and Malón, 2019)</i>
Paso axial (P_a)	<i>“Distancia entre los puntos de intersección de toda paralela al eje de un engranaje helicoidal con dos flancos homólogos consecutivos” (Secretaría del CTN SERCOBE, 1993)</i>
Ancho engranaje (b)	<i>“Longitud de la parte dentada de un engranaje, medida siguiendo la generatriz del círculo primitivo de referencia” (Secretaría del CTN SERCOBE, 1993)</i>
Paso circunferencial (P_c)	<i>“En los engranajes helicoidales es el paso circular correspondiente a la sección del plano de rotación. Es igual a la circunferencia primitiva dividida por el número de dientes.”(Canalís and Malón, 2019)</i>
Paso helicoidal (P_h)	<i>“En los engranajes helicoidales, es el avance en sentido axial de la hélice del diente, correspondiente a una vuelta completa de la rueda.”(Canalís and Malón, 2019)</i>
Avance (L)	<i>“Distancia que recorrería un punto en la dirección axial al girar una vuelta” (Canalís and Malón, 2019)</i>
Anchura del dentado (b_c)	En engranajes helicoidales: <i>“La anchura del diente se considera entre los puntos de contactos con el diente del tornillo” (Canalís and Malón, 2019)</i>
Diámetro primitivo (d_{p1})(D_{p2})	<i>“Todas las ruedas normales, que forman una misma familia, están dotadas de dientes de perfil evolvente de círculo, con características definidas, de manera que engranen correctamente con la cremallera tipo del sistema, y pueden considerarse engendrados por la citada cremallera tipo en el movimiento de rodadura. La circunferencia de cada rueda, tangente a la línea primitiva de la cremallera tipo, se llama circunferencia primitiva, su diámetro es el diámetro primitivo. Con relación a esta circunferencia primitiva, se determinan todas las características de los dientes. La relación de los diámetro primitivos, es igual a lo de las velocidades angulares.”(Secretaría del CTN SERCOBE, 1993)</i>

Tabla 9. Parámetros del tornillo sin fin

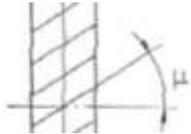
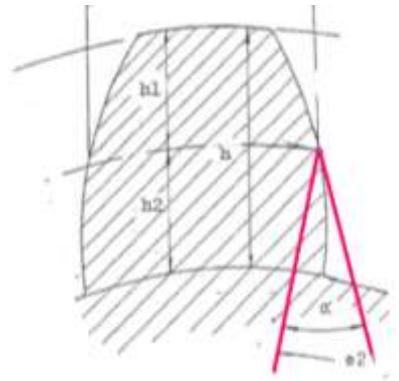
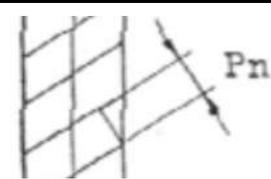
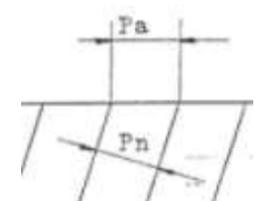
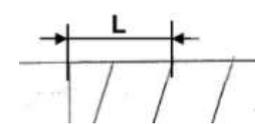
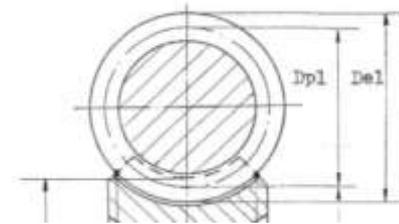
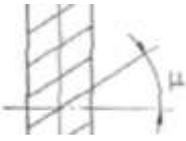
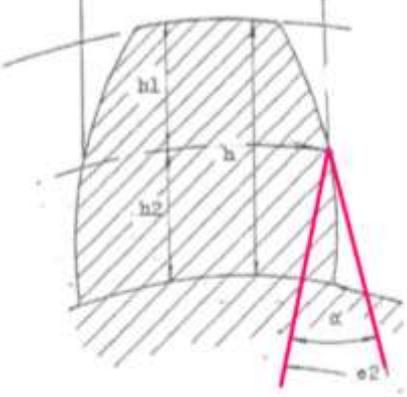
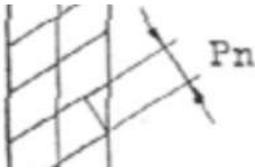
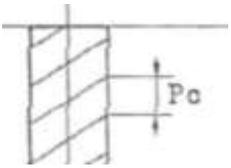
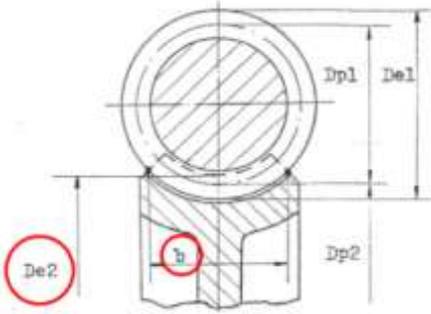
Tornillo Sin Fin		
Material	F-123	
Módulo axial (Ma_1)	6	
Módulo normal (Mn)	5,977	
Número de dientes (Z)	1	
Ángulo de inclinación de dientes (μ) [°]	5	
Ángulo de presión (α_n) [°]	20	
Paso normal (P_n)	18,78	
Paso axial (Pa)	18,85	
Avance (L)	18,85	
Diámetro primitivo (dp_1)	69	

Tabla 10. Parámetros de la corona

Corona		
Material	SAE-65	
módulo circunferencial (M_{c2})	6	
Módulo axial (M_{a1})	-	
Módulo normal (M_n)	5,977	
Número de dientes (Z)	60	
Ángulo de inclinación de dientes (μ) [°]	5	
Ángulo de presión (α_n) [°]	20	
Paso normal (P_n)	18,78	
Paso circunferencial (P_c)	18,85	
Anchura del dentado (b_c)	40.61	
Diámetro primitivo (D_{p_2})	360	

3.4.3 Ejes

El proceso de cálculo llevado a cabo para la obtención de los parámetros de los ejes de forma analítica se muestra en el Anexo V. El proceso de análisis mediante SolidWorks se muestra en el anexo VII.

Para su dimensionado se han empleado tres criterios: El criterio de rigidez torsional, el criterio de resistencia estática y el criterio de resistencia a fatiga. Se han de cumplir las siguientes condiciones:

- Deflexión (θ) inferior a 0.25 [°/m]
- $\tau_{adm} = 99$ para el eje del tornillo sin fin.
- $\tau_{adm} = 75.9$ para el eje de la corona.
- Ciclos de vida a fatiga $\geq 1.135296e10$ [ciclos]

El eje del tornillo sin fin estará biapoyado (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997) en rodamientos.

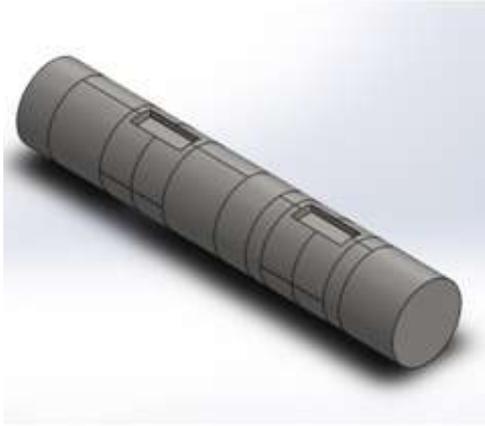
El eje de la corona tendrá tres apoyos y sostendrá no solo la corona del reductor sino la polea de tracción del ascensor.

El coeficiente de seguridad ha sido calculado empleando la teoría de cortante máximo.

Tabla 11 Parámetros tornillo sin fin

Eje tornillo			
		Material	F-123
		Diámetro [mm]	40
		Longitud [mm]	420
		Velocidad de giro [rpm]	1440
		Vida a fatiga [ciclos]	6.584e10
Análisis SolidWorks		Cálculo numérico	
Tensión máxima	101.9 [MPa]	Tensión máxima (VM)	86.76 [MPa]
Desplazamiento máximo	8.824e-03 mm	Tensión máxima (cortante máximo)	43.4[MPa]
Coeficiente seguridad	2.9	Coeficiente seguridad	3.8
Factor de carga	1.89		

Tabla 12 Parámetros corona

Eje corona			
	Material		F-123
	Diámetro [mm]		90
	Longitud [mm]		300
	Velocidad de giro [rpm]		23.873
	Vida a fatiga [ciclos]		2,680e11
Análisis SolidWorks		Cálculo numérico	
Tensión máxima	34.15 [MPa]	Tensión máxima (VM)	25.95 [MPa]
Desplazamiento máximo	3.287e-03 mm	Tensión máxima (cortante máximo)	13.9[MPa]
Coefficiente seguridad	7.5	Coefficiente seguridad	11.87
Factor de carga	4.97		

La diferencia entre las tensiones máximas en el eje de la corona se debe a la distribución de fuerzas empleada en la simulación, y que se explica en el anexo VII.

El acero empleado es el mismo en ambos ejes y a su vez es el mismo que en el tornillo sin fin, por estar este directamente tallado sobre el eje. Es un acero aleado de alta resistencia al Cr-Ni (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997).

Tabla 13. Características del material

F-123			
Tipo de acero	Rm [MPa]	Dureza	σ_{adm} [MPa]
Acero al Cr-Ni tenaz	900-1100	280-300 HB	330

A falta de acceso a la legislación que rige las chavetas en ejes, estas se han aproximado según la UNE 17102, determinándose las siguientes dimensiones.

Tabla 14. Chavetas

Posición	Tipo	Dimensiones
Corona	Chaveta recta	25x14x40
Polea tracción	Chaveta recta	25x14x135

3.4.4 Rodamientos

El proceso de cálculo llevado a cabo para la obtención de los rodamientos, además de sus especificaciones técnicas, se muestra en el Anexo VI.

Los rodamientos han sido calculados a partir de los esfuerzos generados sobre ellos y mayorados a través de factores correctores (Canalís and Malón, 2019)

Todos los rodamientos han sido escogidos de catálogos SKF, alternando rodamientos de bolas a rodadura y rodamientos de rodillos a rótula según los esfuerzos a soportar.

Rodamientos para el eje del tornillo sin fin:

Tabla 15. Características rodamiento tornillo apoyo 1 (SKF, no date a)

Rodamiento de bolas a rodadura - Apoyo 1							
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática	Velocidad nominal de referencia	Velocidad nominal límite	Designación
d mm	D mm	B mm	C[kN]	Co[kN]	[r/min]	[r/min]	
40	80	18	19.9	6.95	18000	11000	1208 EKTN9

Tabla 16. Características rodamiento tornillo apoyo 3 (SKF, no date d)

Rodamiento de rodillos a rótula - Apoyo 3							
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática	Velocidad nominal de referencia	Velocidad nominal límite	Designación
d mm	D mm	B mm	C[kN]	Co[kN]	[r/min]	[r/min]	
40	90	33	155	140	6000	8000	22308 E

Rodamientos para el eje de la corona:

Tabla 17. Características rodamiento corona apoyo 1 (SKF, no date)

Rodamiento de bolas a rodadura - Apoyo 1							
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática	Velocidad nominal de referencia	Velocidad nominal límite	Designación
d mm	D mm	B mm	C[kN]	Co[kN]	[r/min]	[r/min]	
90	190	43	117	44	6700	4500	1318

Tabla 18. Características rodamiento corona apoyo 3 (SKF, no date)

Rodamiento de rodillos a rótula - Apoyo 3							
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática	Velocidad nominal de referencia	Velocidad nominal límite	Designación
d mm	D mm	B mm	C[kN]	Co[kN]	[r/min]	[r/min]	
90	160	40	331	375	3800	5300	22218 E

Tabla 19. Características rodamiento corona apoyo 5 (SKF, no date)

Rodamiento de rodillos a rótula - Apoyo 5							
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática	Velocidad nominal de referencia	Velocidad nominal límite	Designación
d mm	D mm	B mm	C[kN]	Co[kN]	[r/min]	[r/min]	
90	160	40	331	375	3800	5300	22218 E

5. Conclusión

Este proyecto me ha permitido adquirir y desarrollar conocimientos sobre cómo trabajar con la normativa UNE, además de una comprensión más profunda del funcionamiento de los ascensores y los reductores corona-tornillo sin fin. Me ha permitido, además, mejorar mi comprensión del programa SolidWorks.

El proyecto se ha planteado como un cálculo teórico de los parámetros fundamentales que definen los elementos del sistema de elevación de un ascensor, apoyándose en software de cálculo en casos puntuales como han sido la realización de diagramas de esfuerzo de los ejes. A partir de los cálculos teóricos se han realizado análisis estáticos y de fatiga empleando el software de modelado de sólidos SolidWorks, con la intención de demostrar la correcta realización de los cálculos teóricos.

Se ha determinado que los parámetros fundamentales para la selección de la cabina a partir de la normativa son el flujo esperado de personas en el edificio junto con las necesidades mínimas de accesibilidad.

El modelo de los cables seleccionado se ha determinado a partir de sus características de adherencia y desgaste, observándose que un perfil redondeado ofrece mayor vida a desgaste y mejor adherencia. Se ha concluido que el diámetro de los cables tiene un efecto directo sobre el tamaño de la instalación, por lo que se han escogido los mínimos posibles que cumplan las necesidades de resistencia.

Se han realizado cuatro casos de evaluación de la adherencia según marca la norma para distintas situaciones de funcionamiento, en todos ellos se cumplen las condiciones de adherencia estipuladas, lo que nos demuestra que los parámetros calculados de la polea son adecuados.

Se ha demostrado que el módulo mínimo necesario para el funcionamiento del ascensor en las condiciones marcadas sin que se produzcan fallos a flexión o desgaste es de 6, frente al valor de 4 que se había supuesto previamente. Se ha demostrado también que el fallo a desgaste es más restrictivo que el fallo a flexión en relaciones corona-tornillo sin fin.

Se han determinado los diámetros mínimos necesarios en los ejes de la transmisión del reductor, calculados por deflexión máxima a torsión, por resistencia estática y comprobados numérica y analíticamente por resistencia a fatiga. Con lo que se ha observado que en el caso del tornillo sin fin los esfuerzos estáticos son el factor determinante sobre el diámetro, mientras que en la corona es la resistencia a la fatiga el factor determinante.

Se ha concluido que la tipología de cada rodamiento será determinada por el tipo y magnitud de esfuerzos que soporte. Su modelo específico quedará determinado por el diámetro del eje sobre el que va colocado, la vida a fatiga deseada para él y la magnitud de los esfuerzos que soporta.

Anexo I. Selección de cables

Contenido

1. Introducción	33
2. Selección de los cables	33

Tablas

Tabla 1. UNE-EN 12385-5:2004. Características cables Seale de 8 cordones y alma textil	34
--	----

1. Introducción

Este anexo tiene como objeto desarrollar los cálculos necesarios para la selección de los cables de tracción y compensación pertenecientes al sistema de elevación del ascensor. Además de la selección del cordón de maniobra.

2. Selección de los cables

Se pasará a la selección de los cables, teniendo en cuenta que la suspensión es suspensión directa 1:1 con cable de compensación. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

Calcularemos la carga mínima que debe soportar cada cable sabiendo que al emplear 3 cables tendremos que usar un coeficiente de seguridad de 12 (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017)

$$n = 3$$

$$cs = 12$$

$$Q_m = (Q_u + P) * cs * 9,8 \rightarrow \text{"Carga mayorada"} \rightarrow Q_m = 123,480 \text{ [KN]}$$

$$Q_i = \frac{Q_m}{3} \rightarrow \text{Carga mayorada por cable} \rightarrow Q_i = 41,160 \text{ [KN]}$$

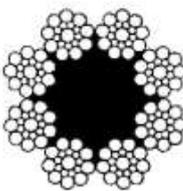
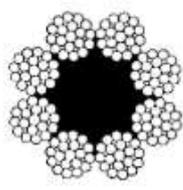
Cables Seale de 8 cordones y alma textil por tener una buena resistencia a la fatiga y adaptarse adecuadamente a las gargantas de las poleas, dando lugar a un paso más suave, mayor área de contacto y vida mayor. Además son los más comúnmente empleados en este tipo de ascensores. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

8x19S-FC (8x19(9+9+91)+1textil)

Vemos las características de este tipo de cables en la siguiente tabla:

Tabla 1. UNE-EN 12385-5:2004. Características cables Seale de 8 cordones y alma textil (AEN/CTN 58 Maquinaria de Elevación y Transporte, 2004)

Clase 8 × 19 con alma de fibra

Ejemplos de construcción de sección transversal	Construcción del cable		Construcción del cordón		
	Detalle	Cantidad	Detalle	Cantidad	
 8×19S-FC	Cordones	8	Alambres	19 a 29	
	Cordones exteriores	8	Alambres exteriores	9 a 14	
 8×25F-FC	Capas de cordones	1	Capas de alambres	2	
	Alambres en el cable	152 a 232			
Ejemplos típicos			Nº de alambres exteriores	Factor del alambre exterior¹⁾	
Cable	Cordón	Total	Por cordón		
8×19 S	1-9-9	72	9	0,065 5	
8 ×25 F	1-6-6F-12	96	12	0,052 5	
8×19 W	1-6-6+6	96	12	6	0,060 6
				6	0,045 0
Factor de la carga mínima de rotura				$K_1 = 0,293$	
Factor de la longitud nominal de la masa ¹⁾ :				$W_1 = 0,340$	
Factor de la sección transversal metálica nominal de la superficie ¹⁾ :				$C_1 = 0,349$	
Diámetro nominal del cable	Masa aproximada de la longitud nominal ¹⁾	Carga mínima de rotura (kN)			
		Tracción doble		Tracción simple	
mm	kg/100 m	Calidad del cable 1180/ 1770	Calidad del cable 1370 1770	Calidad del cable 1570	
8 ²⁾	21,8	25,7	28,1	29,4	
9	27,5	32,5	35,6	37,3	
10 ²⁾	34,0	40,1	44,0	46,0	
11 ²⁾	41,1	48,6	53,2	55,7	
12	49,0	57,8	63,3	66,2	
13 ²⁾	57,5	67,8	74,3	77,7	
14	66,6	78,7	86,1	90,2	
15	76,5	90,3	98,9	104	
16 ²⁾	87,0	103	113	118	
18	110	130	142	149	
19 ²⁾	123	145	159	166	
20	136	161	176	184	
22 ²⁾	165	194	213	223	
1) Solamente informativo.					
2) Tamaños preferentes.					

Escogeremos aquel que cumpla con las especificaciones con el menor diámetro para conseguir reducir el tamaño de la instalación.

Tomaremos cables con un diámetro de 10 [mm] y una calidad de 1370/1770, perteneciente al grupo de calidades marcada por la norma para cables de tracción y compensación (AEN/CTN 58 Maquinaria de Elevación y Transporte, 2004). Nos da una carga mínima de rotura de 44 [KN] superior a los 41,160 [KN] que soportan nuestros cables. Su peso será 34 kg/100m.

En lo referido al cordón de maniobra, y puesto que la instalación eléctrica está fuera de lo recogido en este proyecto, hemos basado su selección en la consulta de catálogos (SAB Brockskes, no date). El cable escogido es un cable plano 16x0.75, 16 conductores y 0.75 [mm²] de sección. El recubrimiento es PVC y el cable es válido hasta alturas de 35 [m]. Su peso es de 0.342 [kg/m].

Por tanto las características de los cables seleccionados son:

$$d_c = 10 [mm]$$

$$Q_{min} = 44 [KN]$$

$$m_L = 0.34 \left[\frac{kg}{m} \right] \text{ "cable de tracción"}$$

$$m_K = 0.34 \left[\frac{kg}{m} \right] \text{ "cable de compensación"}$$

$$m_e = 0.342 \left[\frac{kg}{m} \right] \text{ "cable de maniobra"}$$

Anexo II. Cálculo de contrapeso y masa no equilibrada

Contenido

1. Introducción	38
2. Cálculo del contrapeso	38
3. Cálculo de la carga no equilibrada	41

Figuras

Figura 1. UNE-EN 81-50:2017. Esquema genérico.	38
Figura 2. Esquema del sistema de elevación estudiado.	39

1. Introducción

Este anexo tiene como objeto desarrollar los cálculos necesarios para la obtención de la masa del contrapeso y la masa no equilibrada pertenecientes al sistema de elevación del ascensor.

2. Cálculo del contrapeso

Para el cálculo del contrapeso se partirá del análisis del esquema de fuerzas de nuestro sistema de elevación, presentado en la figura 2, teniendo en cuenta el porcentaje de compensación que queremos conseguir con dicho contrapeso.

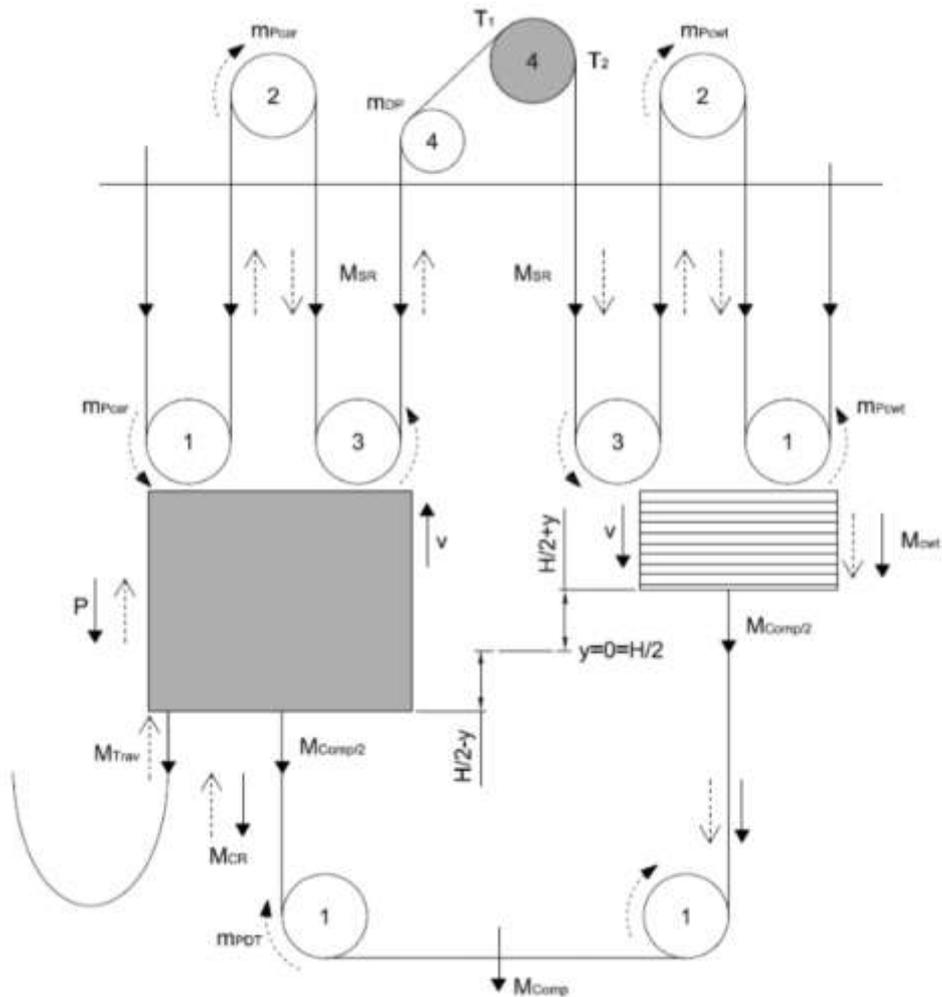


Figura 1. UNE-EN 81-50:2017. Esquema genérico. (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017)

A la hora de trabajar con el esquema presentado es necesario tener en cuenta que en nuestro caso las poleas 1 superiores, las poleas 2 y las poleas 3 no existen.

Esto es debido a que trabajamos con una suspensión directa 1:1, propia de sistemas de elevación que trabajan con cargas inferiores a 2000 [kg]. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

Dejando únicamente la polea de tracción, de desvío y las de compensación. Además en nuestro caso la polea de tracción conecta directamente con la cabina, mientras que la de desvío conecta con el contrapeso.

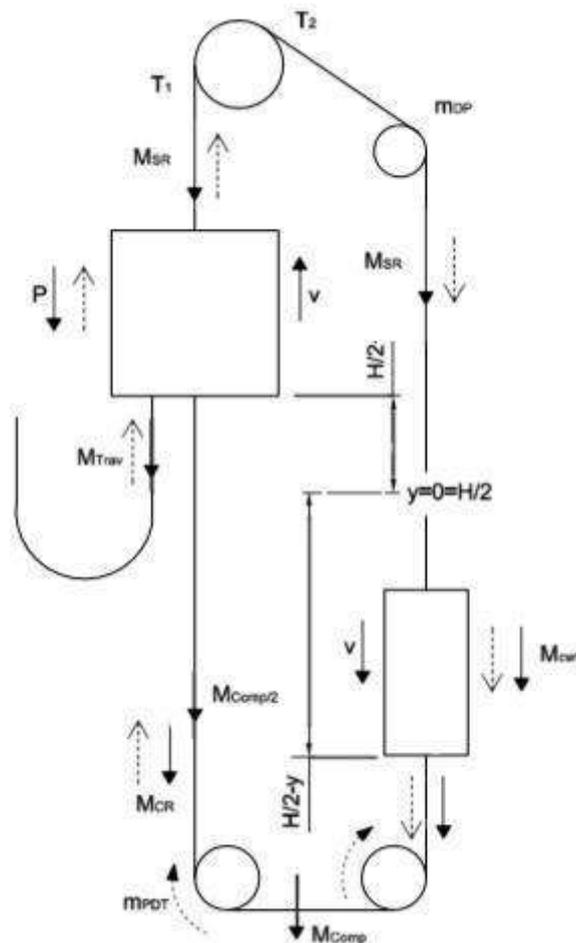


Figura 2. Esquema del sistema de elevación estudiado.

Realizaremos un equilibrio de fuerzas en la polea de tracción teniendo en cuenta el porcentaje de carga nominal que queremos que compense el contrapeso. Normalmente el valor de este porcentaje se encuentra en un 50% que es el que emplearemos. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

$$\psi = 0.5 \text{ "coeficiente de compensación"}$$

$$n_L = 3 \text{ "cables de tracción"}$$

$$n_e = 1 \text{ "cables de maniobra"}$$

$$n_K = 3 \text{ "cables de compensación"}$$

$$M_{CR} = (0,5 * H \pm y) * n_K * m_K \text{ "masa de los cables de compensación."}$$

$$M_{SR} = (0,5 * H \pm y) * n_L * m_L \text{ "masa de los cables de tracción."}$$

$$M_{Trav} = (0,25 * H \pm 0,5 * y) * n_e * m_e \text{ "masa de los cables de maniobra."}$$

Haciendo equilibrio en eje y:

$$T_1 = (P + psi * Q_u + M_{CR} + M_{Trav}) * g + \left(\frac{M_{comp}}{2}\right) + M_{SR} * g$$

$$T_2 = (M_{cwt} + M_{CR}) * g + \left(\frac{M_{comp}}{2}\right) + M_{SR} * g$$

$$T_1 = T_2$$

Esto debe cumplirse para toda posición "y", incluyendo y=0.

$$(P + psi * Q_u + M_{Trav}) * g = (M_{cwt}) * g \rightarrow (600 + 0.5 * 450 + 0.25 * 24 * 0.342) = M_{cwt}$$

$$M_{cwt} = 827.04 [kg] \approx 827 [kg]$$

3. Cálculo de la carga no equilibrada

A partir de los datos de carga nominal y carga de la cabina podemos obtener la carga total en el lado de la cabina.

$$Q_t = P + Q_u \Rightarrow Q_t = 1050 \text{ [kg]}$$

Restando la carga del contrapeso obtenemos la carga no equilibrada:

$$Q = Q_t - M_{cwt} \Rightarrow Q = 223 \text{ [kg]}$$

A mayores de la carga nominal podemos obtener el número máximo de personas que pueden ser transportadas y comprobar que coincide con el determinado por la norma.

$peso = 75 \text{ [kg]}$ *"El peso medio de una persona marcado por la normativa"* (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017)

$$num = \frac{Q_u}{peso} \rightarrow num = 6 \text{ "Número de personas máximas a transportar"}$$

Anexo III. Cálculo de poleas

Contenido

1. Introducción	44
2. Cálculo de la polea	44
2.1 Caso de cabina cargada	51
2.2 Caso de frenado de emergencia: cabina con carga nominal en planta inferior.	52
2.3 Caso de frenado de emergencia: cabina con carga nominal en planta superior.	53
2.4 Caso de contrapeso retenido	54

Figuras

Figura 1. UNE EN 81-50:2017. Garganta trapezoidal en V	45
Figura 2. Gráfico de Wornle	45
Figura 3. UNE EN 81-50:2017. Evaluación del coeficiente de seguridad mínimo	47
Figura 4. Poleas de tracción y desvío	48
Figura 5. Medidas y distancias de cabina, poleas y contrapeso	49
Figura 6. UNE EN-4190-1:2011. Medidas de la cabina	50

1. Introducción

Este anexo tiene como objeto desarrollar los cálculos necesarios para la obtención de los parámetros de diseño de la polea de tracción y polea de desviación pertenecientes al sistema de elevación del ascensor.

2. Cálculo de la polea

Pasaremos al cálculo de la polea de tracción, teniendo en cuenta los siguientes parámetros:

$$i = 1 \text{ "factor de cable"}$$

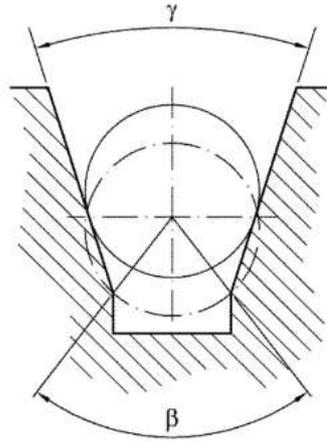
$$a = 0,6 \text{ [m/s}^2\text{] "Deceleración."}$$

$$D_{Tp} = 60 * d_c \rightarrow \text{"Diámetro de la polea"} \rightarrow D_{Tp} = 600 \text{ [mm]}$$

El diámetro de la polea se ha establecido 60 veces superior al de los cables, cumpliendo la condición de $D_{Tp} = 40 * d_c$ establecido por la norma (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017).

La deceleración dependerá de los elementos de frenado además de otros factores que no competen a los cálculos realizados, pero la norma UNE-EN 81-50:2017 nos determina para un caso normal como el nuestro una deceleración mínima de 0.5 [m/s²], por lo que se ha decidido escoger un valor de 0.6 [m/s²].

Hemos seleccionado gargantas trapezoidales en V sin tratamiento de endurecimiento, por ofrecer una buena adherencia y evitar la deformación y rozamiento del fondo de la garganta, además de ser las más empleadas en este tipo de ascensores (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)



Leyenda

β Es el ángulo de desfondado

γ Es el ángulo de la garganta

Figura 1. UNE EN 81-50:2017. Garganta trapecoidal en V

(CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017)

Trabajaremos con un γ de 45° por ser aquel que según el gráfico de Wornle nos ofrece, en comparación con otros γ para la geometría de garganta escogida, una mayor vida de cable. Es además un valor superior al mínimo de 35° (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017)

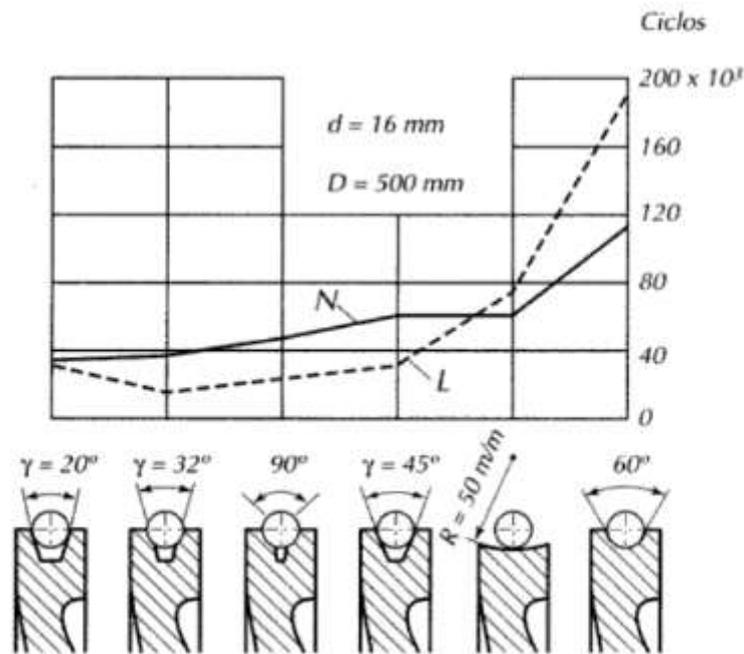


Figura 2.59 Gráfico de Wornle, que relaciona la duración de los cables con el perfil de la polea de arrastre.

Figura 2. Gráfico de Wornle (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

Calcularemos el número equivalente de poleas (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017), que contabiliza el deterioro generado en los cables por efecto de las flexiones de estos sobre las poleas, para obtener el diámetro de la polea de desvío, empleando la gráfica de evaluación del factor de seguridad que nos ofrece la norma.

El $N_{\text{equivalente}}$ se calcula como:

$$N_{\text{equivalente}} = N_{\text{equiv}(t)} + N_{\text{equiv}(n)}$$

El $N_{\text{equiv}(t)}$ lo obtendremos de la siguiente tabla.

