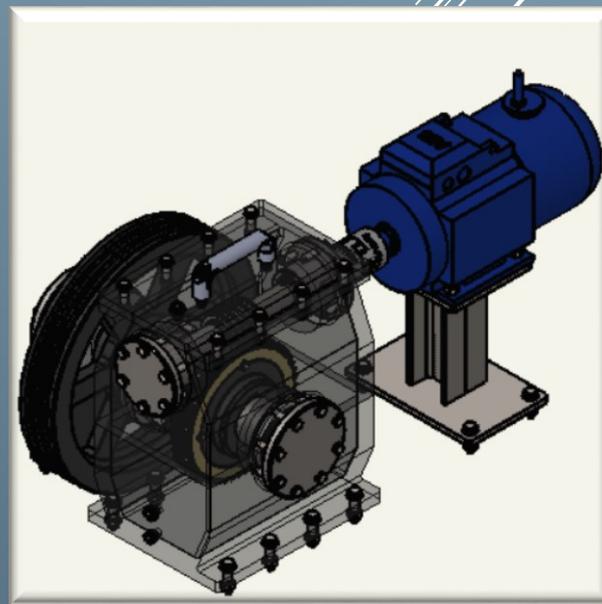


Ingeniería y Arquitectura
Escuela Superior de
Tecnología y Ciencias Experimentales



ANALISIS Y MEJORA DEL
DISEÑO Y DESARROLLO DE UN
MECANISMO DE ELEVACIÓN
PARA CABINAS DE ASCENSOR

Autor:
Kimetz Fonseca Camacho

Director:
Carlos Vila Pastor

*A mis padres José Ángel y Rosa Mary,
y mi pareja Marina
ejemplo de esfuerzo y superación
por recordarme cada día el valor de aprender.*

Agradecimientos:

La realización de este proyecto no hubiese sido posible sin la colaboración de mi tutor Carlos Vila Pastor, y de la ayuda desinteresada de las siguientes personas.

- Celestino Morientes, de los talleres de engranajes ENPA.
- Santiago, de la casa de fundiciones SANCENA S.A
- Muguerza, de la empresa ASCENSORES MUGUERZA.
- Ángel Sánchez, profesor del colegio Salesianos.
- Departamento de información técnica de OTIS.

INDICE GENERAL

- I. MEMORIA
 - II. ANEXOS
 - III. PLANOS
 - IV. PLIEGO DE CONDICIONES
 - V. PRESUPUESTO
-

I.- MEMORIA

I- MEMORIA

1	Objeto	3
2	Alcance.....	5
3	Antecedentes.....	7
3.1	Generalidades del proyecto.....	9
3.1.1	Sistema de maniobra	9
3.1.2	Sistema de tracción	10
3.1.3	Sistema reductor	13
3.1.4	Descripción del mecanismo elevador	14
3.1.5	Descripción de los elementos del mecanismo elevador	19
4	Normas y referencias.....	29
4.1	Disposiciones legales y normas aplicadas.....	29
4.2	Bibliografía utilizada.....	31
4.2.1	Libros	31
4.2.2	Internet	31
4.3	Programas de cálculos	33
4.4	Plan de gestión de la calidad.....	33
4.4.1	Criterios de calidad en los procedimientos de trabajo	33
4.5	Otras referencias.....	34
5	Abreviaturas.....	35
6	Requisitos de diseño.....	39
7	Análisis de soluciones	41
7.1	Diseño conceptual.....	41
7.2	Análisis de alternativas	42

7.2.1	Valoración de las soluciones posibles	43
7.3	Diseño preliminar	45
7.4	Diseño de detalle	46
7.4.1	Criterios de diseño	46
7.4.2	Resultados finales.....	59
7.4.3	Proceso de fabricación	67
8	Planificación	141
9	Viabilidad técnica y económica.....	143
9.1	Viabilidad técnica	143
9.2	Viabilidad económica	143

1 OBJETO

El objetivo del presente Trabajo Fin de Grado es el diseño y desarrollo de un mecanismo elevador de utilización pública alimentado por un motor eléctrico trifásico. Dicho mecanismo será instalado en un edificio de seis plantas de altura y con capacidad para cuatro personas.

El trabajo en su parte de desarrollo incluye también de la definición de los procedimientos de fabricación del conjunto así como un análisis técnico-económico que valide la propuesta.

Este proyecto se basará principalmente en su sistema de tracción e incluirá estudios más detallados de la salida del eje del motor, hasta los cables de arrastre necesarios para mover la pertinente carga, incluyendo, acoplamiento entre el eje del motor y el eje del tornillo sin fin, reductor de velocidades, eje de la corona, polea de arrastre, y sistema de frenado incorporado en el motor.

También se incluirán todos los cálculos concernientes a elementos de interconexión y fijación entre los elementos principales notados anteriormente.

2 ALCANCE

El alcance de este proyecto se basa más en la parte relacionada con la ingeniería mecánica, como lo son el cálculo y diseño de máquinas, la evaluación de tensiones y el empleo de catálogos y normativas vigentes que contribuyen al correcto desarrollo del proyecto, así como el empleo de herramientas CAD para la realización de los planos.

3 ANTECEDENTES

Los primeros dispositivos de elevación y transporte fueron las palancas, las poleas, los rodillos y los planos inclinados. La realización de grandes trabajos de construcción con este tipo de equipamiento exigía enorme cantidad de gente. Un ejemplo lo tenemos en la construcción de las pirámides de Keops (siglo XXV a. C) de 147 metros de altura.

Hacia 1510 a. C. se aplica en Mesopotamia la rueda como un dispositivo mecánico, convirtiéndose de este modo en un instrumento para la utilización de las fuerzas y la simplificación de los trabajos. La polea de cable resulta especialmente importante para transformar fuerzas sin que se produzca una fricción en la cuerda

Hacia 700 a. C. los mecánicos griegos desarrollan la técnica de la descomposición de las fuerzas con ayuda de los llamados polipastos. El polipasto se descompone de una polea fija y una segunda sujeta al objeto a desplazar. Una cuerda discurre, partiendo de un punto fijo, primero alrededor de la polea móvil y después de la fija. Estirando del extremo libre, la carga se desplaza únicamente la mitad de la distancia que lo hace el extremo libre.

El período grecorromano (siglo X a. C. a siglo V d. C. constituye una etapa de gran impulso en la evolución de la tecnología de la elevación. Un elemento clave para la elevación es la polea compuesta. Su origen se remonta a la Grecia clásica. Eurípides (480- 406 a. C.).

Arquímedes (287 – 212 a. C.) además de descubrir el tornillo sinfín, principio en el que se basan elevadores y transportadores utilizados hoy en día, desarrolló un dispositivo elevador que funcionaba con cables de cáñamo y poleas movidas por el hombre.

Más tarde, en la época del emperador Tito, en el año 80 d. C., se utilizaron también en el Coliseo romano, doce grandes montacargas para elevar a los gladiadores y a las fieras a la pista. Tras la caída del Imperio romano, los ascensores desaparecieron durante un largo período.

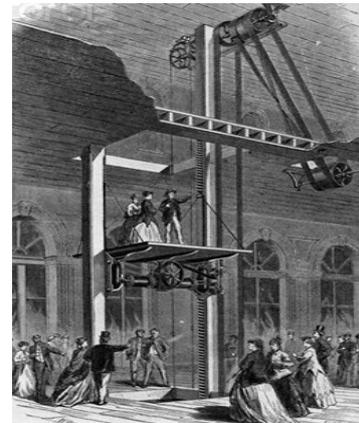
Posteriormente Leonardo da Vinci buscando soluciones de tipo técnico crea una grúa móvil para facilitar las labores de construcción en las que hay que elevar cargas pesadas. Dicha grúa está montada sobre un vehículo y se gobierna desde arriba mediante un cable tensado. Dicho cable puede accionarse con una manivela dotada de transmisión por ruedas dentadas.

Georg Bauer (1490- 1565) su obra *De re metallica*, del año 1556, en la que aparece el esquema de un aparato de elevación en una mina. Menciona el uso de ruedas dentadas y de cadenas movidas por caballo.

En el West Riding de Yorkshire, en 1840, la elevación de la tierra de las excavaciones de los túneles de ferrocarril. El tambor de cable horizontal de 3.5 a 5 metros de diámetro, alrededor del cual daban vueltas los caballos fue sustituido sólo gradualmente por un torno movido, por lo general, por una máquina de vapor vertical, de baja presión y un solo cilindro.

Merece la pena mencionar el ascensor "Teagle" desarrollado en Inglaterra en 1845. Este elevador accionado hidráulico contemplaba ya el concepto de la polea de tracción con contrapeso. El accionamiento era llevado a cabo por los propios usuarios que desplazaban el cable manualmente desde la cabina.

En el año 1854 *Elisha Graves Otis* hizo una demostración pública en el Palacio de Cristal de Nueva York, elevando su ascensor a una cierta altura y cortando el cable de sustentación, mostrando la seguridad de su aparato. Su ascensor hidráulico disponía de un sistema de seguridad consistente en una cabina con trinquetes que unos resortes obligaban a engranar con muescas dispuestas a los lados del foso del ascensor en el momento que rompía el cable.



El 23 de marzo de 1857 instaló el primer ascensor para personas en los grandes almacenes E. V. Haughwout & Co. en la ciudad de Nueva York. Era movido por una máquina de vapor, el edificio tenía cinco plantas e iba dotado con un equipo de elevación apto para 450 Kg a 0,20 metros/segundo.

En 1867 el francés Leon Edoux presentó en la Exposición Universal de París un aparato elevador que utilizaba la presión del agua para elevar una cabina montada en el extremo de un pistón hidráulico. Dicho ascensor tuvo una gran difusión por todo el mundo, sobre todo cuando se multiplicaron sus posibilidades de velocidad y recorrido, con un perfeccionamiento del sistema que se denominó de acción indirecta, en el que el émbolo no impulsaba la cabina directamente, sino un juego de poleas o una cremallera y un tambor que enrollaba y desenrollaba uno o varios cables de los que se suspendía la cabina.

Simultáneamente, Europa inicia su andadura en la industria de la elevación vertical fundándose en 1874 la empresa Schindler, construyéndose el primer ascensor en 1876 para la Oficina de Correos de Londres.

4 GENERALIDADES DEL PROYECTO

Tal y como se ha indicado, este Trabajo Fin de Grado consiste en diseñar y desarrollar un mecanismo elevador. Para ello es necesario conocer en profundidad estos sistemas para poder mejorar las soluciones existentes. A continuación expondremos y analizaremos los elementos que lo componen.

En todo ascensor o aparato elevador deben distinguirse dos partes principales, con independencia de las características generales electromecánicas:

- Sistema de maniobra.
- Sistema de tracción.

4.1 SISTEMA DE MANIOBRA

El sistema de maniobra es propiamente los circuitos eléctricos o electrónicos que dan las características de su funcionamiento, en función de las llamadas que el usuario realiza actuando sobre los botones interiores así como sobre los exteriores.

Solo vamos a examinar muy por encima los sistemas de maniobra que en la actualidad se montan, y que de una u otra forma concebida, son los que fabrican e instalan las principales casas de ascensores.

4.1.1 Maniobra Automática o Universal

El sistema de maniobra solo atiende a una llamada, la primera que se produce una vez la maniobra en reposo, y no admite ninguna otra hasta que no se haya cumplido la primera, habiendo pasado la retardación reglamentaria para llamadas de cabina, y la doble retardación para llamadas exteriores

Su aplicación más típica es para edificios residenciales de escaso tráfico. Se aconseja su utilización en ascensores de velocidades hasta 1,00 m / s.

4.1.2 Maniobra selectiva en una dirección

Generalmente la selección de llamadas se efectúa en sentido descendente.

A partir de una planta principal (generalmente el piso bajo) colecciona las llamadas exteriores en aquella planta y en todas las que se encuentran por debajo de ella como llamadas con “deseos de subir”.

Las llamadas efectuadas en pisos superiores a la parada principal se coleccionan como “deseos de bajar”.

Su aplicación más típica es para edificios de viviendas o pequeños hoteles de tráfico moderado. Se aconseja su utilización en ascensores de velocidad hasta 1,00 m / s.

4.1.3 *Maniobra en dos direcciones*

Tiene la ventaja de que todas las llamadas tanto interiores como exteriores quedan registradas aunque el ascensor se encuentre ocupado, esto es, con puerta abierta o funcionando.

Colección y selecciona todas las llamadas existentes en un momento determinado, según la situación de aquellas y el ascensor, y de acuerdo con la dirección del viaje.

Generalmente este tipo de maniobra en se instala en forma colectiva, esto es, con llamada común para dos, tres, cuatro, y cinco aparatos.

Se instala con mecanismos en la cabina pesa-cargas, lo que limita la atención a las llamadas en casa de cabina completa.

Su aplicación más típica es para hoteles, edificios de oficinas, hospitales, etc., todos ellos edificios de recorrido medio y tráfico intenso. Se aconseja su utilización en ascensores de velocidades hasta 2,5 m / s.

Un punto sobre él hay que llamar la atención, es que no tiene nada que ver, en un aparato elevador el tipo de maniobra elegida con el tipo o sistema de tracción.

El tipo de maniobra, se elegirá tomando como base las necesidades del tráfico del edificio en cuestión.

4.2 *SISTEMA DE TRACCIÓN*

El sistema de tracción será función exclusiva de la velocidad y capacidad que deseemos dar a los ascensores.

En el sistema de tracción se incluyen tanto el tipo de motor elegido como el sistema de reducción empleado.

Vamos a entrar ahora de lleno, aunque de manera somera, en el estudio de los diversos sistemas de tracción existentes en la actualidad y que las principales marcas pueden instalar.

4.2.1 Tracción por motor de una velocidad

Es el sistema común de uso para ascensores normales en edificios de viviendas de poca altura. Por sus condiciones este sistema será el estudiado en el proyecto presentado.

Simplemente consiste en un motor trifásico para corriente alterna directamente acoplado a un mecanismo reductor compuesto de un tornillo sinfín y su corona. Así se obtiene una reducción suficiente en la polea motriz la cual esta acoplada a la corona del reductor.