Tabla 1. UNE 81-50:2017. Número equivalente de poleas de tracción

(CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017)

Garganta en V	Ángulo en V (γ)	35°	36°	38°	40°	42°	45°	50°
	$N_{\text{equiv}(t)}$	18,5	16	12	10	8	6,5	5
Gargantas desfondadas en U	Ángulo en U (β)	75°	80°	85°	90°	95°	100°	105°
	$N_{\text{equiv}(t)}$	2,5	3,0	3,8	5,0	6,7	10,0	15,2

$$N_{\text{equiv}(t)} = 6.5$$

El $N_{\text{equiv}(n)}$ lo obtendremos según la expresión:

$$N_{\text{equiv}(p)} = Kp \cdot (Nps + 4 \cdot Npr)$$

$$Kp = \left(\frac{D_{Tp}}{D_p} \right)^4$$

Donde D_{Tp} es el diámetro de la polea de tracción, D_p es el diámetro de la polea de desvío, Nps el número de poleas con flexiones simples (1 en nuestro caso) y Npr el número de poleas con flexiones invertidas (0 en nuestro caso).

$$kp = \left(\frac{600}{D_p} \right)^4$$

$$N_{\text{equiv}} = 6.5 + kp$$

Sabiendo que el coeficiente de seguridad dado por los cables debe ser de 12, y teniendo la relación de diámetros entre la polea de tracción y los cables, podemos determinar en la siguiente gráfica el valor del $N_{\text{equivalente}}$ y con él, el del diámetro de la polea de desvío.

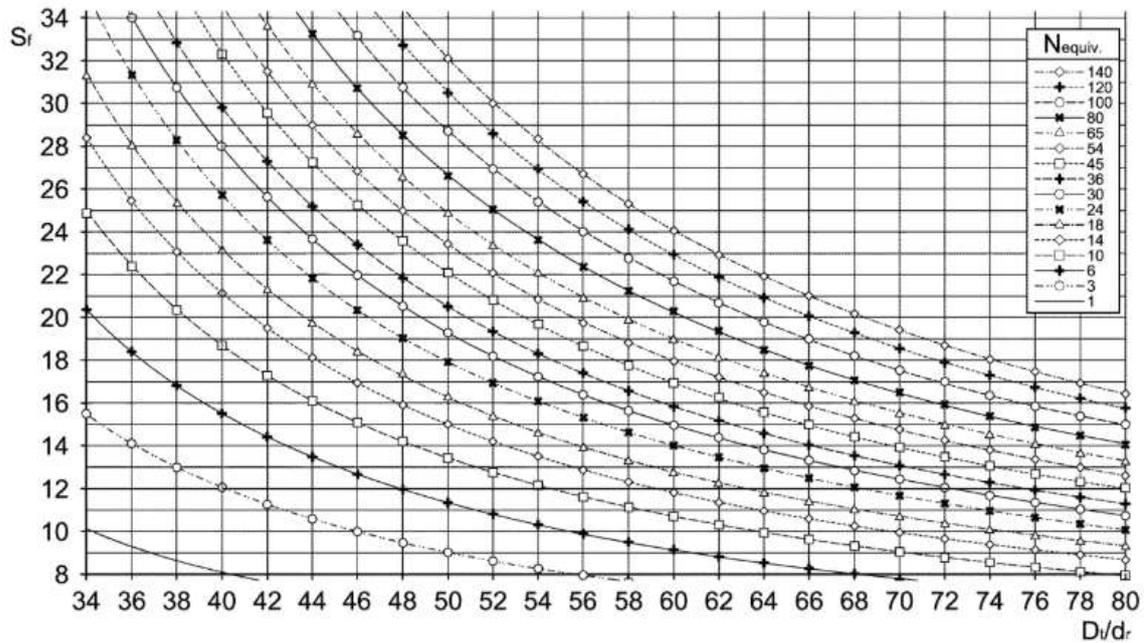


Figura 3. UNE EN 81-50:2017. Evaluación del coeficiente de seguridad mínimo
(CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017)

De aquí obtenemos que para una relación entre diámetros de 60, el $N_{equivalente}$ será de 14.

Despejado $D_p=362$ [mm], que podremos aproximar a un diámetro de **360 [mm]**, ya que disminuir el diámetro de la polea de desvío aumenta el $N_{equivalente}$ que da lugar a trabajar con un coeficiente de seguridad mayor.

Calculado el diámetro de la polea de desvío, obtendremos ahora la distancia y altura entre las poleas de desvío y tracción siguiendo el siguiente esquema.

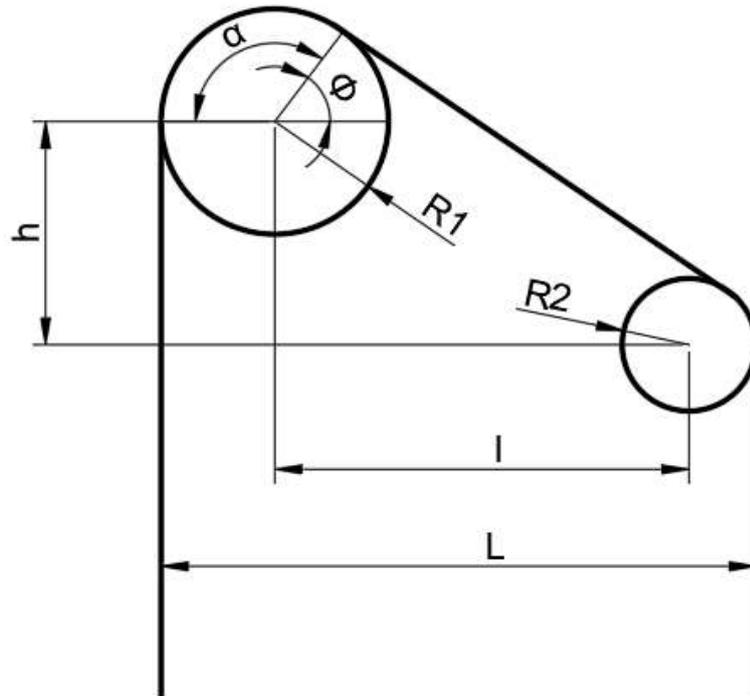


Figura 4. Poleas de tracción y desvío (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

R1 hace referencia al radio de la polea de tracción, mientras que R2 hace referencia al radio de la polea de desvío.

L es la distancia entre el cable amarrado a la cabina del ascensor y el cable amarrado al contrapeso.

l es la distancia en horizontal entre centros de las poleas y h la distancia en vertical.

En la figura 7, se presentan estas distancias sobre el esquema general nuestro sistema de elevación.

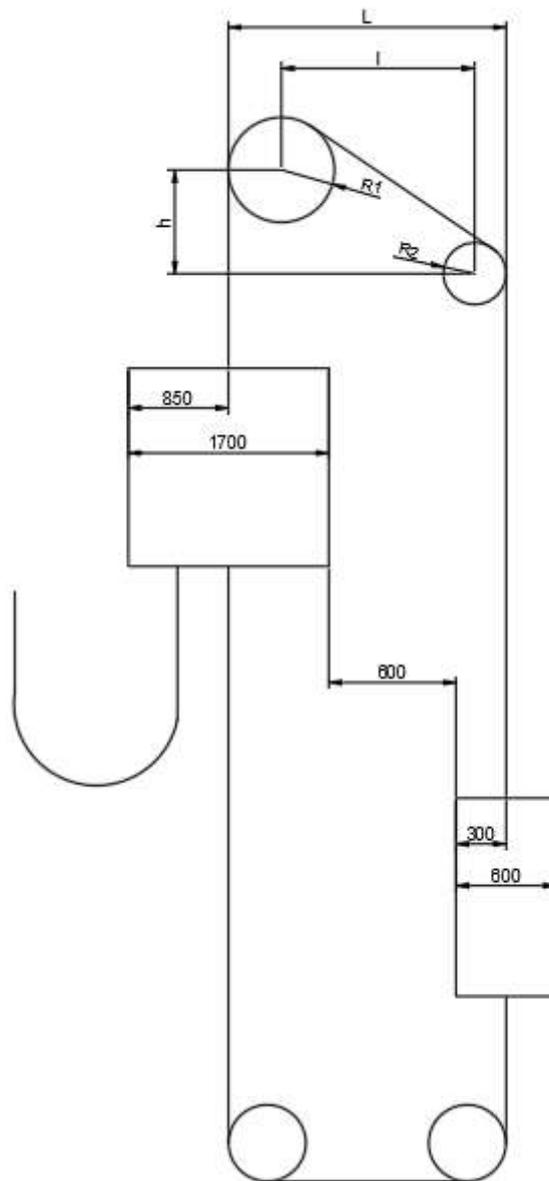


Figura 5. Medidas y distancias de cabina, poleas y contrapeso

La distancia mínima necesaria entre el contrapeso y la cabina es de 0.5 [m] establecida por la norma UNE-EN 81-20:2017(CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017), nosotros trabajaremos con 0.6 [m] para dejar cierto margen de error.

El lateral de la cabina es de 1.7 [m], como puede verse en la figura 8. El lateral del contrapeso de 0.6 [m] (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997).

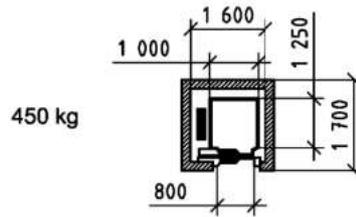


Figura 6. UNE EN-4190-1:2011. Medidas de la cabina

(AEN/ CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2011)

Siguiendo la figura 7. la distancia L queda definida como:

$$L = 0.85 + 0.60 + 0.3 = 1.75 [m] \rightarrow 1750 [mm]$$

La distancia horizontal entre centros de las poleas será L menos los radios de cada polea:

$$l = L - R_1 - R_2 = 1.75 - \frac{0.6}{2} - \frac{0.36}{2} = 1.27 [m] \rightarrow 1270 [mm]$$

Tomaremos el ángulo de contacto entre cable y polea α como 140° por ser un valor comprendido entre 180 y 90 , intervalo de posibles valores para α .

Al seleccionar α deberá de ser un valor lo suficientemente elevado como para asegurarnos la adherencia en las situaciones más desfavorables que pueda encontrarse la cabina, que estudiaremos más adelante. Además α influye en el valor de h, de modo que a mayor α mayor altura vertical tendrá que existir entre las poleas y mayor espacio necesitaremos para la instalación. Intentaremos trabajar con un α suficientemente pequeño para ahorrar espacio.

El ángulo suplementario de α será $\Phi=40^\circ$, con el calcularemos la altura (h) entre centros de las poleas a partir de la ecuación:

$$\sin(\Phi) = \frac{\left(l * (l^2 + h^2 - (R_1 - R_2)^2)^{\frac{1}{2}} - h * (R_1 - R_2) \right)}{l^2 + h^2}$$

Sustituyendo:

$$\sin(40) = \frac{\left(1270 * (1270^2 + h^2 - (300 - 180)^2)^{\frac{1}{2}} - h * (300 - 180) \right)}{1270^2 + h^2}$$

$$h = 1327 [mm]$$

Definiremos β como 70° , por ser un valor común en poleas en V menor de 105° (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017)

A continuación comprobaremos que los valores geométricos escogidos cumplen las condiciones de adherencia necesarias para el funcionamiento correcto y seguro del ascensor. Para ello evaluaremos diferentes casos estipulados por la norma (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017) siguiendo la metodología que nos indica:

$$y = \frac{H}{2}$$

$$M_{CR} = (0,5 * H + y) * n_K * m_K \text{ "masa de los cables de compensación."}$$

$$M_{SR} = (0,5 * H + y) * n_L * m_L \text{ "masa de los cables de tracción."}$$

$$M_{Trav} = (0,25 * H + 0,5 * y) * n_e * m_e \text{ "masa de los cables de maniobra."}$$

2.1 Caso de cabina cargada

En este caso se supone la cabina con carga al 125% de su carga nominal, situada en la planta inferior. Sin considerar fuerzas de fricción. Las variables se definirán con el subíndice "a".

Calculamos las tensiones 1 (lado de la cabina) y 2 (lado del contrapeso) que soporta la polea de tracción con las fórmulas propuestas por la norma UNE-EN 81-50:2017.

$$T_{1a} = (P + 1,25 * Q_u) * g + M_{SR} * g$$

$$T_{2a} = (M_{cwt} + M_{CR}) * g$$

Con ello:

$$T_{1a} = 11630 [N]$$

$$T_{2a} = 8342 [N]$$

La condición de adherencia que debe cumplirse para el buen funcionamiento del ascensor es:

$$\frac{T_{1a}}{T_{2a}} \leq e^{f_a * \alpha}$$

$$\frac{T_{1a}}{T_{2a}} = 1,394$$

Siendo que:

$\mu_a = 0,1$ (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017b)

$$f_a = \mu_a * \left(\frac{\left(4 * \left(1 - \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \right) \right)}{\pi - \beta - \sin(\beta)} \right)$$

$$e^{f_a * \alpha} = cond_a$$

Ambos ángulos en radianes:

$$\frac{140^\circ * 2 * \pi}{360} = \alpha [rad] \rightarrow \alpha = \left(\frac{7}{9}\right) * \pi = 2.4434 [rad]$$

$$\frac{70^\circ * 2 * \pi}{360} = \beta [rad] \rightarrow \beta = \left(\frac{7}{18}\right) * \pi = 1.222 [rad]$$

Sustituyendo:

$$f_a = 0,1 * \left(\frac{\left(4 * \left(1 - \sin\left(\frac{1.222}{2}\right) \right) \right)}{\pi - (1.222) - \sin(1.222)} \right) \rightarrow f_a = 0,174$$

$$e^{0.174 * 2.4434} = 1,5298$$

Podemos observar que **1,394 < 1.5298** por lo que se cumple la condición de adherencia.

2.2 Caso de frenado de emergencia: cabina con carga nominal en planta inferior.

La cabina se encuentra cargada en su carga nominal y situada en la planta inferior. Se diferenciarán las variables con el subíndice "b".

Al no poder asegurar unas fuerzas de fricción determinadas la norma recomienda eliminarlas de los cálculos.

$$T_{1b} = (P + Q_u) * (g + a) + M_{SR} * (g + a)$$

$$T_{2b} = (M_{cwt} + M_{CR}) * (g - a)$$

Obtenemos:

$$T_{1b} = 11172 \text{ [N]}$$

$$T_{2b} = 7831 \text{ [N]}$$

$$\frac{T_{1b}}{T_{2b}} = 1,427$$

Se debe cumplir la condición de $\frac{T_{1b}}{T_{2b}} \leq e^{f_b * \alpha}$

$$\mu_b = \frac{0,1}{1 + \left(\frac{v_n}{10}\right)} \quad (\text{CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017})$$

$$\mu_b = 0,09302$$

$$f_b = \mu_b * \left(\frac{\left(4 * \left(1 - \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \right) \right)}{\pi - \beta - \sin(\beta)} \right)$$

$$e^{f_b * \alpha} = \text{cond}_b$$

Sustituyendo:

$$f_b = 0,09302 * \left(\frac{\left(4 * \left(1 - \sin\left(\frac{1,222}{2}\right) \right) \right)}{\pi - 1,222 - \sin(1,222)} \right) \rightarrow f_b = 0,1619$$

$$e^{0,1619 * 2,4434} = 1,4852$$

Podemos observar que $1,427 < 1,4852$ por lo que se cumple la condición de adherencia.

2.3 Caso de frenado de emergencia: cabina con carga nominal en planta superior.

La cabina se encuentra cargada en su carga nominal y situada en la planta superior. Se diferenciarán las variables con en subíndice "c".

De nuevo al no poder asegurar unas fuerzas de fricción determinadas la norma recomienda eliminarlas de los cálculos.

$$T_{1c} = (P + M_{CR} + M_{Trav}) * (g + a)$$

$$T_{2c} = M_{cwt} * (g - a) + M_{SR} * (g - a)$$

$$T_{1c} = 6576 [N]$$

$$T_{2c} = 7831 [N]$$

$$\frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0,8397$$

Se debe cumplir la condición de $\frac{T_{1c}}{T_{2c}} \leq e^{f_b * \alpha}$

$$\mu_c = \frac{0,1}{1 + \left(\frac{v_n}{10}\right)} \rightarrow 0,09302 \text{ (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017)}$$

$$f_c = \mu_c * \left(\frac{\left(4 * \left(1 - \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \right) \right)}{\pi - \beta - \sin(\beta)} \right)$$

$$e^{f_c * \alpha} = cond_c$$

Sustituyendo:

$$f_c = 0,09302 * \left(\frac{\left(4 * \left(1 - \sin\left(\frac{1,222}{2}\right) \right) \right)}{\pi - 1,222 - \sin(1,222)} \right) \rightarrow f_c = 0,1619$$

$$e^{0,1619 * 2,4434} = 1,4852$$

Podemos observar que $0,8397 < 1,4852$ por lo que se cumple la condición de adherencia.

2.4 Caso de contrapeso retenido

Se encuentra la cabina vacía en la planta superior. Sin considerar fuerzas de fricción. Denominaremos las variables de este caso con el subíndice "d".

$$T_{1d} = (P + M_{Trav} + M_{CR}) * g$$

$$T_{2d} = M_{SR} * g$$

Por lo que:

$$T_{1d} = 6196 [N]$$

$$T_{2d} = 237,6 [N]$$

Se debe cumplir la condición de $\frac{T_{1d}}{T_{2d}} \geq e^{f_d \cdot \alpha}$

$$\frac{T_{1d}}{T_{2d}} = \frac{6196}{237,6} = 26,08$$

Siendo:

$$\mu_d = 0,2 \text{ (CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte, 2017b)}$$

$$f_d = \mu_d * \left(\frac{1}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \right)$$

$$e^{f_d \cdot \alpha} = \text{cond}_d$$

Sustituyendo

$$f_d = 0,2 * \left(\frac{1}{\sin\left(\frac{45}{2}\right)} \right) \rightarrow f_d = 0,5226$$

$$e^{0,5226 * 2,618} = 3,928$$

Donde se cumple que **26.08 > 3.928** por lo que podemos observar que se cumple la condición de adherencia.

Viendo que cumplimos todas las condiciones podemos afirmar que los parámetros geométricos de las poleas son adecuados para el correcto funcionamiento del ascensor.

$$\alpha = 140^\circ$$

$$\beta = 70^\circ$$

$$\gamma = 45^\circ$$

Anexo IV. Cálculo de motor y reductor

Contenido

1. Introducción	59
2. Cálculo del reductor	59
2.1 Selección de motor	59
2.1.1 Aproximación de la relación de transmisión	59
2.1.2 Momento necesario en la corona	60
2.1.3 Aproximación de los engranajes	61
2.1.4 Aproximación del rendimiento	64
2.1.5 Aproximación par motor	68
2.2 Relación de transmisión	76
2.3 Cálculo a flexión	71
2.3.1 1º Cálculo	72
2.3.1.1 Momento corregido en corona	72
2.3.1.2 Momento real en corona	74
2.3.2 2º Cálculo	76
2.3.2.1 Modificación del módulo	76
2.3.2.2 Momento corregido	78
2.3.2.3 Momento en la corona	78
2.4 Cálculo a desgaste	79
2.4.1 1º Cálculo	79
2.4.1.1 Momento corregido	79
2.4.2 2º Cálculo	81
2.4.2.1 Modificación del módulo	81
2.4.2.2 Momento corregido	83
2.4.2.3 Momento real	83
2.5 Rendimiento del reductor	84
2.6 Cálculo térmico	86
2.6.1 Pérdida de potencia	86
2.6.2 Calor disipado	86

Tablas

Tabla 1. UNE 18-005-84	63
Tabla 2. Motores eléctricos	69
Tabla 3. Coppermetal. Composición química del Bronce Liga SAE-65	73
Tabla 4. Coppermetal. Propiedades físicas del Bronce Liga SAE-65	73
Tabla 5. Coppermetal. Características mecánicas del Bronce Liga SAE-65	73
Tabla 6. Diferentes valores del factor de esfuerzos dinámicos en función de la velocidad (m/min)	74
Tabla 7. Diferentes valores del factor de servicio	76
Tabla 8. Valores de C en función de la velocidad y del material.	80
Tabla 9. Documento Básico HE Ahorro de Energía.	87
Tabla 10. Lubricantes según temperatura ambiente	88

Figuras

Figura 1. Parámetros	62
Figura 2. Coeficiente de rozamiento	66
Figura 3. Coeficiente de rozamiento	67
Figura 4. Características técnicas	71
Figura 5. Coeficiente de rozamiento	85

1. Introducción

Este anexo tiene como objeto desarrollar los cálculos necesarios para la obtención de las características y parámetros de diseño de la transmisión del reductor del sistema de elevación, además de la selección del motor eléctrico con las características de funcionamiento adecuadas.

Los cálculos referentes a los ejes del reductor se incluyen en otro anexo aparte debido a su amplitud.

2. Cálculo del reductor

El reductor estará formado por un sistema de engranajes corona-tornillo sin fin unido a un motor eléctrico asíncrono de dos velocidades con 1500 rpm de velocidad alta de sincronismo. (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

El ángulo de presión α_n será de 20° (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

2.1 Selección de motor

La velocidad lineal de desplazamiento de la cabina es de 0.75 [m/s] que será también la velocidad de los cables, suponiendo que no existe deslizamiento entre cables y polea una vez el movimiento ha sido iniciado, podemos decir que la velocidad lineal de la polea es de 0.75 [m/s].

2.1.1 Aproximación de la relación de transmisión

La velocidad angular de la polea será la misma que la de la corona puesto que están unidas por el mismo eje, conocido el diámetro de la polea puede calcularse como:

$$\omega_{polea} = v_{polea}/R_{polea} \rightarrow \omega_{polea} = 0.75/0.3 = 2.5 \text{ [rad/s]}$$

Que pasado a rpm será:

$$\omega_{polea} = 2.5 * 60/2 * \pi = 23.873 \text{ [rpm]}$$

Siendo que $\omega_{polea} = n_2$, siendo n_2 la velocidad angular de la corona en rpm, obtenemos:

$$\omega_{polea} = n_2 = 23.873 \text{ [rpm]}$$

La velocidad del tornillo será la velocidad en el rotor del motor, por estar unido directamente a la salida de este. Para hacer una primera aproximación antes de seleccionar el motor con el que trabajaremos supondremos que la velocidad del rotor es la velocidad de sincronismo, que en los motores comerciales para este tipo de ascensores se encuentra en 1500 [rpm]. Más adelante se recalcularán los parámetros con la velocidad real del rotor.

$$n_1 = 1500 \text{ [rpm]}$$

Siendo n_1 la velocidad angular del tornillo sin fin en rpm.

Con esto la relación de transmisión queda de la forma:

$$i = n_1/n_2 \rightarrow i = 1500/23.873 = 20\pi = 62.83$$

La relación de transmisión no solo relaciona velocidades angulares, si no también número de dientes de los engranajes del montaje según la expresión:

$$i = z_2/z_1$$

Basándonos en la observación de catálogos (Brown Advance, no date) de reductores de características similares de relaciones de transmisión, velocidad de entrada y par a transmitir, hemos determinado un número de filetes para el tornillo $z_1 = 1$

Por tanto, según la expresión anterior $z_2 = 62.83$, cosa que no es posible en la realidad, el número de dientes de un engranaje ha de ser un número entero.

Por esto, y puesto que la velocidad n_1 del tornillo con la que estamos haciendo estos primeros cálculos es una velocidad teórica que en la realidad se verá reducida, podemos aproximar $i = 62$ con lo que tenemos un número de dientes para z_2 de:

$$62 = z_2 / 1 \rightarrow z_2 = 62$$

Estos primeros cálculos de velocidades que hemos realizado hasta ahora, y geométricos que realizaremos posteriormente, son una primera aproximación para seleccionar el motor adecuado para nuestro ascensor. Una vez seleccionado este motor, pasaremos al cálculo de su velocidad real con la que repetiremos las operaciones y podremos obtener las características geométricas reales del reductor que necesitamos.

2.1.2 Momento necesario en la corona

El cálculo del momento de salida del reductor necesario para accionar el ascensor lo calcularemos a partir de las tensiones generadas en la situación de cabina cargada con su carga nominal y posicionada en la última planta por ser la situación más desfavorable.

En esta situación las tensiones generadas se calculan a partir del sumatorio de fuerzas según la figura 2 como:

$$T_1 = (P + Q_u) * g + M_{SR} * g$$

$$T_2 = (M_{cwt} + M_{CR}) * g$$

Donde:

$$y = \frac{H}{2}$$

$$M_{CR} = (0,5 * H + y) * n_K * m_K \text{ "masa de los cables de compensación."}$$

$$M_{SR} = (0,5 * H + y) * n_L * m_L \text{ "masa de los cables de tracción."}$$

$$M_{Trav} = (0,25 * H + 0,5 * y) * n_e * m_e \text{ "masa de los cables de maniobra."}$$

Obteniendo:

$$M_{CR} = (0,5 * 24 + 12) * 3 * 0.34 = 24.48 [Kg]$$

$$M_{SR} = (0,5 * 24 + 12) * 3 * 0.34 = 24.48 [Kg]$$

$$M_{Trav} = (0,25 * 24 + 0,5 * 12) * 1 * 0.34 = 4.08 [Kg]$$

$$T_1 = (600 + 450) * 9.8 + 24.24 * 9.8 = 10530 [N]$$

$$T_2 = (827 + 24.24) * 9.8 = 8345 [N]$$

Con lo que el momento en la polea necesario para elevar el ascensor será:

$$M_{Tp} = ((10530 - 8345)/2) * 0,6 = 655,5 [Nm]$$

2.1.3 Aproximación de los engranajes

Trabajamos en un rango de pequeñas velocidades para los que se suele emplear un ángulo de inclinación de dientes μ de 5° a 10° (Canalís and Malón, 2019).

Se ha aproximado un valor para el diámetro del tornillo sin fin basado en el (Brown Advance, no date) de reductores de características similares, que ajustaremos más adelante según criterios de diseño.

Con ello hemos determinado:

$$\mu = 5^\circ$$

$$d_{p1} = 45 [mm] \text{ "diametro del tornillo sin fin"}$$

Con esto datos procedemos al cálculo de los parámetros de diseño del reductor, donde los subíndices "1" harán referencia al tornillo sin fin y los subíndices "2" a la rueda.

Estos parámetros serán una primera aproximación de módulo circunferencial que después ajustaremos según los valores tabulados en la norma UNE 18-005-84, tabla 3.

En figura 1 se observan de forma gráfica los parámetros calculados.

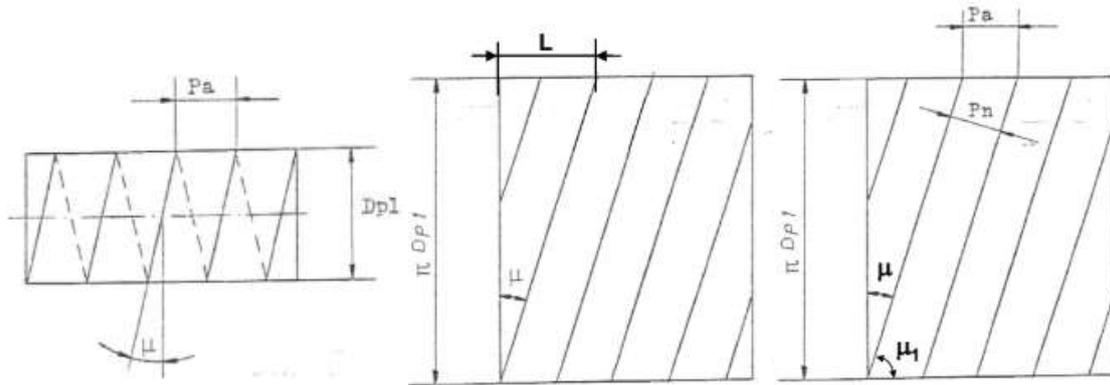


Figura 1. Parámetros (Canalís and Malón, 2019)

El avance (L):

$$\tan(\mu) = \frac{L}{\pi * d_{p1}} \Rightarrow L = \tan(5) * \pi * 45 = 12,37 \text{ [mm]}$$

El paso axial (P_a):

$$L = P_a * z_1 \Rightarrow P_a = 12,37 \text{ [mm]}$$

Paso normal (P_n):

$$P_n = P_a * \cos(\mu) \Rightarrow P_n = \frac{12,37}{\cos(5)} = 2,42 \text{ [mm]}$$

Módulo normal (M_n):

$$P_n = \pi * M_n \Rightarrow M_n = \frac{12,42}{\pi} = 3,953 \text{ [mm]}$$

Módulo axial (M_{a1}):

$$M_a = \frac{M_n}{\cos(\mu)} \Rightarrow M_a = \frac{3,953}{\cos(5)} = 3,968 \text{ [mm]}$$

El módulo circunferencial de la rueda ha de ser igual al módulo axial del tornillo para que el engrane entre rueda y tornillo se realice adecuadamente, por lo que:

Módulo circunferencial (M_{c2}):

$$M_{c2} = M_{a1} = 3,968 \text{ [mm]}$$

Siguiendo las indicaciones de la norma UNE 18-005-84 el módulo circunferencial obtenido lo aproximaremos al más cercano recogido en la siguiente tabla:

Tabla 1. UNE 18-005-84 (IRANOR, 1984)

<i>Módulos m</i>	
I	II
1	
1,25	1,125
1,5	1,375
2	1,75
2,5	2,25
3	2,75
4	3,5
5	4,5
6	5,5
8	(6,5)
10	7
12	9
16	11
20	14
25	18
32	22
40	28
50	36
	45

Donde se favorecerá la columna I a la II. Por lo que el módulo circunferencial de nuestra unión corona-tornillo sin fin es de:

$$M_{c2} = 4 [mm]$$

Con el que recalcularemos y obtendremos el diámetro primitivo correcto del tornillo sin fin.

Módulo axial (M_{a1}):

$$M_{c2} = M_{a1} = 4 [mm]$$

Módulo normal (M_n):

$$M_a = \frac{M_n}{\cos(\mu)} \Rightarrow M_n = 4 * \cos(5) = 3,985 [mm]$$

Paso normal (P_n):

$$M_n = \frac{P_n}{\pi} \Rightarrow P_n = 3,985 * \pi = 12,52 \text{ [mm]}$$

Paso axial (P_a):

$$P_n = P_a * \cos(\mu) \Rightarrow P_a = \frac{12,52}{\cos(5)} = 12,57 \text{ [mm]}$$

Avance (L):

$$L = P_a * z_1 \Rightarrow L = 12,57 * 1 = 12,57 \text{ [mm]}$$

Diámetro primitivo del tornillo sin fin (d_{p1}):

$$\tan(\mu) = \frac{L}{\pi * d_{p1}} \Rightarrow d_{p1} = \frac{12,57}{\pi * \tan(5)} = 45,73 \text{ [mm]} \approx 46 \text{ [mm]}$$

Diámetro primitivo de la corona (D_{p2}):

$$D_{p2} = M_{c2} * Z_2 \Rightarrow D_{p2} = 4 * 62 = 248 \text{ [mm]}$$

2.1.4 Aproximación del rendimiento

Para la selección del motor tendremos que calcular el par que necesita generar el tornillo sin fin al elevar la cabina.

Lo determinaremos a partir del momento en la corona y el rendimiento del reductor, que a su vez definiremos a partir de las velocidades generadas en cada engranaje.

Recordamos que puesto que la velocidad que se está empleando para los cálculos es la de sincronismo del motor y no la real del rotor, deberán de repetirse los cálculos una vez seleccionado el motor.

Comenzamos calculando las velocidades generadas en el tornillo.

Velocidad tangencial (v_{t1}):

$$v_{t1} = n_1 * \left(\frac{\pi}{60}\right) * d_{p1} \Rightarrow v_{t1} = 1500 * \left(\frac{\pi}{60}\right) * 0,046 = 3,613 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Velocidad axial (v_{a1}):

$$v_{a1} = v_{t1} * \tan(\mu) \Rightarrow v_{a1} = 3,613 * \tan(5) = 0,3161 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Velocidad de deslizamiento (v_{d1}):

$$v_{d1} = \frac{v_{t1}}{\cos(\mu)} \Rightarrow v_{d1} = \frac{3.613}{\cos(5)} = 3,627 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Las velocidades en la corona se relación con las velocidades en el tornillo del siguiente modo:

$$v_{t1} = v_{a2} \Rightarrow v_{a2} = 3,613 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$v_{a1} = v_{t2} \Rightarrow v_{t2} = 0,3161 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$v_{d1} = v_{d2} \Rightarrow v_{d2} = 3,627 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Obtenida la velocidad de deslizamiento podremos obtener el coeficiente de rozamiento a partir de la figura 10, que relaciona la velocidad de deslizamiento (v_s en el gráfico) con el coeficiente de rozamiento (μ en el gráfico).

La gráfica ha sido obtenida para tornillos sin fin de acero pulido y endurecido superficialmente y coronas de bronce al fósforo, para un ángulo de presión α_n de 20°.

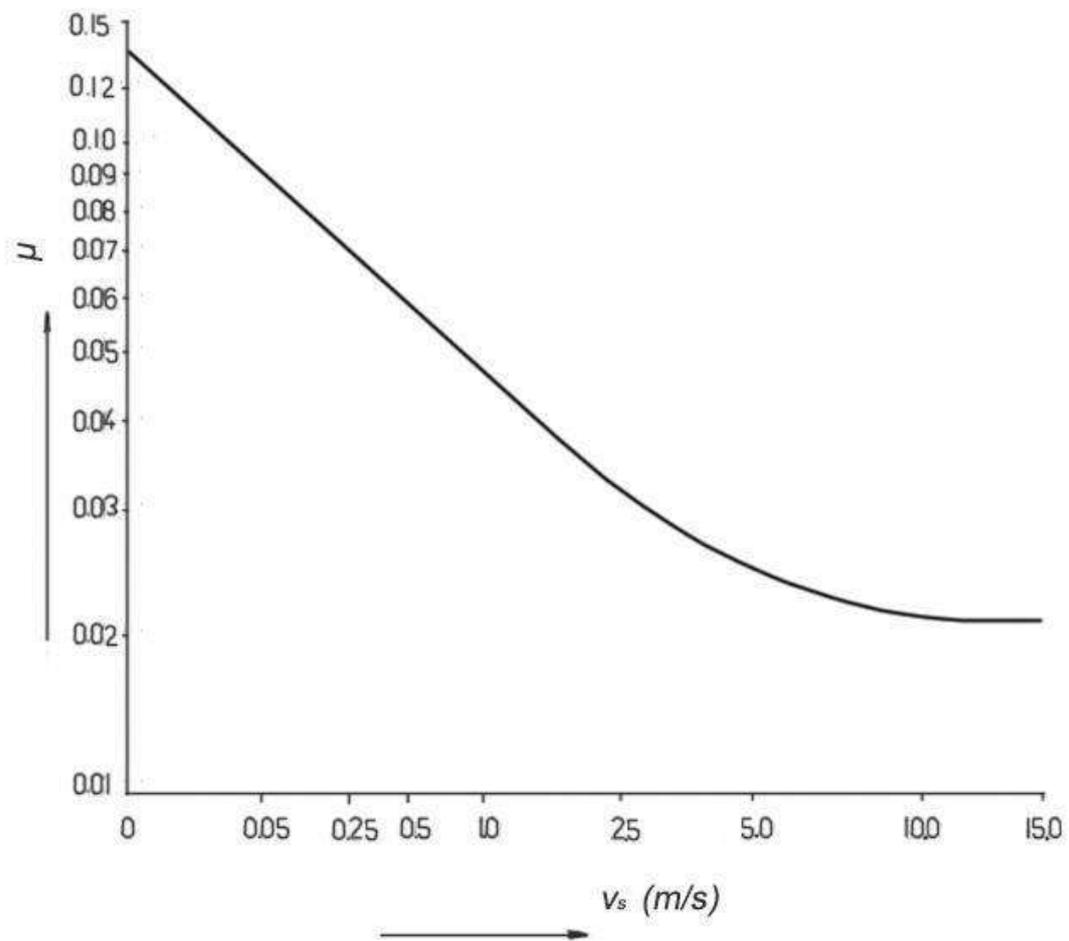


Figura 2. Coeficiente de rozamiento (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

Para una velocidad de 3.627 [m/s] obtendremos un coeficiente de rozamiento de 0.026, como puede verse a continuación, figura 11:

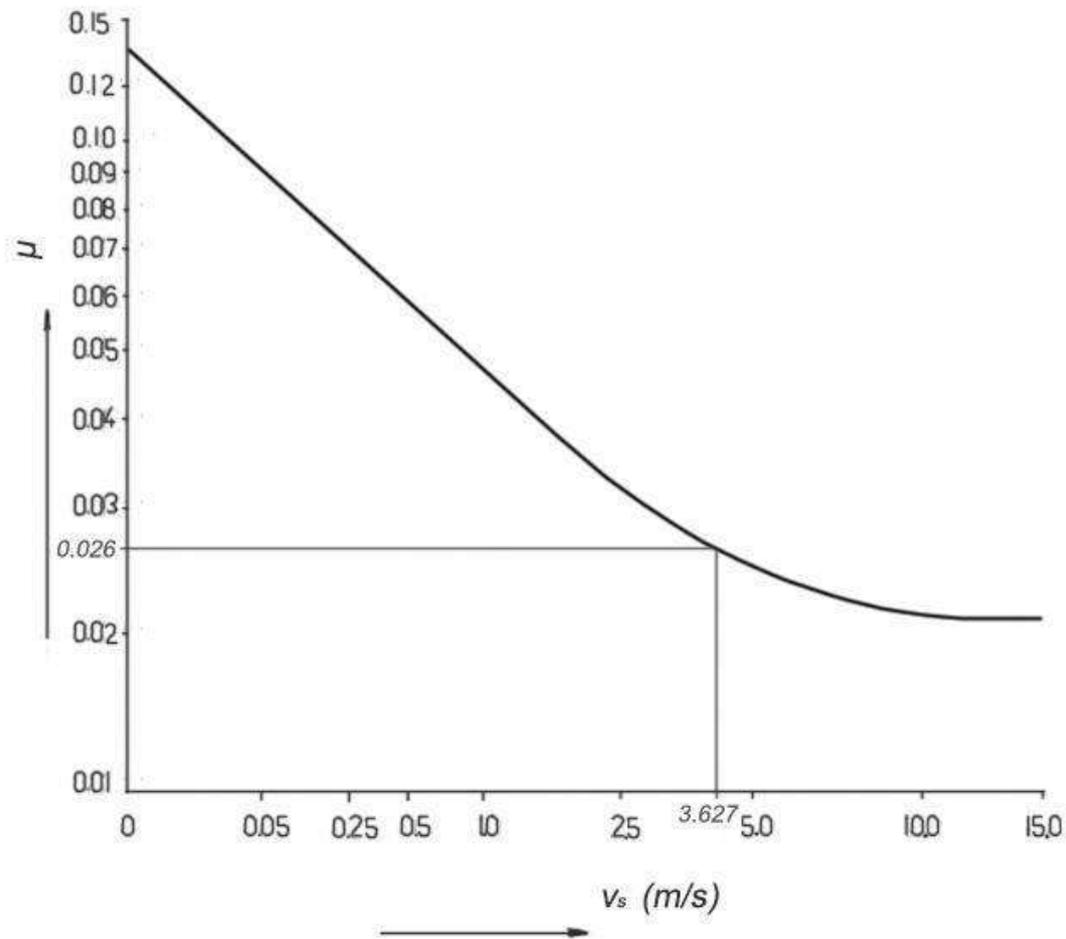


Figura 3. Coeficiente de rozamiento (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

El coeficiente de rozamiento μ_{roz} se relaciona con la ecuación del rendimiento a partir del ángulo ϕ de la siguiente forma:

$$\tan(\phi) = \frac{\mu_{roz}}{\cos(\alpha_n)}$$

Donde α_n es el ángulo de presión, 20° en nuestro caso por ser el valor más común en este tipo de transmisiones.

$$\tan(\phi) = \frac{0.026}{\cos(20)} = 0.02767 \Rightarrow \phi = 1,585^\circ$$

El rendimiento se calculará como:

$$\eta_g = \frac{\tan(\mu)}{\tan(\mu + \phi)} \Rightarrow \eta_g = \frac{\tan(5)}{\tan(5 + 1,585)} = 0.7579 \Rightarrow 75.79 \%$$

Un rendimiento adecuado teniendo en cuenta que el tipo de transmisión con el que trabajamos presenta un rendimiento inferior a otros tipos de transmisiones.

2.1.5 Aproximación par motor

Obtenido el rendimiento de la transmisión podemos calcular el par motor necesario para elevar el ascensor sabiendo que la polea de tracción y la corona del reductor están unidas por el mismo eje.

$$M_r = \frac{M_{Tp}}{\eta_L^2 * \eta_{Tp}} \text{ "Momento en la corona."}$$

η_L y η_{Tp} son respectivamente el rendimiento de los rodamientos y el rendimiento de la polea (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997).

$$\begin{aligned}\eta_L &= 0.9 \\ \eta_{Tp} &= 0.85\end{aligned}$$

Con lo que el momento de la corona es:

$$M_r = \frac{655,5}{0,9^2 * 0,85} = 952,1 [Nm]$$

El momento en el tornillo sin fin se relaciona con el de la corona por el rendimiento y la relación de transmisión según la ecuación:

$$M_p = \frac{M_r}{i * \eta_g} \Rightarrow M_p = \frac{952,1}{62 * 0,7579} = 20,26 [Nm]$$

A partir del par motor podremos determinar su potencia:

$$P = \frac{M_p * n_p}{9550} \Rightarrow P = \frac{20,26 * 1500}{9550} = 3,182 [Kw]$$

En la tabla 4 se muestran las características de los motores de corriente alterna de dos velocidades comerciales, que emplearemos para seleccionar el motor que más se ajusta a nuestras necesidades.

El motor seleccionado se marca en verde.

Tabla 2. Motores eléctricos (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

Potencia (kW)	Potencia (CV)	n (1/min)	IMA/IMN (%)	IMN Gran velocidad 220v	IMN Gran velocidad 380v	IMN Baja velocidad 220v	IMN Baja velocidad 380v
3.3	4.48	1500/375	350	17	10	17	10
4.4	5.98	1500/375	350	21	12	20	11.5
5.4	7.33	1500/375	350	24	14	23	13.5
6.7	9.10	1500/375	350	33	17.5	27	15.5
6.3	8.56	1500/333	350	28	16	29	17
8	10.87	1500/333	350	33	19	35	20
10	13.58	1500/333	350	40	23	40	23
12.5	16.98	1500/333	350	50	29	47	27
16	21.74	1500/250	350	66	38	64	37
20	27.17	1500/250	350	81	47	78	45
25	33.97	1500/250	350	100	58	98	57
25	33.97	1500/250	250	102	59	98	57
5	6.79	1500/333	280	25	14.5	24	14
6.3	8.56	1500/333	280	31	18	29	17
8	10.87	1500/333	280	38	22	35	20
10	13.58	1500/333	280	47	27	40	23
12.5	16.98	1500/333	280	7	33	47	27

Escogeremos aquel con 4.4 [kW]

2.2 Relación de transmisión

Consultando catálogos (Universal Motors Equipamientos Electromecánicos SL, 2015, 2015, 2017) de características similares de potencia, par y velocidad, figura 12, hemos determinado que la velocidad real del rotor oscila entre 1430 rpm y 1450 rpm, siendo 1440 rpm la que emplearemos para los cálculos.

Tipo del motor:	BFF31 132 S1 4 / 6	Tipo del motor:	BFF31 132 S1 4 / 8
Potencia:	3.3 / 2.2 kW	Potencia:	3.3 / 2.2 kW
Velocidad (min^{-1}):	1440 / 960 RPM	Velocidad (min^{-1}):	1430 / 705 RPM
Tensión:	400 V	Tensión:	400 V
Frecuencia:	50 Hz	Frecuencia:	50 Hz
Corriente:	7.17 / 5.65 A	Corriente:	7.27 / 7.09 A
Factor de Potencia (Cos \emptyset):	0.81 / 0.72	Factor de Potencia (Cos \emptyset):	0.84 / 0.64
Polos:	4 / 6	Polos:	4 / 8
Clase de Aislamiento:	F	Clase de Aislamiento:	F
Clase de Calentamiento:	B	Clase de Calentamiento:	B
Rendimiento 100%:	82 / 78 %	Rendimiento 100%:	78 / 70 %
Torque:	21.9 / 21.9 N.m	Torque:	22.04 / 29.8 N.m
Tarranque/Tnominal:	2.0 / 2.0	Tarranque/Tnominal:	2.0 / 2.0
Iarranque/Inominal:	7.0 / 6.0	Iarranque/Inominal:	6.0 / 5.0
Tmáximo/Tnominal:	2.2 / 2.2	Tmáximo/Tnominal:	2.0 / 2.0
Peso:	40.4 Kg	Peso:	40.4 Kg
Freno AC:	AC7	Freno AC:	AC7
Torque Freno AC:	90 N.m	Torque Freno AC:	90 N.m
Freno DC:	REB05-16	Freno DC:	REB05-16
Torque Freno DC:	80 N.m	Torque Freno DC:	80 N.m
Tipo del motor:	BFF31 132 M1 4 / 6		
Potencia:	4.5 / 3 kW		
Velocidad (min^{-1}):	1450 / 970 RPM		
Tensión:	400 V		
Frecuencia:	50 Hz		
Corriente:	9.54 / 7.31 A		
Factor de Potencia (Cos \emptyset):	0.82 / 0.74		
Polos:	4 / 6		
Clase de Aislamiento:	F		
Clase de Calentamiento:	B		
Rendimiento 100%:	83 / 80 %		
Torque:	29.6 / 29.5 N.m		
Tarranque/Tnominal:	2.0 / 2.0		
Iarranque/Inominal:	7.0 / 6.0		
Tmáximo/Tnominal:	2.3 / 2.3		
Peso:	49.6 Kg		
Freno AC:	AC7		
Torque Freno AC:	90 N.m		
Freno DC:	REB05-16		
Torque Freno DC:	80 N.m		

Figura 4. Características técnicas

(Universal Motors Equipamientos Electromecánicos SL, 2015, 2015, 2017)

Conocida la velocidad real en el rotor del motor, procederemos a recalcular los parámetros de diseño del reductor que anteriormente solo habíamos aproximado.

De nuevo los subíndices "1" harán referencia al tornillo sin fin y los subíndices "2" a la corona.

La velocidad angular en la corona no variará, por ser la misma que en la polea de tracción y la necesaria para poder elevar la cabina a la velocidad nominal establecida de 0.75 [m/s]

$$\omega_{polea} = n_2 = 23.873 [rpm]$$

La velocidad de tornillo será la velocidad real del rotor:

$$n_1 = 1440 [rpm]$$

Con lo que la relación de transmisión queda como:

$$i = n_1/n_2 \rightarrow i = 1440/23.873 = 60.3191$$

La relación de transmisión se relaciona con el número de dientes de los engranajes, donde z_1 sigue siendo igual a 1, con lo que deberemos aproximar la relación a un número entero:

$$i = 60$$

$$i = z_2/z_1$$

$$60 = z_2/1 \rightarrow z_2 = 60$$

Esta velocidad modificará las velocidades generadas en los engranajes, el rendimiento y el diámetro de la corona debido a la disminución del número de dientes.

$$D_{p2} = M_{c2} * Z_2 \Rightarrow D_{p2} = 4 * 60 = 240 [mm]$$

Comprobaremos si con esta velocidad real de rotor los parámetros de diseño calculados anteriormente son válidos, estudiando el fallo a flexión y desgaste. Además de realizar el cálculo térmico del reductor.

2.3 Cálculo a flexión

El cálculo a flexión se realizará sobre la corona por estar fabricada de un material de menor límite elástico que el tornillo.

Se partirán de tres hipótesis iniciales (Canalís and Malón, 2019):

- El diente tiene perfil evolvente.
- Toda la carga actúa sobre un único diente, lo que nos sitúa en la situación más desfavorable.
- Toda la carga actúa sobre el extremo del diente, asemejándolo a una viga en voladizo.

2.3.1 1º Cálculo

2.3.1.1 Momento corregido en corona

Comprobaremos si con el módulo circunferencial antes calculado se genera el momento necesario para elevar la cabina sin que se produzca fallo, para ello empleamos la siguiente relación:

$$M_{c2} = \frac{2 * M_{t2c}}{D_{p2} * b_c * \pi * y * \sigma_{adm}}$$

Donde:

$$D_{p2} = 240 [mm]$$

$$M_{c2} = 4$$

$$b_c = \frac{d^{0.875}}{2.7} \Rightarrow b_c = \frac{143^{0.875}}{2.7} = 28.48$$

$$d = \frac{D_{p2} + d_{p1}}{2} \Rightarrow d = \frac{240 + 46}{2} = 143 [mm]$$

“y” es el factor de forma o coeficiente de Lewis, que para $z_1 + z_2 > 40$ con un $\alpha_n = 20^\circ$ es:

$$y = 0.150 \text{ (Canalís and Malón, 2019)}$$

σ_{adm} viene determinada por el material con el que está hecha la corona.

En nuestro caso emplearemos bronce al fósforo SAE-65, por presentar una alta resistencia a la tracción y desgaste y ser de uso común en coronas.

A continuación, tablas 5, 6 y 7, se muestran su composición química, propiedades físicas y características mecánicas:

Tabla 3. Composición química del Bronce Liga SAE-65 (coppermetal, 2020)

Cobre	88,0 - 90,0
Estanho	10,0 - 12,0
Chumbo	0,5
Zinco	0,5
Ferro	0,15
Antimônio	0,2
Níquel	0,5
Fósforo	0,15

Tabla 4. Propiedades físicas del Bronce Liga SAE-65 (coppermetal, 2020)

Propiedades Físicas

Densidad a 20 ° C: 8,75g / cm³

Coef. Medio de Exp.Térmica (20-200 ° C): 1,84 10 / ° C

Conductividad térmica W / cm.K: 55

Conductividad eléctrica a 20 ° C: 10% IAC.S

Tabla 5. Características mecánicas del Bronce Liga SAE-65 (coppermetal, 2020)

Características Mecánicas - Valores Típicos

Límite Resistencia Tracción: 360 N / mm²

Límite Flujo Tracción: 170 N / mm²

Estiramiento en 5,65: 15%

Dureza Brinell 10/1000: 8,75

Podemos observar que el límite elástico es de 170 [N/mm²], con lo que la sigma admisible será:

$$\sigma_{adm} = 170 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Pasaremos al cálculo del momento M_{t2c} , momento corregido de salida de la corona.

$$M_{c2} = \frac{2 * M_{t2c}}{D_{p2} * b_c * \pi * y * \sigma_{adm}} \Rightarrow 4 = \frac{2 * M_{t2c}}{240 * 28.48 * \pi * 0.150 * 170}$$

$$M_{t2c} = 1095,144 [Nm]$$

Este es el momento corregido para evaluar las cargas sobre los dientes de los engranajes en el cálculo a flexión, que tiene en cuenta condicionantes como el tipo de máquina a

accionar, forma de tallado de los dientes, desalineaciones en el montaje, entre otras condiciones. Sin embargo para conocer el momento real que se transmite a la polea de tracción debemos de eliminar los factores correctores.

2.3.1.2 Momento real en corona

$$M_{Tp} = M_r = \frac{M_{t2c}}{f_s * f_d}$$

Donde f_d es el factor de esfuerzos dinámicos que tiene en cuenta la calidad del engranaje, en la tabla 8 se muestran sus posibles valores:

Tabla 6.. Diferentes valores del factor de esfuerzos dinámicos en función de la velocidad (m/min)
(Serrano Nicolás, 2013)

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 sólo pasada. Velocidad del círculo primitivo igual o inferior a 600 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{180}$

En reductores para ascensores se trabaja con engranajes rectificados, por lo que la fórmula para f_d que emplearemos será:

$$f_d = 1 + \frac{(V)^{1/2}}{43}$$

Donde V será la velocidad tangencial en la corona, por ser el engranaje sobre el que estamos realizando el cálculo.

Al estar trabajando con la velocidad de giro real del rotor, será necesario recalculer las velocidades generadas en los engranajes.

Para ello comenzamos calculando las velocidades generadas en el tornillo.

Velocidad tangencial (v_{t1}):

$$v_{t1} = n_1 * \left(\frac{\pi}{60}\right) * d_{p1} \Rightarrow v_{t1} = 1440 * \left(\frac{\pi}{60}\right) * 0.046 = 3.468 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Velocidad axial (v_{a1}):

$$v_{a1} = v_{t1} * \tan(\mu) \Rightarrow v_{a1} = 3,468 * \tan(5) = 0.3034 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Velocidad de deslizamiento (v_{d1}):

$$v_{d1} = \frac{v_{t1}}{\cos(\mu)} \Rightarrow v_{d1} = \frac{3,468}{\cos(5)} = 3,481 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Las velocidades en la corona se relacionan con las velocidades en el tornillo del siguiente modo:

$$v_{t1} = v_{a2} \Rightarrow v_{a2} = 3,481 \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$v_{a1} = v_{t2} \Rightarrow v_{t2} = 0.3034 \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$v_{d1} = v_{d2} \Rightarrow v_{d2} = 3.468 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Con lo que la velocidad V para calcular f_d será:

$$V = v_{t2} = 0.3034 * 60 = 18.204 \left[\frac{m}{min}\right]$$

$$f_d = 1 + \frac{(V)^{1/2}}{43} \Rightarrow f_d = 1 + \frac{(18.204)^{1/2}}{43} = 1,099$$

f_s el factor de servicio, que tiene en cuenta cómo influye el tipo de máquina que se esté accionando, en la siguiente tabla se muestran sus posibles valores:

Tabla 7. Diferentes valores del factor de servicio (Serrano Nicolás, 2013)

FACTOR DE SERVICIO	
Tipo de máquina	Factor f_s
Para cargas uniformes sin choque, como: ventiladores, maquinaria de elevación, máquinas centrifugas, 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

Al trabajar con un ascensor nuestro tipo de máquina será de elevación, con lo que f_s pertenecerá al intervalo entre 1 a 1.25. Para situarnos en el caso más desfavorable tomaremos f_s como:

$$f_s = 1.25$$

Con estos dos factores podemos calcular el par generado con el módulo circunferencial dado:

$$M_{Tp} = M_r = \frac{M_{t2c}}{f_s * f_d} \Rightarrow M_r = \frac{1095,144}{1,099 * 1,25} = 797,19 [Nm]$$

797,19 [Nm] < 952.1 [Nm] Por lo que no se consigue con el módulo dado el par necesario para elevar la cabina sin que se produzca fallo a flexión.

2.3.2 2º Cálculo

2.3.2.1 Modificación del módulo

Para corregir esto existen diferentes opciones:

- Cambiar el tipo de material con el que fabricar la corona
- Modificar el módulo circunferencial de la corona
- Cambiar el ángulo de inclinación del diente
- Cambiar el motor y, con ello, la velocidad del tornillo sin fin

Como estamos realizando el diseño del reductor hemos decidido modificar el módulo circunferencial de la corona, volviendo sobre la tabla 3 y seleccionando el inmediatamente superior al que estábamos trabajando. Con lo que:

$$M_{c2} = 5$$

Con esto recalcularemos el fallo a flexión partiendo de la expresión antes mencionada:

$$M_{c2} = \frac{2 * M_{t2c}}{D_{p2} * b_c * p_i * y * \sigma_{adm}}$$

En la que el diámetro de la corona y el tornillo han variado, al igual que b_c :

Conservando $\mu=5^\circ$ obtendremos los nuevos parámetros de diseño del reductor:

Módulo axial (M_{a1}):

$$M_{c2} = M_{a1} = 5 [mm]$$

Módulo normal (M_n):

$$M_a = \frac{M_n}{\cos(\mu)} \Rightarrow M_n = 5 * \cos(5) = 4,981 [mm]$$

Paso normal (P_n):

$$M_n = \frac{P_n}{\pi} \Rightarrow P_n = 4,981 * \pi = 15,65 [mm]$$

Paso axial (P_a):

$$P_n = P_a * \cos(\mu) \Rightarrow P_a = \frac{15,65}{\cos(5)} = 15,71 [mm]$$

Avance (L):

$$L = P_a * z_1 \Rightarrow L = 15,71 * 1 = 15,71 [mm]$$

Diámetro de tornillo sin fin (d_{p1}):

$$\tan(\mu) = \frac{L}{\pi * d_{p1}} \Rightarrow d_{p1} = \frac{15,71}{\pi * \tan(5)} = 57,16 [mm] \approx 57 [mm]$$

Diámetro de corona (D_{p2}):

$$D_{p2} = M_{c2} * Z_2 \Rightarrow D_{p2} = 5 * 60 = 300 [mm]$$

Podremos ahora calcular b_c como:

$$b_c = \frac{d^{0.875}}{2.7} \Rightarrow b_c = \frac{178,5^{0.875}}{2.7} = 34,58$$

$$d = \frac{D_{p2} + d_{p1}}{2} \Rightarrow d = \frac{300 + 57}{2} = 178,5 \text{ [mm]}$$

2.3.2.2 Momento corregido

Con lo que M_{t2c} queda:

$$M_{c2} = \frac{2 * M_{t2c}}{D_{p2} * b_c * \pi * y * \sigma_{adm}} \Rightarrow 5 = \frac{2 * M_{t2c}}{300 * 34,58 * \pi * 0.150 * 170}$$

$$M_{t2c} = 2077,6687 \text{ [Nm]}$$

2.3.2.3 Momento en la corona

Eliminando los factores de corrección, teniendo en cuenta que el factor de esfuerzos dinámicos se modifica en módulo, no en expresión, al modificarse las velocidades en la corona, será necesario recalcular velocidades.

Velocidades generadas en el tornillo.

Velocidad tangencial (v_{t1}):

$$v_{t1} = n_1 * \left(\frac{\pi}{60}\right) * d_{p1} \Rightarrow v_{t1} = 1440 * \left(\frac{\pi}{60}\right) * 0.057 = 4,298 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Velocidad axial (v_{a1}):

$$v_{a1} = v_{t1} * \tan(\mu) \Rightarrow v_{a1} = 4,298 * \tan(5) = 0.376 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Velocidad de deslizamiento (v_{d1}):

$$v_{d1} = \frac{v_{t1}}{\cos(\mu)} \Rightarrow v_{d1} = \frac{4.298}{\cos(5)} = 4,314 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Las velocidades en la corona se relación con las velocidades en el tornillo del siguiente modo:

$$v_{t1} = v_{a2} \Rightarrow v_{a2} = 4,2981 \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$v_{a1} = v_{t2} \Rightarrow v_{t2} = 0.376 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$v_{d1} = v_{d2} \Rightarrow v_{d2} = 4,314 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Con lo que la velocidad V para calcular f_d será:

$$V = v_{t2} = 0.376 * 60 = 22.56 \left[\frac{m}{min} \right]$$

$$f_d = 1 + \frac{(V)^{1/2}}{43} \Rightarrow f_d = 1 + \frac{(22.56)^{1/2}}{43} = 1.11$$

Al no variar la máquina accionada f_s no varía tampoco:

$$f_s = 1,25$$

Con lo que el momento en la rueda y, por tanto, en la polea de tracción será:

$$M_{Tp} = M_r = \frac{M_{t2c}}{f_s * f_d} \Rightarrow M_r = \frac{2077,6687}{1,11 * 1,25} = 1497,42 [Nm]$$

1497,42 [Nm] > 952.1 [Nm] Por lo que con el módulo circunferencial de 5 si se consigue el par suficiente para elevar la cabina sin que se produzca fallo a flexión.

Continuaremos con el cálculo a desgaste.

2.4 Cálculo a desgaste

2.4.1 1º Cálculo

El cálculo a desgaste se realizará sobre la corona por estar hecha de un material de menor resistencia al desgaste.

Comprobaremos si con el módulo circunferencial antes calculado se genera el momento necesario para elevar la cabina sin que se produzca fallo.

2.4.1.1 Momento corregido

Podemos expresar la fuerza tangencial generada en la corona según la expresión:

$$T_2 = b_c * P_{c2} * C$$

Donde:

$$b_c = 34,58 \text{ [mm]}$$

$$P_{c2} = M_{c2} * \pi \Rightarrow P_{c2} = 5 * \pi = 15,708 \text{ [mm]}$$

C es una constante dependiente del material y de la velocidad de deslizamiento. En la siguiente tabla se muestran los diferentes valores de C en función de la velocidad y del material.

Tabla 8. Valores de C en función de la velocidad y del material. (Serrano Nicolás, 2013)

CONSTANTE C		
Material rueda	Velocidad de deslizamiento V_d en m/s	Constante C en daN/mm ²
Bronce	Hasta 15	Hasta 1,00
Fundición gris	Hasta 2,5	Hasta 0,30
Aleación de aluminio	Hasta 15	Hasta 0,65
Aleación de cinc	Hasta 15	Hasta 0,60
Materiales sintéticos	Hasta 2,5	Hasta 0,25

Para una corona de bronce, a partir de la velocidad de deslizamiento calculada anteriormente $v_{d2} = 4,314 \left[\frac{m}{s} \right]$, podemos determinar C como:

$$C = 10,0 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Con todo podremos obtener T_2 como:

$$T_2 = b_c * P_{c2} * C \Rightarrow T_2 = 38,54 * 15,708 * 10 = 6053,86 \text{ [N]}$$

El momento generado en la corona:

$$M_{t2c} = T_2 * \left(\frac{D_{p2}}{2} \right) \Rightarrow M_{t2c} = 6053,86 * \left(\frac{300}{2} \right) = 908,079 \text{ [Nm]}$$

908,079 [Nm] < 952.1 [Nm] Por lo que no se consigue con el módulo dado el par necesario para elevar la cabina sin que se produzca fallo a desgaste.

Era de esperar que la condición de desgaste fuera más limitante que la de flexión por la naturaleza de la transmisión de engranajes corona-tornillo sin fin, donde la mayor parte de la fuerza se realiza por rozamiento.

2.4.2 2º Cálculo

Volvemos a encontrarnos con las opciones anteriores para corregir el fallo, donde optaremos de nuevo por aumentar el módulo circunferencial.

2.4.2.1 Modificación del módulo

Tomaremos un módulo circunferencial de 6 por ser el valor inmediatamente superior reconocido por la norma UNE 18-005-84, como puede verse en la tabla 3.

Será necesario recalcular los parámetros de diseño de los engranajes para determinar las dimensiones de diámetros primitivos de tornillo y corona que nos permitirán hacer el cálculo a desgaste.

$$M_{c2} = 6$$

Conservando $\mu=5^\circ$ obtendremos los nuevos parámetros de diseño del reductor:

Módulo axial (M_{a1}):

$$M_{c2} = M_{a1} = 6 [mm]$$

Módulo normal (M_n):

$$M_a = \frac{M_n}{\cos(\mu)} \Rightarrow M_n = 6 * \cos(5) = 5,977 [mm]$$

Paso normal (P_n):

$$M_n = \frac{P_n}{\pi} \Rightarrow P_n = 5,977 * \pi = 18,78 [mm]$$

Paso helicoidal (P_c):

$$P_c = \pi * M_{c2} \Rightarrow P_c = \pi * 6 = 18.85 [mm]$$

Paso helicoidal (P_h):

$$P_h = (\pi * D_p) / \text{tg}(5) \Rightarrow P_h = \frac{\pi * 360}{\text{tg}(5)} = 12927 [mm]$$

Paso axial (P_a):

$$P_n = P_a * \cos(\mu) \Rightarrow P_a = \frac{18,78}{\cos(5)} = 18,85 \text{ [mm]}$$

Avance (L):

$$L = P_a * z_1 \Rightarrow L = 18,85 * 1 = 18,85 \text{ [mm]}$$

Diámetro primitivo de tornillo sin fin (d_{p1}):

$$\tan(\mu) = \frac{L}{\pi * d_{p1}} \Rightarrow d_{p1} = \frac{18,85}{\pi * \tan(5)} = 68,58 \text{ [mm]} \approx 69 \text{ [mm]}$$

Diámetro primitivo de la corona (D_{p2}):

$$D_{p2} = M_{c2} * Z_2 \Rightarrow D_{p2} = 6 * 60 = 360 \text{ [mm]}$$

Podremos ahora calcular b_c como:

$$b_c = \frac{d^{0.875}}{2.7} \Rightarrow b_c = \frac{214,5^{0.875}}{2,7} = 40,61$$

$$d = \frac{D_{p2} + d_{p1}}{2} \Rightarrow d = \frac{360 + 69}{2} = 214,5 \text{ [mm]}$$

Las velocidades se ven a su vez modificadas:

Velocidades generadas en el tornillo.

Velocidad tangencial (v_{t1}):

$$v_{t1} = n_1 * \left(\frac{\pi}{60}\right) * d_{p1} \Rightarrow v_{t1} = 1440 * \left(\frac{\pi}{60}\right) * 0.069 = 5,202 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Velocidad axial (v_{a1}):

$$v_{a1} = v_{t1} * \tan(\mu) \Rightarrow v_{a1} = 5,202 * \tan(5) = 0,4551 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Velocidad de deslizamiento (v_{d1}):

$$v_{d1} = v_{t1} / \cos(\mu) \Rightarrow v_{d1} = 5,202 / \cos(5) = 5,222 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Las velocidades en la corona se relación con las velocidades en el tornillo del siguiente modo:

$$v_{t1} = v_{a2} \Rightarrow v_{a2} = 5,202 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$v_{a1} = v_{t2} \Rightarrow v_{t2} = 0,4551 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$v_{d1} = v_{d2} \Rightarrow v_{d2} = 5,222 \left[\frac{m}{s} \right]$$

2.4.2.2 Momento corregido

Comprobaremos de nuevo si con el módulo circunferencial es capaz de transmitir sin que se produzca fallo el momento necesario para elevar la cabina.

Podemos expresar la fuerza tangencial generada en la corona según la expresión:

$$T_2 = b_c * P_{c2} * C$$

Donde:

$$b_c = 40,61$$

$$P_{c2} = M_{c2} * \pi \Rightarrow P_{c2} = 6 * \pi = 18,85 [mm]$$

La velocidad v_{d2} se mantiene por debajo de 15 [m/s] por lo que la constante C mantiene su valor de:

$$C = 10,0 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Con todo podremos obtener T_2 como:

$$T_2 = b_c * P_{c2} * C \Rightarrow T_2 = 40,61 * 18,85 * 10 = 7654,98 [N]$$

El momento generado en la corona:

$$M_{t2c} = T_2 * \left(\frac{D_{p2}}{2} \right) \Rightarrow M_{t2c} = 7654,98 * \left(\frac{360}{2} \right) = 1377,9 [Nm]$$

2.4.2.3 Momento real

Eliminando los factores de corrección, teniendo en cuenta que el factor de esfuerzos dinámicos se modifica en módulo, no en expresión, al modificarse las velocidades en la corona.

$$v_{t2} = 0,4551 * 60 = 27,306 \left[\frac{m}{min} \right]$$

$$f_d = 1 + \frac{(V)^{1/2}}{43} \Rightarrow f_d = 1 + \frac{(27,306)^{1/2}}{43} = 1.122$$

Al no variar la máquina accionada f_s no varía tampoco:

$$f_s = 1,25$$

Con lo que:

$$M_{Tp} = M_r = \frac{M_{t2c}}{f_s * f_d} \Rightarrow M_r = \frac{1377,9}{1,122 * 1,25} = 982,46 [Nm]$$

982,46 [Nm] > 952.1 [Nm] Por lo que se consigue con el módulo dado el par necesario para elevar la cabina sin que se produzca fallo a desgaste.

2.5 Rendimiento del reductor

A partir de las velocidades calculadas anteriormente podremos obtener el rendimiento real del reductor.

$$v_{t1} = v_{a2} \Rightarrow v_{a2} = 5,202 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$v_{a1} = v_{t2} \Rightarrow v_{t2} = 0,4551 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$v_{d1} = v_{d2} \Rightarrow v_{d2} = 5,222 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Tomando la figura 13, que como hemos dicho relaciona la velocidad de deslizamiento (v_s en la gráfica) con el coeficiente de rozamiento (μ en la gráfica) para engranes entre tornillos sin fin de acero pulido y endurecido superficialmente y coronas de bronce al fósforo, para un ángulo de presión α_n de 20°.