El único mecanismo de frenado de que consta, consiste en unas zapatas directamente accionadas por un muelle antagonista que abrazan generalmente el plato del embrague, y que lo liberan una vez que tiene corriente una bobina electromagnética que actúa directamente sobre estas zapatas

El gráfico normal de velocidad-tiempo que se deduce de la utilización del sistema de maniobra de motor de una velocidad, el utilizado en el este proyecto, es el que se indica en la hoja siguiente:

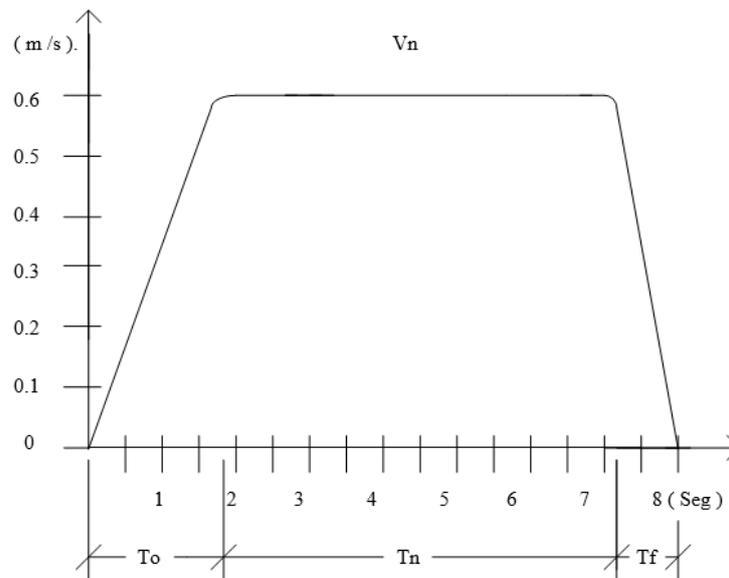


Ilustración 4.1 Gráfico normal de velocidad-tiempo.
Extraído de Hellmut Ernst. Editorial Blume. Aparatos de elevación y transporte,
Tomo I, principios y elementos constructivos. 1970

Donde:

- V_n = velocidad nominal del ascensor.
- T_o = tiempo de aceleración.
- T_n = tiempo de recorrido a V_n .
- T_f = tiempo de frenado.

A la vista de este diagrama se pueden deducir una serie de consecuencias:

1. El tiempo no es función exclusivamente de la inercia de la instalación. Lo único que limita el aparato a velocidad nominal en tiempo cero es el momento de inercia total de la instalación. Por tanto, es fácil deducir que el arranque normalmente será brusco, y por tanto el sistema será hábil tan solo para valores de velocidad nominal pequeños.
2. El tiempo de recorrido a velocidad nominal es función solamente del deslizamiento que sufre el sistema desde el momento que a partir de conseguir esta velocidad aplicamos el freno al eje del motor. Lógicamente, influye de forma directa la inercia de la instalación.

Al variar la velocidad nominal hacia la velocidad cero en un tiempo muy limitado, la parada será bastante brusca, y la nivelación del aparato será variable con la carga del aparato en cada caso, ya que con esta carga varía fundamentalmente la inercia total.

3. Al producirse la tracción exclusivamente por fricción de los cables sobre la polea motriz, es condición precisa que no exista deslizamiento entre aquella y esta, por lo que en función del coeficiente de rozamiento entre ambos, y las cargas aplicadas, debe darse el ángulo de fricción.

De no ser así se produce deslizamiento, lo que, en definitiva, produce unas diferencias de nivel en la parada muy notables.

Repitiendo conceptos podemos decir que en este sistema de tracción no se dispone de ningún órgano de mando que facilite los arranques o las paradas para hacerlos más suaves.

4.2.2 Tracción por motor de dos velocidades

Es en esencia el mismo sistema que el anterior, pero en este caso el motor trifásico de tracción es de polos conmutantes, esto es, consta de dos devanados totalmente independientes con lo que se consiguen dos velocidades que generalmente están en la relación 1/4 o 1/6 y a veces 1/5. La velocidad superior se utiliza para el arranque (en gracia de su par motor) y la consecución de su velocidad nominal y la velocidad inferior, son exclusivamente para su nivelación por lo que estos motores disponen de un poderosos par de frenado.

4.2.3 Tracción por sistemas Monotron

Es el sistema clásico que utiliza una importante firma de ascensores nacional.

Vamos a describir, aun cuando sea de forma somera, este sistema:

1. Motor de accionamiento de corriente alterna de similares características al empleado en la tracción por motor de una velocidad.
2. Freno de corrientes parásitas o de Foucault. Normalmente en construcción monobloque con el motor de tracción anterior.
3. Dispositivo programador para los valores nominales de frenado.
4. Dínamo tacométrica.
5. Máquina de tracción nominal, mecanismo sin fin corona, con freno electromagnético de parada.
6. Mecanismo amplificador-rectificador.

Es el sistema más perfecto que existe en aparatos elevadores, ya que nos permite conseguir un funcionamiento exacto al cálculo en un tablero de estudio, o sea, la marcha final del ascensor será la misma que la calculada en su gráfica de velocidad-tiempo.

Para comprender de forma perfecta el funcionamiento de este sistema tenemos que remitirnos al estudio de las máquinas de corriente continua y analizar más detenidamente sus curvas más características, de vacío, de carga, y sobre todo, de regulación de velocidad, tanto en sus conexiones en serie, como en derivación.

4.3 SISTEMA REDUCTOR

La mayoría de los sistemas reductores que existen están basados en el sistema de trenes de engranajes. Estos trenes de engranaje pueden ser: rectos, helicoidales epicicloidales, mecanismos planetarios, etc...

La reducción necesaria para el mecanismo elevador que vamos a utilizar es bastante grande (1/62); esta es la principal razón por la que no es factible la utilización de trenes de engranaje, ya que esto supondría la utilización de un sistema de trenes de engranaje bastante voluminoso y costoso. Además, hemos de conseguir que el sistema reductor no sea excesivamente complicado en cuanto al número de ejes y de ruedas dentadas.

Debido a todo esto, se considera que el sistema reductor adecuado para el sistema elevador estudiado es el de corona-tornillo sinfín.

Mediante este sistema obtenemos la reducción necesaria de 1/62, mediante la disposición de un tornillo de 1 entrada y una corona de 62 dientes.

La disposición de los ejes para la corona y el tornillo sinfín, también es muy beneficiosa en nuestro mecanismo, ya que evita que existan interferencias entre elementos como la polea de transmisión y el acoplamiento u otros elementos del conjunto.

Otra ventaja de este sistema reductor es la fácil fabricación y montaje de sus elementos, así como la existencia de una mayor facilidad de conseguir recambios de ambas piezas (tornillo sinfín y corona), ya que la gran mayoría de casas fabricantes de elementos para accionamiento de ascensores y montacargas emplea este sistema como elemento reductor.

Todas las anteriores ventajas unidas a un abaratamiento del sistema hacen que este sistema sea el más idóneo.

4.4 DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO ELEVADOR

En este apartado se muestran las características descriptivas del reductor así como las aceleraciones y velocidad utilizadas en ascensores, la influencia de la velocidad en la nivelación y la potencia necesaria para los ascensores.

4.4.1 Características descriptivas

Las máquinas están constituidas por un reductor de tornillo sin fin, montado sobre un cárter fijo de fundición, compuesto por dos cuerpos, en el que van alojados la corona y el sinfín, estando además provisto de una bancada, que forma un solo cuerpo con el cárter, para apoyo y fijación del motor de accionamiento.

Dicho eje va montado sobre dos rodamientos, en ambos extremos del sinfín, que son capaces de soportar el esfuerzo axial al que este les somete.

En el eje de la corona va montada la polea motriz. Dicho eje es soportado por tres cojinetes. Dos de ellos a los lados de la corona, que soportan su esfuerzo axial y un tercero exterior en el extremo del eje. Este tercer cojinete tiene como objetivo soportar los esfuerzos producidos por la polea de arrastre, también situada sobre este eje.

4.4.2 Aceleración y velocidades utilizadas

Las aceleraciones utilizadas en ascensores oscilan entre 0,5 m/s² para los ascensores lentos, y 1,5 m/s² utilizado para los ascensores rápidos. No se recomiendan aceleraciones más altas por ser perjudicial para los usuarios.

De acuerdo con estos valores, se puede calcular la velocidad máxima teórica posible para ascensores con paradas probables en todos los pisos de su recorrido. Si suponemos que la aceleración del ascensor es de 0,5 m/s², y la altura entre dos plantas consecutivas es de 3 metros, la velocidad máxima posible será:

$$V^2 - V_0^2 = 2 * A * S$$

Con lo que:

$$V = \sqrt{2 * A * S} = \sqrt{2 * 0.5 * 3} = 1.73 \text{ m/s}$$

Naturalmente si se aumenta la aceleración a 1,5 m/s² aumentaría la velocidad posible para el mismo recorrido.

Sin embargo las aceleraciones fuertes exigen grandes pares de arranque y mayor potencia del motor, por lo que en general las aceleraciones de 1,5 m/s² o similares solo se emplean para los ascensores muy rápidos. En ellos se incorporan dispositivos de variación de velocidad en el arranque y en la parada progresiva del tipo Ward Leonard y similares, para así, obtener una buena nivelación, ya que esta depende en gran parte de la velocidad a la que se aplica el freno.

En este proyecto tomamos una aceleración para el ascensor de 0,5 m/s² ya que no necesitamos grandes aceleraciones al ser un edificio pequeño.

Para el cálculo de la velocidad que usaremos en nuestro mecanismo nos basamos en la gráfica siguiente:

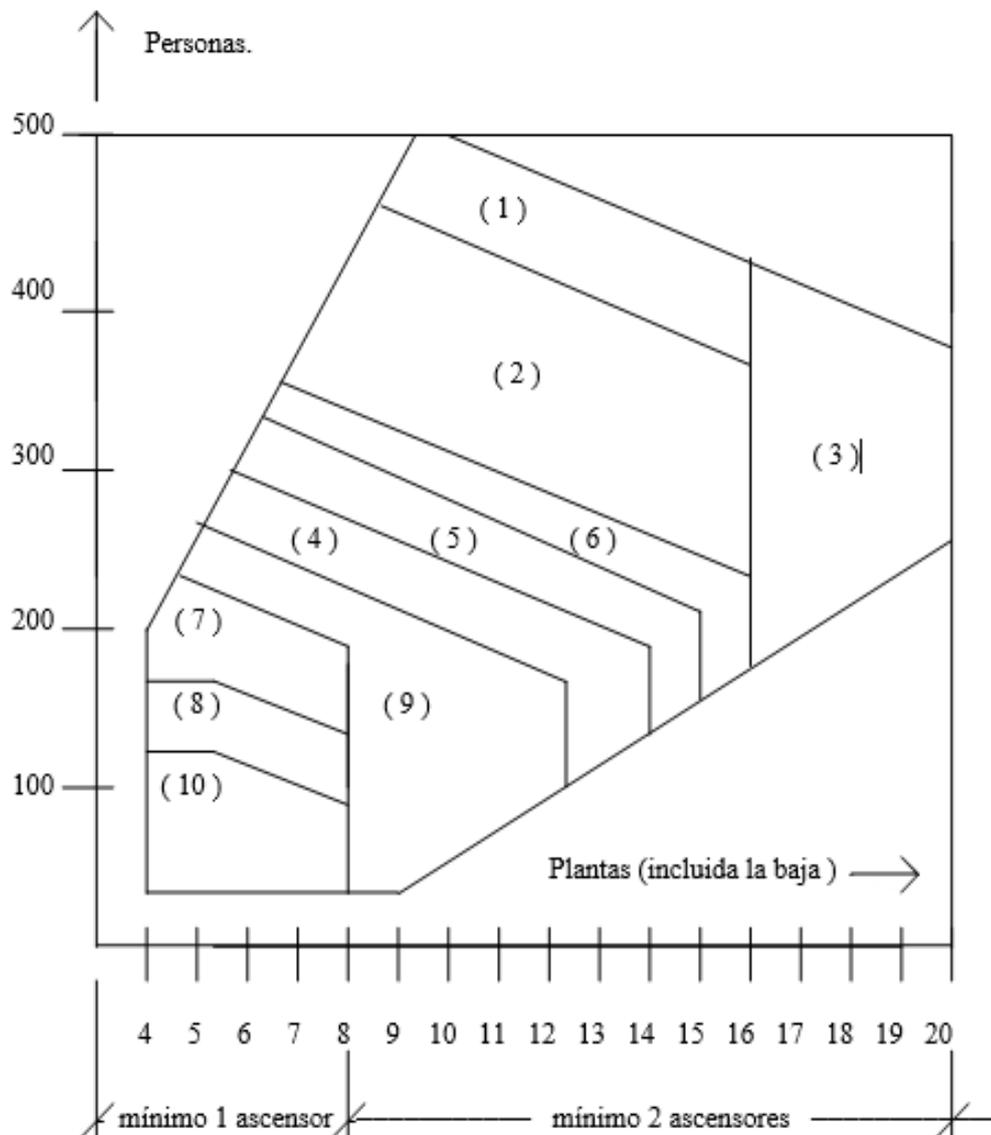


Ilustración 4.2 Gráfica para selección de velocidad y número de ascensores en función a número de plantas y personas del edificio

Siendo:

1. Se aconsejan 3 ascensores con una carga máxima de 630 Kg. y una velocidad de 1,00 m/s.
2. Se aconsejan 3 ascensores con una carga máxima de 450 Kg. y una velocidad de 1,00 m/s.
3. Se aconsejan 2 ascensores con una carga máxima de 630 Kg. y una velocidad de 1,60 m/s. (Alto Standing)

4. Se aconsejan 2 ascensores con una carga máxima de 320 Kg. y una velocidad de 1,00 m/s.
5. Se aconsejan 2 ascensores con una carga máxima de 450 Kg. y una velocidad de 1,00 m/s.
6. Se aconsejan 2 ascensores con una carga máxima de 630 Kg. y una velocidad de 1,00 m/s.
7. Se aconseja 1 ascensor con una carga máxima de 450 Kg. y una velocidad de 1,00 m/s.
8. Se aconseja 1 ascensor con una carga máxima de 320 Kg. y una velocidad de 1,00 m/s.
9. Se aconsejan 2 ascensores con una carga máxima de 320 Kg. y una velocidad de 0,63 m/s.
10. Se aconseja 1 ascensor con una carga máxima de 320 Kg. y una velocidad de 0,63 m/s.

En esta gráfica se ve que para un edificio de las características del nuestro (seis plantas y aproximadamente 100 personas en el edificio) lo más aconsejable es colocar un único ascensor cuya carga máxima de transporte es de 320 kg. y con una velocidad nominal de 0,63 m/s

4.4.3 *Influencia de la velocidad de los ascensores en la nivelación*

El frenado final en los ascensores se efectúa con los discos de freno incorporados en el motor. Según sea su regulación de accionamiento electrónica, será en general la eficacia del freno. Si la regulación no se define bien, el frenado será brusco y el espacio recorrido será corto, o el frenado será suave y el recorrido será largo antes de detenerse totalmente la cabina.