Determinaremos el valor del coeficiente de rozamiento:

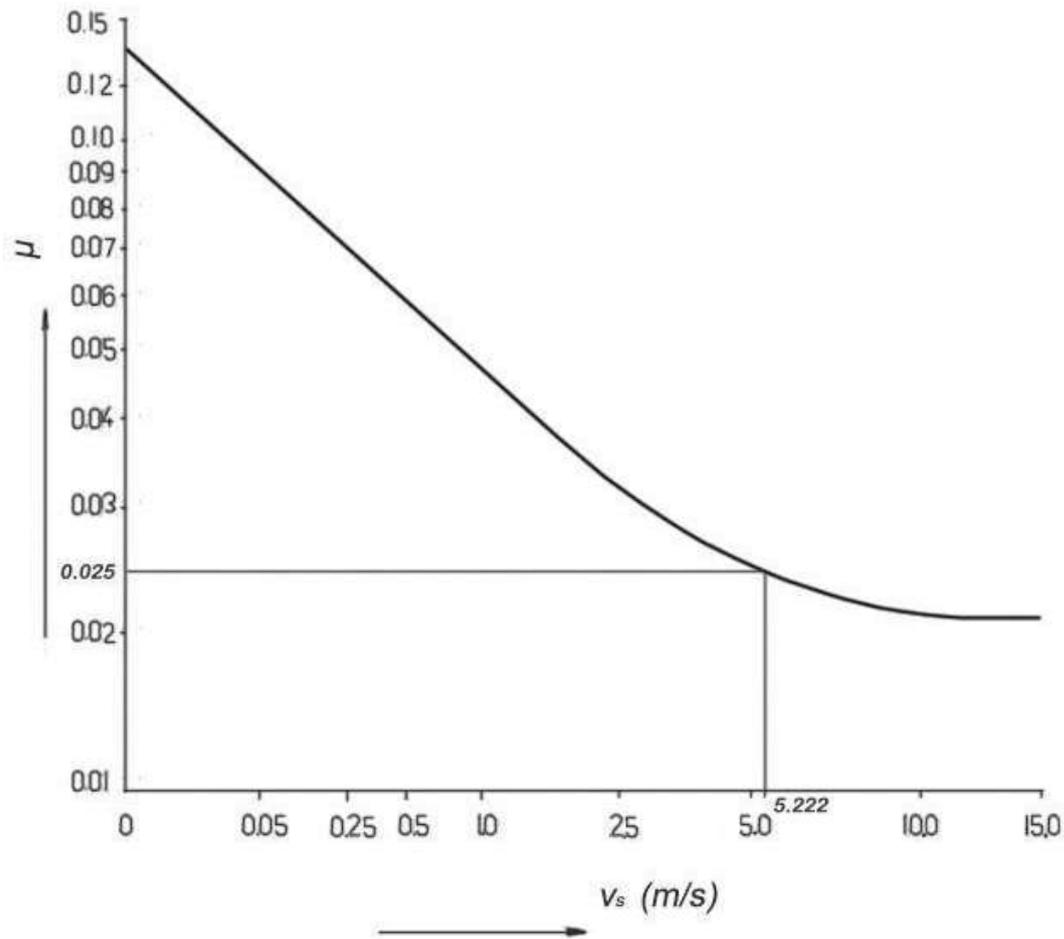


Figura 5. Coeficiente de rozamiento (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997)

El coeficiente de rozamiento se relaciona con la ecuación del rendimiento a partir del ángulo ϕ de la siguiente forma:

$$\tan(\phi) = \frac{\mu_{roz}}{\cos(\alpha_n)}$$

Donde α_n es el ángulo de presión, 20° en nuestro caso.

$$\tan(\phi) = \frac{0.025}{\cos(20)} = 0.02666 \Rightarrow \phi = 1,5239^\circ$$

El rendimiento se calculará como:

$$\eta_g = \frac{\tan(\mu)}{\tan(\mu + \phi)} \Rightarrow \eta_g = \frac{\tan(5)}{\tan(5 + 1,5239)} = 0,765 \Rightarrow 76,5 \%$$

2.6 Cálculo térmico

Para realizar el cálculo térmico del reductor compararemos el calor disipado a una temperatura máxima, denominado K, con la pérdida de potencia en el reductor. Con ellos nos aseguraremos de que el reductor será capaz de disipar toda la potencia que se genera en él y, por tanto, que no se sobrecaliente.

$$K \geq P_v$$

2.6.1 Pérdida de potencia

Comenzaremos calculando la pérdida de potencia, que se obtendrá a partir de la eficiencia del reductor y las potencias generadas en los ejes de la corona y el tornillo sin fin.

Momento en la corona:

$$M_r = 952.1 \text{ [Nm]}$$

Momento en el tornillo sin fin:

$$M_p = \frac{M_r}{i * \eta_g} \Rightarrow M_p = \frac{952.1}{60 * 0.765} = 20.74 \text{ [Nm]}$$

Y con ellos las potencias:

$$P_2 = \frac{M_r * n_2}{9550 * \eta_L^2} \Rightarrow P_2 = \frac{952.1 * 23.873}{9550 * 0.9^2} = 2.938 \text{ [CV]}$$

$$P_1 = \frac{M_p * n_1}{9550 * \eta_L^2} \Rightarrow P_1 = \frac{20.74 * 1440}{9550 * 0.9^2} = 3.861 \text{ [CV]}$$

La pérdida de potencia se calculará como:

$$P_v = P_1 - P_2 \Rightarrow P_v = 3.861 - 2.938 = 0.923 \text{ [CV]}$$

2.6.2 Calor disipado

El calor disipado por el reductor queda definido por la expresión:

$$K = \Delta\theta * S * k$$

Donde $\Delta\theta$ es el incremento de temperatura [°K], es decir, la diferencia entre la temperatura máxima admisible en la superficie exterior de la transmisión (θ_L) y la

temperatura ambiente (θ_a). La temperatura máxima admisible en la superficie exterior de la transmisión viene definida por el aceite lubricante.

Su expresión de cálculo será:

$$\Delta\theta = \left(\frac{\theta_L - \theta_a}{1.03 + 0.01 * (0.1 * n_1)^{1/2}} \right) - 1.5$$

La temperatura ambiente la obtendremos a partir del clima de referencia de la zona climática a la que pertenece Zaragoza según el Código Técnico de la Edificación (CTE)

Tabla 9. Documento Básico HE Ahorro de Energía. (Ministerio de Fomento (España), 2019)

Provincia	Altitud sobre el nivel del mar (h)																							
	≤ 50 m	51 - 100 m	101 - 150 m	151 - 200 m	201 - 250 m	251 - 300 m	301 - 350 m	351 - 400 m	401 - 450 m	451 - 500 m	501 - 550 m	551 - 600 m	601 - 650 m	651 - 700 m	701 - 750 m	751 - 800 m	801 - 850 m	851 - 900 m	901 - 950 m	951 - 1000 m	1001 - 1050 m	1051 - 1250 m	251 - 300 m	≥ 1301 m
Albacete	C3					D3					E1													
Alicante/Alacant	B4			C3				D3																
Almería	A4	B4		B3			C3				D3													
Araba/Álava	D1					E1																		
Asturias	C1	D1					E1																	
Ávila	D2				C3			D1				E1												
Badajoz	C4				C3			D3																
Balears, illes	B3			C3											E1									
Barcelona	C2			D2			D1				E1													
Bizkaia	C1					D1																		
Burgos	D1					E1																		
Cáceres	C4					D3										E1								
Cádiz	A3	B3			C3			C2				D2												
Cantabria	C1	D1					E1																	
Castellón/Castelló	B3	C3				D3			D2				E1											
Ceuta	B3																							
Ciudad Real	C4				C3			D3																
Córdoba	B4	C4				D3																		
Coruña, A	C1	D1					E1																	
Cuenca	D3				D2				E1															
Gipuzkoa	D1					E1																		
Girona	C2	D2			E1																			
Granada	A4	B4			C4				C3			D3				E1								
Guadalajara	A4	B4	B3		D3			C3				D2			E1									
Huelva	C3			D3			D2				E1													
J León	B4					C4												D3		E1				
León	E1																							
Lleida	C3	D3				E1																		
Lugo	D1					E1																		
Madrid	C3					D3				D2			E1											
Málaga	A3	B3			C3				D3															
Melilla	A3											D3												
Murcia	B3	C3				D3																		
Navarra	C2	D2			D1				E1															
Ourense	C3	C2		D1				D2				E1												
Palencia	D1					E1																		
Palmas, Las	α3				A2				B2				C2											
Pontevedra	C1					D1																		
Rioja, La	C2	D2					E1																	
Salamanca	D2				E1																			
Santa Cruz de Tenerife	α3				A2				B2				C2											
Segovia	D2					E1																		
Sevilla	B4	D2				C4				D1					E1									
Soria	D2					E1																		
Tarragona	B3	C3				C2				D2					E1									
Teruel	C3				C4			C2				D2					E1							
Toledo	C4					D3																		
Valencia/València	B3	C3				D2				D2					E1									
Valladolid	D2																							
Zamora	D2																							
Zaragoza	C3				D3				E1															
Provincia	≤ 50 m	51 - 100 m	101 - 150 m	151 - 200 m	201 - 250 m	251 - 300 m	301 - 350 m	351 - 400 m	401 - 450 m	451 - 500 m	501 - 550 m	551 - 600 m	601 - 650 m	651 - 700 m	701 - 750 m	751 - 800 m	801 - 850 m	851 - 900 m	901 - 950 m	951 - 1000 m	1001 - 1050 m	1051 - 1250 m	251 - 300 m	≥ 1301 m

De donde podemos observar que Zaragoza ciudad, situada a 243 m sobre el nivel del mar, pertenece a la zona climática D3.

Empleando el archivo de datos de las zona climática D3, podremos determinar la temperatura seca máxima en grados centígrados en un año tipo para esa zona, que será la que tomaremos como temperatura ambiente para el cálculo térmico del reductor por ser la situación más desfavorable.

$$\theta_a = 37 [^{\circ}C]$$

El aceite de transmisión debe seleccionarse según la temperatura ambiente de trabajo de la transmisión, la siguiente tabla orientativa proporcionada por la Asociación Americana de Engranajes (AGMA) nos determina el grado SAE del aceite lubricante a emplear en función de dicha temperatura ambiente y las características de la transmisión para engranajes sin-fin corona.

Tabla 10. Lubricantes según temperatura ambiente (Serrano Nicolás, 2013)

Lubricantes para engranajes de sin-fin y corona			
Casos	Temperatura ambiente en grados centígrados		
	de -18 a 4	de 5 a 32	de 33 a 49
Trabajo intermitente para cualquier velocidad	SAE 50	SAE 50	SAE 70
Trabajo continuo y velocidad de sin-fin menor de 600 r/min	SAE 70	SAE 70	SAE 80
Trabajo continuo y velocidad de sin-fin mayor de 600 r/min	SAE 70	SAE 140	SAE 140

Puesto que nuestro reductor trabajará de forma intermitente a una temperatura ambiente de 37°C, el grado del aceite lubricante será SAE 70

Para la graduación SAE los aceites se evalúan hasta una temperatura de 100 °C, que será la que tomaremos como temperatura máxima admisible del aceite.

Con ello:

$$\theta_L = 100 [^{\circ}C]$$

El incremento de temperatura será por tanto:

$$\Delta\theta = \left(\frac{100 - 37}{1.03 + 0.01 * (0.1 * 1440)^{3/2}} \right) - 1.5 = 53.28 [^{\circ}k]$$

La superficie exterior S la calcularemos con la siguiente expresión:

$$S = 9 * 10^{(-5)} * d^{1,85}$$

Donde d es la distancia entre centros calculada previamente:

$$d = \frac{D_{p2} + d_{p1}}{2} \Rightarrow d = \frac{360 + 69}{2} = 214,5 [mm]$$

Con lo que S queda:

$$S = 9 * 10^{-5} * 214,5^{1,85} = 1.8509 [m2]$$

El coeficiente de transferencia de calor (k), tomará diferentes expresiones dependiendo del ritmo de trabajo y ventilación del reductor. En nuestro caso tendremos un ritmo de trabajo bajo y ventilador, con lo que la expresión del coeficiente k será la siguiente:

$$k = 6.6 * 10^{-3} * \left(1 + 0.4 * \left(\frac{n_1}{60} \right)^{0.75} \right)$$

Siendo n₁ la velocidad de giro del tornillo en rpm, el coeficiente k será:

$$k = 6.6 * 10^{-3} * \left(1 + 0.4 * \left(\frac{1440}{60} \right)^{0.75} \right) = 0.03523 [KJ * m2 * ^\circ C^{-1} * s^{-1}]$$

El calor disipado en el reductor será:

$$K = 53.28 * 1.8509 * 0.03523 = 3.474 [KW]$$

Pasado a CV y comparando con la pérdida de potencia obtenemos:

$$K = 3.474 * 1.314 = 4.565 [CV]$$

$$K \geq P_v \Rightarrow 4.565 > 0.923$$

Con lo que el reductor cumple térmicamente.

Anexo V. Cálculo de ejes

Contenido

1. Introducción	93
2. Cálculo de ejes	93
2.1 Diámetro mínimo de eje por deflexión máxima a torsión	93
2.1.1 Eje tornillo sin fin	93
2.1.2 Eje corona	94
2.2 Diámetro mínimo de eje por resistencia estática	95
2.2.1 Fuerzas	95
2.2.2 Eje tornillo sin fin	95
2.2.2.1 Reacciones	95
2.2.2.2 Diagramas	97
2.2.2.3 Diámetro mínimo según cálculo de resistencia estático	98
2.2.3 Eje corona	102
2.2.3.1 Reacciones	102
2.2.3.2 Diagramas	104
2.2.3.3 Diámetro mínimo según cálculo de resistencia estático	105
2.2.3 Selección de diámetros	108
2.2.4 Chavetas	108
2.2.5 Comprobación numérica de resistencia a fatiga	109
2.2.5.1 Ciclos de vida a fatiga	109
2.2.5.2 Tensión en punto más desfavorable	110
2.2.5.3 Factores correctores	111
2.2.5.3.1 Factor de superficie (K_a)	111
2.2.5.3.2 Factor de tamaño (K_b)	111
2.2.5.3.3 Factor de confiabilidad (K_c)	112
2.2.5.3.4 Factor de temperatura (K_d)	112
2.2.5.3.5 Factor de carga (K_{car})	112
2.2.5.3.6 Factor de concentradores de esfuerzos (K_f)	113
2.2.5.4 Límites de fatiga	113
2.2.5.4.1 Límite de fatiga S_e	113
7.7.4.3.2 Límite de fatiga $S_f \cdot 10^3$	114
2.2.5.5 Comprobación de resistencia a fatiga	114
2.2.5.6 Corrección de diámetro del eje de la corona	115
2.2.6 Coeficiente de seguridad	116
2.2.7 Tensión máxima	117

Tablas

Tabla 1. Coeficientes del momento flector y torsor	100
Tabla 2. Propiedades de aceros.	101
Tabla 3. UNE 18018 - Serie de diámetros en mm	108
Tabla 4. Características ascensor Schindler 3300 - Schindler	109
Tabla 5. Factor K_a .	111
Tabla 6. Factor K_b .	112
Tabla 7. Valores del coeficiente de confiabilidad	112
Tabla 8. Valores del factor K_f en chaveteros.	113

Figuras

Figura 1. Esquema de fuerzas en plano xy del eje tornillo sin-fin	96
Figura 2. Esquema de fuerzas en plano xz del eje tornillo sin-fin	96
figura 3. Diagrama de cortante eje tornillo sin fin en y	97
Figura 4. Diagrama momento flector eje tornillo sin fin en y	97
Figura 5. Diagrama compresión eje tornillo sin fin	97
Figura 6. Diagrama de cortante eje tornillo sin fin en z	98
Figura 7. Diagrama de momento flector eje tornillo sin fin en z	98
Figura 8. Diagrama de torsor eje tornillo sin fin	98
Figura 9. Esquema de fuerzas del eje de la corona en el plano xy	103
Figura 10. Esquema de fuerzas del eje de la corona en el plano xz	103
Figura 11. Diagrama de cortante en y	104
Figura 12. Diagrama de momento flector en y	104
Figura 13. Diagrama de compresión	104
Figura 14. Diagrama de cortante en z	105
Figura 15. Diagrama de momento flector en z	105
Figura 16. Diagrama de momento torsor	105

1. Introducción

Este anexo tiene como objeto desarrollar los cálculos necesarios para la obtención de las características y parámetros de diseño de los ejes la transmisión del reductor del sistema de elevación.

2. Cálculo de ejes

Los ejes del reductor serán cilindros macizos de acero. El eje del tornillo sin fin estará biapoyado (Miravete de Marco and Larrodé Pellicer, 1997), con el perfil del tornillo tallado sobre el mismo eje. El eje de la corona contará con tres apoyos y albergará además a la polea de tracción.

Calcularemos a continuación el diámetro mínimo necesario de cada uno de los ejes del reductor para asegurar que no se producirá fallo.

2.1 Diámetro mínimo de eje por deflexión máxima a torsión

Para el correcto funcionamiento del reductor es necesario que el eje transmita el par de forma uniforme, con una deflexión (θ) inferior a 0.25 [$^{\circ}/m$] según recomendación de la ASME.

Calcularemos a continuación el diámetro mínimo de cada eje para que se cumpla esta condición.

2.1.1 Eje tornillo sin fin

El par en el tornillo será:

$$M_p = \frac{952.1}{60 * 0,765} = 20,74 [Nm]$$

La deflexión para un barra circular maciza se calcula como:

$$\theta = \frac{32 * M_p * L_1}{\pi * d_1^4 * G}$$

Donde:

$$L_1 = 420 [mm] \text{ "Longitud del eje del tornillo sin fin"}$$

$$G = 85000 [MPa] \text{ "modulo de cizalla para el acero"}$$

El diámetro mínimo lo obtendremos para la θ máxima, que pasada a radianes por metro será:

$$\theta = 0.25 * \left(\frac{2 * \pi}{360}\right) = 0.004363$$

Despejando d_1 , diámetro del eje del tornillo sin fin:

$$d_1 = \left(\frac{32 * M_p * L_1}{\pi * \theta * G}\right) \Rightarrow d_1 = \left(\frac{32 * 20740 * 420}{\pi * 0.004363 * 85000}\right)^{1/4}$$

$$d_1 = 22.12 [mm]$$

2.1.2 Eje corona

El par en el eje de la corona será:

$$M_p = 952.1 [Nm]$$

La deflexión para un barra circular maciza se calcula como:

$$\theta = \frac{32 * M_p * L_2}{\pi * d_2^4 * G}$$

Donde:

$$L_2 = 300 [mm] \text{ "Longitud del eje de la corona"}$$

$$G = 85000 [MPa] \text{ "modulo de cizalla para el acero"}$$

El diámetro mínimo lo obtendremos para la θ máxima, que pasada a radianes por metro será:

$$\theta = 0.25 * \left(\frac{2 * \pi}{360}\right) = 0.004363$$

Despejando d_2 , diámetro del eje de la corona:

$$d_2 = \left(\frac{32 * M_p * L_2}{\pi * \theta * G}\right)^{1/4}$$

$$d_2 = \left(\frac{32 * 952100 * 300}{\pi * 0.004363 * 85000}\right)^{1/4} = 52.93 [mm]$$

2.2 Diámetro mínimo de eje por resistencia estática

Para el correcto funcionamiento de la transmisión los ejes deben de poder resistir los esfuerzos generados sobre ellos, de forma que las tensiones en el punto más desfavorable no superen la tensión máxima admisible.

2.2.1 Fuerzas

Comenzaremos calculando las fuerzas generadas en el tornillo sin fin y corona, por ser las fuerzas que afectarán a los ejes. Siendo el eje 1 el eje en el que se sitúa el tornillo sin fin y eje 2 el eje sobre el que se sitúa la corona.

Las fuerzas en el tornillo sin fin:

$$F_{t1} = \frac{M_p * 2}{d_{p1}} \Rightarrow F_{t1} = \frac{20,74 * 2}{0.069} = 601,2 \text{ [N]}$$

$$A_1 = T_1 / (\tan(\mu + \phi)) \Rightarrow A_1 = \frac{601,2}{\tan(5 + 1,5239)} = 5257 \text{ [N]}$$

$$V_1 = F_{t1} * \left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\sin(\mu) + \tan(\phi) * \cos(\mu)} \right)$$

$$V_1 = 601,2 * \left(\frac{\tan(20)}{\sin(5) + \tan(1,5239) * \cos(5)} \right) = 1925 \text{ [N]}$$

Las fuerzas en la rueda:

$$F_{t2} = A_1 = 5257 \text{ [N]}$$

$$V_2 = V_1 = 1925 \text{ [N]}$$

$$A_2 = F_{t1} = 601,2 \text{ [N]}$$

Obtenidas las fuerzas, estudiaremos sobre cada eje las reacciones que se generan en sus apoyos y sus diagramas de esfuerzos. Emplearemos para ello el programa MEFI, a excepción del diagrama de momentos torsores que realizaremos a mano.

2.2.2 Eje tornillo sin fin

2.2.2.1 Reacciones

Determinaremos las reacciones generadas en los apoyos del eje del tornillo sin-fin, teniendo en cuenta que será el apoyo denominado 3 el que absorba la totalidad de los esfuerzos axiales.

Ambos apoyos se encuentran a la misma distancia del contacto entre corona y tornillo.

$$L_1 = L_T = 420 \text{ [mm]}$$

$$L_{1-3} = 340 \text{ [mm]}$$

$$L_{3-4} = 210 \text{ [mm]}$$

$$r_1 = d_1/2 = 69/2 = 34.5 \text{ [mm]}$$

$$F_{t1} = 601,2 \text{ [N]}$$

$$A_1 = 5257 \text{ [N]}$$

$$V_1 = 1925 \text{ [N]}$$

$$M_z = A_1 * r_1 = 5257 * 34.5 = 181367 \text{ [Nmm]}$$

Mostramos en la figura 1 la distribución de fuerzas, reacciones y momentos flectores sobre el eje en el plano xy.

Mostramos en la figura 2 la distribución de fuerzas, reacciones y momentos flectores sobre el eje en el plano xz.

Tanto en los esquemas de fuerzas como los diagramas las unidades empleadas son de N, mm y Nmm.

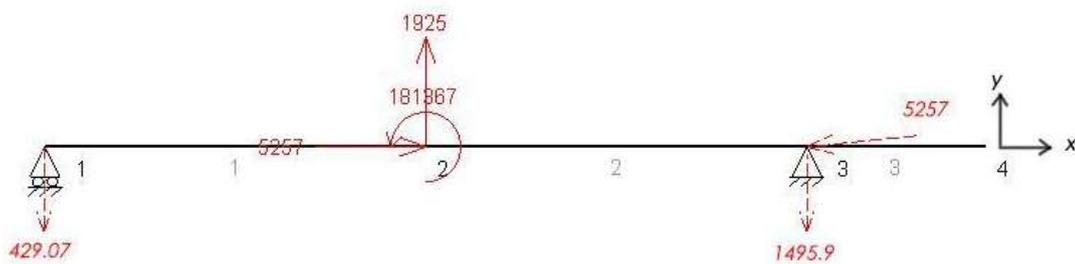


figura 1. Esquema de fuerzas en plano xy del eje tornillo sin-fin

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)

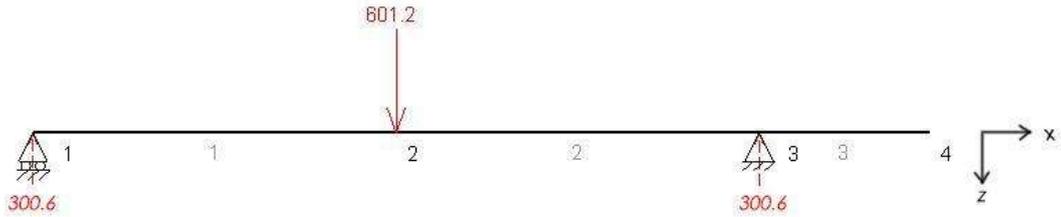


Figura 2. Esquema de fuerzas en plano xz del eje tornillo sin-fin

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)

Las reacciones en el apoyo 1 son por tanto:

$$R_{1x} = 0 [N]$$

$$R_{1y} = 429.07 [N]$$

$$R_{1z} = 300.6 [N]$$

Y las reacciones en el apoyo 3 son:

$$R_{3x} = 5257 [N]$$

$$R_{3y} = 1495.9 [N]$$

$$R_{3z} = 300.6 [N]$$

2.2.2.2 Diagramas



figura 3. Diagrama de cortante eje tornillo sin fin en y

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)

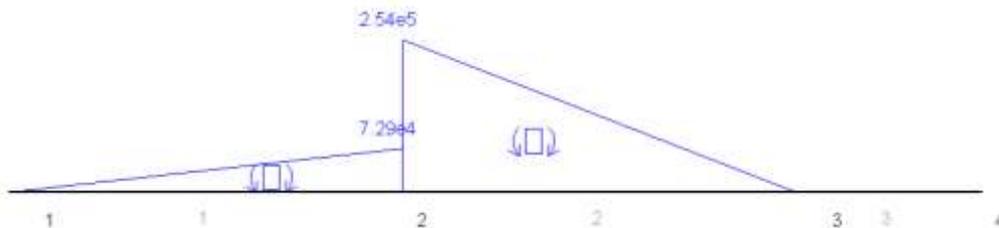


Figura 4. Diagrama momento flector eje tornillo sin fin en y

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)

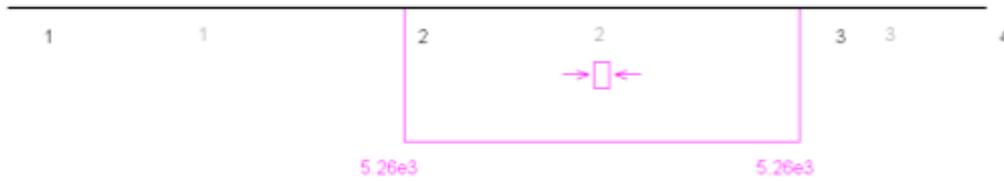


Figura 5. Diagrama compresión eje tornillo sin fin

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)

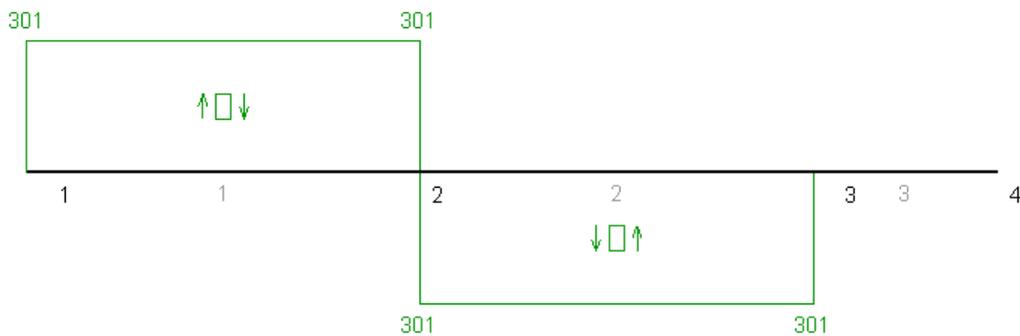


Figura 6. Diagrama de cortante eje tornillo sin fin en z

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)

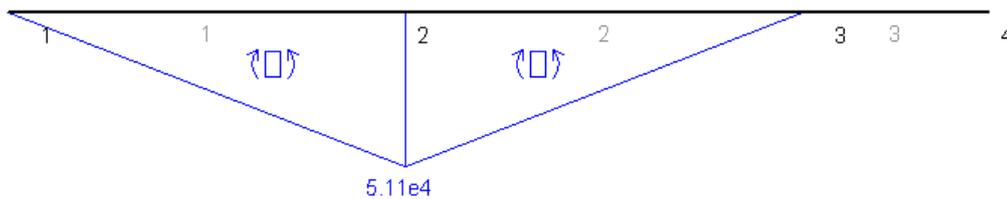


Figura 7. Diagrama de momento flector eje tornillo sin fin en z

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)

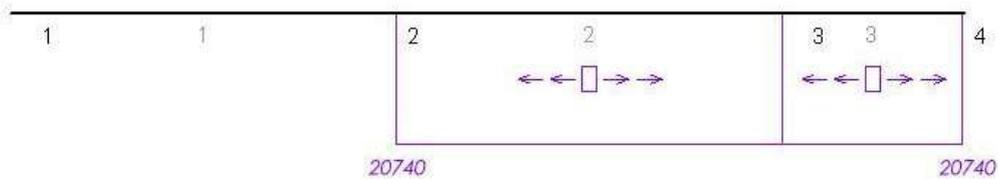


Figura 8. Diagrama de torsor eje tornillo sin fin

2.2.2.3 Diámetro mínimo según cálculo de resistencia estático

De los diagramas de esfuerzos podemos ver que la sección más desfavorable se encuentra en el punto 2, donde se produce el contacto entre tornillo sin-fin y corona.

A continuación mostramos los valores en el punto:

$$\begin{aligned}V_y &= 1500 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \\M_y &= 254000 [Nmm] \\N &= 5260 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \\V_z &= 301 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \\M_z &= 51100 [Nmm] \\M_t &= 20740 [Nmm]\end{aligned}$$

En este punto calcularemos las tensiones que afectan a la sección según el código ASME y determinaremos la tensión máxima en función del diámetro.

Hecho esto calcularemos la tensión admisible siguiendo otra vez el código ASME y con ello despejaremos el diámetro mínimo necesario para que no se produzca fallo.

La tensión debida a flexión se expresa como:

$$\sigma_{xf} = \frac{M_r * C_f}{W_f}$$

Donde:

$$M_r = (M_y^2 + M_z^2)^{1/2} \Rightarrow M_r = (254000^2 + 51100^2)^{1/2} = 259089 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

$$W_f = \frac{\pi * d_1^3}{32}$$

C_f es un coeficiente de mayoramiento de los esfuerzos de flexión dependiente de cómo se apliquen las cargas y el efecto dinámico del eje. En la siguiente tabla se muestran sus valores.

Tabla 1. Coeficientes del momento flector y torsor (Serrano Nicolás, 2013)

COEFICIENTES DEL MOMENTO FLECTOR Y DEL MOMENTO TORSOR		
Tipo de carga	C_f	C_t
<i>Ejes estacionarios o flexión sin inversión:</i>		
Carga aplicada gradualmente o constante	1,00	1,00
Carga aplicada de forma repentina	de 1,50 a 2,00	de 1,50 a 2,00
<i>Ejes giratorios o flexión con inversión:</i>		
Carga aplicada gradualmente o constante	1,50	1,00
Carga repentina con choque ligero	de 1,50 a 2,00	de 1,00 a 1,50
Carga repentina con choque fuerte	de 2,00 a 3,00	de 1,50 a 3,00

En nuestro caso el eje presenta giros con inversión con cargas aplicadas con choque ligero, lo que nos da un intervalo de C_f [1.5 - 2.00]. Para trabajar en la situación más desfavorable tomaremos $C_f=2$.

Con lo que:

$$\sigma_{xf} = \frac{M_r * C_f}{W_f} \Rightarrow \sigma_{xf} = \frac{518178 * 32}{\pi * d_1^3}$$

La tensión debida a compresión:

$$\sigma_{xa} = \frac{N * 4}{\pi * d_1^2} \Rightarrow \sigma_{xa} = \frac{5260 * 4}{\pi * d_1^2}$$

La tensión debida al torsor:

$$\tau_{xy} = \frac{M_t * C_t}{W_o}$$

Donde:

$$W_o = \frac{\pi * d_1^3}{16}$$

C_t es un coeficiente de mayoramiento de los esfuerzos de flexión dependiente de cómo se apliquen las cargas y el efecto dinámico del eje. En la tabla 14. se pueden ver sus valores.

En nuestro caso el eje presenta giros con inversión con cargas aplicadas con choque ligero, lo que nos da un intervalo de C_t [1.00 - 1.50]. Para trabajar en la situación más desfavorable tomaremos $C_t = 1.50$.

Con lo que:

$$\tau_{xy} = \frac{M_t * C_t}{W_o} \Rightarrow \tau_{xy} = \frac{20740 * 1,5 * 16}{\pi * d_1^3}$$

La tensión máxima en la sección estudiada es, por tanto:

$$\pi_{max} = \left(\left(\frac{\sigma_{xf} + \sigma_{xa}}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right)^{1/2}$$

Obtenida la tensión máxima pasaremos a determinar la tensión admisible.

Tanto para el eje del tornillo como la corona se empleará acero F-123, con las condiciones de resistencia a la rotura y límite de fluencia que se muestran a continuación.

Tabla 2. Propiedades de aceros. (Serrano Nicolás, 2013)

Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm ² (kp/mm ²)
F-122		Acero al Cr-Ni duro	110-120	310-370 HB	38
F-123		Acero al Cr-Ni tenaz	90-110	280-300 HB	33
F-125	F-1250	Acero al Cr-Mo tenaz	90-110	295-325 HB	33
F-126		Acero al Cr-Ni-Mo duro	120-140	352-400 HB	43
F-127		Acero al Cr-Ni-Mo tenaz	105-125	305-365 HB	38

$$R_m = 900 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = 330 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

El Código ASME determina que la tensión admisible para secciones sin chaveta, ya que el tornillo sin-fin está tallado sobre el eje, debe ser el valor mínimo de las siguientes expresiones:

$$\tau_{adm} = 0.3 * \sigma_{adm} \Rightarrow \tau_{adm} = 0.3 * 330 = 99 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_{adm} = 0.18 * R_m \Rightarrow \tau_{adm} = 0.18 * 900 = 162 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Con lo que la τ_{adm} será de 99 [N/mm²]

El diámetro mínimo será aquel que cumpla que $\tau_{adm} = \tau_{max}$ por tanto:

$$\tau_{adm} = \tau_{max} = \left(\left(\left(\frac{\sigma_{xf} + \sigma_{xa}}{2} \right)^2 \right) + \tau_{xy}^2 \right)^{1/2}$$

Sustituyendo y despejando:

$$d_1 = 30.27 \text{ [mm]}$$

2.2.3 Eje corona

2.2.3.1 Reacciones

Determinaremos las reacciones generadas en los apoyos del eje de la corona, teniendo en cuenta que será el apoyo denominado 3, el que absorba la totalidad de los esfuerzos axiales.

Ambos apoyos se encuentran a la misma distancia del contacto entre corona y tornillo.

$$\begin{aligned} L_2 &= L_T = 300 \text{ [mm]} \\ L_{1-3} &= 170 \text{ [mm]} \\ L_{3-4} &= 130 \text{ [mm]} \\ r_2 &= d_2/2 = 360/2 = 180 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

Fuerzas derivadas de la transmisión sin-fin corona:

$$\begin{aligned} F_{t2} &= 5257 \text{ [N]} \\ V_2 &= 1925 \text{ [N]} \\ A_2 &= 601,2 \text{ [N]} \\ M_z &= A_1 * r_1 = 601,2 * 180 = 108216 \text{ [Nmm]} \end{aligned}$$

Fuerzas derivadas de la polea de tracción:

$$\begin{aligned} T_1 &= (600 + 450) * 9.8 + 24.48 * 9.8 = 10529.904 \text{ [N]} \\ T_2 &= (827 + 24.48) * 9.8 = 8344.504 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Mostramos en la figura 9 la distribución de fuerzas, reacciones y momentos flectores sobre el eje en el plano xy.

Mostramos en la figura 10 la distribución de fuerzas, reacciones y momentos flectores sobre el eje en el plano xz.

Tanto en los esquemas de fuerzas como los diagramas las unidades empleadas son de N, mm y Nmm.

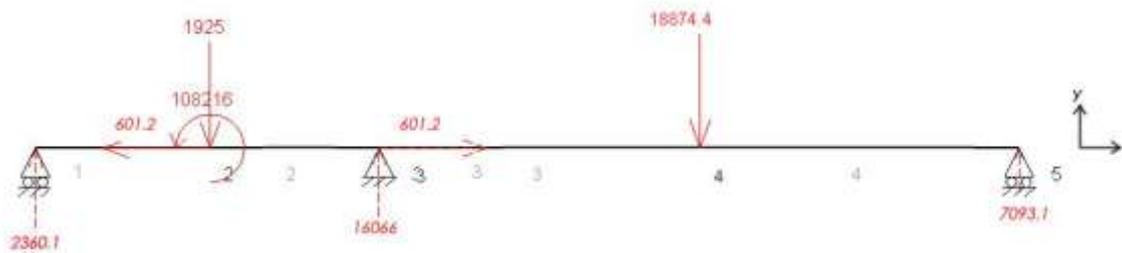


Figura 9. Esquema de fuerzas del eje de la corona en el plano xy

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)

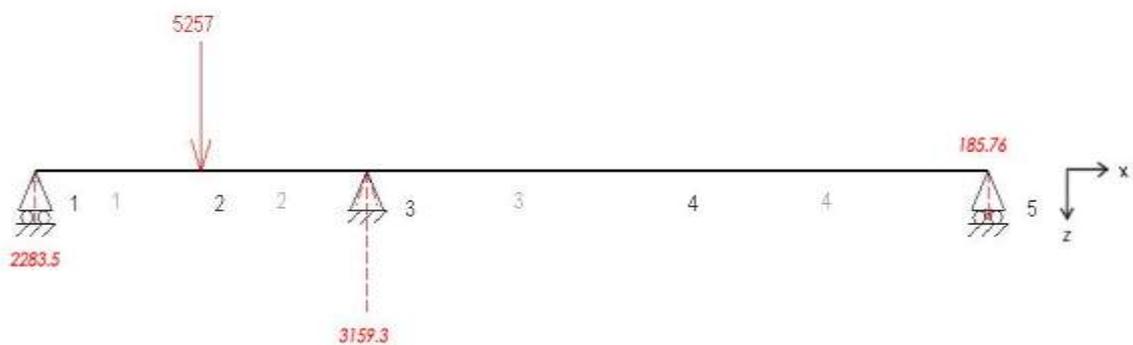


Figura 10. Esquema de fuerzas del eje de la corona en el plano xz

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)

Las reacciones en el apoyo 1 son por tanto:

$$\begin{aligned} R_{1x} &= 0 \text{ [N]} \\ R_{1y} &= 2360.1 \text{ [N]} \\ R_{1z} &= 2283.5 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Y las reacciones en el apoyo 3 son:

$$\begin{aligned} R_{3x} &= 601.2 \text{ [N]} \\ R_{3y} &= 16066 \text{ [N]} \\ R_{3z} &= 3159.3 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Y las reacciones en el apoyo 5 son:

$$R_{5x} = 0 [N]$$

$$R_{5y} = 7093.1 [N]$$

$$R_{5z} = 185.76 [N]$$

2.2.3.2 Diagramas

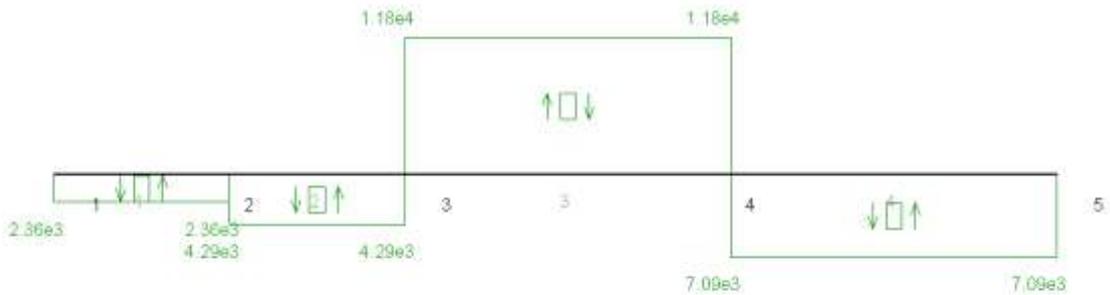


Figura 11. Diagrama de cortante en y

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)

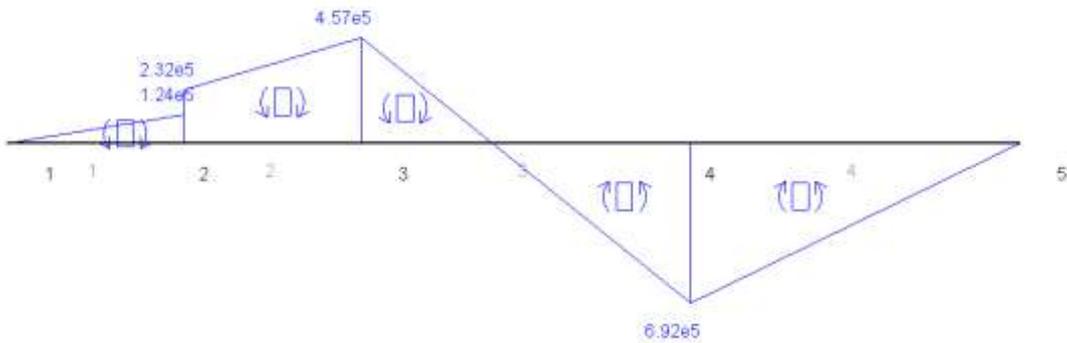


Figura 12. Diagrama de momento flector en y

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)



Figura 13. Diagrama de compresión

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)

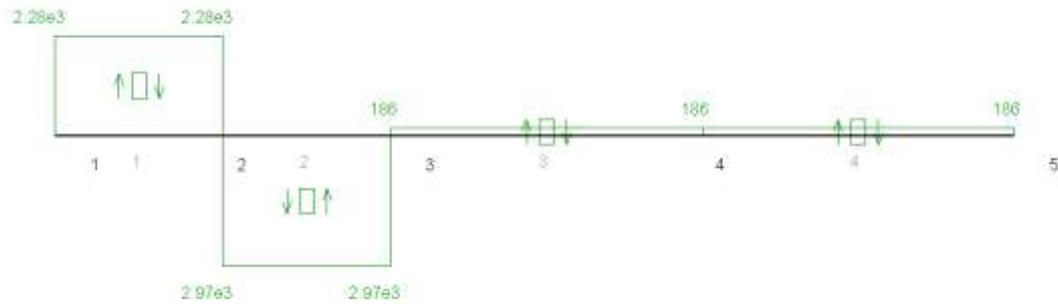


Figura 14. Diagrama de cortante en z

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)



Figura 15. Diagrama de momento flector en z

(Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena, 2017)

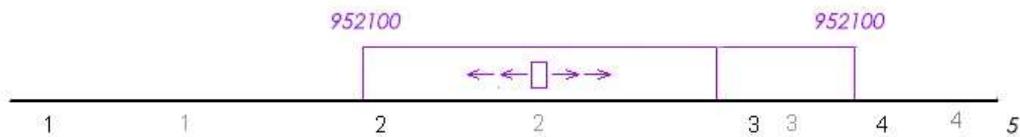


Figura 16. Diagrama de momento torsor

2.2.3.3 Diámetro mínimo según cálculo de resistencia estático

De los diagramas de esfuerzos podemos ver que la sección más desfavorable se encuentra en el punto 4, donde se encuentra situada la polea de tracción.

A continuación mostramos los valores en el punto:

$$\begin{aligned}
 V_y &= 11800 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \\
 M_y &= 692000 [Nmm] \\
 N &= 0 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \\
 V_z &= 186 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \\
 M_z &= 18100 [Nmm] \\
 M_t &= 952100 [Nmm]
 \end{aligned}$$

Repetiremos el proceso de cálculo realizado sobre el eje del tornillo sin-fin, calculando las tensiones que afectan a la sección según el código ASME y determinando la tensión máxima en función del diámetro.

La tensión debida a flexión se expresa como:

$$\sigma_{xf} = \frac{M_r * C_f}{W_f}$$

Donde:

$$M_r = (M_y^2 + M_z^2)^{1/2} \Rightarrow M_r = (692000^2 + 18100^2)^{1/2} = 692236.672 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

$$W_f = \frac{\pi * d_2^3}{32}$$

En nuestro caso el eje presenta giros con inversión con cargas aplicadas con choque ligero, lo que nos da un intervalo de C_f [1.5 - 2.00]. Para trabajar en la situación más desfavorable tomaremos $C_f = 2$.

Con lo que:

$$\sigma_{xf} = \frac{M_r * C_f}{W_f} \Rightarrow \sigma_{xf} = \frac{692236.672 * 2 * 32}{\pi * d_2^3}$$

La tensión debida al torsor:

$$\tau_{xy} = \frac{M_t * C_t}{W_o}$$

Donde:

$$W_o = \frac{\pi * d_2^3}{16}$$

En nuestro caso el eje presenta giros con inversión con cargas aplicadas con choque ligero, lo que nos da un intervalo de C_t [1.00 - 1.50]. Para trabajar en la situación más desfavorable tomaremos $C_t = 1.50$.

Con lo que:

$$\tau_{xy} = \frac{M_t * C_t}{W_o} \Rightarrow \tau_{xy} = \frac{952100 * 1,5 * 16}{\pi * d_2^3}$$

La tensión máxima en la sección estudiada es, por tanto:

$$\tau_{max} = \left(\left(\frac{\sigma_{xf}}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right)^{1/2}$$

El material será el mismo que para el eje del tornillo sin-fin, F-123.

$$R_m = 900 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = 330 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Sin embargo, en este caso la sección presenta una chaveta. El Código ASME determina que la tensión admisible para secciones con chaveta, debe ser el valor mínimo de las siguientes expresiones:

$$\tau_{adm} = 0.23 * \sigma_{adm} \Rightarrow \tau_{adm} = 0.23 * 330 = 75.9 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_{adm} = 0.14 * R_m \Rightarrow \tau_{adm} = 0.14 * 900 = 126 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Con lo que la τ_{adm} será de 75.9 [N/mm²]

El diámetro mínimo será aquel que cumpla que $\tau_{adm} = \tau_{max}$ por tanto:

$$\tau_{adm} = \tau_{max} = \left(\left(\frac{\sigma_{xf}}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right)^{1/2}$$

Sustituyendo y despejando:

$$d_2 = 51.1 \text{ [mm]}$$

2.2.3 Selección de diámetros

En vista de los resultados obtenidos de diámetro, vemos que el diámetro mínimo necesario en el eje del tornillo sin-fin quedará definido por los esfuerzos estáticos a los que está sometido, mientras que el de la corona lo definirá el límite de deflexión admisible generado por el momento torsor. Es decir:

$$d_{1min} = 30.27 [mm]$$

$$d_{2min} = 51.1 [mm]$$

Siguiendo la serie de diámetros definidos por la norma UNE 18018 que se muestra a continuación, escogeremos los más cercanos a los diámetros mínimos obtenidos.

Tabla 3. UNE 18018 - Serie de diámetros en mm

(CTN 18 - TRANSMISIONES RODAMIENTOS Y ENGRANAJES, 1952)

25	55	110	220	340	460
30	60	125	240	360	480
35	70	140	260	380	500
40	80	160	280	400	
45	90	180	300	420	
50	100	200	320	440	

$$d_1 = 40 [mm]$$

$$d_2 = 55 [mm]$$

2.2.4 Chavetas

A falta de acceso a la legislación que rige las chavetas en ejes, estas se han aproximado según la UNE 17102 (CTN 17 - ELEMENTOS DE FIJACIÓN, 1967), donde se nos indica que para diámetros de eje de entre 85 y 95 [mm] empleemos chavetas 25x14. Con 9 [mm] en el cubo del eje y 5.4 [mm] en el de la pieza a unir.

La longitud mínima necesaria para que no se produzca fallo se muestra a continuación.

Para corona:

$$L = (952100/90)/(9 * 75.9) \Rightarrow L = 15.5 [mm] \text{ "Sobre eje"}$$
$$L = (952100/90)/(5.4 * 170) \Rightarrow L = 11.5 [mm] \text{ "Sobre corona"}$$

Para polea tracción:

$$L = (952100/90)/(9 * 75.9) \Rightarrow L = 15.5 [mm] \text{ "Sobre eje"}$$

$$L = (952100/90)/(5.4 * 114) \Rightarrow L = 17.2 [mm] \text{ "Sobre polea"}$$

Las chavetas se han escogido **25x14x40** para corona y **25x14x135** para polea.

2.2.5 Comprobación numérica de resistencia a fatiga

Emplearemos el modelo de fallo a fatiga de Vida Total para asegurar que con los diámetros seleccionados no se produce fallo a fatiga en un periodo inferior a la vida deseada para los ejes. Empleando el método analítico de aproximación logarítmico-logarítmico.

2.2.5.1 Ciclos de vida a fatiga

Observando las características del ascensor Schindler 3300, similar a nuestro ascensor, hemos determinado un ciclo de vida o vida útil de 15 años.

Tabla 4. Características ascensor Schindler 3300 (Schindler, 2017)

Cifras clave		Unidad representativa*	
Capacidad	400 a 1.125 kg. 5-15 pasajeros	Vida útil para ACV	15 años**
Recorrido	Máx. 75 m., máx. 20 paradas	Carga (Kg)	535
Un embarque*	400 kg, 535 kg, 625 kg, 675 kg, 800 kg, 900 kg, 1.000 kg, 1.125 kg	Velocidad (m/s)	1,0
Doble embarque	535 kg, 625 kg, 675 kg, 800 kg, 900 kg, 1.000 kg, 1.125 kg	Recorrido (m)	12
Ancho de puerta*	800 a 900 mm.	Paradas / accesos	5/1
Altura de puerta*	2.000 mm, 2.100 mm, 2.300 mm, (para 675 y 1.125 kg)	Ancho/Profundidad/Altura de la cabina	1.050/1.300/2.139
Sistema de tracción	Máquina ecológica sin reductor, variación de frecuencia	Ancho/Profundidad/Altura de la puerta	800/2.000
Velocidad	1,0 m/s - 1,6 m/s MMR y MRL	Operación días/año	365
Botoneras	Pulsadores mecánicos, maniobra colectiva en bajada y colectiva selectiva	Categoría de uso***	2
Interior	2 series de diferentes estilos y 3 líneas de decoración u opción Libertá	Datos consolidados de ACV 1999 y 2013	
		Instalación en Milán, Italia.	

Teniendo en cuenta un nivel de trabajo de 365 días/año y situándonos en la situación más desfavorable, que no llegará a cumplirse, de que trabaje 24 h/día, el número de horas de funcionamiento será:

$$L_h = 15 * 365 * 24 = 131400 [horas de funcionamiento]$$

$$L = (L_h * n * 60)/10^6 \text{ "Vida nominal básica en millones de revoluciones"}$$

$$L = (131400 * 1440 * 60)/10^6 = 11352.96 [millones de revoluciones]$$

Por ser un eje giratorio el número de revoluciones equivale al número de ciclos de vida a fatiga.

2.2.5.2 Tensión en punto más desfavorable

La tensión en el punto más desfavorable de cada uno de los ejes dependerá de los diámetros seleccionados según las ecuaciones obtenidas en el apartado 2.2.2.2.3 y 2.2.2.3.3.

En el caso del tornillo sin fin, debido a la presencia de tensiones de compresión, la tensión media no es exactamente 0, sin embargo debido a su pequeño valor en comparación con la tensión generada por la flexión y a que al ser una tensión de compresión produce un efecto de aumento de la vida a fatiga, hemos decidido despreciarla y tomar $\sigma_m = 0$

Para el eje del tornillo sin fin las tensiones debidas al momento flector, compresión y momento torsor:

$$\sigma_{xf} = \frac{M_r * C_f}{W_f} \Rightarrow \sigma_{xf} = \frac{259089 * 2 * 32}{\pi * 40^3} = 82.47 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{xa} = \frac{N * 4}{\pi * d_1^2} \Rightarrow \sigma_{xa} = \frac{5260 * 4}{\pi * 40^2} = 4.186 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_t * C_t * 16}{\pi * d_1^3} \Rightarrow \tau_{xy} = \frac{20740 * 1,5 * 16}{\pi * 40^3} = 2.4757 \text{ [MPa]}$$

Con lo que la tensión en el punto más desfavorable será:

$$\sigma_{a} = \pi_{max} = \left(\left(\frac{82.47 + 4.186}{2} \right)^2 + 2.4757^2 \right)^{1/2} = 43.4 \text{ [MPa]}$$

Para el eje de la corona las tensiones debidas al momento flector y momento torsor:

$$\sigma_{xf} = \frac{M_r * C_f}{W_f} \Rightarrow \sigma_{xf} = \frac{692236.672 * 2 * 32}{\pi * 55^3} = 84.76 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_t * C_t}{W_o} \Rightarrow \tau_{xy} = \frac{952100 * 1,5 * 16}{\pi * 55^3} = 43.7176 \text{ [MPa]}$$

Con lo que la tensión en el punto más desfavorable será:

$$\sigma_{a} = \tau_{max} = \left(\left(\frac{84.76}{2} \right)^2 + 43.7176^2 \right)^{1/2} = 60.89 \text{ [MPa]}$$

2.2.5.3 Factores correctores

Los factores correctores (Canalís and Malón, 2019) contabilizan las derivaciones externas a las que se ven afectados los elementos reales de las máquinas respecto de las probetas sobre las que se realizan los ensayos. Estos se aplicarán sobre los límites de fatiga calculados más adelante para conseguir resultados representativos de la realidad.

2.2.5.3.1 Factor de superficie (K_a)

Contabiliza el efecto del acabado superficial sobre la resistencia a la fatiga, se rige por la ecuación:

$$k_a = a * R_m^b$$

Tabla 5. Factor K_a . (Canalís and Malón, 2019)

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

Para ejes rectificadas:

$$a = 1.58$$
$$b = -0.085$$

Con lo que:

$$k_a = 1.58 * 900^{-0.085} \Rightarrow K_a = 0.8862$$

2.2.5.3.2 Factor de tamaño (K_b)

Contabiliza el efecto del tamaño de la pieza sobre la resistencia a la fatiga, a mayor tamaño más alta es la probabilidad de que exista un defecto en esta.

Para piezas circulares sometidas a flexión y torsión giratoria

Tabla 6. K_b. (Canalís and Malón, 2019)

$$K_b = 1, \quad \text{si } d_e \leq 8 \text{ mm (0.3 in)}$$
$$K_b = 1.189d_e^{-0.097}, \quad \text{si } 8 \text{ mm} < d_e \leq 250 \text{ mm}$$
$$(K_b = 0.869d_e^{-0.097}, \quad \text{si } 0.3 \text{ in} < d_e \leq 10 \text{ in})$$
$$K_b = 0.6, \quad \text{si } d_e > 250 \text{ mm (10 in)},$$

En el eje 1, tornillo sin fin, el diámetro $d_e = d_1 = 40$ [mm], con lo que:

$$K_b = 1.189 * 40^{-0.097} = 0.8313$$

En el eje 2, corona, el diámetro $d_e = d_2 = 55$ [mm], con lo que:

$$K_b = 1.189 * 55^{-0.097} = 0.8061$$

2.2.5.3.3 Factor de confiabilidad (K_c)

Aumenta la probabilidad de que la resistencia real de la pieza sea al menos igual al valor corregido, se rige por datos experimentales.

Tabla 7. Valores del coeficiente de confiabilidad (Canalís and Malón, 2019)

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

Tomaremos la confiabilidad más alta posible, ya que un fallo en los ejes supone una avería importante y queremos asegurarnos de que el ascensor cumpla con el ciclo de vida establecido.

$$K_c = 0.659$$

2.2.5.3.4 Factor de temperatura (K_d)

Contabiliza los efectos de la temperatura sobre la resistencia a la fatiga. Para temperaturas de trabajo inferiores a 450 °C K_d es igual a 1 (Canalís and Malón, 2019)

$$K_d = 1$$

2.2.5.3.5 Factor de carga (K_{car})

Contabiliza el efecto que el tipo de carga al que está sometida la pieza afecta a la resistencia a fatiga.

En el caso del eje del tornillo sin fin, los efectos derivados del momento torsor son de orden inferior a la flexión por lo que el tipo de carga principal será la flexión.

$$K_{car1} = 1 \text{ (Canalís and Malón, 2019)}$$

En el caso del eje de la corona los efectos de flexión y torsión son del mismo orden, por lo que tendremos en cuenta la torsión como carga principal.

$$K_{car} = 0.577 \text{ (Canalís and Malón, 2019)}$$

2.2.5.3.6 Factor de concentradores de esfuerzos (K_f)

Contabiliza el efecto que los concentradores de esfuerzos tienen sobre la resistencia a la fatiga.

El eje del tornillo sin fin no presenta concentrador de esfuerzos ya que el tornillo ha sido tallado directamente sobre el eje, con lo que $K_f = 1$ (Canalís and Malón, 2019)

El eje de la corona presenta un concentrador de esfuerzos en forma de chavetero de perfil.

Tabla 8. Valores del factor K_f en chaveteros. (Canalís and Malón, 2019)

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
Patín	1.3	1.3	1.6	1.6

El acero empleado en los ejes es el F-123 con dureza de 280-300 HB, los esfuerzos son tanto de torsión como de flexión por lo que tomaremos el más restrictivo.

$$K_f = 2$$

2.2.5.4 Límites de fatiga

2.2.5.4.1 Límite de fatiga S_e

S_e' es el límite de fatiga de una probeta en un ensayo a vida alta (10^6 ciclos), que puede aproximarse para $R_m < 1400$ MPa como:

$$S_e' = 0.5 * R_m \Rightarrow S_e' = 0.5 * 900 = 450 \text{ [MPa]}$$

Sobre él aplicaremos los factores correctores calculados anteriormente:

$$S_e = \frac{S_e' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_{car}}{K_f}$$

Para el eje del tornillo sin fin:

$$S_{e1} = (450 * 0.8862 * 0.8313 * 0.659 * 1 * 1)/1 = 218.5 [MPa]$$

Para el eje de la corona:

$$S_{e2} = (450 * 0.8862 * 0.8061 * 0.659 * 1 * 0.577)/2 = 61.12 [MPa]$$

7.7.4.3.2 Límite de fatiga Sf_{10^3}

La tensión Sf_{10^3}' es la tensión de fatiga de la probeta a 1000 ciclos, que puede obtenerse como:

$$Sf_{10^3} = 0.9 * R_m \Rightarrow Sf_{10^3} = 0.9 * 900 = 810 [MPa]$$

Aplicando los factores correctores obtendremos el límite de fatiga de los ejes a 10^3 ciclos, $Sf_{10^3_1}$ y $Sf_{10^3_2}$, sabiendo que para 10^3 ciclos $K_a=K_b=1$.

Para el eje del tornillo sin fin:

$$Sf_{10^3_1} = (810 * 1 * 1 * 0.659 * 1 * 1)/1 = 533.8 [MPa]$$

Para el eje de la corona:

$$Sf_{10^3_2} = (810 * 1 * 1 * 0.659 * 1 * 0.577)/2 = 154 [MPa]$$

2.2.5.5 Comprobación de resistencia a fatiga

La ecuación que regirá la curva S-N de nuestros ejes será de la forma:

$$\sigma_a = A * (N_f)^B$$

Donde N_f serán los ciclos a los que se produce fallo según la tensión que soportan las piezas. El exponente B se calculará a partir del logaritmo en base 10 de S_e y Sf_{10^3} y la constante A a partir de 10 de S_e y Sf_{10^3} .

Para el eje del tornillo sin fin:

$$A_1 = Sf_{10^3_1}^2 / S_{e1} \Rightarrow A_1 = 533.8^2 / 218.5 = 1304 [MPa]$$

$$B_1 = (\log_{10}(S_{e1}/Sf_{10^3_1}))/3 \Rightarrow (\log_{10}(218.5/533.8))/3 = -0,1293$$

Para el eje de la corona:

$$A_2 = S_{f10}^3 \cdot 2^2 / S_{e2} \Rightarrow A_2 = 154^3 / 63.03 = 388 \text{ [MPa]}$$

$$B_2 = (\log_{10}(S_{e2} / S_{f10}^3 \cdot 2)) / 3 \Rightarrow B_2 = (\log_{10}(61.12 / 154)) / 3 = -0.1338$$

Calculando sobre el punto más desfavorable, el número de ciclos de vida antes de que se produzca fallo será:

Para el eje del tornillo sin fin:

$$\sigma_{a1} = A_1 * (N_{f1})_1^B \Rightarrow 43.4 = 1304 * (N_{f1})^{-0.1293}$$

$$N_{f1} = 2.680e11 \text{ [ciclos]}$$

Para el eje de la corona:

$$\sigma_{a2} = A_2 * (N_{f2})_2^B \Rightarrow 60.89 = 388 * (N_{f2})^{-0.1338}$$

$$N_{f2} = 1.0281e6 \text{ [ciclos]}$$

En el caso del eje del tornillo sin fin se cumple la condición de $2.680e11 > 1.135296e10$ [ciclos], por lo que el eje no presenta fallo a fatiga para la vida deseada.

En el caso del eje de la corona vemos que $1.028e6 < 1.135296e10$ por lo que si se produce fallo a fatiga antes de cumplir con la vida deseada. Será necesario aumentar el diámetro del eje para evitarlo.

2.2.5.6 Corrección de diámetro del eje de la corona

Para asegurar el cumplimiento de la vida a fatiga por parte del eje de la corona se han realizado iteraciones con distintos valores normalizados de diámetro. Consiguiéndose la vida deseada para un diámetro de 90 mm como se verá a continuación.

Las tensiones debidas al momento flector y momento torsor:

$$\sigma_{xf} = \frac{M_r * C_f}{W_f} \Rightarrow \sigma_{xf} = \frac{506233.78 * 2 * 32}{\pi * 90^3} = 19.34 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_t * C_t}{W_o} \Rightarrow \tau_{xy} = \frac{952100 * 1.5 * 16}{\pi * 90^3} = 9.977 \text{ [MPa]}$$

Con lo que la tensión en el punto más desfavorable será:

$$\sigma_a = \tau_{max} = \left(\left(\frac{19.34}{2} \right)^2 + 9.977^2 \right)^{1/2} = 13.9 \text{ [MPa]}$$

Los factores correctores se mantienen constantes a excepción de K_b que deberemos recalcularlo.

$$K_b = 1.189 * 90^{-0.097} = 0.7685$$

Los límites de fatiga se mantienen constantes a excepción de S_e que recalculemos.

$$S_e = (450 * 0.8862 * 0.7685 * 0.659 * 1 * 0.577) / 2 = 58.27 \text{ [MPa]}$$

Los términos A_2 y B_2 se modifican a su vez.

$$A_2 = 154^2 / 58.27 = 407 \text{ [MPa]}$$

$$B_2 = (\log_{10}(58.27 / 154)) / 3 = -0.1407$$

Con lo que el número de ciclos antes de que se produzca rotura a fatiga será:

$$12.23 = 407 * (N_{f2})^{-0.1407}$$

$$N_{f2} = 6.57e10 \text{ [ciclos]}$$

Se cumple la condición de $6.57e10 > 1.135296e10$ [ciclos], por lo que el eje no presenta fallo a fatiga para la vida deseada.

El diámetro del eje de la corona será, por tanto:

$$d_2 = 90 \text{ [mm]}$$

2.2.7 Tensión máxima

Para poder llevar a cabo la comparación de tensiones entre el estudio analítico y el numérico, procederemos a calcular las tensiones máximas, las dadas en los puntos más desfavorables, tanto por la teoría de cortante como por Von Mises, siguiendo el código ASME.

Para el eje del tornillo sin fin las tensiones debidas al momento flector, compresión y momento torsor:

$$\sigma_{xf} = \frac{M_r * C_f}{W_f} \Rightarrow \sigma_{xf} = \frac{59089 * 2 * 32}{\pi * 40^3} = 82.47 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{xa} = \frac{N * 4}{\pi * d_1^2} \Rightarrow \sigma_{xa} = \frac{5260 * 4}{\pi * 40^2} = 4.186 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_t * C_t * 16}{\pi * d_1^3} \Rightarrow \tau_{xy} = \frac{20740 * 1,5 * 16}{\pi * 40^3} = 2.4757 \text{ [MPa]}$$

Con lo que la tensión en el punto más desfavorable según cortante será:

$$\sigma_a = \pi_{max} = \left(\left(\frac{82.47 + 4.186}{2} \right)^2 + 2.4757^2 \right)^{1/2} = 43.4 \text{ [MPa]}$$

Y según Von Mises:

$$\sigma_a = \pi_{max} = ((82.47 + 4.186)^2 + 3 * 2.4757^2)^{1/2} = 86.76 \text{ [MPa]}$$

Para el eje de la corona las tensiones debidas al momento flector y momento torsor:

$$\sigma_{xf} = \frac{M_r * C_f}{W_f} \Rightarrow \sigma_{xf} = \frac{692236.672 * 2 * 32}{\pi * 90^3} = 19.35 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_t * C_t}{W_o} \Rightarrow \tau_{xy} = \frac{952100 * 1,5 * 16}{\pi * 90^3} = 9.98 \text{ [MPa]}$$

Con lo que la tensión en el punto más desfavorable será:

$$\sigma_a = \tau_{max} = \left(\left(\frac{19.35}{2} \right)^2 + 9.98^2 \right)^{1/2} = 13.9 \text{ [MPa]}$$

Y Von Mises:

$$\sigma_a = \tau_{max} = ((19.35)^2 + 3 * 9.98^2)^{1/2} = 25.95 \text{ [MPa]}$$

2.2.6 Coeficiente de seguridad

Para el cálculo del coeficiente de seguridad se empleará la teoría de cortante máximo.

Para el eje del tornillo sin fin:

$$Cs_1 = \sigma / (2 * \tau_{max}) = 330 / (2 * 43.4) \Rightarrow Cs_1 = 3.8$$

Para el eje de la corona:

$$Cs_2 = \sigma / (2 * \tau_{max}) = 330 / (2 * 13.9) \Rightarrow Cs_2 = 11.87$$

Anexo VI. Selección de rodamientos

Contenido

1. Introducción	121
2. Selección de rodamientos	121
2.1 Eje tornillo sin-fin apoyo 1	122
2.1.1 Comprobación de Carga dinámica	124
2.1.2 Comprobación de Carga estática	125
2.1.3 Detalles del rodamiento seleccionado	126
2.2 Eje tornillo sin-fin apoyo 3	128
2.2.1 Comprobación de Carga dinámica	129
2.2.2 Comprobación de Carga estática	130
2.2.3 Detalles del rodamiento seleccionado	131
2.3 Eje corona apoyo 1	132
2.3.1 Comprobación de Carga dinámica	134
2.3.2 Comprobación de Carga estática	135
2.3.3 Detalles del rodamiento seleccionado	135
2.4 Eje corona apoyo 3	137
2.4.1 Comprobación de Carga dinámica	138
2.4.2 Comprobación de Carga estática	139
2.4.3 Detalles del rodamiento seleccionado	140
2.5 Eje corona apoyo 5	141
2.5.1 Comprobación de Carga dinámica	142
2.5.2 Comprobación de Carga estática	143
2.5.3 Detalles del rodamiento seleccionado	144

Tablas

Tabla 1. SKF - Características según tipo de rodamientos	121
Tabla 2. SKF - Características rodamiento 1208 EKTN9	123
Tabla 3. SKF - Valores orientativos de la vida especificada de los diferentes tipos de máquinas	124
Tabla 4. SKF - Especificaciones técnicas rodamiento 1208 EKTN9	127
Tabla 5. SKF - Características rodamiento 22308 E	129
Tabla 6. SKF - Especificaciones técnicas rodamiento 22308 E	131
Tabla 7. SKF - Características rodamiento 2214	134
Tabla 8. SKF - Especificaciones técnicas rodamiento 1318	136
Tabla 9. SKF - Características rodamiento 22211 E	138
Tabla 10. SKF - Especificaciones técnicas rodamiento 22218 E	140
Tabla 11. SKF - Características rodamiento 2214	142
Tabla 12. SKF - Especificaciones técnicas rodamiento 22218 E	144

1. Introducción

El objeto de este anexo será la selección de los rodamientos sobre los que irán apoyados los ejes del reductor.