El problema se complica con las variaciones de carga de la cabina que se traducen en variaciones en la nivelación de su parada. Así, un ascensor con el freno perfectamente regulado para detenerse en vacío, a nivel, queda bajo al detenerse subiendo, si está muy cargado. Y al contrario. Si se regula el freno con la cabina muy cargada, esta quedara alta, al detenerse subiendo, y parara bruscamente, cuando la cabina este vacía o con poca carga.

4.4.4 *Potencia necesaria en los ascensores*

La potencia necesaria para el funcionamiento de los ascensores depende de los siguientes factores:

- Carga no contrarrestada por el contrapeso.
- Velocidad de régimen.
- Resistencias pasivas que se oponen a su movimiento, como el rozamiento sobre las guías de la cabina y el contrapeso, resistencia producida por la rigidez de los cables, rozamiento en el eje de la polea, resistencia en el movimiento del grupo tractor, etc..

Todo esto se refiere a funcionamiento a velocidad del régimen, pero además hay que tener en cuenta, la potencia necesaria para el arranque y la aceleración hasta la velocidad del régimen.

La valoración de cada uno de los factores es muy delicada y laboriosa, por lo que normalmente se calcula la potencia necesaria englobando todas las resistencias pasivas en un coeficiente de rendimiento.

En función de la potencia que se considere como correcta teniendo en cuenta todos los factores definidos anteriormente, elegiremos el motor a acoplar en el mecanismo elevador.

4.5 DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL MECANISMO ELEVADOR

4.5.1 Motor

El motor necesario para el funcionamiento del mecanismo, es un motor trifásico de corriente alterna. Está diseñado especialmente para cada caso y debe tener un alto par de arranque así como un bajo deslizamiento; los motores que cumplen estas características son del tipo de rotor de jaula.

Sus ejecuciones están normalizadas a 4, 6, 16, y 24 y utilizables hasta 120 cox/hora sin ventilación forzada, el rotor va unido al eje sinfín mediante un acoplamiento elástico unido por un ajuste por aprieto y chavetas.

4.5.2 Carcasa

La carcasa, generalmente de fundición, será la encargada de albergar el mecanismo reductor formado por el tornillo sinfín y la corona. También dispondrá de los adecuados soportes donde se apoyaran los rodamientos encargados de transmitir a la misma los esfuerzos axiales producidos en los puntos de apoyo del sinfín y de la corona.

Dentro de la carcasa también se colocara el sistema de lubricación formado principalmente por un depósito de aceite situado en el fondo de la carcasa, el cual, al producirse el movimiento giratorio e la corona, bañara cada uno de los dientes haciendo así que el contacto continuo entre corona y sin fin sea limpio en todo momento, disminuyendo al máximo los desgastes producidos por rozamiento.

Para el correcto mantenimiento del sistema de lubricación, la carcasa dispondrá de un tapón e llenado y otro de vaciado, así como una mirilla para vigilar el nivel del mismo-

La carcasa poseerá un sistema de anclaje a la bancada formado por un conjunto de tornillos; una parte intermedia para permitir el montaje de elementos de su interior, y una parte superior o tapa que permite el cierre y aislamiento de todo el conjunto reductor.

4.5.3 Sistema Corona-Sinfín

Este conjunto forma en esencia el conjunto reductor del mecanismo. En este sistema podemos diferenciar dos ejes. El eje del sinfín va unido al eje del motor por medio de un acoplamiento elástico y el eje de la corona, sobre el que además de ir montada la corona va montada la polea motriz.

El tornillo sinfín suele ser de acero templado por inducción en sus flancos y después revenido aumentando así su resistencia y disminuyendo su fragilidad. Su núcleo a su vez a de poseer una gran tenacidad para soportar los esfuerzos a los que va a ser sometido.

La corona la podemos diferenciar en dos partes principales por criterio de construcción y de resistencia a la misma. Por un lado, lo que es la propia corona, o lo que es lo mismo, el dentado. El material con el que se construye esta parte suele ser bronce centrifugado con una dureza brinell media de 114 HB. Por otro lado nos encontramos con el núcleo o cuerpo de la corona que suele ser de fundición.

Esta separación en dos cuerpos de la corona tiene una explicación bastante sencilla y lógica. Con ella se pretende no tener que desmontar todo el conjunto cada vez que se produce el desgaste del dentado, facilitando así su recambio.

4.5.4 Polea motriz

La polea es el elemento encargado de guiar los cables que se encargan del descenso y del ascenso del mecanismo elevador. Se encuentra en el mismo eje de la corona. Suele estar construido de hierro fundido de calidad GG-30 al que a veces se le añade un tratamiento perlítico de gran resistencia al desgaste, sobre todo el que se produce en las guías debido a la adherencia de los cables. La llanta de la polea tiene tres ranuras para los cables de suspensión.

Normalmente, las poleas no suelen ser macizas si no que tienden a estar nervadas o a reducir su sección interior. Las partes más reforzadas son las guías de los cables y la zona de contacto con el eje de transmisión del movimiento.

En algunos casos, además de la existencia de una polea principal, suelen ser necesarias la existencia de poleas auxiliares o de desvío, debido a las condiciones de adherencia de los cables o por problemas de espacio en el cuarto de máquinas.

La ranura de la polea motriz, tienen una sección trapezoidal para evitar el deslizamiento del cable y aumentar su adherencia con ángulos cálculos para que esta sea máxima.

El diámetro esta polea deberá ser siempre mayor de 40 veces el diámetro del cable de suspensión, según indica el artículo 66 del vigente Reglamento de Aparatos Elevadores.

4.5.5 Sistema de frenado

Los discos de freno electromagnéticos del motor trabajan siempre bajo la acción de muelles y son liberados cuando se suministra voltaje a la bobina de freno. Esto significa que el motor frenara automáticamente en caso de cualquier fallo de voltaje, lo cual significa una característica de seguridad. El freno esta siempre funcional, independientemente de la posición de movimiento del motor freno.

La norma EN 81-1 en 12.4.2.1, recomienda que el frenado no debe producir una deceleración superior a la resultante de la actuación del paracaídas, o del impacto sobre los amortiguadores.

4.5.6 Contrapeso

Caja construida con chapa de acero destinada a recibir el hormigón ordinario de obra y posterior fraguado en ella. Sus paredes cerradas están soldadas a todo lo largo de dos de sus aristas en forma de pestaña y para evitar su deformación, por la presión que ejerce el hormigón, se le suelda transversalmente unos perfiles de chapa de acero de sección omega y estos entre sí por varillas de acero soldadas en sus extremos.

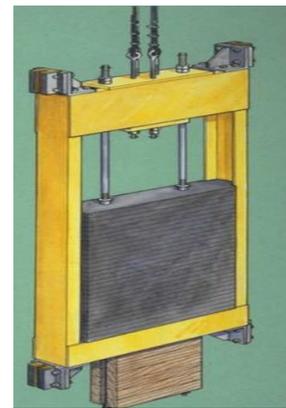


Ilustración 4.3 Contrapeso

Por la parte superior e inferior la caja se cierra con perfil en C de acero laminado, a los que se le sueldan las paredes. Dos varillas de acero unen la parte inferior a la superior, soldándolas a la primera y fijándolas con tuercas a la superior, a través de la horquilla de sujeción de los terminales de los cables de tracción. El hormigón se introduce por dos orificios practicados en la parte superior.

Cuatro orificios situados a la altura conveniente, indican hasta donde debe llegar el relleno de hormigón, dejándose siempre un espacio de reserva.

En los extremos de la parte superior e inferior se fijan las zapatas y en la inferior se prevé el amarre de la cadena de compensación y los resortes de amortiguación.

4.5.7 Acoplamiento

Un acoplamiento es aquel elemento cuyo objeto es transmitir movimiento entre árboles coaxiales. Existe una gran variedad de ellos, con diferentes características según sus aplicaciones.

El acoplamiento que vamos a utilizar para la unión del eje del motor y del eje del sin fin es elástico.

A continuación definiremos las principales características del mismo y posteriormente aremos una breve descripción de otros tipos.

4.5.7.1 Acoplamiento elástico

Se usa para el acoplamiento de árboles cuyos ejes no están siempre perfectamente alineados. Permiten un arranque ligeramente progresivo, porque absorbe las deformaciones angulares de los ejes, debidas a la torsión.

El elemento elástico utilizado en estos acoplamientos suele ser de polímeros o muelles metálicos; este es el elemento encargado de absorber las deformaciones angulares de los ejes.

El acoplamiento usado es con casquillos de fundición GG25 y el anillo de uretano.

Otros acoplamientos que existen en el mercado son los siguientes:

4.5.7.2 Acoplamiento rígido o fijo:

Unen de forma permanente los árboles y requiere que los ejes coincidan exactamente.

4.5.7.3 Acoplamiento móvil:

Permite cierto desplazamiento de los ejes en el curso de la rotación.

4.5.7.4 Embrague:

Son acoplamientos que se pueden conectar y desconectar a voluntad, aun durante el funcionamiento de ambos árboles.

4.5.8 Bancada

La bancada es el elemento sobre el que se encuentra apoyado todo el conjunto del mecanismo de accionamiento del ascensor. Es el elemento encargado de absorber todas las tensiones producidas en ejes y otros elementos del mecanismo y transmitir las a la vez a las vigas o soportes del edificio en el que se encuentra instalado.

El conjunto total de la bancada está formado por perfiles laminados que colocados de la manera adecuada, permiten el perfecto funcionamiento de todo el sistema sin causar ninguna interferencias entre los cables, la polea o cualquier otro elemento que se desplace fuera de lo que es el propio conjunto y dentro del interior de la carcasa.

Los perfiles son laminados en caliente y tienen como función soportar adecuadamente el peso de la instalación y de todas las tensiones internas que va a sufrir.

También se suelen emplear elementos de aislamiento al edificio, si bien el conjunto de aislamiento se coloca siempre en una habitación especial para el mismo en la parte superior o inferior del bloque denominado cuarto de máquinas, en donde solo está permitido el acceso de personal especializado para efectuar reparaciones o tareas de mantenimiento.

4.5.9 Cables

El cable es uno de los elementos que hay que seleccionar con más rigor y cuidado en una instalación de este tipo, ya que, de él no solo depende el funcionamiento de la instalación sino la seguridad de la misma y sobre todo la de los usuarios.

Debido a esto, la elección del cable se efectuara teniendo en cuenta numerosos factores como son: adherencia, presión específica, resistencia a la tracción, etc...

Los cables para este uso generalmente están formados por varios cordones de alambre alrededor de un núcleo de fibra (alma); para la obtención de dichos alambres se parte del elemento "fermachine" de acero en diámetros de 5 a 10 mm, en función de lo que deseemos conseguir.

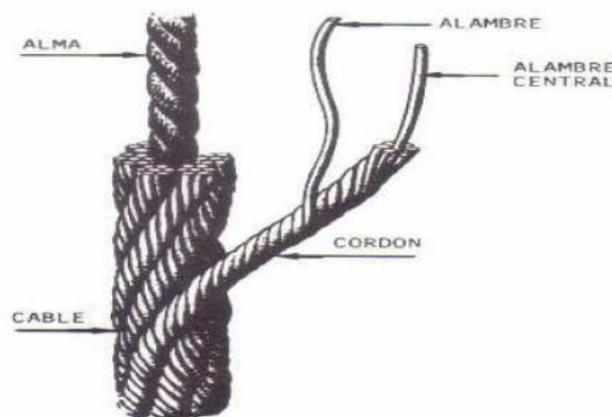


Ilustración 4.4 Cable acero convencional

El contenido de carbono de estos oscila entre un 0,30 y un 0,80 %, con un 0,30 % de silicio y de un 0,40 a un 0,80 % de magnesio. También existen otros elementos como son fósforo y azufre, cuyo contenido según normas no puede exceder del 0,05 % como suma de ambos.

Los alambres de acero para los cables de tracción se obtienen por un proceso de transformación del “fermachine” que tiene tres fases características:

Patentado: Consiste en calentar el material por encima del punto de transformación austenítico seguido por un enfriamiento repentino pero nunca por debajo de la temperatura a partir de la cual la austenita se transforma en martensita. Con este tratamiento le damos al acero una estructura troostítica suficientemente dúctil para desarrollar la operación del trefilado.

Decapado: Eliminación de los óxidos que recubren la superficie, para después proceder a realizar un bonderizado y encalado que dejara el material preparado para el siguiente proceso.

Trefilado: consiste en la reducción de la sección del alambre en frío haciéndolo pasar sucesivamente, a través de diferentes hileras de carburo de tungsteno, con orificios de diámetro cada vez más reducido.

Una vez que se han preparado los alambres, se llevan a los talleres y se cablearía en donde se realiza la fase final de la transformación, que consiste en el agrupamiento helicoidal de estos para la formación de cordones, con los que se vuelve a realizarla misma operación agrupándolo alrededor de un núcleo de fibra.

Para la elección del cable a utilizar en la instalación hay que conocer la resistencia del mismo a la rotura; debemos por lo tanto conocer la carga de rotura a la que puede ser sometido el cable, que viene especificada por el fabricante de los mismos.

Para la prevención de cualquier riesgo de rotura, se debe adoptar una tensión de trabajo que viene calculada por el resultado de dividir la carga de rotura real del cable entre un coeficiente de seguridad, el cual está correctamente normalizado en función de normas.

Para nuestro sistema, según el artículo 68.1 del reglamento de ascensores español (R.A.E) el coeficiente de seguridad usado para tres cables es de un mínimo de 12.

4.5.10 Rodamientos

Los rodamientos son los que se encargan de transmitir los esfuerzos radiales y/o axiales de los ejes en los que se colocan a la carcasa, y de esta a la bancada.

Consisten generalmente en dos o más arcos, anillos concéntricos, uno de los cuales va en el alojamiento del soporte y el otro calado en el eje; entre ambos arcos se encuentran bolas o anillos que eliminan el rozamiento por deslizamiento para convertirlo en rodadura.

Para conseguir que guarden las debidas distancias entre si los elementos rodantes, sean bolas o rodillos, los rodamientos contiene una pieza llamada jaula portabolas o porta rodillos.

Cada tipo de rodamiento tiene propiedades características que lo hacen particularmente adecuado para ciertas aplicaciones. Sin embargo, no es posible establecer reglas rígidas para la selección del tipo de rodamiento, pues para ello se han de considerar diversos factores.