2. Selección de rodamientos

Para realizar la selección de rodamientos estudiaremos las reacciones generadas en los apoyos, por ser las que tendrán que soportar los rodamientos. La magnitud de estas fuerzas nos permitirá decidir el tipo de rodamiento más adecuado en cada caso, a partir de la siguiente tabla de características.

Tabla 1. Características según tipo de rodamientos (SKF, 2015a)

Suitability of rolling bearings for industrial applications

Symbols
 ✓ = suitable
 ✗ = not suitable
 ○ = not suitable (placement on the axis)
 △ = not suitable (placement within the bearing)
 ○ = not suitable (placement on the shaft)
 △ = not suitable (placement within the bearing)
 ○ = not suitable (placement on the shaft)
 △ = not suitable (placement within the bearing)

Bearing type	Load carrying capacity			Misalignment		Arrangement			Suitable for			Design features						
	Radial load	Axial load	Impact load	Static misalignment	Dynamic misalignment (see note 1) (degrees)	Locusting	Non-rotating	Angular	Flanking	High precision	High speed	Low noise level	High stiffness	Low friction	High accuracy	Separating housing	High precision	Special bearings
Deep groove ball bearings	✓	✓	○	○	○	✓	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Insert bearings	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Angular contact ball bearings, single row	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
High speed single row	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Double row	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Four-point contact	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Self-aligning ball bearings	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Cylindrical roller bearings, with cage	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Full complement, single row	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Full complement, double row	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Needle roller bearings, with steel cage	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Needle roller bearings, with brass cage	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Combined bearings	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Tapered roller bearings, single row	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
High speed single row	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Double row	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Spherical roller bearings	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
OHM tapered roller bearings, with cage	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Full complement	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Thrust ball bearings	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
with splined housing washer	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Cylindrical roller thrust bearings	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Needle roller thrust bearings	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Spherical roller thrust bearings	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○

1) Depending on cage and contact angle

Tanto en el apoyo 1 del eje de la corona como en el 1 del eje del tornillo sin-fin se generan únicamente cargas radiales, por lo que necesitaremos un tipo de rodamiento con un buen comportamiento frente a cargas radiales. Además, al estar situado en un eje necesitaremos que sea capaz de absorber un ligero grado de desalineaciones.

Por estos motivos, hemos seleccionado el rodamiento de bolas a rodadura (self-aligning ball bearings).

Tanto en el apoyo 3 del eje del tornillo sin-fin como de la corona se generan cargas radiales y axiales, siendo las segundas de elevada magnitud para el caso del tornillo sin-fin,

por lo que necesitaremos un rodamiento que presente un buen comportamiento frente a cargas axiales en ambos sentidos. Además, al estar situado en un eje necesitaremos que sea capaz de absorber un ligero grado de desalineaciones.

Por estos motivos, hemos seleccionado el rodamiento de rodillos a rótula (Spherical roller bearings).

En el apoyo 5 del eje del tornillo sin fin, a pesar de que sólo se generan cargas radiales estas son de una magnitud lo suficientemente elevada como para que no puedan ser soportadas por rodamientos de bolas a rodadura para el diámetro de eje escogido. Además será necesario que los rodamientos puedan absorber un ligero grado de desalineaciones. Es por ello que hemos determinado emplear rodamientos de rodillos a rótula (Spherical roller bearings).

Sobre estas tipologías de rodamiento haremos la selección de los modelos específicos para cada apoyo.

2.1 Eje tornillo sin-fin apoyo 1

Puesto que los rodamientos se encuentran en los ejes de un árbol de transmisión de engranajes será necesario mayorar las fuerzas generadas en los dientes, que mayorará a su vez la magnitud de las reacciones en los apoyos. De este modo se contabilizarán los esfuerzos adicionales generados por errores de paso, excentricidades, modo de trabajo de la máquina, etc. Estos factores correctores será: f_a para esfuerzos derivados de los engranajes y f_b para esfuerzos derivados del tipo de máquina accionada.

Para engranajes de precisión SKF nos recomienda emplear un f_a entre 1.05 y 1.1

Para máquinas de trabajo exento de choques un f_b entre 1.0 y 1.2

Tomaremos:

$$f_a = 1.1$$

$$f_b = 1.2$$

Con ello las fuerzas generadas en el tornillo quedan como:

$$A_1 = 5257 * 1.1 * 1.2 = 6939.24 [N]$$

$$V_1 = 1925 * 1.1 * 1.2 = 2541 [N]$$

$$F_{t1} = 601,2 * 1.1 * 1.2 = 793.584 [N]$$

Y las reacciones recalculadas empleando MEFI, en módulo:

$$R_{1x} = 0 [N]$$

$$R_{1y} = 566.37 [N]$$

$$R_{1z} = 396.79 [N]$$

Donde:

$$F_a = R_{1x} = 0 \text{ [N]}$$

“Fuerza axial sobre el rodamiento”

$$F_r = (R_{1y}^2 + R_{1z}^2)^{1/2}$$

“Fuerza radial sobre el rodamiento”

$$F_r = (566,37^2 + 396,79^2)^{1/2} = 691.5 \text{ [N]}$$

Como hemos dicho el rodamiento será de bolas a rodadura.

Puesto que los factores de cálculo son necesarios para la obtención de las cargas equivalentes del rodamiento, tanto dinámica como estática, y dependen del modelo seleccionado, partiremos de los datos de diámetro de eje y velocidad de giro para escoger el modelo y después comprobaremos si es adecuado a las condiciones de trabajo.

$$d_1 = 40 \text{ [mm]}$$

$$n_1 = 1440 \text{ [rpm]}$$

El rodamiento que hemos seleccionado es el siguiente:

Tabla 2. SKF - Características rodamiento 1208 EKTN9 (SKF, no date)

Rodamiento de bolas a rodadura							
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática	Velocidad nominal de referencia	Velocidad nominal límite	Designación
d mm	D mm	B mm	C[kN]	Co[kN]	[r/min]	[r/min]	
40	80	18	19.9	6.95	18000	11000	1208 EKTN9

Con unos factores de cálculo de:

$$e = 0.22$$

$$Y_1 = 2.9$$

$$Y_2 = 4.5$$

$$Y_o = 2.8$$

2.1.1 Comprobación de Carga dinámica

La carga dinámica que deberá ser capaz de soportar el rodamiento dependerá de la vida nominal que marquemos para él.

La obtendremos a partir de los valores orientativos ofrecidos por SKF para rodamientos según el tipo de maquinaria.

Tabla 3. Valores orientativos de la vida especificada de los diferentes tipos de máquinas (SKF, 2015)

Tipo de máquina	Vida especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	100 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadoras, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	100 000 ... 200 000

Donde podemos observar que para ascensores se encuentra entre 8000 y 12000 horas de funcionamiento. Supondremos que queremos una cantidad de horas de funcionamiento de 10000.

$$L_h = 10000 \text{ [horas de funcionamiento]}$$

$$L = \frac{L_h * n * 60}{10^6}$$

$$L = \frac{10000 * 1440 * 60}{10^6} = 864 \text{ [millones de revoluciones]}$$

Con estos valores plantearemos la ecuación de la carga dinámica equivalente del rodamiento, P.

$$\text{Si } \frac{Fa}{Fr} \leq e \rightarrow P = Fr + Y1 Fa$$

$$\text{Si } \frac{Fa}{Fr} > e \rightarrow P = 0,65 Fr + Y2 Fa$$

Puesto que la carga es puramente radial:

$$0 < 0.22 \Rightarrow P = Fr = 691.5 [N]$$

La cantidad de horas de funcionamiento se relaciona con P y con C (Capacidad de carga dinámica básica) a partir de la siguiente ecuación:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a \Rightarrow 864 = \left(\frac{C}{691.5}\right)^3$$

$$C = 6586 [N]$$

Donde a es un coeficiente dependiente del tipo de rodamiento. Para rodamientos radiales de bolas $a=3$.

Al ser $C = 152.7 < 19.9 [KN]$, el rodamiento cumple.

2.1.2 Comprobación de Carga estática

La carga estática que soporta el rodamiento vendrá definida por la siguiente expresión:

$$C_o = s_o * P_o$$

Donde s_o es el factor de seguridad estática, cuyos valores orientativos se muestran a continuación:

Certeza del nivel de carga	Movimiento continuo			Movimiento poco frecuente
	Aceptación de deformación permanente			Aceptación de deformación permanente
	Si	Algunas	No	Si
Certeza alta Por ejemplo, carga por gravedad y sin vibración.	0,5	1	2	0,4
Certeza baja Por ejemplo, pico de carga.	≥ 1,5	≥ 1,5	≥ 2	≥ 1

Figura 1. Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_o en rodamientos de bolas (Skf, 2015)

Para un movimiento poco frecuente, con certeza alta y sin aceptación de deformación permanente, vemos que $s_o = 2$

P_o es la carga estática equivalente del rodamiento, que se calculará a partir de las reacciones generadas en el apoyo, siendo su expresión:

$$P_o = F_r + Y_o * F_a \Rightarrow P_o = F_r = 691.5 [N]$$

Por tanto:

$$C_o = s_o * P_o \Rightarrow C_o = 2 * 691.5 = 1382 [N] < 6950 [N]$$

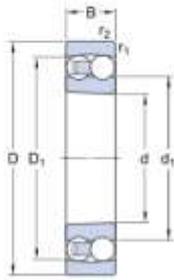
Vemos que el rodamiento podrá trabajar bajo las cargas tanto dinámicas como estáticas, por lo que es adecuado.

2.1.3 Detalles del rodamiento seleccionado

Rodamiento de bolas a rodadura **1208 EKTN9**

A continuación mostramos las especificaciones técnicas del rodamiento.

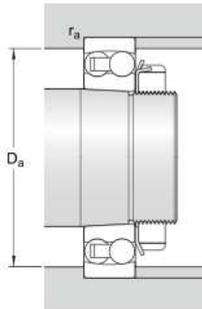
Tabla 4. SKF - Especificaciones técnicas rodamiento 1208 EKTN9 (SKF, no date)



DIMENSIONES

d	40 mm
D	80 mm
B	18 mm
d ₁	= 53,85 mm
D ₁	= 67,5 mm
r _{1,2}	min. 1,1 mm

Agujero cónico, conicidad de 1:12



DIMENSIONES DE LOS RESALTES

D _a	max. 73 mm
r _a	max. 1,1 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	19.9 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	6.95 kN
Carga límite de fatiga	P _v	0.36 kN
Velocidad de referencia		18000 r/min
Velocidad límite		11000 r/min
Desalineación angular admisible	α	2.5 °
Factor de cálculo	k _r	0.04
Factor de cálculo	e	0.22
Factor de cálculo	Y ₀	2.8
Factor de cálculo	Y ₁	2.9
Factor de cálculo	Y ₂	4.5
MASA		
Rodamiento de masa		0.42 kg

Repetiremos este proceso de cálculo para el resto de apoyos.

2.2 Eje tornillo sin-fin apoyo 3

Las reacciones en el apoyo derivadas de las fuerzas mayoradas serán, en módulo:

$$R_{3x} = 6939.2 \text{ [N]}$$

$$R_{3y} = 1974.6 \text{ [N]}$$

$$R_{3z} = 396.79 \text{ [N]}$$

Donde:

$$F_a = R_{1x} = 6939.2 \text{ [N]}$$

“Fuerza axial sobre el rodamiento”

$$F_r = (R_{1y}^2 + R_{1z}^2)^{1/2}$$

“Fuerza radial sobre el rodamiento”

$$F_r = (1974.6^2 + 396.79^2)^{1/2} = 2014 \text{ [N]}$$

Como hemos dicho el rodamiento será de rodillos a rótula, por tener que soportar fuerzas radiales y axiales de elevada magnitud en ambos sentidos.

Puesto que los factores de cálculo son necesarios para la obtención de las cargas equivalentes del rodamiento, tanto dinámica como estática, y dependen del modelo seleccionado, partiremos de los datos de diámetro de eje y velocidad de giro escoger el modelo y después comprobaremos si es adecuado a las condiciones de trabajo.

$$d_1 = 40 [mm]$$

$$n_1 = 1440 [rpm]$$

El rodamiento que hemos seleccionado es el siguiente:

Tabla 5. SKF - Características rodamiento 22308 E (SKF, no date)

Rodamiento de rodillos a rótula - Apoyo 3							
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática	Velocidad nominal de referencia	Velocidad nominal límite	Designación
d mm	D mm	B mm	C[kN]	Co[kN]	[r/min]	[r/min]	
40	90	33	155	140	6000	8000	22308 E

Con unos factores de cálculo de:

$$e = 0.37$$

$$Y_1 = 1.8$$

$$Y_2 = 2.7$$

$$Y_o = 1.8$$

2.2.1 Comprobación de Carga dinámica

La vida nominal es idéntica para todos los rodamientos a calcular, por depender del tipo de máquina.

$$L_h = 10000 [horas de funcionamiento]$$

$$L = \frac{L_h * n * 60}{10^6}$$

$$L = \frac{10000 * 1440 * 60}{10^6} = 864 \text{ [millones de revoluciones]}$$

Al ser un rodamiento es de rodillos a rótula el cálculo de P quedará definido por la expresión:

$$\begin{aligned} \text{Si } \frac{F_a}{F_r} \leq e &\rightarrow P = F_r + Y_1 F_a \\ \text{Si } \frac{F_a}{F_r} > e &\rightarrow P = 0,67 F_r + Y_2 F_a \end{aligned}$$

Determinaremos qué expresión de P se aplica:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{6939,2}{2014} = 3,44 > e$$

Por tanto:

$$\begin{aligned} P &= 0,67 * F_r + 2,7 * F_a \\ P &= 0,67 * 2014 + 2,7 * 6939,2 = 20085 \text{ [N]} \Rightarrow 20,085 \text{ [KN]} \end{aligned}$$

La cantidad de horas de funcionamiento se relacionará con P y con C (Capacidad de carga dinámica básica) a partir de la siguiente ecuación:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a \Rightarrow 864 = \frac{\left(\frac{C}{20,085}\right)^{10}}{3}$$

$$C = 152,7 \text{ [KN]}$$

Donde a es un coeficiente dependiente del tipo de rodamiento. Para rodamientos de rodillos, $a=10/3$.

Al ser $C = 152,7 < 155 \text{ [KN]}$, el rodamiento cumple.

2.2.2 Comprobación de Carga estática

La carga estática que soporta el rodamiento vendrá definida por la siguiente expresión:

$$C_o = s_o * P_o$$

Para un movimiento poco frecuente, con certeza alta y sin aceptación de deformación permanente, $s_o = 2$

P_o es la carga estática equivalente del rodamiento, que se calculará a partir de las reacciones generadas en el apoyo, siendo su expresión:

$$P_o = F_r + Y_o * F_a$$

Según el rodamiento escogido:

$$Y_o = 1.8$$

$$P_o = 2014 + 1.8 * 6939.2 = 14.505 [KN] < 140 [KN]$$

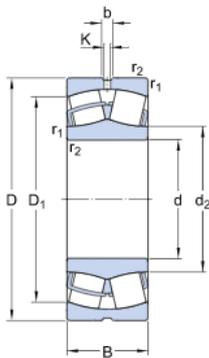
Vemos que el rodamiento podrá trabajar bajo las cargas tanto dinámicas como estáticas, por lo que es adecuado.

2.2.3 Detalles del rodamiento seleccionado

Rodamiento de rodillos a rótula **22308 E**

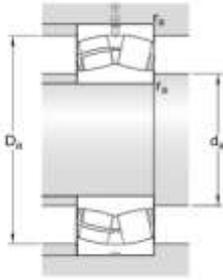
A continuación mostramos las especificaciones técnicas del rodamiento.

Tabla 6. SKF - Especificaciones técnicas rodamiento 22308 E (SKF, no date)



DIMENSIONES

d	40 mm
D	90 mm
B	33 mm
d ₂	≈ 49.9 mm
D ₁	≈ 74.3 mm
b	6 mm
K	3 mm
r _{1,2}	min. 1.5 mm



DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d_n	min. 49 mm
D_n	max. 81 mm
r_a	max. 1.5 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	155 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	140 kN
Carga límite de fatiga	P_L	15 kN
Velocidad de referencia		6000 r/min
Velocidad límite		8000 r/min
Factor de cálculo	e	0.37
Factor de cálculo	Y_1	1.8
Factor de cálculo	Y_2	2.7
Factor de cálculo	Y_0	1.8
MASA		
Rodamiento de masa		1 kg

2.3 Eje corona apoyo 1

Puesto que los rodamientos se encuentran en los ejes de un árbol de transmisión de engranajes será necesario mayorar las fuerzas generadas en los dientes, que mayorará a su vez la magnitud de las reacciones en los apoyos, para contabilizar los esfuerzos adicionales generados por errores de paso, excentricidades, modo de trabajo de la maquina, etc. Estos factores correctores será: f_a para esfuerzos derivados de los engranajes y f_b para esfuerzos derivados del tipo de maquina accionada.

Sobre las fuerzas generadas en la polea también será necesario aplicar un factor corrector, al que llamaremos f_c .

Para engranajes de precisión SKF nos recomienda emplear un f_a entre 1.05 y 1.1

Para maquinas de trabajo exento de choques un f_b entre 1.0 y 1.2

Para correas en V un f_c de entre 1.2 a 2.5, tomando el máximo valor para tensiones elevadas.

Tomaremos:

$$\begin{aligned}f_a &= 1.1 \\f_b &= 1.2 \\f_c &= 2.5\end{aligned}$$

Con ello las fuerzas generadas en el tornillo quedan como:

$$F_{t2} = 5257 * 1.1 * 1.2 = 6939.24 [N]$$

$$V_2 = 1925 * 1.1 * 1.2 = 2541 [N]$$

$$A_2 = 601,2 * 1.1 * 1.2 = 793.584 [N]$$

$$T_1 = 10529.904 * 2.5 = 26324.76 [N]$$

$$T_2 = 8344.504 * 2.5 = 20861.26 [N]$$

Y las reacciones recalculadas empleando MEFI, en módulo:

$$\begin{aligned}R_{1x} &= 0 [N] \\R_{1y} &= 8156.4 [N] \\R_{1z} &= 3014.2 [N]\end{aligned}$$

Donde:

$$F_a = R_{1x} = 0 [N]$$

“Fuerza axial sobre el rodamiento”

$$F_r = (R_{1y}^2 + R_{1z}^2)^{1/2}$$

“Fuerza radial sobre el rodamiento”

$$F_r = (8156.4^2 + 3014.2^2)^{1/2} = 8695.53 [N] \approx 8.7 [kN]$$

Como hemos dicho el rodamiento será de bolas a rodadura.

Puesto que los factores de cálculo son necesarios para la obtención de las cargas equivalentes del rodamiento, tanto dinámica como estática, y dependen del modelo seleccionado, partiremos de los datos de diámetro de eje y velocidad de giro escoger el modelo y después comprobaremos si es adecuado a las condiciones de trabajo.

$$\begin{aligned}d_1 &= 90 [mm] \\n_1 &= 23.873 [rpm]\end{aligned}$$

El rodamiento que hemos seleccionado es el siguiente:

Tabla 7. SKF - Características rodamiento 1318 (SKF, no date)

Rodamiento de bolas a rodadura							
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática	Velocidad nominal de referencia	Velocidad nominal límite	Designación
d mm	D mm	B mm	C[kN]	Co[kN]	[r/min]	[r/min]	
90	190	43	117	44	6700	4500	1318

Con unos factores de cálculo de:

$$e = 0.22$$

$$Y_1 = 2.9$$

$$Y_2 = 4.5$$

$$Y_o = 2.8$$

2.3.1 Comprobación de Carga dinámica

La vida nominal es idéntica para todos los rodamientos a calcular, por depender del tipo de máquina.

$$L_h = 10000 \text{ [horas de funcionamiento]}$$

$$L = \frac{L_h * n * 60}{10^6}$$

$$L = \frac{10000 * 1440 * 60}{10^6} = 864 \text{ [millones de revoluciones]}$$

Con estos valores plantearemos la ecuación de la carga dinámica equivalente del rodamiento, P.

$$\text{Si } \frac{Fa}{Fr} \leq e \rightarrow P = Fr + Y1 Fa$$

$$\text{Si } \frac{Fa}{Fr} > e \rightarrow P = 0,65 Fr + Y2 Fa$$

Puesto que la carga es puramente radial:

$$0 < 0.22 \Rightarrow P = Fr = 8695.53 [N]$$

La cantidad de horas de funcionamiento se relacionará con P y con C (Capacidad de carga dinámica básica) a partir de la siguiente ecuación:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a \Rightarrow 864 = \left(\frac{C}{8.7}\right)^3$$

$$C = 82.86 [kN]$$

Donde a es un coeficiente dependiente del tipo de rodamiento. Para rodamientos radiales de bolas $a=3$.

Al ser $C = 82.86 < 117 [KN]$, el rodamiento cumple.

2.3.2 Comprobación de Carga estática

La carga estática que soporta el rodamiento vendrá definida por la siguiente expresión:

$$C_o = s_o * P_o$$

Para un movimiento poco frecuente, con certeza alta y sin aceptación de deformación permanente, vemos que $s_o = 2$

P_o es la carga estática equivalente del rodamiento, que se calculará a partir de las reacciones generadas en el apoyo, siendo su expresión:

$$P_o = Fr + Y_o * Fa \Rightarrow P_o = Fr = 8695.53[N]$$

Por tanto:

$$C_o = s_o * P_o \Rightarrow C_o = 2.8 * 8.7 = 24.36 [kN] < 44 [N]$$

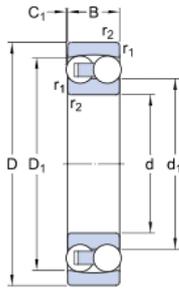
Vemos que el rodamiento podrá trabajar bajo las cargas tanto dinámicas como estáticas, por lo que es adecuado.

2.3.3 Detalles del rodamiento seleccionado

Rodamiento de bolas a rodadura **1318**

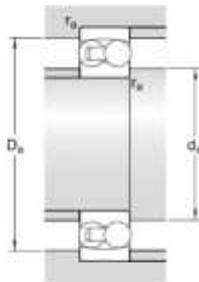
A continuación mostramos las especificaciones técnicas del rodamiento.

Tabla 8. SKF - Especificaciones técnicas rodamiento 1318 (SKF, no date)



DIMENSIONES

d	90 mm
D	190 mm
B	43 mm
d ₁	≈ 122.8 mm
D ₁	≈ 162.1 mm
C ₁	1 mm
r _{1,2}	min. 3 mm



DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d ₃	min. 104 mm
D ₃	max. 176 mm
r ₃	max. 3 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	117 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	44 kN
Carga límite de fatiga	P _a	1,93 kN
Velocidad de referencia		6700 r/min
Velocidad límite		4500 r/min
Desalineación angular admisible	α	3°
Factor de cálculo	k _r	0,045
Factor de cálculo	e	0,22
Factor de cálculo	Y ₀	2,8
Factor de cálculo	Y ₁	2,9
Factor de cálculo	Y ₂	4,5

MASA

Rodamiento de masa		5,8 kg
--------------------	--	--------

2.4 Eje corona apoyo 3

Las reacciones en el apoyo derivadas de las fuerzas mayoradas serán, en módulo:

$$R_{3x} = 793.58 [N]$$

$$R_{3y} = 40099 [N]$$

$$R_{3z} = 4170.2 [N]$$

Donde:

$$F_a = R_{1x} = 793.56 [N]$$

“Fuerza axial sobre el rodamiento”

$$F_r = (R_{1y}^2 + R_{1z}^2)^{1/2}$$

“Fuerza radial sobre el rodamiento”

$$F_r = (31275^2 + 6722,4^2)^{1/2} = 40315.26 [N] \approx 40.40 [kN]$$

Como hemos dicho el rodamiento será de rodillos a rótula, por tener que soportar fuerzas radiales y axiales de elevada magnitud en ambos sentidos.

Puesto que los factores de cálculo son necesarios para la obtención de las cargas equivalentes del rodamiento, tanto dinámica como estática, y dependen del modelo seleccionado, partiremos de los datos de diámetro de eje y velocidad de giro escoger el modelo y después comprobaremos si es adecuado a las condiciones de trabajo.

$$d_1 = 90 \text{ [mm]}$$

$$n_1 = 23.873 \text{ [rpm]}$$

El rodamiento que hemos seleccionado es el siguiente:

Tabla 9. SKF - Características rodamiento 22218 E (SKF, no date)

Rodamiento de rodillos a rótula - Apoyo 3							
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática	Velocidad nominal de referencia	Velocidad nominal límite	Designación
d mm	D mm	B mm	C[kN]	Co[kN]	[r/min]	[r/min]	
90	160	40	331	375	3800	5300	22218 E

Con unos factores de cálculo de:

$$e = 0.24$$

$$Y_1 = 2.8$$

$$Y_2 = 4.2$$

$$Y_o = 2.8$$

2.4.1 Comprobación de Carga dinámica

La vida nominal es idéntica para todos los rodamientos a calcular, por depender del tipo de máquina.

$$L_h = 10000 \text{ [horas de funcionamiento]}$$

$$L = \frac{L_h * n * 60}{10^6}$$

$$L = \frac{10000 * 1440 * 60}{10^6} = 864 \text{ [millones de revoluciones]}$$

Al ser un rodamiento es de rodillos a rótula el cálculo de P quedará definido por la expresión:

$$\begin{aligned} \text{Si } \frac{F_a}{F_r} \leq e &\rightarrow P = F_r + Y_1 F_a \\ \text{Si } \frac{F_a}{F_r} > e &\rightarrow P = 0,67 F_r + Y_2 F_a \end{aligned}$$

Determinaremos que expresión de P se aplica:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{793.56}{40315} = 0.02 < e$$

Por tanto:

$$\begin{aligned} P &= F_r + Y_1 F_a \\ P &= 40315 + 2.8 * 793.56 = 42.54 \text{ [KN]} \end{aligned}$$

La cantidad de horas de funcionamiento se relacionará con P y con C (Capacidad de carga dinámica básica) a partir de la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} L = \left(\frac{C}{P}\right)^a &\Rightarrow 864 = \left(\frac{C}{42.54}\right)^{\frac{10}{3}} \\ C &= 323.4 \text{ [KN]} \end{aligned}$$

Donde a es un coeficiente dependiente del tipo de rodamiento. Para rodamientos de rodillos, $a=10/3$.

Al ser $C = 323.4 < 331$ [KN], el rodamiento cumple.

2.4.2 Comprobación de Carga estática

La carga estática que soporta el rodamiento vendrá definida por la siguiente expresión:

$$C_o = s_o * P_o$$

Para un movimiento poco frecuente, con certeza alta y sin aceptación de deformación permanente, $s_o = 2$

P_o es la carga estática equivalente del rodamiento, que se calculará a partir de las reacciones generadas en el apoyo, siendo su expresión:

$$P_o = F_r + Y_o * F_a$$

Según el rodamiento escogido:

$$Y_o = 2.8$$

$$P_o = 31989 + 2.8 * 793.56 = 34.21 [KN] < 375 [KN]$$

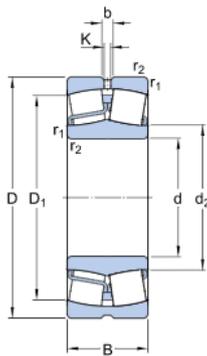
Vemos que el rodamiento podrá trabajar bajo las cargas tanto dinámicas como estáticas, por lo que es adecuado.

2.4.3 Detalles del rodamiento seleccionado

Rodamiento de rodillos a rótula **22218 E**

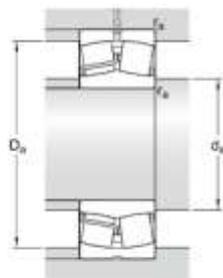
A continuación mostramos las especificaciones técnicas del rodamiento.

Tabla 10. SKF - Especificaciones técnicas rodamiento 22218 E (SKF, no date)



DIMENSIONES

d	90 mm
D	160 mm
B	40 mm
d ₂	≈ 106 mm
D ₁	≈ 141 mm
b	6 mm
K	3 mm
r _{1,2}	min. 2 mm



DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d _a	min. 101 mm
D _a	max. 149 mm
r _a	max. 2 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	331 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	375 kN
Carga límite de fatiga	P _w	39 kN
Velocidad de referencia		3800 r/min
Velocidad límite		5300 r/min
Factor de cálculo	e	0.24
Factor de cálculo	Y ₁	2.8
Factor de cálculo	Y ₂	4.2
Factor de cálculo	Y ₀	2.8

MASA

Rodamiento de masa	3.4 kg
--------------------	--------

2.5 Eje corona apoyo 5

Las reacciones en el apoyo derivadas de las fuerzas mayoradas serán, en módulo:

$$\begin{aligned}R_{5x} &= 0 [N] \\R_{5y} &= 17784 [N] \\R_{5z} &= 245.21 [N]\end{aligned}$$

Donde:

$$F_a = R_{5x} = 0 [N]$$

“Fuerza axial sobre el rodamiento”

$$F_r = (R_{5y}^2 + R_{5z}^2)^{1/2}$$

“Fuerza radial sobre el rodamiento”

$$F_r = (17784^2 + 245.21^2)^{1/2} = 17785.69 [N]$$

Como hemos dicho el rodamiento será de rodillos a rótula.

Puesto que los factores de cálculo son necesarios para la obtención de las cargas equivalentes del rodamiento, tanto dinámica como estática, y dependen del modelo

seleccionado, partiremos de los datos de diámetro de eje y velocidad de giro escoger el modelo y después comprobaremos si es adecuado a las condiciones de trabajo.

$$d_1 = 90 \text{ [mm]}$$

$$n_1 = 23.873 \text{ [rpm]}$$

El rodamiento que hemos seleccionado es el siguiente:

Tabla 11. SKF - Características rodamiento 22218E (SKF, no date)

Rodamiento de rodillos a rótula - Apoyo 5							
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática	Velocidad nominal de referencia	Velocidad nominal límite	Designación
d mm	D mm	B mm	C[kN]	Co[kN]	[r/min]	[r/min]	
90	160	40	331	375	3800	5300	22218 E

Con unos factores de cálculo de:

$$e = 0.24$$

$$Y_1 = 2.8$$

$$Y_2 = 4.2$$

$$Y_o = 2.8$$

2.5.1 Comprobación de Carga dinámica

La vida nominal es idéntica para todos los rodamientos a calcular, por depender del tipo de máquina.

$$L_h = 10000 \text{ [horas de funcionamiento]}$$

$$L = \frac{L_h * n * 60}{10^6}$$

$$L = \frac{10000 * 1440 * 60}{10^6} = 864 \text{ [millones de revoluciones]}$$

Con estos valores plantearemos la ecuación de la carga dinámica equivalente del rodamiento, P.

$$\begin{aligned} \text{Si } \frac{Fa}{Fr} \leq e &\rightarrow P = Fr + Y1 Fa \\ \text{Si } \frac{Fa}{Fr} > e &\rightarrow P = 0,65 Fr + Y2 Fa \end{aligned}$$

Puesto que la carga es puramente radial:

$$0 < 0.24 \Rightarrow P = Fr = 17785.69 [N]$$

La cantidad de horas de funcionamiento se relacionará con P y con C (Capacidad de carga dinámica básica) a partir de la siguiente ecuación:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a \Rightarrow 864 = \left(\frac{C}{17.786}\right)^{10/3}$$

$$C = 135.2 [kN]$$

Donde a es un coeficiente dependiente del tipo de rodamiento. Para rodamientos radiales de bolas $a=10/3$.

Al ser $C = 135.2 < 331 [KN]$, el rodamiento cumple.

2.5.2 Comprobación de Carga estática

La carga estática que soporta el rodamiento vendrá definida por la siguiente expresión:

$$C_o = s_o * P_o$$

Para un movimiento poco frecuente, con certeza alta y sin aceptación de deformación permanente, vemos que $s_o = 2$

P_o es la carga estática equivalente del rodamiento, que se calculará a partir de las reacciones generadas en el apoyo, siendo su expresión:

$$P_o = Fr + Y_o * Fa \Rightarrow P_o = Fr = 19622[N]$$

Por tanto:

$$C_o = s_o * P_o \Rightarrow C_o = 2 * 17.786 = 35.572 [kN] < 375 [KN]$$

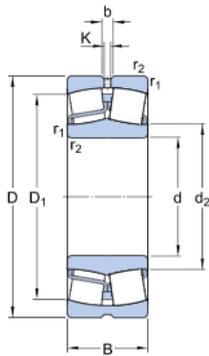
Vemos que el rodamiento podrá trabajar bajo las cargas tanto dinámicas como estáticas, por lo que es adecuado.

2.5.3 Detalles del rodamiento seleccionado

Rodamiento de rodillos a rótula **22218 E**

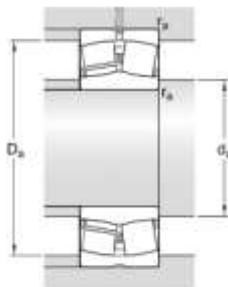
A continuación mostramos las especificaciones técnicas del rodamiento.

Tabla 12. SKF - Especificaciones técnicas rodamiento 22218 E (SKF, no date)



DIMENSIONES

d	90 mm
D	160 mm
B	40 mm
d ₂	≈ 106 mm
D ₁	≈ 141 mm
b	6 mm
K	3 mm
r _{1,2}	min. 2 mm



DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d ₂	min. 101 mm
D ₂	max. 149 mm
r ₂	max. 2 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	331 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	375 kN
Carga límite de fatiga	P_u	39 kN
Velocidad de referencia		3800 r/min
Velocidad límite		5300 r/min
Factor de cálculo	e	0.24
Factor de cálculo	Y_1	2.8
Factor de cálculo	Y_2	4.2
Factor de cálculo	Y_0	2.8

MASA

Rodamiento de masa	3.4 kg
--------------------	--------

Anexo VII. Cálculo numérico de ejes

Contenido

1. Introducción	149
2. Eje del tornillo sin fin	149
2.1 Descripción del modelo	149
2.2 Análisis estático	155
2.3 Análisis de fatiga	158
3. Eje de la corona	160
3.1 Descripción del modelo	160
3.2 Análisis estático	166
3.3 Análisis de fatiga	169

Tablas

Tabla 1. Información del modelo	149
Tabla 2. Propiedades del material	150
Tabla 3. Propiedades del estudio	152
Tabla 4. Tipo de malla	153
Tabla 5. Tensión de von Mises	155
Tabla 6. Desplazamientos resultantes	156
Tabla 8. Factor de seguridad	157
Tabla 9. Suceso de fatiga	158
Tabla 11. Vida total	158
Tabla 12. Factor de carga	159
Tabla 13. Información del modelo	160
Tabla 14. Propiedades del material	161
Tabla 15. Propiedades del estudio	163

Tabla 16. Tipo de malla	164
Tabla 17. Tensión de von Mises	166
Tabla 18. Desplazamientos resultantes	167
Tabla 20. Factor de seguridad	168
Tabla 21. Condiciones del análisis de fatiga	169
Tabla 23. Vida total	169
Tabla 20. Factor de carga	170

Figuras

Figura 1. Fuerzas y apoyos en el eje del tornillo	151
Figura 2. Fuerzas	162
Figura 3. Apoyos del eje de la corona, por orden rodamientos 1, 3 y 5	162

1. Introducción

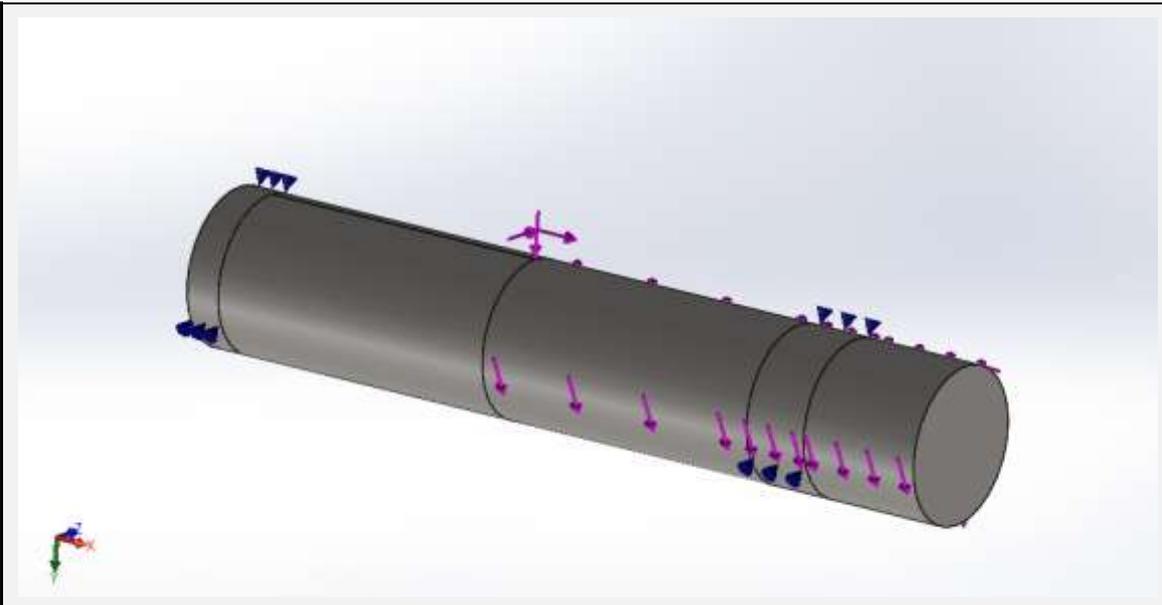
Complementario a los cálculos analíticos realizados sobre los ejes, en este anexo se tiene como objeto realizar análisis estáticos y de fatiga con el programa SolidWorks. Se estudiarán los factores de seguridad, desplazamientos y tensiones generadas sobre los ejes y se determinará si su valor se encuentra en un intervalo aceptable. Se comprobará que ambos ejes cumplen a fatiga.

2. Eje del tornillo sin fin

2.1 Descripción del modelo

El modelo a analizar será tratado como un único sólido. El material seleccionado se ha tomado de la librería del propio programa por presentar unas características de límite elástico, ruptura y dureza muy similares al seleccionado en el estudio analítico.

Tabla 1. Información del modelo (SolidWorks Corp, 2020)

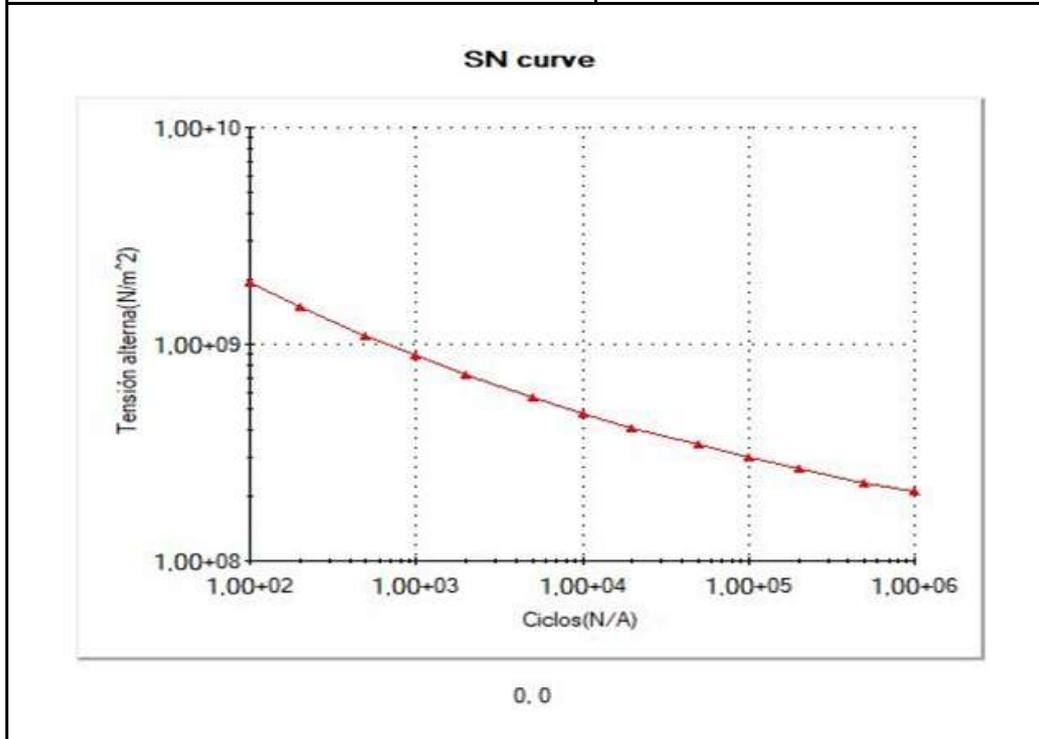


The image shows a 3D CAD model of a worm shaft. The shaft is a long cylinder with a central section that is slightly wider. It is oriented diagonally. The model is rendered in a dark grey color. There are several blue arrows pointing outwards from the ends of the shaft, representing boundary conditions or supports. There are also several purple arrows pointing downwards from the top surface of the shaft, representing a distributed load. A small coordinate system is visible in the bottom left corner of the image.

Tratado como	Masa [kg]	Volumen [m3]	Densidad [kg/m3]	Peso [N]	Material
Sólido	16.4669	0.00211114	7800	161.376	1.5714 (16NiCr4)

Tabla 2. Propiedades del material (SolidWorks Corp, 2020)

Nombre	1.5714 (16NiCr4)
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado	Tensión de von Mises máx.
Límite elástico	2.95594e+08 N/m ²
Límite de tracción	9.00826e+08 N/m ²
Módulo elástico	2.1e+11 N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.28
Densidad	7800 kg/m ³
Módulo cortante	7.9e+10 N/m ²
Coefficiente de dilatación térmica	1.1e-05 /Kelvin



Sobre el modelo se han aplicado las fuerzas generadas en el tornillo sin fin, figura 1, actuando de forma puntual sobre el eje, la fuerza axial y tangencial se han modelado como

una carga remota de conexión rígida para tener en cuenta los momentos generados por estas.
El momento transmitido desde el motor se ha modelado por separado.
Los soportes se han modelado como rodamientos.



Figura 1. Fuerzas, apoyos en el eje del tornillo y momento torsor (SolidWorks Corp, 2020)

Mostraremos a continuación las propiedades del estudio realizado y de la malla utilizada en detalle:

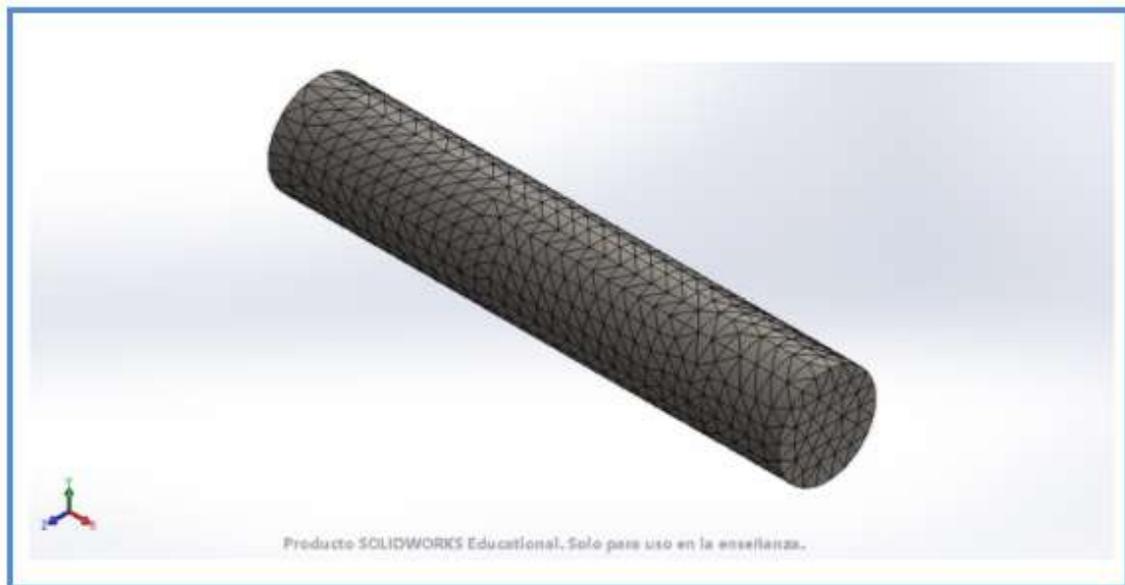
Tabla 3. Propiedades del estudio (SolidWorks Corp, 2020)

propiedades del estudio	
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Desactivar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar

Tabla 4. Tipo de malla (SolidWorks Corp, 2020)

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	12.831 mm
Tolerancia	0.641552 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	11370
Número total de elementos	7385
Cociente máximo de aspecto	3.3208
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0

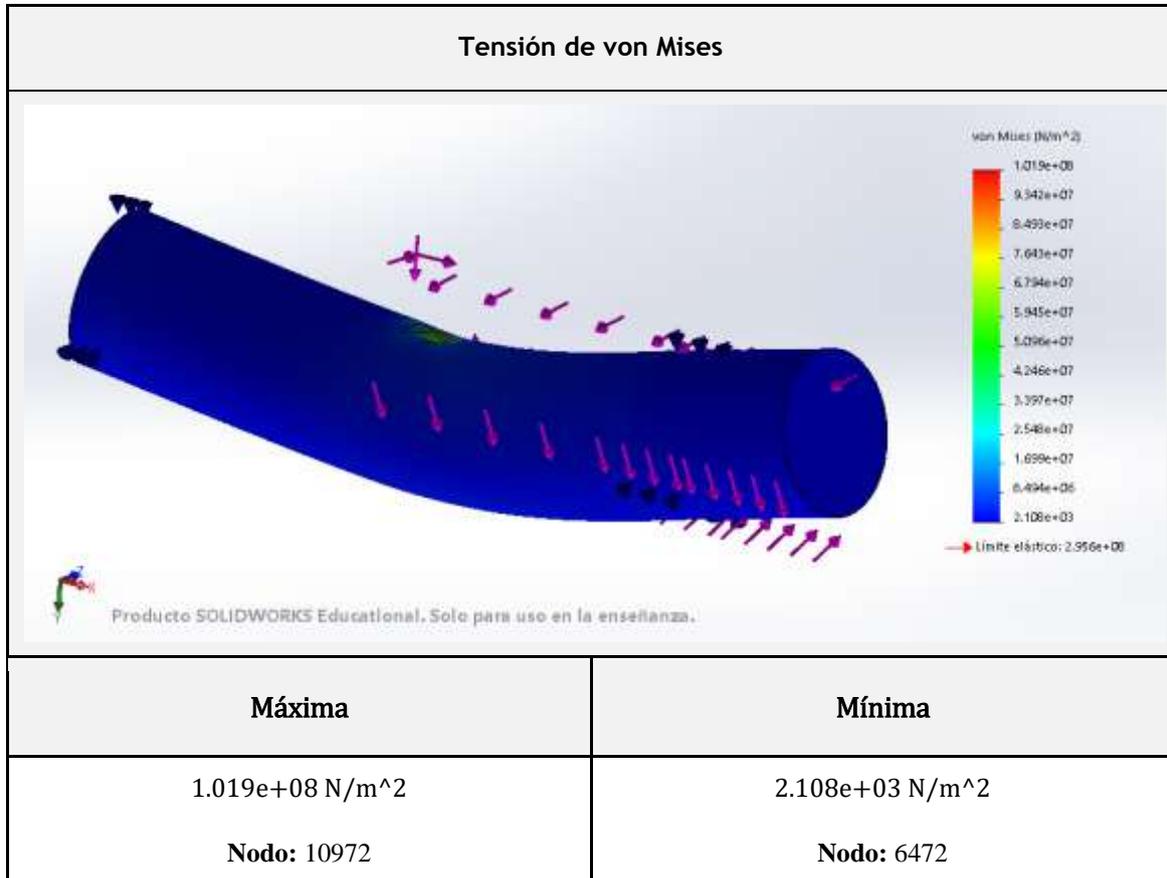
Tabla 4. Tipo de malla (SolidWorks Corp, 2020)



2.2 Análisis estático

A partir del modelo mostrado anteriormente pasaremos a presentar a continuación los resultados obtenidos del estudio estático. Comentaremos cada uno de ellos.

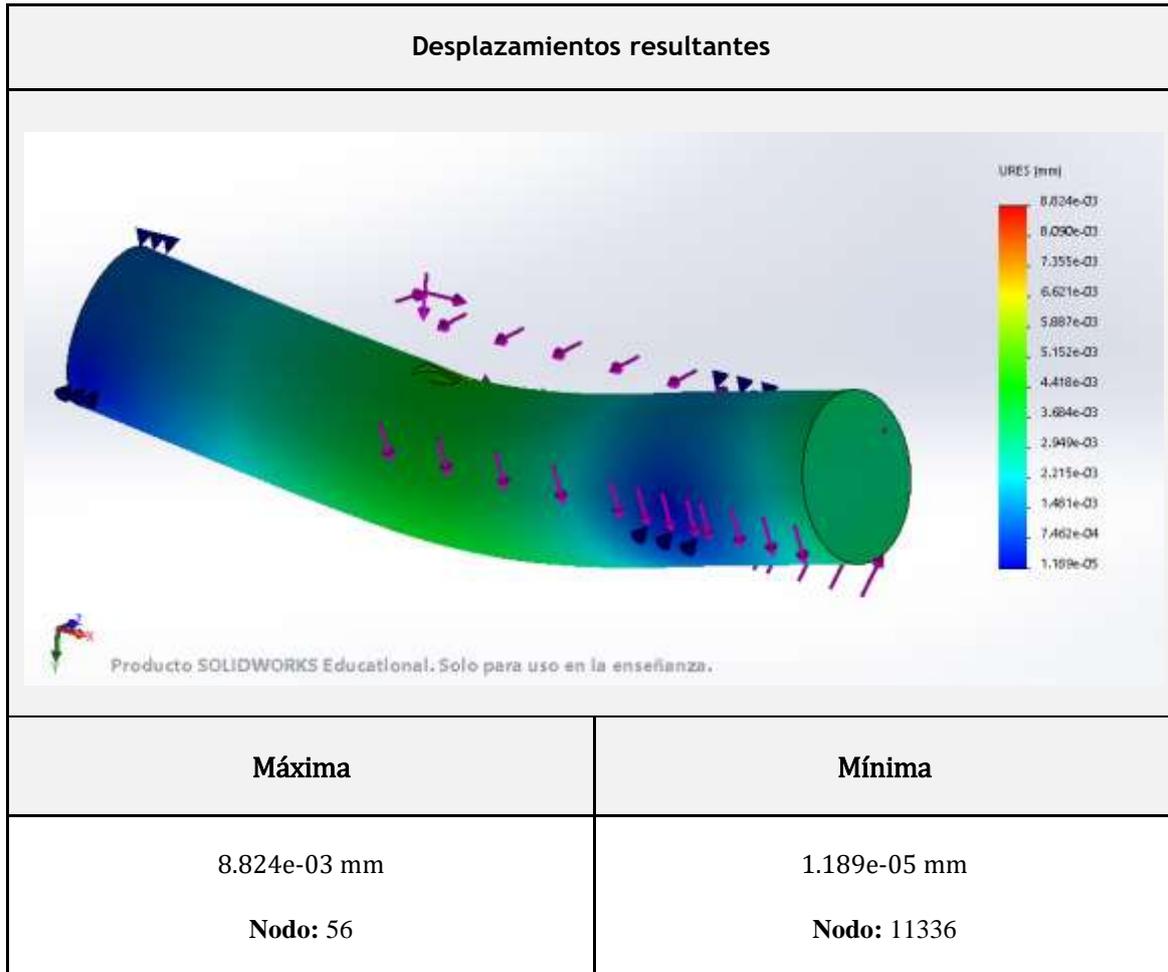
Tabla 5. Tensión de von Mises (SolidWorks Corp, 2020)



Observando los resultados de tensión de Von Mises podemos observar que los valores máximos se producen en el punto de aplicación de las fuerzas. Este valor, sin embargo, de 101.9 [MPa] es inferior al límite elástico de 295.6 [MPa], por lo que no se producirá fallo. El punto en que se produce la tensión máxima coincide con el determinado por el estudio analítico.

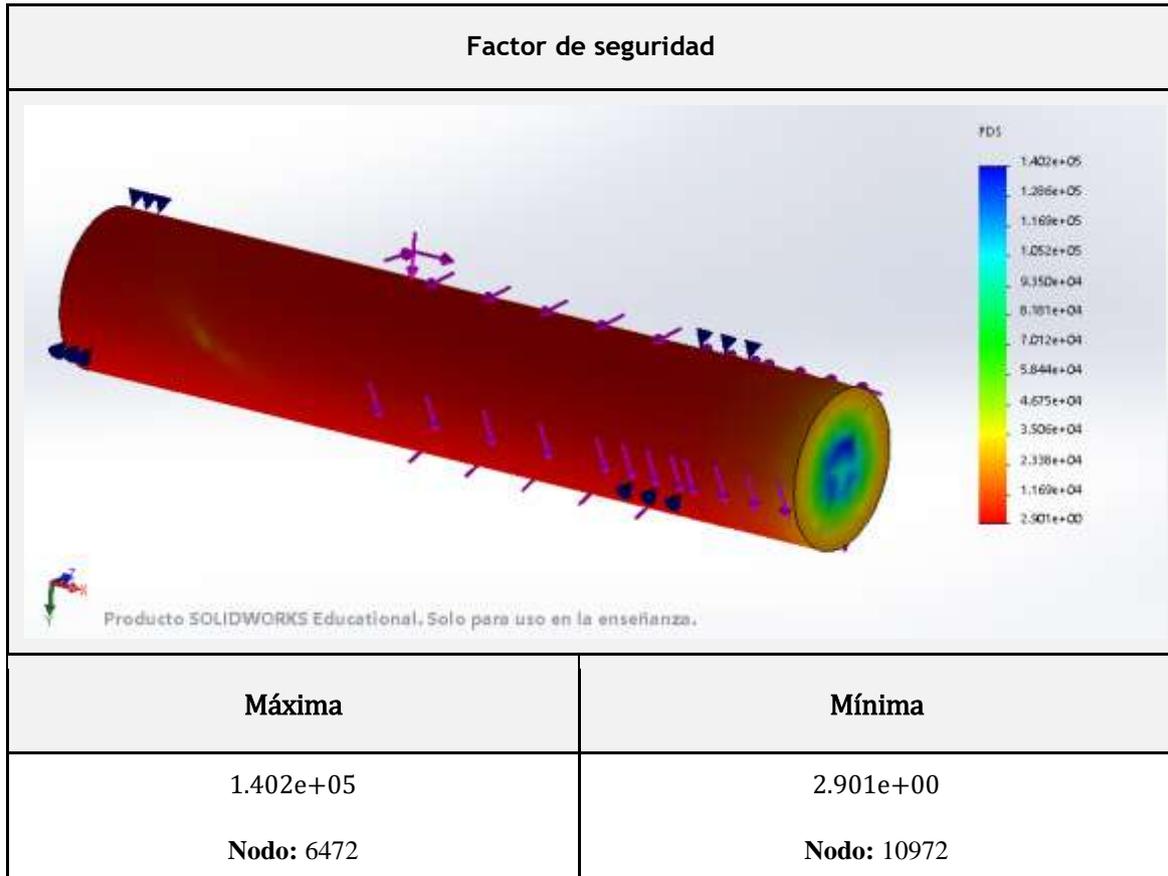
Al comparar la tensión máxima producida según el estudio frente a la calculada analíticamente podemos observar que se produce una diferencia importante, 101.9 [MPa] frente a 43.4 [MPa]. Esto se debe a que con SolidWorks se ha empleado la tensión de Von Mises, mientras que en los cálculos analíticos se ha empleado la teoría de cortante máximo. Calculando analíticamente Von Mises se obtiene una tensión de 86.76 [MPa], mucho más cercana a la simulada.

Tabla 6. Desplazamientos resultantes (SolidWorks Corp, 2020)



Observando los resultados de desplazamientos podemos observar que los desplazamientos máximos se producen sobre el punto de aplicación de las fuerzas, lo que concuerda con los resultados obtenidos anteriormente de tensiones máximas. Esto produce una curvatura del eje en la dirección y. Todos los desplazamientos son del orden de 10^{-3} [mm] o inferiores, aceptables en relación con las dimensiones del eje.

Tabla 7. Factor de seguridad (SolidWorks Corp, 2020)

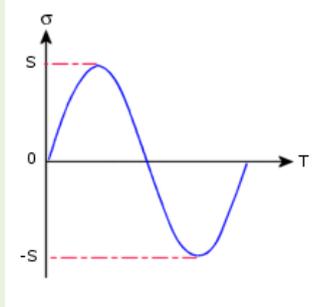


Observando los resultados de factor de seguridad podemos comprobar que el mínimo factor existente en el eje, el que presenta la mayoría de la pieza si observamos la imagen, es de 2.9. Este coeficiente ha sido calculado a partir de la teoría de cortante máximo, misma teoría que hemos empleado en el estudio analítico. Las diferencias entre el factor de seguridad obtenido con SolidWorks (2.9) y obtenido analíticamente (3.8) se explican debido a las ligeras diferencias en los materiales, el límite elástico seleccionado en SolidWorks es de 295 [MPa] frente a 330 [MPa] en el estudio analítico, y las diferencias entre las tensiones máximas. Aun así ambos valores son perfectamente aceptables.

2.3 Análisis de fatiga

De nuevo a partir del modelo anteriormente descrito realizaremos un análisis de fatiga, en las condiciones mostradas en la siguiente tabla:

Tabla 8. Suceso de fatiga (SolidWorks Corp, 2020)

N.º de ciclos	Tipo de carga	
11352960000	Completamente invertida (LR=-1)	

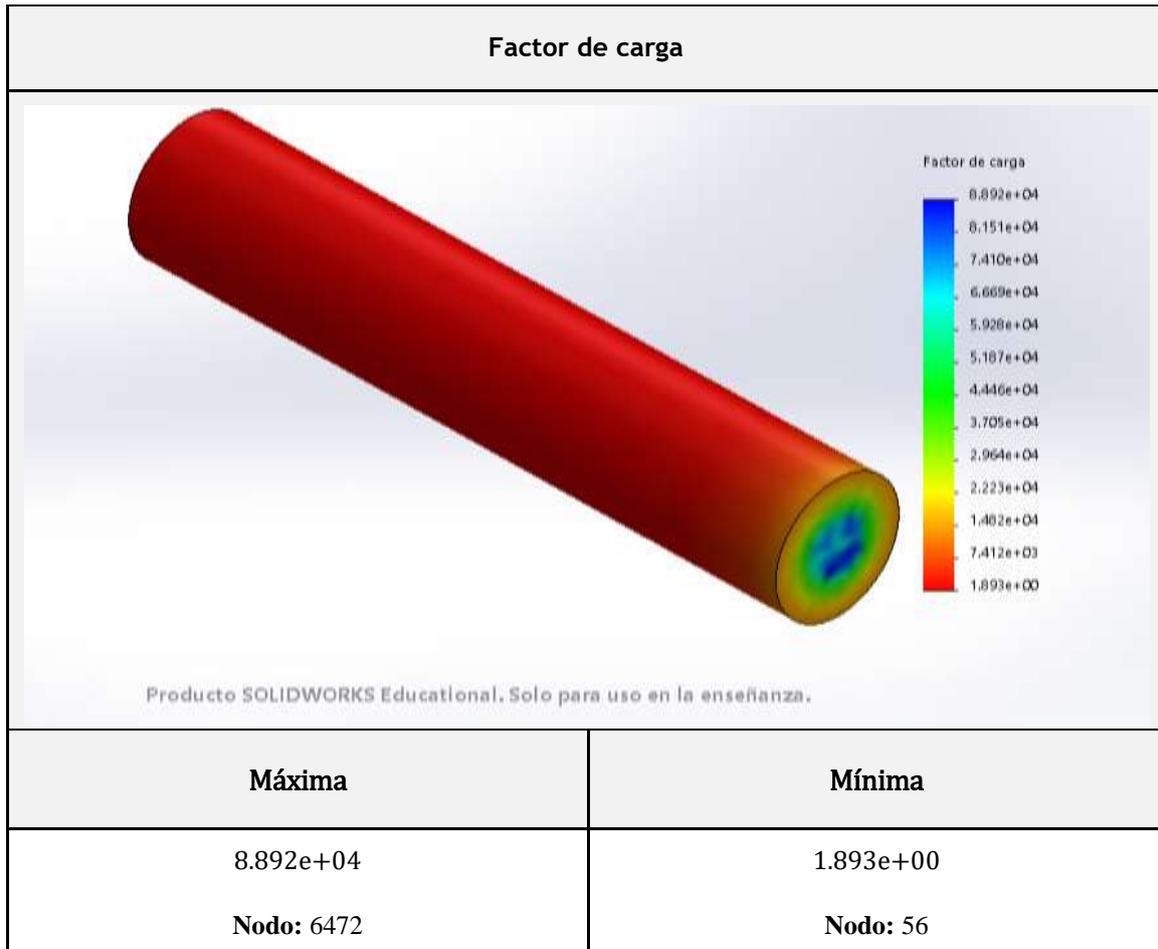
Con los siguientes resultados:

Tabla 9. Vida total (SolidWorks Corp, 2020)

Vida total	
 <p>Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.</p>	
Máxima	Mínima
1.000e+06 ciclos Nodo: 1	1.000e+06 ciclos Nodo: 1

Observamos que el ensayo de fatiga nos da una vida a fatiga para la pieza de $1e6$ ciclos. Esto se debe a que el acero presenta límite de fatiga, de modo que si al millón de ciclos no se ha superado esta tensión límite el programa determina que el elemento presenta vida infinita y, por tanto, no presentará fallo para el número de ciclos marcados en el estudio. Lo que coincide con lo calculado numéricamente.

Tabla 10. Factor de carga (SolidWorks Corp, 2020)



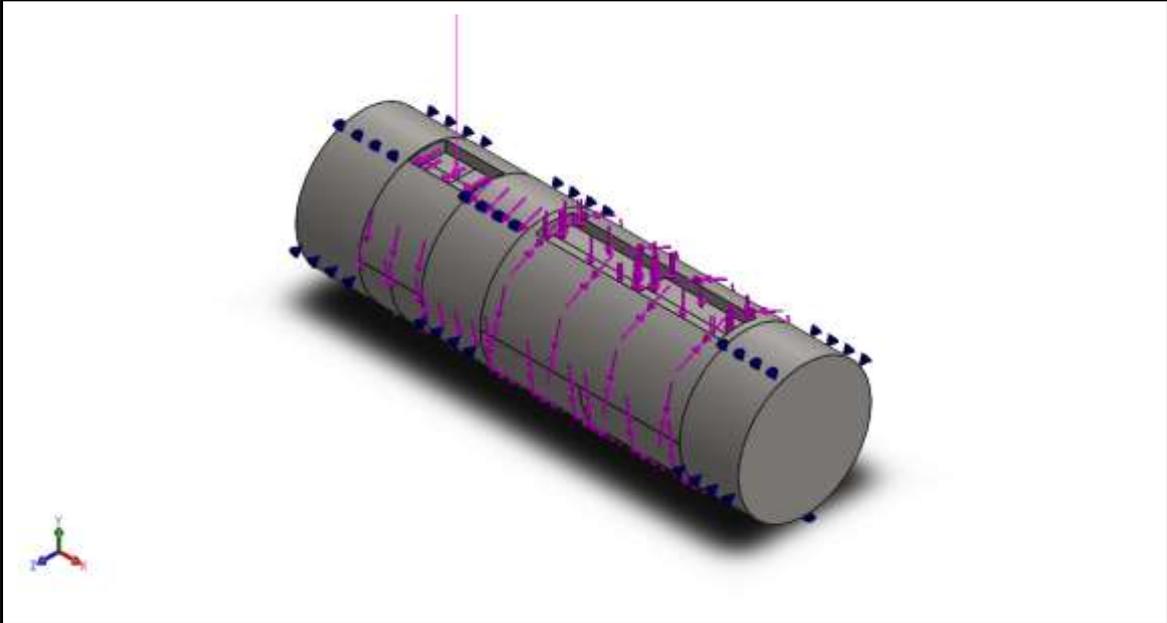
El factor de carga nos muestra el factor por el que sería necesario multiplicar las fuerzas aplicadas para que se produjera fallo a fatiga. Podemos observar que la mayor parte del eje presenta el factor mínimo de 1.9, demostrando que no se produce fallo a fatiga a lo largo del eje, tal como habíamos determinado en el estudio analítico.

3. Eje de la corona

3.1 Descripción del modelo

El modelo a analizar será tratado como un único sólido. El material seleccionado se ha tomado de la librería del propio programa por presentar unas características de límite elástico, de ruptura y dureza muy similares al seleccionado en el estudio analítico.

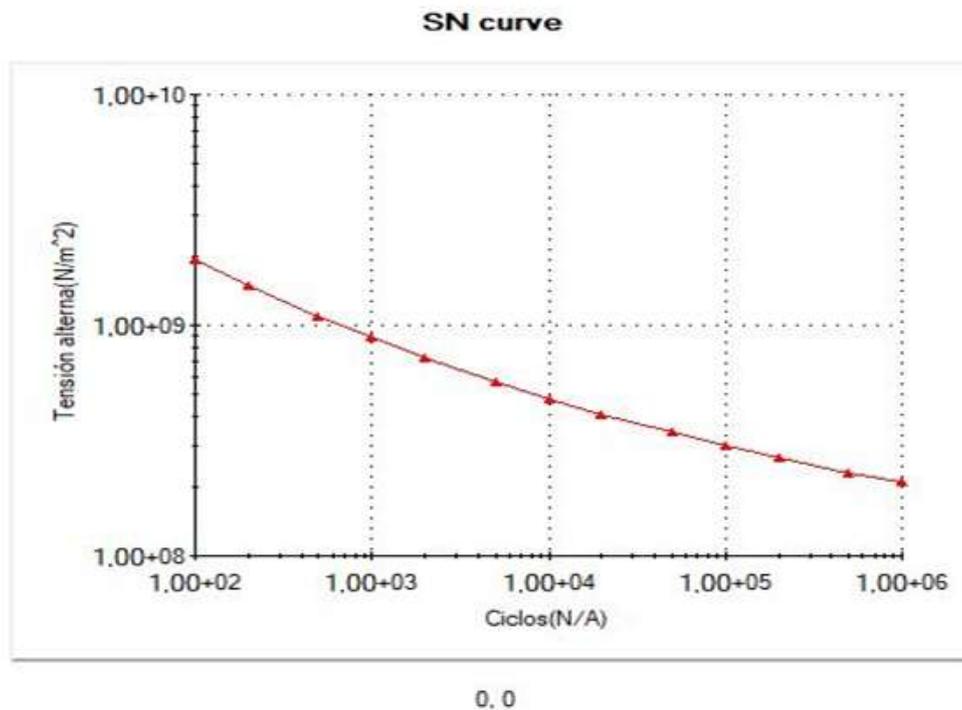
Tabla 11. Información del modelo (SolidWorks Corp, 2020)



Tratado como	Masa [kg]	Volumen [m3]	Densidad [kg/m3]	Peso [N]	Material
Sólido	14.6157	0.00187381	7800	143.234	1.5714 (16NiCr4)

Tabla 12. Propiedades del material (SolidWorks Corp, 2020)

Nombre	1.5714 (16NiCr4)
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado	Tensión de von Mises máx.
Límite elástico	2.95594e+08 N/m ²
Límite de tracción	9.00826e+08 N/m ²
Módulo elástico	2.1e+11 N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.28
Densidad	7800 kg/m ³
Módulo cortante	7.9e+10 N/m ²
Coefficiente de dilatación térmica	1.1e-05 /Kelvin



Sobre el modelo se han aplicado las fuerzas generadas en la corona, figura 2. La fuerza axial y el momento flector generado por esta se han modelado como una carga remota de conexión rígida.