Las recomendaciones que se dan a continuación servirán para indicar, en una aplicación determinada, los detalles de máxima importancia para poder decidir acerca del tipo de rodamiento más adecuado.

4.5.10.1 Cargas

- MAGNITUDES DE CARGA:

Este es normalmente el factor más importante para determinar el tamaño del rodamiento. En general, para unas mismas dimensiones principales los rodamientos de rodillo pueden soportar mayores cargas que los rodamientos de bolas.

Estos últimos se usan principalmente para soportar cargas pequeñas o medias, mientras que los rodamientos de rodillos son en muchas ocasiones la única elección posible para cargas pesadas y ejes de grandes diámetros.

- DIRECCIÓN DE LA CARGA:
 - Carga radial

Los rodamientos radiales de rodillos cilíndricos con un aro sin pestañas y los rodamientos radiales de agujas, solamente pueden soportar cargas radiales. Todos los demás tipos de rodamientos radiales son capaces de soportar cargas tanto radiales como axiales.

- Carga axial

Los rodamientos axiales de bolas pueden soportar solo moderadas cargas axiales puras. Los rodamientos axiales de bolas de simple efecto pueden soportar cargas axiales en un sentido, y los de doble efecto, cargas axiales en dos sentidos. Los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos y los axiales de aguja pueden soportar elevadas cargas en un sentido. Los elementos axiales de rodillos a rotura pueden soportar, además de cargas axiales muy elevadas, cargas axiales de una cierta magnitud actuando simultáneamente.

- Carga mixta

Una carga combinada consta de una carga radial y una carga axial que actúan simultáneamente. Para soportar cargas combinadas se usan principalmente los rodamientos de bolas con contacto angular y los rodamientos de rodillos cónicos. También se usan los rodamientos rígidos de bolas y los rodamientos de rodillos rotula.

- CAPACIDAD DE CARGA

El tamaño del rodamiento para una determinada aplicación se selecciona en base a su capacidad de carga y a los requisitos sobre duración y fiabilidad. En los cálculos se usa un valor numérico, denominado capacidad de carga para expresar aquellas cualidades del rodamiento para soportar las cargas. En las tablas de rodamientos se indican los valores de las capacidades de carga dinámica C y de estática C_0 .

Se usa la capacidad de carga dinámica C para los cálculos en los que intervienen rodamientos sometidos a esfuerzos dinámicos, es decir, al seleccionar un rodamiento que gira sometido a carga, y expresa la carga que puede soportar el rodamiento alcanzando una duración nominal. Las capacidades de carga dinámica de los rodamientos SKF se han determinado de acuerdo con los métodos descriptivos por ISO 281. Dicha norma es válida para cargas con constantes radiales, tanto en magnitud como en dirección, para rodamientos radiales, y constantes axiales centradas para rodamientos axiales.

4.5.10.2 Duración

La duración de un rodamiento se define como el número de revoluciones (o de horas a una velocidad constante determinada) que el rodamiento puede dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga (desconchado) en unos de sus aros o de sus elementos rodantes.

Los ensayos de laboratorios y la experiencia obtenida de la práctica han puesto de manifiesto que rodamientos aparentemente idénticos, funcionando en idénticas condiciones, tienen

diferentes duraciones. Es por tanto esencial, para el cálculo del tamaño del rodamiento, una definición clara del termino duración.

4.5.11 Lubricación

La lubricación constituye un capítulo muy importante dentro de cualquier instalación mecánica. En nuestra instalación, de una buena lubricación dependerá el buen funcionamiento de todos los elementos, así como la mayor duración de los mismos y un trabajo más silencioso del conjunto.

El mecanismo reductor formado por la corona y el tornillo sin fin, estará continuamente lubricado cuando esté en funcionamiento, ya que como habíamos notado anteriormente, la parte inferior de la corona se encuentra continuamente bañada en aceite, lo que hace que los dientes de esta al entrar en contacto con la entrada del sinfín, estén perfectamente recubiertos de una capa de lubricante que hace que la transmisión sea lo más silenciosa posible, reduciendo a su vez el desgaste por rozadura.

Por otro lado, para un correcto funcionamiento de los rodamientos, es indispensable una buena lubricación de los mismos con grasa o aceite. Es recomendable, el empleo de grasa cuando la forma de los cojinetes permite una buena afluencia de la grasa a las hendiduras.

Se recomienda la lubricación de los cojinetes con aceite cuando la forma o disposición de los mismos no permite regular la afluencia de grasa a las hendiduras o cuando el control del lubricante a las zonas de acceso es complicado.

La lubricación del sistema reductor se hará por borboteo al ser la carcasa totalmente estanca. El mantenimiento del equipo exige que cada 1000 horas de funcionamiento se efectúe un cambio de aceite, a excepción del primer cambio que se ha de realizar a las 200 horas.

En el caso que se nos presenta, debido a las características del elevador, es preferible la lubricación por grasa de los cojinetes, ya que es más duradero, sencillo y cómodo de efectuar.

El lubricante elegido como correcto para la lubricación del sistema en función de las características de este es un SAE 90 EP, de la casa repsol; la cual nos cubre todas las necesidades y garantiza una vida mínima de 1000 horas. La cantidad utilizada debe ser de 4,4 Kg.

Para proteger todos los órganos interiores del mecanismo de elevación es precisa la utilización de un lubricante que nos asegure:

- Protección contra las elevadas presiones que se originan en los dientes del sin fin - corona.
- Protección contra las elevadas temperaturas que pudieran desarrollarse durante el servicio.

Para conseguir tales protecciones, utilizaremos el lubricante EP-90 (Repsol) que entre sus principales características tiene:

- a. Propiedades de extrema presión que le proporcionan su especial aditivación, defendiendo a los dientes del sin fin - corona de los efectos de las altas presiones y temperaturas desarrolladas en el esfuerzo de rozamiento y rodadura.
- b. Elevada estabilidad a la oxidación que evita la degradación del aceite por efecto de las altas presiones y temperaturas a las que está sometido.
- c. Protección contra sobre cargas que defienda a los engranajes y a los cojinetes de estos efectos.
- d. Propiedades que reducen el deterioro de dientes del sin fin - corona.
- e. Propiedades anti espumantes que aseguran la continuidad del aceite en la superficie del diente.
- f. Características de viscosidad y de densidad.

Densidad a 15 ° C	0,91 ÷ 0.925
Viscosidad a 100 ° F	223 ÷ 227 cst
Viscosidad a 210 ° F	18,05 ÷ 19,20 cst

Tiene además propiedades frente a la corrosión de herrumbre, por la que los elementos del mecanismo de elevación de montacargas quedan protegidos contra estos efectos.

Como se observa es ***muy importante*** la correcta lubricación de todas las piezas entre las que pueda existir rozamiento, ya que de ello dependerá el correcto funcionamiento de toda la instalación y una mayor duración de los elementos con el consiguiente ahorro económico y de servicio de mantenimiento.

5 NORMAS Y REFERENCIAS

5.1 DISPOSICIONES LEGALES Y NORMAS APLICADAS

Normativa utilizada	Título
UNE 23-701-75	Definiciones de términos utilizados en la fabricación de cables y alambres de acero.
UNE 36-702-77	Vocabulario de cables.
UNE 36-715-89	Cables de acero para montacargas.
UNE EN 81-1:2001+ A3:2010	Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores.
ISO 15	Rodamientos radiales menos rodamientos cónicos.
ISO 355	Rodamientos de rodillos cónicos radiales de series métricas.
ISO 5593:1997	Rolling bearings–Vocabulary (Rodamientos – Vocabulario)
ISO 1101/I (Equivalente a UNE 1 121 91/1)	Dibujos técnicos. Tolerancias geométricas. Tolerancias de forma, orientación, posición y oscilación. Generalidades, definiciones, símbolos e indicaciones en los dibujos.
ISO 1101/II (Equivalente a UNE 1 121 75/II)	Tolerancias de forma y posición. Principio de máximo material.
ISO 2768/1 (Equivalente a UNE-EN 22768/1 93)	Tolerancias generales. Parte 1: Tolerancias dimensionales para dimensiones lineales y angulares sin indicación individual de tolerancia.
ISO 2768/2 (Equivalente a UNE-EN 22768/2 93)	Tolerancias generales. Parte 2: Tolerancias para cotas geométricas sin indicación individual de tolerancia.
ISO 5458	Tolerancias geométricas. Tolerancias de posición.
ISO 5459 81	Referencias y sistemas de referencia para tolerancias geométricas.
ISO 286 (Equivalente UNE 4 026)	Sistema ISO de tolerancias y ajustes.
ISO 888 (Equivalente a UNE 17 051 78 1R)	Tornillos y espárragos. Longitudes nominales y longitudes roscadas.
ISO 261 (Equivalente UNE 17 702 78 2R)	Rosca métrica ISO. Serie general de diámetros y pasos.

BOE	Titulo
BOE –A-1987-22595	Reglamento de Aparatos de Elevación y Manutención referente a ascensores electromecánicos.

5.2 BIBLIOGRAFÍA UTILIZADA

5.2.1 Libros

- Ángel Sánchez. *Proyectos de Fabricación Mecánica*. Publicaciones FP Salesianos Pamplona. 2006.
- Joseph Edward Shigley *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Editorial Mc Grall-Hill. 2002.
- Joseph Edward Shigley .*Teoría de máquinas y mecanismos*. Editorial Mc Grall-Hill. 1996.
- Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith.*Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Editorial McGraw-Hill, octava edición. 2011.
- Hellmut Ernst. Editorial Blume. *Aparatos de elevación y transporte, Tomo I, principios y elementos constructivos*. 1970.

5.2.2 Internet

- Cables. TREFIL CABLE S.L. Acceso 2015/07/20
www.trefilcable.com/?section=Industrial&page=cables_acero_ascensores&idpage=4237&idcontent=4187&lang=es
- Poleas. Acceso 2015/09/01
<http://www.mpascensores.com/portal/web/guest>
- Motores Freno. ABB España. Acceso 2015/07/15
<http://www.abb.es/product/seitp322/1026aed451f68f10c125771c00305db7.aspx>
- Chavetas OPAC S.L. Acceso 2015/09/01
<http://www.tosuga.com/pdf/pespeciales/Chavetas.pdf>
- Rodamientos SKF. Acceso 2015/08/20
<http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>
- Maneta NORELEM. Acceso 2015/07/15
http://www.norelem.fr/es/es/Productos/THE-BIG-GREEN-BOOK/Sistema-flexible-de-piezas-est%C3%A1ndar/06000-Elementos-de-mando/Empu%C3%B1aduras-curvas-empu%C3%B1aduras-de-tubo-y-empu%C3%B1aduras-huecas/06901-Empu%C3%B1aduras-curvas.html?search_keywords=+06901-214008

- Visor de aceite NORELEM. Acceso 2015/07/15
http://www.norelem.fr/es/es/Productos/THE-BIG-GREEN-BOOK/Sistemas-y-componentes-para-la-construcci%C3%B3n-de-plantas-y-m%C3%A1quinas/28000-Indicador-del-nivel-de-aceite-Tapones-Tornillos-tap%C3%B3n-Tornillos-de-ventilaci%C3%B3n-Varillas-del-nivel-de-aceite-Tubo-de-llenado/28004-Mirillas-de-nivel-de-aceite/28004-B-Mirillas-de-nivel-de-aceite-forma-B.html?search_keywords=+28004-2221615
- Tapón vaciado aceite NORELEM. Acceso 2015/07/15
http://www.norelem.fr/es/es/Productos/THE-BIG-GREEN-BOOK/Sistemas-y-componentes-para-la-construcci%C3%B3n-de-plantas-y-m%C3%A1quinas/28000-Indicador-del-nivel-de-aceite-Tapones-Tornillos-tap%C3%B3n-Tornillos-de-ventilaci%C3%B3n-Varillas-del-nivel-de-aceite-Tubo-de-llenado/28028-Tornillos-tap%C3%B3n-hexagonales/28028-C-Tornillos-tap%C3%B3n-hexagonales-forma-C.html?search_keywords=+28028-3191415
- Tapón llenado aceite NORELEM. Acceso 2015/07/15
http://www.norelem.fr/es/es/Productos/THE-BIG-GREEN-BOOK/Sistemas-y-componentes-para-la-construcci%C3%B3n-de-plantas-y-m%C3%A1quinas/28000-Indicador-del-nivel-de-aceite-Tapones-Tornillos-tap%C3%B3n-Tornillos-de-ventilaci%C3%B3n-Varillas-del-nivel-de-aceite-Tubo-de-llenado/28028-Tornillos-tap%C3%B3n-hexagonales/28028-C-Tornillos-tap%C3%B3n-hexagonales-forma-C.html?search_keywords=28028-3191415
- Acoplamiento Motor. Acceso 2015/07/15
<http://www.lovejoy-inc.com/products/jaw-type-couplings/l-type.aspx?LangType=1034>

5.3 PROGRAMAS DE CÁLCULOS

Para el desarrollo del proyecto se utilizaron las siguientes herramientas informáticas:

- El programa de diseño CAD Solid Works 2014, para el diseño, comprobación de esfuerzos y desarrollo de planos, del mecanismo de elevación.
- El programa SAP2000 para el análisis de resistencia de las vigas donde ira la instalación.
- La hoja de cálculo Office Excel 2014, para el desarrollo de presupuesto y preparación de tablas dinámicas en documento Memoria y Anexos.
- El software de procesamiento de texto Office Word 2014, para el desarrollo de los documentos del proyecto.

5.4 PLAN DE GESTIÓN DE LA CALIDAD

El plan de gestión de calidad de este Trabajo Final de Grado (TFG) es un apartado donde se plasma las actuaciones que se van a llevar a cabo para asegurar la calidad del proyecto.

5.4.1 Criterios de calidad en los procedimientos de trabajo

1. Se diferenciaran en distintos documentos la información registrada que pueda considerarse como una unidad en un proceso de documentación. En nuestro caso será:
 - I. Memoria
 - II. Anexos
 - III. Planos
 - IV. Pliego de condiciones
 - V. Presupuesto
2. Se realizarán copias de seguridad diarios, del documento o documentos, desarrollados durante el día, así como toda aquella información relevante relacionada, (ej. Páginas web relacionadas, pdf, catálogos, etc). Dichas copias se harán por duplicado, en el ordenador y en una plataforma en la nube. La plataforma en la nube utilizada será Drive de Google.
3. Se actualizara la bibliografía al mismo tiempo que se ejecutan los distintos documentos del TFG.
4. Se realiza un seguimiento del supervisor del proyecto semanalmente, personalmente o atreves de la plataforma de la nube.
5. Se realizara una supervisión de componentes adquiridos y fabricados por el proyectista y por el supervisor del proyecto semanal.

5.5 OTRAS REFERENCIAS

Se podría destacar dentro de otras referencias utilizadas en la elaboración del proyecto:

- Catálogo de TREFIL CABLE.
- Catálogo general SKF.

6 ABREVIATURAS

A continuación se relacionan todos los términos, definiciones y abreviaturas utilizados en el presente proyecto de ingeniería.

Abreviaturas			
SIMBOLO		DEFINICION	UNIDADES
a_{\max}	=	Aceleración máxima del mecanismo	(m/s ²)
A_{cables}	=	Área del cable	(mm ²)
C_1	=	Coefficiente de funcionamiento de deceleración de frenado de la cabina y de la gravedad	(1)
C_2	=	Coefficiente que es función del perfil de la garganta de la polea de tracción	(1)
d	=	Diámetro	(mm)
$D.p$	=	Diámetro primitivo	(mm)
e	=	Base de los logaritmos naturales	
f	=	Coefficiente de rozamiento de los cables sobre la garganta en la polea motriz	(1)
F_{asc}	=	Fuerza ascensorial	(kg)
g_n	=	Aceleración de la gravedad	(m/s ²)
N	=	Coefficiente de seguridad	(1)
$P.c$	=	Peso de la cabina	(kg)
$P.o$	=	Contrapeso	(kg)
P_{cables}	=	Peso de los cables	(kg)
P_{\max}	=	Suma de carga útil, peso de la cabina y el de los cables	(kg)
Q	=	Carga máxima	(kg)
$R.A.E$	=	Reglamento de ascensores y escaleras mecánicas	
T	=	Fuerza estática en los cables lado cabina, sobre la polea de tracción, estando la cabina detenida en la parada mas baja y con su carga nominal	(kg)
T_1/T_2	=	Relación entre la fuerza estática más grande y más pequeña de las ramas de cable situadas a cada lado de la polea de tracción	(1)
V_{\max}	=	Velocidad máxima del mecanismo	(m/s)
α	=	Angulo de contacto	(grados)

μ	=	Coeficiente de rozamiento	(1)
σ	=	Tensión máxima	(kg/mm ²)
Υ	=	Arco de arrollamiento de los cables sobre la polea de tracción	grados
S_u	=	Tensión última admisible	(KN/mm ²)
b	=	Anchura de la chaveta	(mm)
b_2	=	Espesor de la CORONA	(mm)
c	=	Valor de carga que depende del material de la CORONA y de la velocidad	(kg/cm ²)
C	=	Distancia máxima o mínima a la fibra neutra	(m)
C	=	Capacidad de carga nominal	(KN)
$C.s$	=	Coeficiente de seguridad	(1)
C_o	=	Capacidad de carga estática de rodamiento	(KN)
d	=	Diámetro del cable	(mm)
D	=	Diámetro de la polea	(mm)
d_e	=	Diámetro exterior del tornillo SINFIN	(mm)
D_e	=	Diámetro exterior de la CORONA	(mm)
d_i	=	Diámetro interior del tornillo SINFIN	(mm)
D_i	=	Diámetro interior de la CORONA	(mm)
E	=	Modulo de elasticidad	(N/m ²)
e_1	=	Espesor normal del diente en el círculo primitivo del tornillo SINFIN	(mm)
F	=	Fuerza que produce el movimiento	(N)
F_a	=	Fuerza de acción de empuje producida por una carga radial	(N)
F_e	=	Carga radial de diseño	(KN)
F_r	=	Fuerza radial	(N)
F_{tg}	=	Fuerza tangente	(N)
F_{tg2}	=	Fuerza tangente aplicada a la rueda	(N)
F_x	=	Fuerza axial	(N)
G	=	Modulo de rigidez del material	(N/mm ²)
h	=	Altura de la chaveta	(mm)
h_c	=	Addéndun, altura de la cabeza del diente	(mm)
h_d	=	Altura total del diente	(mm)
h_p	=	Dedéndun, altura del pie del diente	(mm)
i	=	Relación d transmisión	(1)
I	=	Momento de inercia	(m ⁴)
I_p	=	Momento de Inercia Polar	mm ⁴
I_p	=	Momento de inercia polar	(m ⁴)
K_a	=	Acción de una carga de empuje externa	(N)
K_{carga}	=	Coeficiente a resistencia a diversas cargas	(1)
$K_{concentración}$	=	Coeficiente de concentración	(1)

Kconfiabilidad	=	Coeficiente de confiabilidad	(1)
Kdiversos	=	Coeficiente diversos	(1)
Ksuperficie	=	Coeficiente a acabado superficial	(1)
Ktamaño	=	Coeficiente de tamaño	(1)
Ktemperatura	=	Coeficiente de temperatura	(1)
L	=	Longitud	(mm)
L ₁	=	Longitud del tornillo SINFIN	(mm)
Laplas	=	Longitud mínima permitida según criterio de aplastamiento	(mm)
Lcort	=	Longitud mínima permitida según criterio de cizalladura	(mm)
LD	=	Horas de diseño del rodamiento	(h)
LhD	=	Duración de diseño del rodamiento	(rev)
LhR	=	Duración nominal del rodamiento	(rev)
LR	=	horas de catálogo de rodamiento	(h)
M _f	=	Momento flector	(Nm)
M _t	=	Momento torsor	(Nm)
M _x	=	Modulo axial	(mm)
n	=	Numero de cables	(1)
η	=	Rendimiento	(%)
n _D	=	Velocidad de diseño del rodamiento	(rpm)
n _R	=	velocidad de catálogo de rodamiento	(rpm)
P	=	Potencia mínima	(Kw)
P ₁	=	Potencia del tornillo SINFIN	(Kw)
P ₂	=	Potencia de la CORONA	(Kw)
P _{esp. max}	=	Presión especifica máxima	(N/mm ²)
P _n	=	Paso normal	(mm)
P _x	=	Paso axial entre filetes	(mm)
P _z	=	Paso de la hélice	(mm)
Q'	=	Carga no compensada	(kg)
R	=	Seguridad funcional de cada rodamiento	(%)
rpm	=	Revoluciones por minuto	(1)
s	=	Separación normal entre dientes	(mm)
S	=	Módulo de sección del área transversal	(m ²)
Se	=	Valor límite de fatiga	(Kg/cm ²)
Se'	=	Límite de fatiga en una probeta del material	(Pa)
Sy	=	Tensión limite de fluencia	(kp/mm ²)
Sy	=	Limite elástico o de fluencia	(Pa)
t	=	Paso circular de los dientes de la CORONA	(mm)

T	=	Tensión estática del cable	(N)
T	=	Par de frenado	(Nm)
U ₀	=	Fuerza tangente de un engranaje sin fricción	
U ₁	=	Fuerza tangente de un engranaje real	
U ₂	=	Fuerza tangente de la rueda del tornillo SINFÍN	
V	=	Velocidad nominal	(m/s)
V	=	Factor de rotación	(1)
V _g	=	Velocidad de deslizamiento	(m/s)
W ₁	=	Velocidad angular del tornillo SINFÍN	(rad/s)
W ₂	=	Velocidad angular de la polea	(rad/s)
X, Y	=	Factores para rodamientos de bolas	(1)
Y	=	Cociente de capacidad de carga radial del cojinete y la capacidad de empuje	(1)
y ₃	=	Coefficiente de pérdidas para el tornillo SINFÍN	(1)
Z _c	=	Numero de dientes de la corona	(1)
Z _t	=	Numero de dientes del tornillo	(1)
β ₁	=	Angulo de inclinación de la hélice del tornillo SINFÍN	(grados)
β ₂	=	Angulo de inclinación de la hélice de la CORONA	(grados)
δ	=	Este símbolo se utiliza como deformación o en otros casos como ángulo de inclinación del tornillo SINFÍN	
θ _{max}	=	Angulo de deformación permitido en un eje del ascensor	(rad/mm)
σ _{aplas}	=	Tensión admisible de aplastamiento	(N/mm ²)
σ _{co.av}	=	Tensión de comparación media	(Pa)
σ _{co.max}	=	Tensión máxima de comparación	(Pa)
σ _{co.v}	=	Tensión de comparación variable	(Pa)
σ _{x.av}	=	Tensión normal media	(Pa)
σ _{x.max}	=	Tensión máxima	(Pa)
σ _{x.min}	=	Tensión mínima	(Pa)
σ _{x.v}	=	Tensión normal variable	(Pa)
τ _{AV}	=	Esfuerzo torsor medio	(kN/mm ²)
τ _{cort}	=	Tensión admisible de cortadura	(N/mm ²)
τ _v	=	Esfuerzo torsor variable	(KN/mm ²)
τ _{xy.av}	=	Tensión cortante media	(Pa)
τ _{xy.max}	=	Tensión cortante	(Pa)
τ _{xy.v}	=	Tensión cortante variable	(Pa)
ψ	=	Relación entre anchura y paso normal del diente	(1)

7 REQUISITOS DE DISEÑO

El presente trabajo fin de grado viene motivado por la necesidad de mejorar un mecanismo de elevación para cabinas en vivienda por parte de una empresa del sector. El trabajo abordará el análisis proyecto técnico y económico del mismo. También se realizará un estudio del proceso de fabricación del eje tornillo sin fin, eje polea-corona y el conjunto corona. Dicho mecanismo será alimentado por un motor eléctrico trifásico que transmitirá su potencia a un sistema mecánico. El mecanismo será instalado en un edificio de seis plantas de altura y con capacidad para cuatro personas. Los datos funcionales de referencia son:

- Peso cabina: 450 Kg
- Carga máxima: 320 Kg
- Velocidad máxima del mecanismo: 0,63 m/s
- Aceleración: 0,5 m/s²

Este proyecto se basará principalmente en mejorar su sistema de tracción e incluirá estudios más detallados de la salida del eje motor, hasta los cables de arrastre necesarios para mover la pertinente carga, incluyendo, el eje tornillo sinfín, eje de la corona y polea de arrastre.

También se incluirán todos los cálculos concernientes a elementos de interconexión y fijación entre los elementos principales notados anteriormente.

8 ANÁLISIS DE SOLUCIONES

A continuación se presenta, a partir del diseño conceptual, la idea aproximada del mecanismo de elevación que se desea conseguir. Seguido de una serie de alternativas actuales, las cuales son utilizadas en la actualidad, para poder conseguir la elevación de un ascensor, incluyendo sus ventajas e inconvenientes en una tabla comparativa, para así dar razón a él porque el diseño seleccionado es el más adecuado a las necesidades de este proyecto.

Una vez decidido el tipo de diseño se presentara un diseño preliminar para dar paso al diseño de detalle.

8.1 DISEÑO CONCEPTUAL

A continuación se presenta un esquema de la idea conceptual a desarrollar:

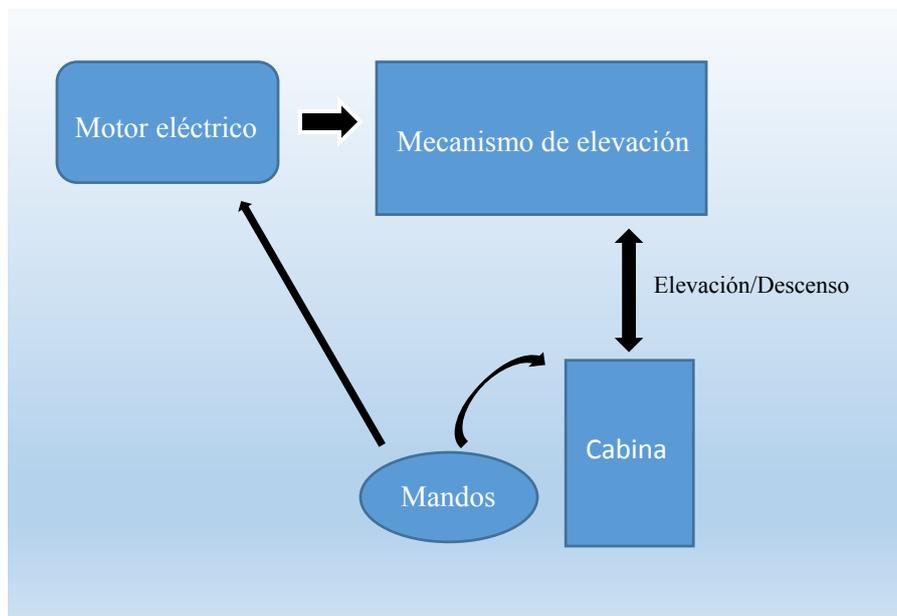


Ilustración 8.1 Esquema conceptual

Mediante el cual se pretende desarrollar el mecanismo de elevación en el presente TFG.

8.2 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

Se presentan las distintas alternativas que se utilizan para la elevación de ascensores, con sus respectivas ventajas e Inconvenientes, dando a conocer que tecnología se adapta mejor a las necesidades de diseño y ubicación.

Tipo de mecanismo de elevación		
	Ventajas	Inconvenientes
Elevación eléctrica	<ul style="list-style-type: none"> • Sin limitaciones de recorrido. • Mantenimiento comparativamente más económico. • Potencia instalada menor a igualdad de prestación que un hidráulico. • Mejores rendimiento ($\eta \approx 45 - 60\%$) a igualdad de prestaciones que uno hidráulico. • Uso más extendido. 	<ul style="list-style-type: none"> • Gran número de elementos sometidos a un mayor desgaste entre los que destaca los cables de tracción. • Produce una sobrecarga sobre la estructura del edificio. • Instalación poco flexible debido a sus características constructivas. • Necesidad de un contrapeso con el consecuente espacio ocupado en el hueco.
Elevación hidráulico	<ul style="list-style-type: none"> • Necesidad de un contrapeso con el consecuente espacio ocupado en el hueco. • Son relativamente económicos de instalar. • No tienen contrapeso lo que implica un mejor aprovechamiento del espacio disponible. • Arrancadas, paradas y cambios de marcha suaves y silenciosos. • La nivelación de la plataforma con las paredes es exacta, ya que nivela independientemente de las condiciones de carga de la cabina. • No precisan paracaídas, muy seguros puesto que no existe riesgo de caída descontrolada. 	<ul style="list-style-type: none"> • Potencia instalada mayor a igualdad de prestaciones que uno eléctrico. • Recorrido limitado a un máximo de unos 18 metros (6 pisos). • Velocidades nominales bajas • Dependencia de la temperatura del aceite.
Elevación por tracción de cremallera	<ul style="list-style-type: none"> • Recorrido no limitado. • No tienen contrapeso. • Sin cuarto de máquinas. 	<ul style="list-style-type: none"> • Potencia instalada mayor a igualdad de prestaciones puesto que lleva dos grupos tractores. • Mayor consumo de energía. • Sistema de elevación diseñado para su funcionamiento en obras y en el sector industrial (menos confort, más ruido, etc.) • Espacio necesario debido a las características de la base y la instalación del mástil. • Fuerte uso de lubricantes tanto por el sistema de tracción como por la presencia de reductores.