La carga generada por la polea de tracción se ha modelado como una carga distribuida sobre el chavetero, el motivo es para que no se produzca un concentrador de tensión irreal en el punto de aplicación. Este concentrador de tensión provoca que los resultados de tensión se disparen en el punto de aplicación de la fuerza, lo que hace que el programa de resultados falsos sobre el comportamiento del eje tanto en el análisis estático como de fatiga.

Los efectos de la carga tangencial se han modelado como la propia carga aplicada sobre la cara lateral del chavetero y un momento torsor asociado, de forma que el momento generado por dicha fuerza y el momento modelado suman el momento torsor necesario en el eje.

El efecto de torsor del eje es absorbido por la polea de tracción, para modelar ese efecto se ha asociado un momento torsor opuesto en ese tramo.

Los soportes se han modelado como rodamientos.

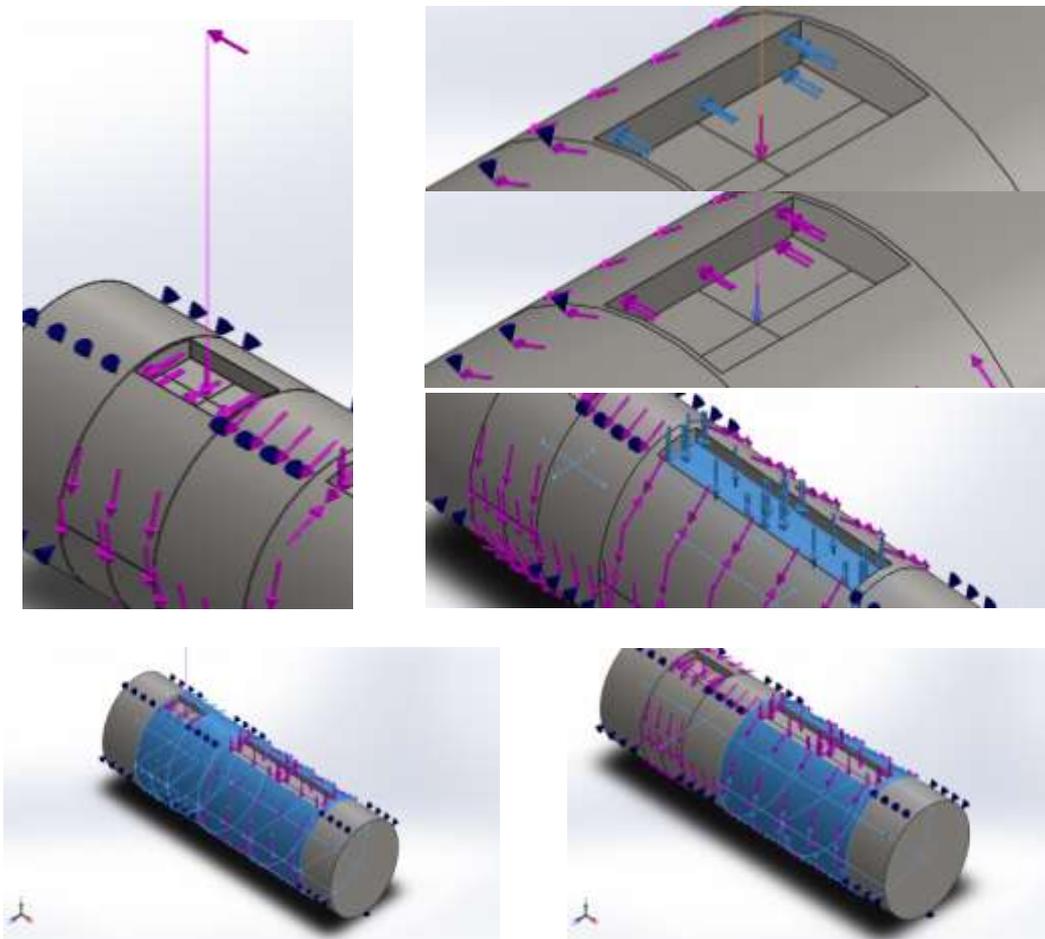


Figura 2. Fuerzas y momentos torsores (SolidWorks Corp, 2020)

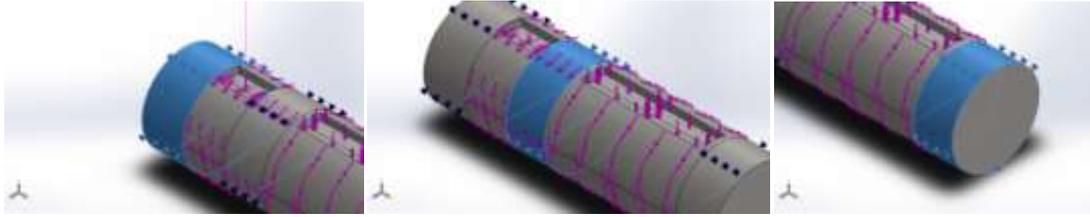


Figura 3. Apoyos del eje de la corona, por orden rodamientos 1, 3 y 5 (SolidWorks Corp, 2020)

Mostraremos a continuación las propiedades del estudio realizado y de la malla utilizada en detalle:

Tabla 13. Propiedades del estudio (SolidWorks Corp, 2020)

propiedades del estudio	
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Desactivar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar

Tabla 14. Tipo de malla (SolidWorks Corp, 2020)

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	12.331 mm
Tolerancia	0.616551 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	10619
Número total de elementos	6898
Cociente máximo de aspecto	12.758
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99.3
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.13
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0

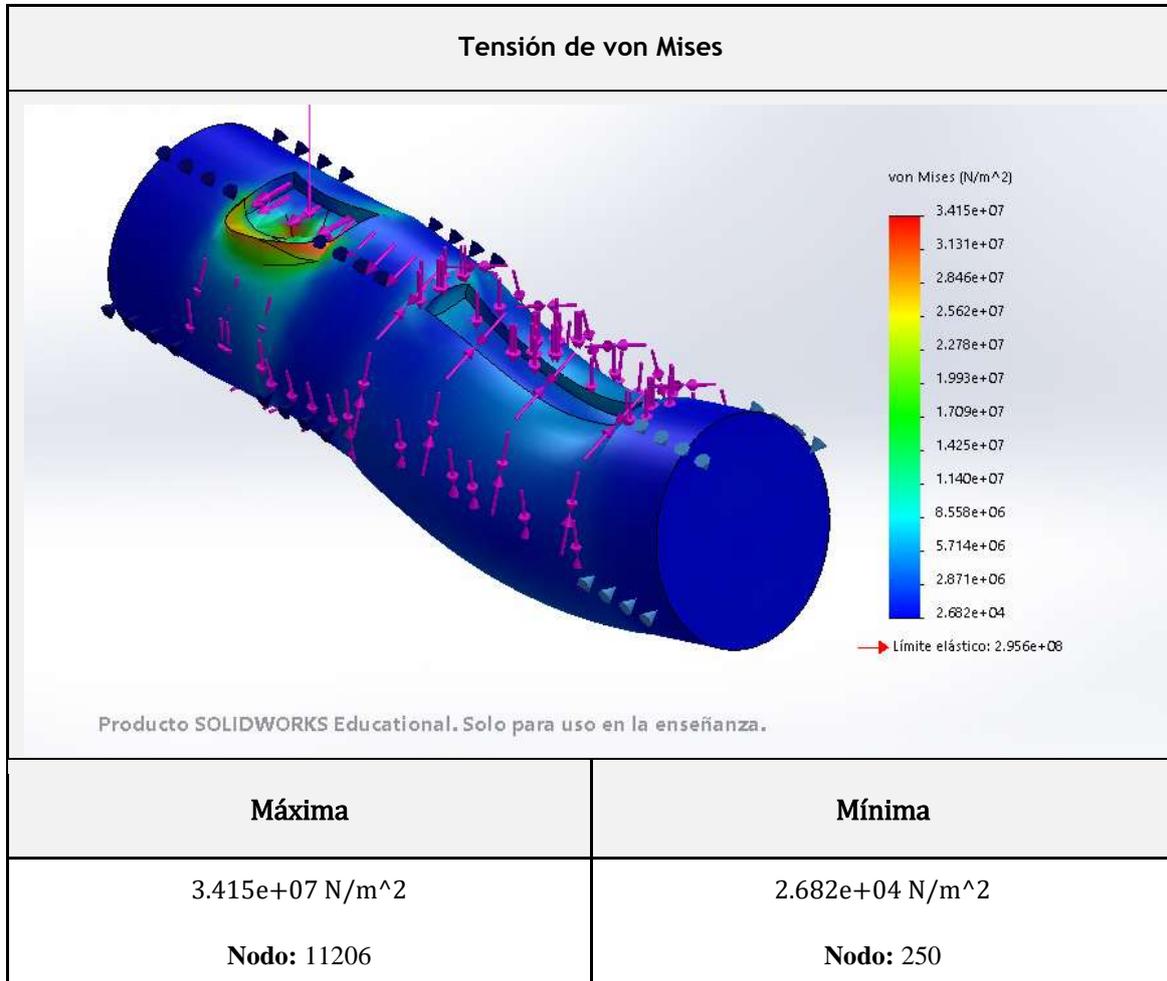
Tabla 14. Tipo de malla (SolidWorks Corp, 2020)



3.2 Análisis estático

A partir del modelo mostrado anteriormente pasaremos a presentar a continuación los resultados obtenidos del estudio estático. Comentaremos cada uno de ellos.

Tabla 15. Tensión de von Mises (SolidWorks Corp, 2020)

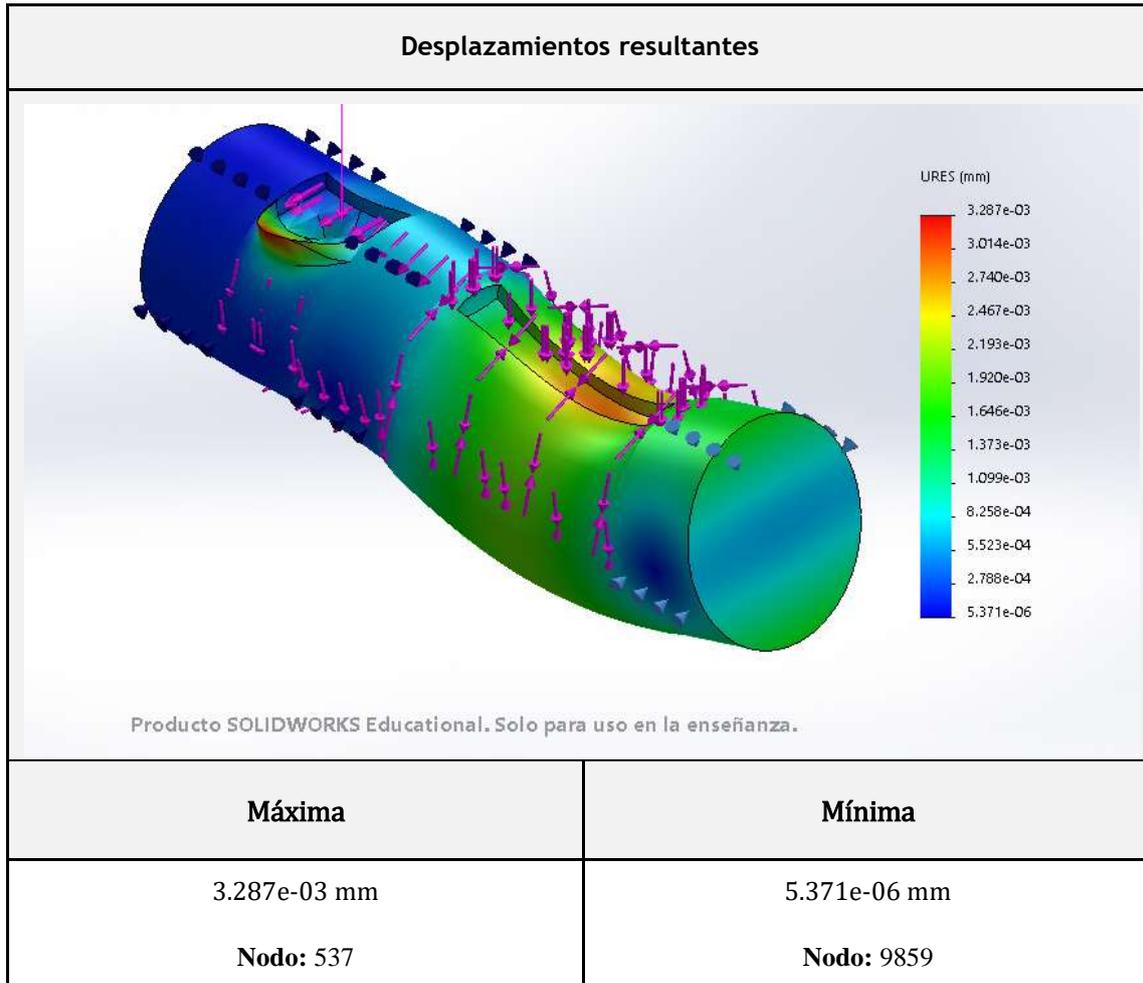


Observando los resultados de tensión de Von Mises podemos ver que los valores máximos se producen en el tramo que soporta la corona en la dirección z, por ser aquella donde se aplica la mayor carga puntual en el modelo.

Este valor, sin embargo, de 34.15 [MPa] es inferior al límite elástico de 295.6 [MPa] por lo que no llegará a producirse fallo.

Si observamos el cálculo analítico veremos que el punto de tensión máxima no coincide con el determinado por la simulación. Esto se debe a la distribución de fuerzas que se ha empleado para la simulación, donde para evitar la aparición de un efecto de concentración de tensión se ha decidido estudiar la fuerza generada por la polea de tracción como distribuida.

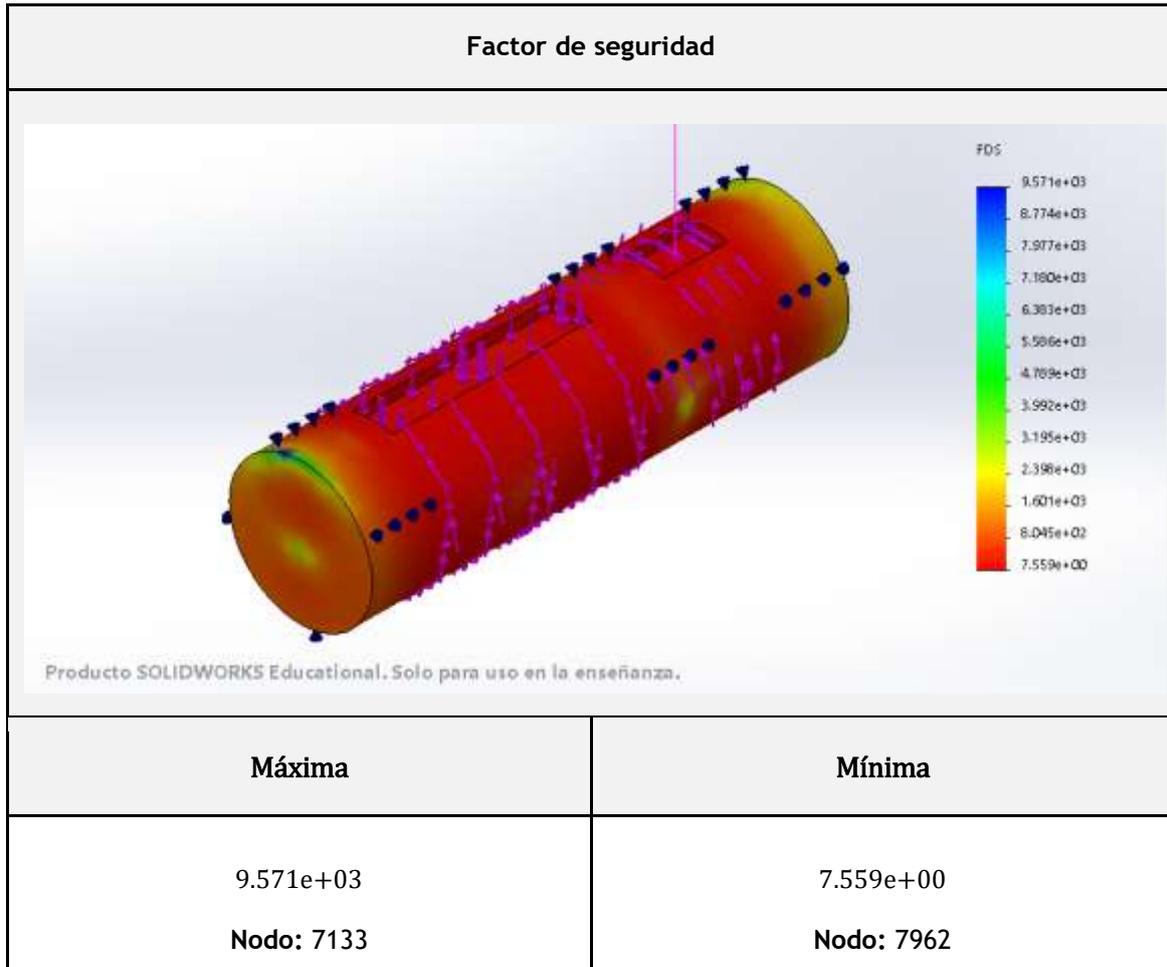
Tabla 16. Desplazamientos resultantes (SolidWorks Corp, 2020)



Observando los resultados de desplazamientos podemos ver que la mayor deformación se produce en la dirección y, en el tramo de de eje que soporta la carga de la polea de tracción, que en el estudio analítico definimos como punto 4.

Se produce también un pequeño desplazamiento del eje en el punto que soporta la corona en la dirección z e y, punto 2 del cálculo analítico, aunque mucho menos pronunciado. Todos los desplazamientos son del orden de 10^{-3} [mm] o inferiores, aceptables en relación con las dimensiones del eje.

Tabla 17. Factor de seguridad (SolidWorks Corp, 2020)

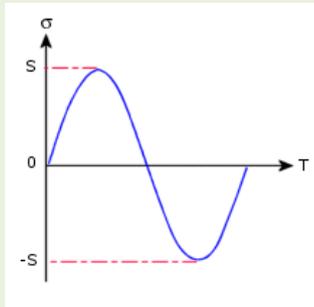


Observando los resultados de factor de seguridad podemos comprobar que el mínimo factor existente en el eje, el que presenta la mayoría de la pieza si observamos la imagen, es de 7.5. Este coeficiente ha sido calculado a partir de la teoría de cortante máximo, misma teoría que hemos empleado en el estudio analítico. Las diferencias entre el factor de seguridad obtenido con SolidWorks (7.5) y obtenido analíticamente (11.86) se explican debido a las ligeras diferencias en los materiales, donde el límite elástico seleccionado en SolidWorks es de 295 [MPa] frente a 330 [MPa] en el estudio analítico, y las diferencias entre las tensiones máximas. Aun así ambos valores son perfectamente aceptables.

3.3 Análisis de fatiga

De nuevo a partir del modelo anteriormente descrito realizaremos un análisis de fatiga, en las condiciones mostradas en la siguiente tabla:

Tabla 18. Condiciones del análisis de fatiga (SolidWorks Corp, 2020)

N.º de ciclos	Tipo de carga	
11352960000	Completamente invertida (LR=-1)	

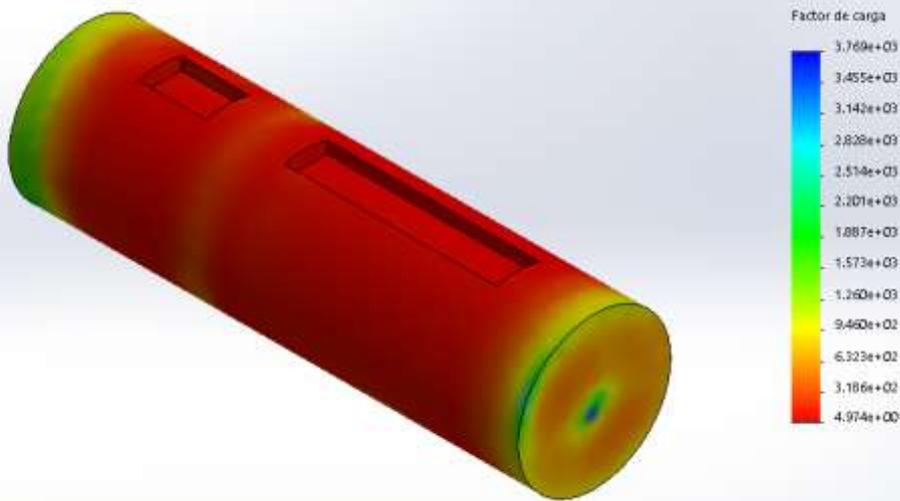
Presentamos y comentamos sobre los resultados obtenidos.

Tabla 19. Vida total (SolidWorks Corp, 2020)

Vida total	
	
Máxima	Mínima
1.000e+06 ciclos Nodo: 1	1.000e+06 ciclos Nodo: 1

Observamos que el ensayo de fatiga nos da una vida a fatiga para toda la pieza de $1e6$ ciclos. Esto se debe a que el acero presenta límite de fatiga, de modo que si al millón de ciclos no se ha superado esta tensión límite el programa determina que el elemento presenta vida infinita y, por tanto, no presentará fallo para el número de ciclos marcados en el estudio. Lo que coincide con el cálculo analítico.

Tabla 20. Factor de carga (SolidWorks Corp, 2020)

Factor de carga	
	
Máxima	Mínima
3.769e+03 Nodo: 7133	4.974e+00 Nodo: 491

El factor de carga nos muestra el factor por el que sería necesario multiplicar las fuerzas aplicadas para que se produjera fallo a fatiga. Podemos observar que la mayor parte del eje presenta el factor mínimo de 4.97, demostrando que no se produce fallo a fatiga a lo largo del eje, tal como habíamos determinado en el estudio analítico.

Anexo VIII. Planos de los ejes

Contenido

1. Plano eje del tornillo sin fin	174
2. Plano eje de la corona	175

A

B

C

D

E

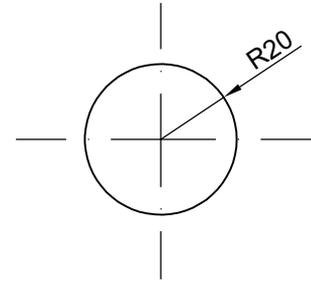
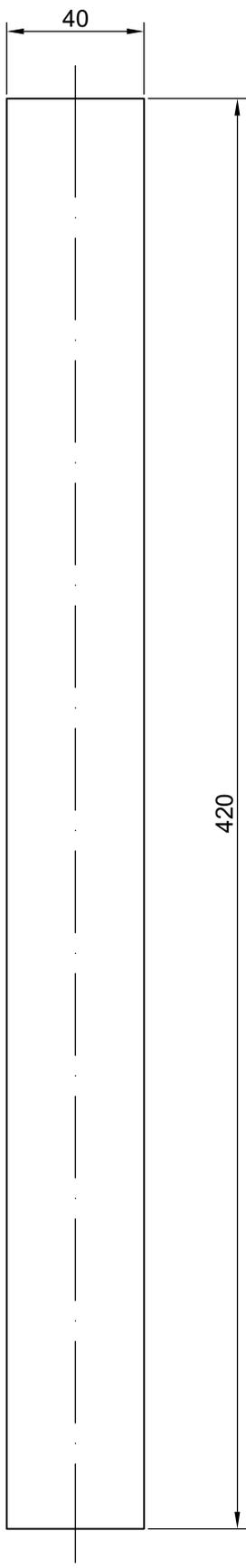
A

B

C

D

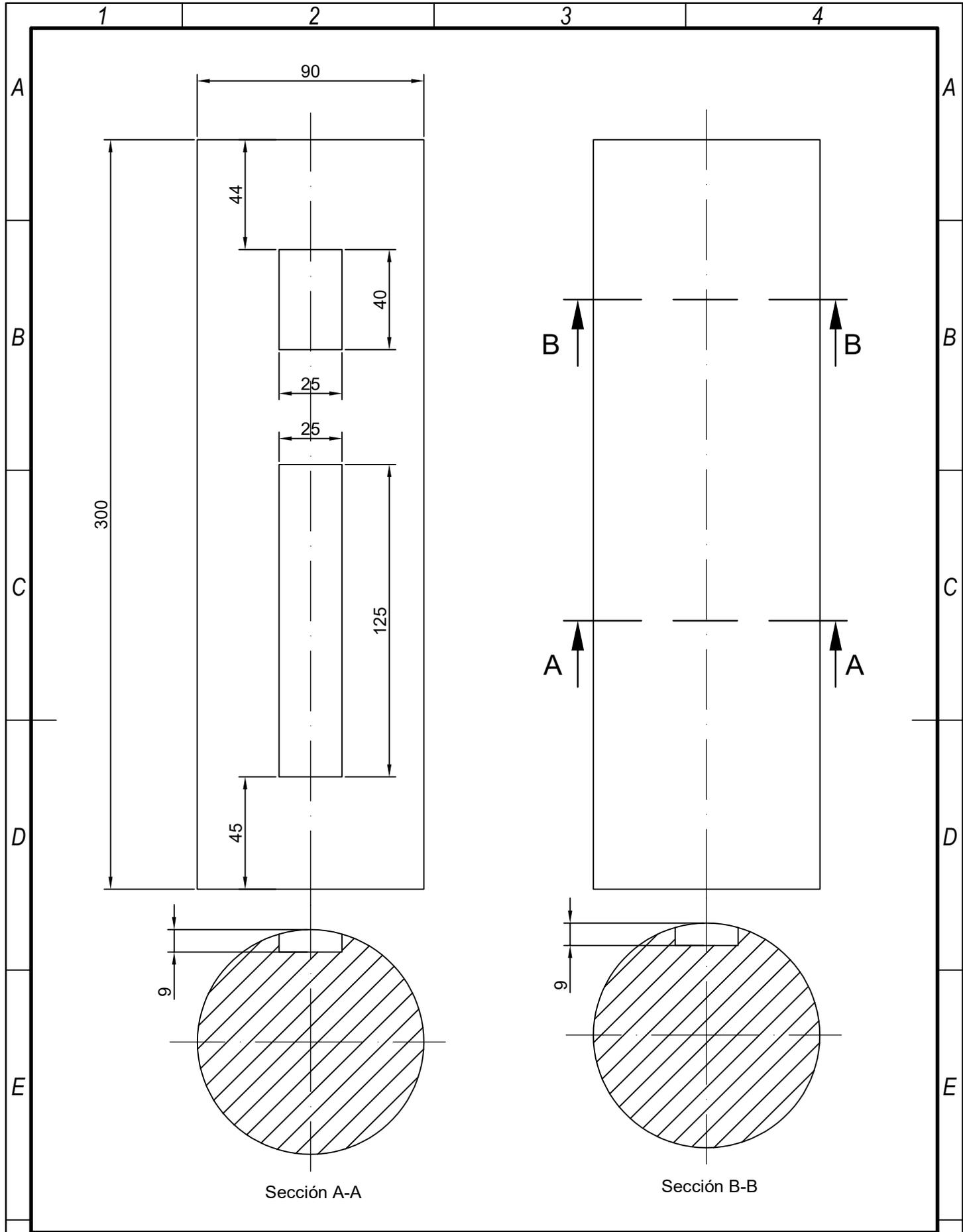
E



	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	<i>Firma:</i>	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza	
<i>Dibujado</i>	26/08/2020	Estefanía Blanco González			
<i>Comprobado</i>					
<i>Escala</i>	<i>Título</i>	Eje del tornillo sin fin		Grado en Ing. Mecánica	
1:2				Plano Nº	1

CREADO CON UNA VERSION PARA ESTUDIANTES DE AUTODESK

CREADO CON UNA VERSION PARA ESTUDIANTES DE AUTODESK



Sección A-A

Sección B-B

	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	<i>Firma:</i>	 <p>Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza</p>
<i>Dibujado</i>	26/08/2020	Estefanía Blanco González		
<i>Comprobado</i>				
<i>Escala</i>	<i>Título</i>	Eje de la corona		Grado en Ing. Mecánica
1:2				Plano N° 2

CREADO CON UNA VERSION PARA ESTUDIANTES DE AUTODESK

CREADO CON UNA VERSION PARA ESTUDIANTES DE AUTODESK

Bibliografía

- AEN/ CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte (2011) 'Instalación de ascensores Parte 1: Ascensores de las clases I, II, III y VI', *UNE-ISO 4190-1*, 1, pp. 1–32.
- AEN/CTN 58 Maquinaria de Elevación y Transporte (2004) 'Cables de acero Seguridad Parte 5: Cables de cordones para ascensores', *UNE-EN 12385-5*, 5, pp. 1–21.
- AENOR (1961) 'UNE 18 066 Engranajes Rectos y helicoidales', *UNE 18 066*, pp. 1–10.
- Brown Advance (no date) *Reductores sinfín / corona Worm Gearboxes Máxima Competitividad Experiencia Servicio*. Available at: <https://www.brownadvance.com/productos/reductores-estandar/sinfin-corona-bwq.php> (Accessed: 26 August 2020).
- Canalís, P. and Malón, H. (2019) 'Cálculo (y Selección) de Elementos de Máquinas'.
- coppermetal (2020) 'Catálogo de productos', 0(0), pp. 1–22. Available at: <https://www.coppermetal.com.br/catalogos/catalogo-bronze.pdf>.
- CTN 17 - ELEMENTOS DE FIJACIÓN (1967) 'UNE 17102-1 Chavetas paralelas, Serie normal', *UNE 17102-1*, 1(0), p. 4.
- CTN 18 - TRANSMISIONES RODAMIENTOS Y ENGRANAJES (1952) 'UNE 18 018 Árboles para transmisiones', *UNE 18 018*, 0(0), p. 1.
- CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte (2017a) 'UNE-EN 81-20: Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores Ascensores para el transporte de personas y cargas Parte 20: Ascensores para personas y personas y cargas', *UNE-EN 81-20*, 20, pp. 1–188.
- CTN 58 Maquinaria de elevación y transporte (2017b) 'UNE-EN 81-50: Norma Española Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores Exámenes y ensayos Parte 50 : Reglas de diseño , cálculos , exámenes y ensayos de componentes de ascensor', *UNE-EN 81-50:2017*, 50, pp. 1–107.
- Departamento de Estructuras y Construcción de la Universidad Politécnica de Cartagena (2017) 'MEFI'.
- IRANOR (1984) 'UNE 18-005-84, ISO 54, Engranajes cilíndricos para mecánica general y mecánica pesada, MODULOS Y DIAMETRALES PITCH', *UNE 18-005-84 ISO 54*, 0, pp. 1–2.
- Ministerio de Fomento (España) (2019) 'Documento Básico HE Ahorro de Energía 2019', *Código Técnico de la Edificación*, pp. 1–129. Available at: <http://www.arquitectura-tecnica.com/hit/Hit2016-2/DBHE.pdf>.
- Miravete de Marco, A. and Larrodé Pellicer, E. (1997) *El libro del transporte vertical*.
- SAB Brockskes (no date) *H05VVH6-F Cables planos PVC*. Available at: <https://www.sab-cables.eu/productos/cables-hibridos-y-especiales/h05vvh6-f.html> (Accessed: 26 August 2020).
- Schindler (2017) 'Declaración medioambiental de producto Schindler 3300', 0(0), pp. 1–13.
- Secretaría del CTN SERCOBE (1993) 'UNE 18-004-93, ENGRANAJES, VOCABULARIO Y DEFINICIONES GEOMÉTRICAS, Parte 1: Definiciones generales, engranajes y pares de

engranajes cilíndricos, cónicos e hipoides', *UNE 18-004-93*, 1, pp. 1-117.

Serrano Nicolás, A. (2013) *Cálculo y selección de elementos de máquinas*.

Skf (2015) *Valores orientativos para el factor de seguridad estática s0 – para cargas continuas y/u ocasionales – rodamientos de bolas*. Available at: https://www.skf.com/pe/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html%0Ahttps://www.skf.com/binary/87-121486/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf (Accessed: 26 August 2020).

SKF (2015a) *Suitability of Rolling Bearing for Industrial Applications*. Available at: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196805fd45c-1708-0021-EN---17000-w_tcm_12-291479.pdf (Accessed: 26 August 2020).

SKF (2015b) *Valores orientativos de la vida especificada de los diferentes tipos de máquinas*. Available at: <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/bearing-rating-life>.

SKF (no date a) *1208 EKTN9*. Available at: <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/productid-1208 EKTN9>.

SKF (no date b) *1318*. Available at: <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/productid-1318> (Accessed: 26 August 2020).

SKF (no date c) *22218 E*. Available at: <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-22218 E> (Accessed: 26 August 2020).

SKF (no date d) *22308 E*. Available at: <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-22308 E> (Accessed: 26 August 2020).

SolidWorks Corp (2020) 'SolidWorks'.

Universal Motors Equipamientos Electromecánicos SL (2015a) *DADOS TÉCNICOS Motores Trifásicos con Freno BFF31 132 S1 4 / 6*. Available at: <https://universalmotors-group.es/pg45-producto-46-iv-vi-polos-1500-1000-rpm-es?potcv=&potkw=4.5 / 3&tipo=BFF31 132 M1 4 / 6> (Accessed: 26 August 2020).

Universal Motors Equipamientos Electromecánicos SL (2015b) *DADOS TÉCNICOS Motores Trifásicos con Freno BFF31 132 S1 4 / 8*. Available at: <https://universalmotors-group.es/pg45-producto-46-iv-vi-polos-1500-1000-rpm-es?potcv=&potkw=4.5 / 3&tipo=BFF31 132 M1 4 / 6> (Accessed: 26 August 2020).

Universal Motors Equipamientos Electromecánicos SL (2017) *DADOS TÉCNICOS Motores Trifásicos con Freno BFF31 132 M1 4 / 6*. Available at: <https://universalmotors-group.es/pg45-producto-46-iv-vi-polos-1500-1000-rpm-es?potcv=&potkw=4.5 / 3&tipo=BFF31 132 M1 4 / 6> (Accessed: 26 August 2020).