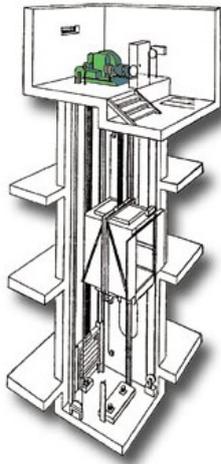


Ilustración 8.2 Elevación por motor eléctrico

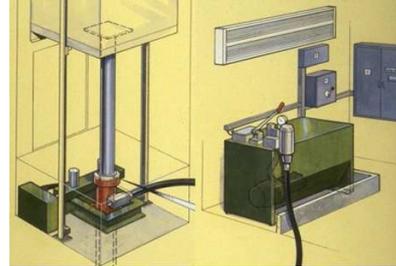


Ilustración 8.3 Elevación hidráulica



Ilustración 8.4 Elevación por tracción por cremallera

8.2.1 Valoración de las soluciones posibles

Una vez conocidas las ventajas e inconvenientes de cada tipo de tecnología de elevación se seleccionará la solución que se adapte mejor al edificio en que él se deberá instalar y a los objetivos propuestos.

El edificio tiene 6 pisos de altura es decir, unos 18 metros, que es una altura considerablemente elevada para un ascensor de tipo hidráulico. El espacio de hueco del ascensor no es lo suficientemente grande como para el uso de un ascensor por tracción a cremallera puesto que la instalación del mástil lo requiere.

Además desde el punto de vista medioambiental no resulta eficiente ya que, por motivos de seguridad, instala dos motores (mayor gasto energético) y además se busca limitar el uso de

lubricantes cosa imposible teniendo en cuenta que el sistema de tracción es del tipo piñón-cremallera.

Por otra parte este tipo de elevadores no están pensados para su uso residencial por lo que cabe esperar de ellos mayor nivel de ruidos, menor confort y soluciones constructivas no adaptadas a este fin.

Esta limitación de espacio no comporta ningún problema para un ascensor hidráulico. Por otra parte los hidráulicos requieren una potencia mayor a igualdad de prestaciones así como un importante gasto de lubricantes siendo además su rendimiento general menor que el de los eléctricos. Finalmente, dada la altura del edificio y de acuerdo al objetivo de realizar un diseño en el que primen aspectos medioambientales, de eficiencia y económicos (los hidráulicos resultan más costosos) y pudiendo tener igualmente un nivel de seguridad muy elevado se escoge como solución el ascensor eléctrico.

8.3 DISEÑO PRELIMINAR

Bajo la siguiente ilustración se presenta un boceto preliminar de cómo ha de realizarse el mecanismo de elevación del ascensor en función a los conceptos básicos de reducción de velocidad por medio de engranajes sinfín corona y con el acoplamiento de una polea para la elevación de la cabina del ascensor.

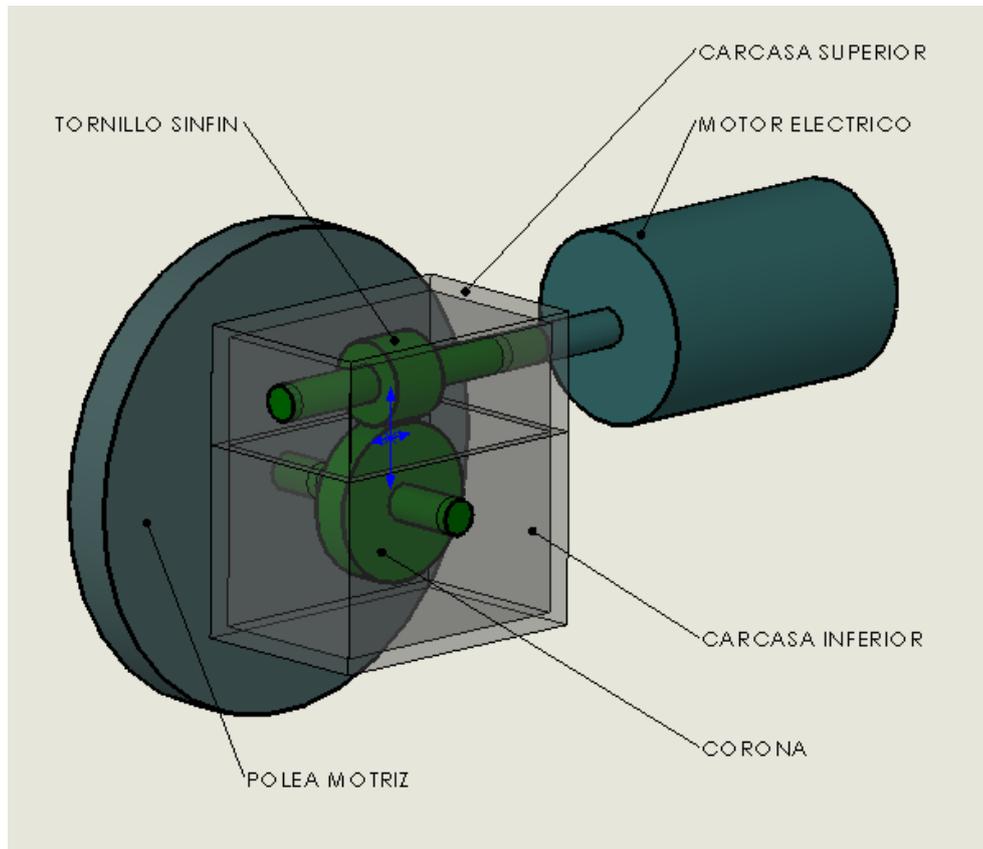


Ilustración 8.5 Diseño conceptual del mecanismo de elevación

8.4 DISEÑO DE DETALLE

8.4.1 Criterios de diseño

8.4.1.1 Justificación del sistema empleado en el Proyecto

Tras una descripción general del mecanismo de accionamiento del ascensor y de todos los elementos que intervienen en su funcionamiento se adoptan las siguientes soluciones:

- **Sistema de Tracción:**

El sistema de tracción que se utiliza, es de motor trifásico de una sola velocidad; su uso es el más apropiado ya que el edificio no requiere altas cotas de confort, pues se pretende su economía y fácil mantenimiento.

- **Sistema Reductor:**

El sistema reductor empleado estará formado por un sencillo conjunto de corona y tornillo sinfín, ya que es la forma más sencilla y exacta de obtener la reducción exacta (1/60). Es además, el sistema más empleado en los sistemas elevadores.

- **Acoplamiento:**

El acoplamiento usado para la transmisión del movimiento desde el motor hacia el eje sinfín será un acoplamiento elástico, diseñado de tal manera que nos proporcione la velocidad de giro requerida en cada eje.

- **Sistema de Frenado:**

El motor eléctrico empleado para el sistema de tracción llevara incorporado un sistema de frenado de discos de electromagnetismo activados por corriente continua. Cuando se desactiva la bobina del freno, el freno es accionado por la presión del muelle. El movimiento axial del disco de freno realiza una doble acción de frenado posicionando en contra el movimiento del electroimán y el campo del motor, sin presión o impacto que se transmita a los rodamientos.

- **Polea Motriz:**

La polea motriz estará acoplada al mismo eje de la corona, si bien será importante notar la necesidad de una polea de desvío con el objeto de dejar espacio suficiente para la cabina y el contrapeso de hormigón.

Se ha desestimado la utilización de un tambor en lugar de la polea por ser este un método que ocupa excesivo espacio y encontrarse actualmente en desuso.

Tampoco será necesario la utilización de un volante de inercia para ajustar toda la instalación, ya que se han calculado las dimensiones de todos los elementos de manera que no sea necesario el mismo.

- **Cableado**

Se emplearan tres cables en el sistema con lo que queda de manifiesto la alta seguridad de la instalación.

Para la definición de todos los elementos que forman parte del mecanismo elevador, se ha tenido siempre presente el Reglamento de Aparatos de Elevación y Manutención (R.A.E) del Ministerio de Industria y Energía.

8.4.1.2 Criterios usados en el cálculo de los ejes

Los dos ejes que debemos calcular en el conjunto del mecanismo son el eje de la corona y el eje del sinfín. Para calcular el valor del diámetro mínimo que deben de tener los ejes se hará en base a dos criterios, eligiéndose de ellos el caso más desfavorable:

- Criterio de rotura.
- Criterio de deformación.

Describiremos de una forma breve pero exacta, el método a seguir para el cálculo de los ejes para ambos métodos. Los cálculos numéricos se detallaran más adelante en el volumen de Anexos donde se expresaran los cálculos justificados.

8.4.1.2.1 Criterio de Rotura

Los dos ejes que componen el sistema constan de dos o tres apoyos que pueden ser considerados como empotramientos y sobre ellos descansan una corona y un tornillo sinfín, por efecto de los cuales reciben los esfuerzos a los que están sometidos.

El material de los ejes es de acero al Cr-Mo, F1250 templado y revenido con las siguientes características.

$$Su = 95 \text{ Kp/mm}^2$$

$$Sy = 80 \text{ Kp/mm}^2$$

Puesto que se trata de un acero, material dúctil, consideremos que responde a la hipótesis de esfuerzo cortante máximo.

Los esfuerzos que provienen del engranaje se transmiten a los ejes en forma de una fuerza en la misma dirección que la línea de engrane que producirá un par torsor sobre el mismo.

Este par torsor da lugar a un esfuerzo cortante, τ , constante en todo momento a lo largo de todos los puntos de la superficie del eje.

$$\tau = \frac{16 * Mt}{\pi * D^3}$$

Al dividir este esfuerzo en dos, uno medio, τ_{AV} , y otro variable, τ_V , tendremos:

$$\tau_{AV} = \frac{16 * Mt}{\pi * D^3} \quad \tau_V = 0$$

La fuerza producida por el sistema de engranes sobre el eje, nos da una línea de momentos flectores y esfuerzos cortantes que tendrán un valor máximo en un determinado punto. Por ser la fuerza constante en dirección y sentido, y puesto que el eje se encuentra girando, nos encontramos ante un esfuerzo normal alternativo que tomara los siguientes valores máximos y mínimos.

$$\sigma_{max} = \frac{32 * Mf_{max}}{\pi * D^3} \quad \sigma_{min} = -\frac{32 * Mf_{max}}{\pi * D^3}$$

Este esfuerzo alternativo se divide en dos, uno medio, σ_{AV} , y otro variable, σ_V .

$$\sigma_{AV} = \sigma_{max} + \sigma_{min} \quad \sigma_V = -\frac{32 * Mf_{max}}{\pi * D^3}$$

Una vez que se obtienen los esfuerzos en el eje, se halla las tensiones de comparación, mediante el criterio de Von Misses, tanto la media como la variable, para relacionar los dos esfuerzos, el normal y el cortante.

$$\sigma_{CO_AV} = \sqrt{\sigma_{AV}^2 + 3 * \tau_{AV}^2} \quad \sigma_{CO_V} = \sqrt{\sigma_V^2 + 3 * \tau_V^2}$$

Con las tensiones de comparación se comprueba, mediante las gráficas de Goodman, la fluencia y rotura, y así poder obtener los valores de rotura del eje. El valor del diámetro de este punto será el mínimo que se usara par el diseño del eje para que este no rompa.

8.4.1.2.2 Criterio de deformación

Acorde con este criterio se exigirá que la deformación, δ , del eje debido al par torsor sea inferior a un cuarto de grado por cada metro de longitud.

Sabiendo que el valor de este ángulo viene dada por la expresión:

$$\delta = \frac{M_t * L}{G * I_p}$$

Siendo

M_t = Momento torsor. G = Modulo de rigidez del material. I_p = Momento de inercia polar

L = Longitud del eje.

$$G = \frac{E}{2 * (1 + \mu)}$$

$$I_P = \frac{\pi * D^4}{32}$$

Con todos estos valores conocidos, la única incógnita será el diámetro del eje.

8.4.1.3 Características de los materiales empleados

Las características límites fijadas para cada tipo, están calculadas para los casos más desfavorables de trabajo.

Para su fabricación se han elegido diversos materiales de alta calidad, llegándose a ellos después de una experiencia ganada a través de varios años de trabajo en el sector de elevadores.

Los diferentes tipos de materiales existentes han sido normalizados de acuerdo con las exigencias del mercado abarcando desde la pequeña máquina de 50 kg de carga útil hasta la de 2500 kg en suspensión 1:1.

Independientemente de los tipos presentados en este proyecto pueden realizarse otros tipos según las necesidades de la instalación.

Los materiales básicos que integran el proyecto son:

8.4.1.3.1 EJES

F-1250. Acero Cromo-Molibdeno. Templado y revenido.

Composición Química	
C: 0,3-0,4 %	P:0,04 %
Mn: 0,4-0,7 %	S: < 0,04 %
Si: 0,1-0,35 %	Cr: 0,9-1,5 %
Mo: 0,2-0,4 %	

Características Mecánicas	
Resistencia: 95 kg/mm ²	Dureza Brinell: 285 HB
Limite elástico: 80 kg/mm ²	Densidad: 7850 kg/m ³
Alargamiento: 11%	

8.4.1.3.2 POLEAS

Fundición GG-30 Perlítica.

Composición Química	
C: 3,1 %	Cu: 0,85 %
Mn: 0,7 %	Ni: 0,2 %
Si: 1,8 %	Cr: 0,1 %

Características Mecánicas	
Resistencia: 30 kg/mm ²	Dureza Brinell: 225 HB
Densidad: 7200 kg/m ³	

Las fundiciones grises están caracterizadas por un eutéctico de hierro-grafito con 4,2% de carbono, que funde a 1152 °C.

Hay que distinguir:

- Las fundiciones grises hipoeutécticas ($1,55 \leq \%C \leq 4,2$)
- Las fundiciones grises eutécticas ($\%C=4,2$)
- Las fundiciones grises hipereutécticas ($\%C \geq 4,2$)

8.4.1.3.3 TORNILLERIA

F-2120 Acero especial. Acero de fácil mecanización al Pb. Normalizado para tornillería.

Composición Química	
C: 0,2 %	P: 0,05 %
Mn: 0,1 %	S: 0,15 %
Si: 0,22 %	

Características Mecánicas	
Resistencia: 65 kg/mm ²	Dureza Brinell: 210 HB
Limite elástico: 45 kg/mm ²	Alargamiento: 8%

8.4.1.3.4 CORONA

Bronce C-6435.

Composición Química	
Cu: $56 \leq \% \leq 59$	Zn: Resto
Pb: $2,5 \leq \% \leq 3,5$	

Los bronce industriales contienen de 4 a 22% de estaño. Hay que distinguir los bronce con menor de 13% de estaño y los de más de 13% de estaño.

El estaño desempeña un papel análogo al del zinc, pero en iguales proporciones, su acción es más marcada.

Las propiedades que el cobre da a la aleación quedan definidas del siguiente modo:

- La fusibilidad queda aumentada (los bronce con más de 20% de estaño se funden a 800°C).
- Las características mecánicas mejoran.
- La dureza aumenta, lentamente hasta un 13% de estaño, cuando el porcentaje es mayor a un 13%, aumenta con mayor rapidez, al mismo tiempo, la fragilidad también aumenta.
- La resistencia a la tracción crece hasta un 13% de estaño, después empieza a disminuir.
- El alargamiento porcentual crece, pasa por un máximo (10% de estaño aproximadamente) y después disminuye bruscamente por encima del 15%.

Los bronce se moldean mejor que los latones, pero se trabajan mecánicamente peor que estos. Las piezas moldeadas se someten aun recocido de homogeneización, mientras que las piezas mecanizadas se someten a un recocido de recristalización.

8.4.1.3.5 CARCASA

Aleación de aluminio-cobre, templado y madurado artificial.

Composición Química	
Cu: 1,5 %	Fe: 1 %
Mg: 0,8 %	Ni: 1,2 %
Si: 0,75 %	Zn: 0,1 %
Ti: 0,2 %	

Características Mecánicas	
Resistencia: 33 kg/mm ²	Dureza Brinell: 125 HB

8.4.1.3.6 TAPAS Y SOPORTE

Acero de construcción al carbono.

Composición Química	
C: 0,5 %	P: 0,035 %
Mn: 0,5 %	S: 0,035 %
Si: 0,4 %	Cr: 0,4 %
Mo: 0,1 %	Ni: 0,4 %

Características Mecánicas	
Resistencia: 60 kg/mm ²	Dureza Brinell: 220 HB

8.4.1.4 Elección de tolerancias

Las fabricaciones en serie de elementos mecánicos, todos iguales entre si (en forma y dimensiones) ha impuesto la necesidad de establecer las dimensiones limite máxima y mínima.

Las superficies mecanizadas consideradas como muy precisas e importantes que van a estar en contacto con otras piezas deben llevar una tolerancia que les hagan aptas para su colocación correcta en el conjunto total, asegurando un funcionamiento correcto en todo el sistema. Esta tolerancia debe afectar a su acabado superficial, a sus dimensiones y a su forma externa, de manera que así evitamos:

- Imperfección en los mecanismos de las maquinas herramienta.
- Vibración del sistema pieza-herramienta.
- Desgaste de algunas zonas de las piezas.

Resumiendo, para que la fabricación y el funcionamiento de un determinado elemento mecánico queden perfectamente definido, son necesario los tres tipos de tolerancia posible a aplicar en un elemento.

8.4.1.4.1 Tolerancias dimensionales

Las tolerancias dimensionales nos van a determinar en cada caso la medida máxima y mínima entre las cuales debe encontrarse la medida real de la pieza.

El sistema ISO de tolerancias establece 16 calidades de trabajo; en nuestro caso emplearemos en cada medida la tolerancia que nos de la calidad necesaria.

Para las tolerancias entre ejes y agujeros se empleará el sistema de **agujero base** que consiste en dejar la tolerancia del agujero en posición H y mover la tolerancia del eje para conseguir el ajuste deseado.

Los ajustes entre la polea, la corona y el acoplamiento elástico con el eje serán estables o fijos, es decir que el eje entra a presión o con aprieto en los agujeros.

La tolerancia para los agujeros será de H7 y para los ejes de k5 en su unión con la polea, la corona y los acoplamientos. En el acoplamiento donde van a estar los rodamientos la tolerancia del agujero es H6 y la del eje k5.

Los valores máximos y mínimos que pueden tener las cotas se encuentran especificados claramente en los planos, en los ejes y agujeros que estarán en contacto, así como la tolerancia dimensional general para el conjunto.

8.4.1.4.2 Tolerancias geométricas

Las tolerancias geométricas son también de gran importancia para el perfecto funcionamiento del mecanismo.

En las tolerancias geométricas importa la forma y la posición.

Las tolerancias geométricas empleadas en este proyecto son las indicadas a continuación:

- Rectitud.
- Cilindricidad.
- Simetría.
- Perpendicularidad.
- Coaxialidad.
- Posición.

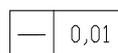
Seguidamente vamos a desarrollar cada una de estas tolerancias:

8.4.1.4.2.1 Rectitud

Está definida por el cilindro de diámetro “t” dentro del cual ha de estar contenida una línea curva con error de construcción la cual es el eje del cilindro al que se le aplica la tolerancia. Idealmente dicha línea debería haber sido recta.

Esta tolerancia afectara a los ejes, tanto al de la polea como al eje del sinfín.

Su representación es:



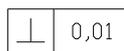
Siendo 0,01 la desviación de dicho diámetro

8.4.1.4.2.2 Perpendicularidad

Está definida por la distancia “T” entre dos planos paralelos entre si y perpendiculares respecto a un plano de referencia dentro de los cuales debe estar contenida la superficie cerrada.

Esta tolerancia afectara en nuestro caso a las caras laterales de la corona y de su núcleo respecto a su eje e igualmente en el caso de las caras laterales de la polea.

Su representación es:



Siendo 0,01 la distancia t entre los planos paralelos.

8.4.1.4.2.3 Redondez

Está definida por la diferencia “T” de los radios de dos círculos concéntricos en cualquier sección ortogonal dentro de los cuales debe estar contenida una figura poligonal por error de construcción. Idealmente dicha figura debería de haber sido un círculo.

En nuestro caso esta tolerancia afecta a los agujeros de la corona, de su núcleo y de la polea.

Su representación es:



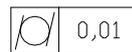
Siendo 0,01 la separación t entre los radios de los círculos concéntricos.

8.4.1.4.2.4 Cilindricidad

Está definida por la diferencia t de los radios de dos cilindros coaxiales dentro de los cuales debe estar contenida una superficie no cilíndrica por error de construcción. Idealmente dicha figura debería de haber sido un cilindro.

En nuestro caso esta tolerancia afecta a los dos ejes.

Su representación es:



Siendo 0,01 la diferencia t de los dos radios de los cilindros coaxiales.

8.4.1.4.2.5 Coaxialidad

Se define por el diámetro t del cilindro de referencia coaxial a un eje determinado y dentro del cual debe estar contenido el eje del cilindro de construcción errada.

En nuestras piezas esta tolerancia afecta al núcleo de la corona, a la polea y a ambos ejes.

Su representación es:



Siendo 0,01 el diámetro t del cilindro de referencia y A el del eje de referencia.

8.4.1.4.2.6 Simetría

Se define por la distancia t entre dos planos paralelos simétricos al plano de referencia que especifica la referencia dentro de los cuales deben estar los planos errados de la figura considerada.

En nuestras piezas esta tolerancia afecta a todas los chaveteros, tanto en los agujeros como en los ejes.

Su representación es:

	0,01	A
---	------	---

Siendo 0,01 la distancia t entre los planos y A es el eje que da el plano de referencia.

8.4.1.4.2.7 Posición

Está definida por las dimensiones de una zona circular, cuadrada o esférica que tiene por centro la posición ideal del punto considerado con relación a los planos de referencia dentro del cual debe caer el punto cerrado.

En nuestro caso esta tolerancia afecta a los flancos de los dientes de la corona y a las ranuras para los cables en la polea.

Su representación es:

	0,01	A	B
---	------	---	---

Siendo 0,01 el radio de la zona circular, A y B los planos de referencia.

8.4.1.4.3 Microgeometrías

Las tolerancias microgeométricas nos darán el valor de la rugosidad media que deben tener las superficies de las piezas. Este valor se encuentra especificado en los planos en un valor general en la esquina superior derecha del mismo y con valores especialmente indicados en aquellas superficies que así lo requieran.

Las superficies de las piezas que forman parte del conjunto del mecanismo de accionamiento están obtenidas por procedimientos de mecanizado con arranque de viruta.

En los anexos se encuentran todas las tablas para la determinación de los valores que se indican en cada plano del despiece.

8.4.2 Resultados finales

8.4.2.1 Elección del cable

Numero de cables:	3
Cable de cordones:	8 x 19 + alma textil
Diámetro comercial:	10 mm
Área del cable:	71,956 mm ²
Peso del cable:	0,417 kg/m
Carga mínima de rotura:	58,9 KN

Datos comerciales extraídos de catálogo de TREFIL CABLE.

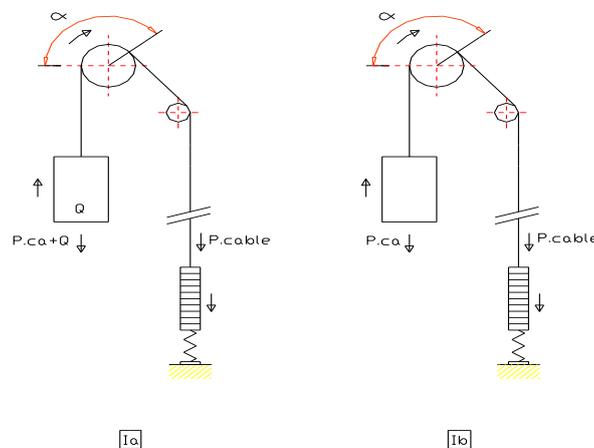
8.4.2.1.1 Adherencia de los cables

Se debe de verificar que el arrastre de los cables a lo largo de la garganta de la polea se realiza sin deslizamiento. Para esto debe de verificarse:

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) < e^{(f*\alpha)}$$

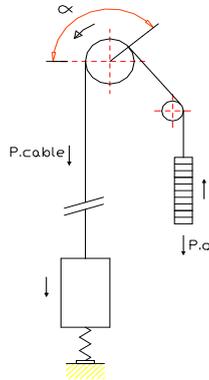
El R.A.E establece una normativa a cumplir sobre la adherencia de los cables sobre la polea de arrastre en los ascensores. Los cuatro casos que contempla la normativa son:

- Las cabinas no podrán ser desplazadas hacia arriba, cuando encontrándose el contrapeso apoyado en sus topes, se ordene al grupo tractor un movimiento de rotación en el sentido de la subida.



$$\alpha > 360^\circ$$

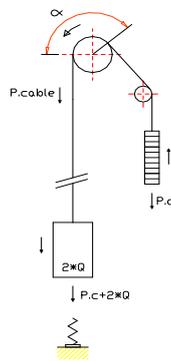
- ii. El contrapeso no podrá ser desplazado hacia arriba, cuando encontrándose la cabina apoyada en sus topes, se ordene al grupo tractor un movimiento en el sentido de descenso.



ii

$$\alpha > 360^\circ$$

- iii. Los cables no han de deslizarse cuando la cabina se encuentre estacionada al nivel de la planta con una carga de valor igual a dos veces el nominal.



iii

$$\alpha > 155^\circ$$

8.4.2.1.2 Presión Específica

La presión específica de los cables sobre las gargantas de las poleas de arrastre no debe de pasar por ciertos límites para así evitar su desgaste prematuro y el de los cables.

La presión obtenida es:

$$P_{esp} = 8,986 \text{ N/mm}^2$$

La presión máxima según cálculos es de:

$$P_{esp \text{ max}} = 9,214 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto:

$$8,986 < 9,214$$

8.4.2.2 Elección del motor

Según los cálculos realizados en el volumen de anexos se usara un motor de 4 Kw, de 1500 rpm y cuatro polos. Motor ABB tipo M3ARF 112M 3GAR 112401-ASE 086, conectado a red a 50 Hz, 220 VΔ, 380Y.

Dicho motor llevara incorporado un freno ABB de tipo IP55-IC411, insulation class F, temp. B, break IP235, la alimentación del freno es por separado y será de 220-240V/205 DC.

Características del motor	
Potencia	4 Kw
Velocidad nominal	1500 rpm
Velocidad de funcionamiento	1435 rpm
Numero de polos	4
Par nominal	26,6 Nm
Par de arranque	$26,6 * 2,9 = 77,14$ Nm
Par máximo	$26,6 * 3 = 85,9$ Nm
Par de frenado	86 Nm

8.4.2.3 Tornillo SINFÍN- CORONA

Dimensiones del tornillo SINFÍN		Dimensiones de la CORONA	
Módulo axial:	4,5 mm	Módulo axial:	4,5 mm
Módulo normal:	4,49 mm	Módulo normal:	4,49 mm
Número de entradas:	1	Número de entradas:	52
Sentido de la hélice:	Derechas	Sentido de la hélice:	Derechas
Diámetro primitivo:	71 mm	Diámetro primitivo:	234 mm
Diámetro interior	59,78 mm	Diámetro interior	222,78 mm
Diámetro exterior	79,98 mm	Diámetro exterior	242,98 mm
Paso normal:	14,11 mm	Paso normal:	14,11 mm
Paso axial:	14,13 mm	Paso axial:	14,13 mm
Paso de la hélice:	14,13 mm	Paso de la hélice:	734,76 mm
Altura total del diente:	10,10 mm	Altura total del diente:	10,10 mm
Altura de la cabeza del diente:	4,49 mm	Altura de la cabeza del diente:	4,49 mm
Altura del pie del diente:	5,61 mm	Altura del pie del diente:	5,61 mm
Longitud del tornillo:	78 mm	Angulo de presión:	20°
Angulo de presión:	20°	Angulo de la hélice:	86,62°
Angulo de la hélice:	86,62°	Distancia entre centros	152,5

8.4.2.3.1 Irreversibilidad

La irreversibilidad en este mecanismo consiste en la imposibilidad de que la fuerza vencida sea capaz de producir un movimiento de retroceso.

Para que el mecanismo sea irreversible se debe de cumplir que el ángulo de la hélice de la corona sea igual o menor al ángulo φ .

$$3,38^\circ < 5,47^\circ \longrightarrow \text{Mecanismo irreversible}$$

8.4.2.3.2 Rendimiento

El rendimiento del mecanismo es:

$$\eta = 39,41 \%$$

8.4.2.4 Sistema Freno

El sistema empleado como accionamiento del freno del ascensor es el de usar discos electromagnéticos, incorporados en el mismo motor eléctrico. Dichos frenos trabajan bajo la acción de un conjunto de muelles que se liberan cuando se aplica tensión en la bobina del freno.

Par de frenado requerido por el sistema:	20,53 Nm
Par de frenado aportado por el freno electromagnético:	86 Nm

8.4.2.5 Diámetro de los ejes

Eje de la Polea-Corona	Eje del Tornillo Sinfin
$D_{rotura} > 36,9 \text{ mm}$	$D_{deformación} > 29,85 \text{ mm}$
$D_{deformación} > 63,29 \text{ mm}$	$D_{min} = 35 \text{ mm}$
$D_{min} = 70 \text{ mm}$	

8.4.2.6 Chavetas

En la Corona	En la Polea
Chaveta A 20 x 12 x 56 DIN 6885	Chaveta A 20 x 12 x 56 DIN 6885
En el acoplamiento del Sinfin	En el acoplamiento del motor
Chaveta A 10 x 8 x 25 DIN 6885	Chaveta A 8 x 7 x 25 DIN 6885

8.4.2.7 Rodamientos

8.4.2.7.1 Eje Polea - Corona

En este eje se tienen tres apoyos donde van situados los rodamientos correspondientes. Denominados con las letras según siguiente ilustración:

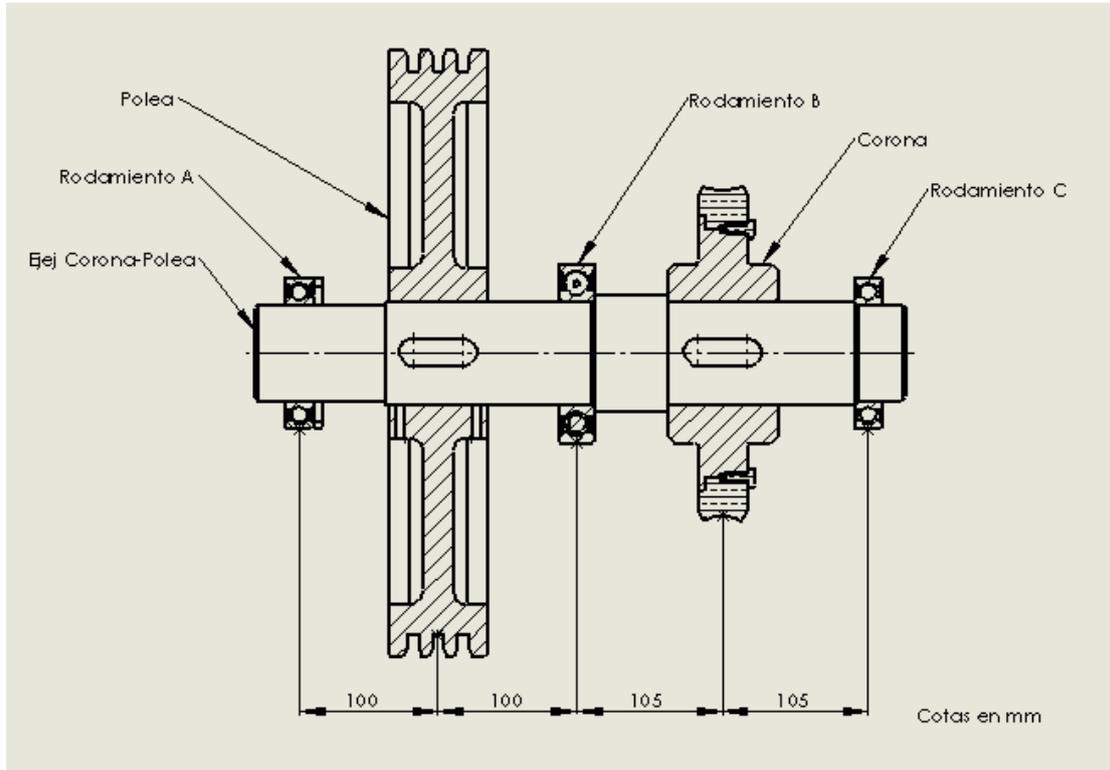


Ilustración 8.6 Rodamientos A, B y C posicionados en eje Polea-Corona. Extraído de programa CAD

Rodamiento A	Rodamiento B
Rodamiento rígido de una hilera de bolas Referencia: SKF 6014	Rodamiento rígido de una hilera de bolas Referencia: SKF 6215
Rodamiento C	
Rodamiento rígido de una hilera de bolas Referencia: SKF 6014	

8.4.2.7.2 Eje del Sinfín

Este eje solo tiene dos apoyos donde irán colocados los rodamientos. Las características de los rodamientos de ambos apoyos son exactamente iguales y los denominamos A y B.

El montaje de los rodamientos será cara a cara, según la siguiente ilustración:

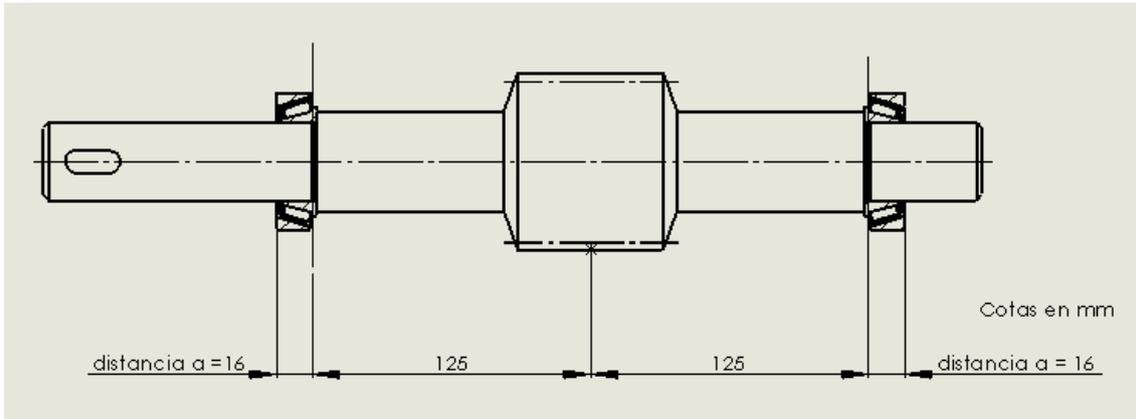


Ilustración 8.7 Rodamientos A y B iguales posicionados en eje Sinfín. Extraído de programa CAD

Rodamiento A y B
Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos
Referencia: SKF 32007 J2/Q

8.4.2.8 Comprobación a flexión del Mecanismo de Elevación del Ascensor sobre vigas UPN 120

Resistencia a cortadura:	Resistencia a flexión:
$V_{max} < V_{pl, RD}$ $8900 N < 133065 N$	$M_{y, max} < M_{el, RD}$ $695 * 10^3 Nmm < 15900 * 10^3 Nmm$

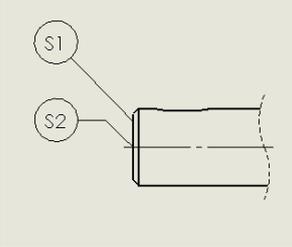
Con lo se comprueba que el mecanismo a instalar será soportados por las vigas UPN 120 sobre las que descansa.

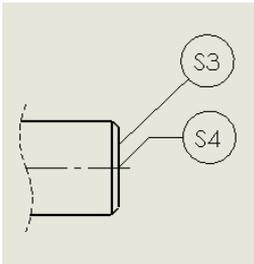
8.4.3 Proceso de fabricación

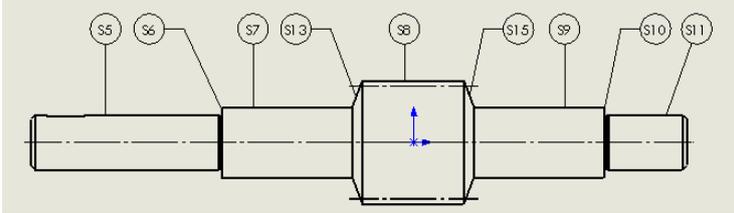
A continuación se presentan las distintas fases de fabricación de las piezas más relevantes del diseño:

HOJA ANALITICA DE FASES			Tratamientos Termicos Temple Revenido
Conjunto: M.E.A		Nº piezas: 1	
Elemento: Eje Sinfin	Marca: 31	Mat: F-1250	

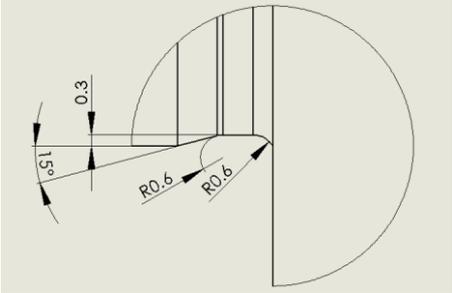
FASE	DESCRIPCIÓN DE LA FASE	MAQUINA
10	Mecanizar S1 y S2	Torno
20	Mecanizar S3 y S4	Torno
30	Torneado de desbaste de S5, S6 y S7, S8, S9, S10, S11, S13 y S15	Torno
40	Torneado de acabado S7, S8 y S9	Torno
50	Mecanizar entallas S12 y S15	Torno
60	Fresado de chavetero S17	Fresadora
70	Torneado de desbaste S14	Torno
	Templar y revenir	
80	Rectificar S5 y S11	Rectificadora
90	Rectificar dentado S14	Rectificadora

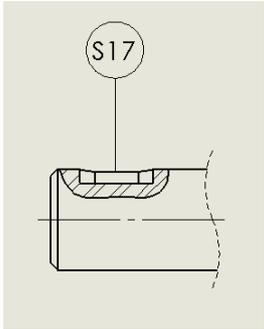
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Eje Sinfín						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 1/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 10	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	En el plato de garras:								
a	Refrentar S1	1250	17,5	0,04	138	25	20	45	T-MAX P SNMG 090404 SR PSSN 2525 K09
b	Hacer punto S2	1600	-MANUAL-			16	0	16	Broca de centrar HSS A200 DIN 333
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 20		Tiempo unitario:				95			
		Tiempo concedido: (15%)				110			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				130			
CROQUIS:									
									

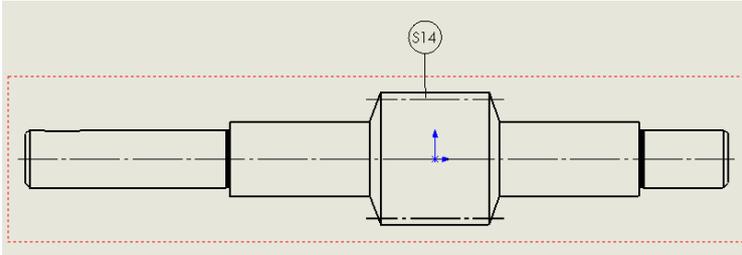
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Eje Sinfín						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 2/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 20	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	En el plato de garras:								
a	Refrentar S3	1250	17,5	0,04	138	25	20	45	T-MAX P SNMG 090404 SR PSSN 2525 K09
b	Hacer punto S4	1600	-MANUAL-			16	0	16	Broca de centrar HSS A200 DIN 333
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 20		Tiempo unitario:				95			
		Tiempo concedido: (15%)				110			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				130			
CROQUIS:									
									

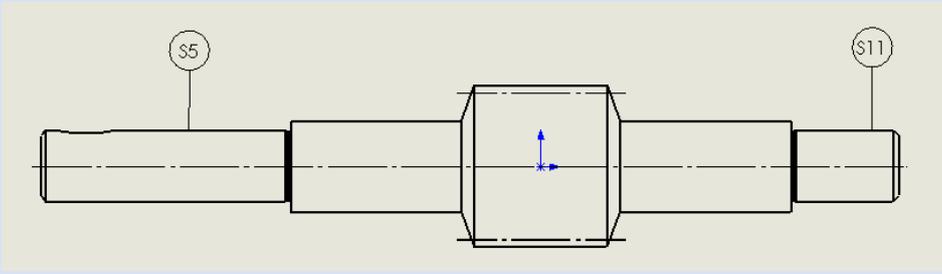
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Eje Sinfín						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 3/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 30	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar entre puntos:								
a	Torneado de desbaste S5, S6, S7, S8, S9, S10, S11, S13 y S15	890	475	0,37	224	400	20	420	T-MAX P TNMM 220512TR PTG NR 2525 K16
b	Torneado cilindrico de acabado S6 y S10	1410	10	0,12	200	20	20	40	T-MAX P TNMM 160304 TR PTG NR 2525 K169
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				494			
		Tiempo concedido: (15%)				568			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				635			
CROQUIS:									
									

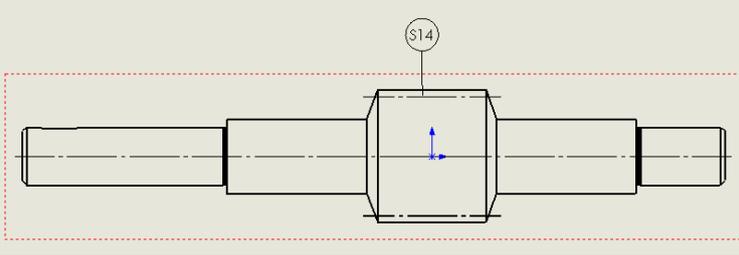
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Eje Sinfín						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 4/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 40	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Máquina	Exterior	Total	
Descripción de la operación:									
	Montar entre puntos:								
a	Cilindrar en acabado S7	1410	84	0,12	155	90	20	110	T-MAX P TNMM 160304 TR PTGNR 2525 K16
b	Cilindrar en acabado S9	1410	84	0,12	155	90	20	110	T-MAX P TNMM 160304 TR PTGNR 2525 K16
c	Cilindrar en acabado S8	1410	78	0,12	155	90	20	110	T-MAX P TNMM 160304 TR PTGNR 2525 K16
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				364			
		Tiempo concedido: (15%)				418			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				635			
CROQUIS:									

HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Eje Sinfín						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 5/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 50	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar entre puntos:								
a	Mecanizar entalla S12	680	0,3	0,12	75	10	20	30	Herramienta para entalla: E-0,6x0,3
b	Mecanizar entalla S16	680	0,3	0,12	75	10	20	30	Herramienta para entalla: E-0,6x0,3
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				94			
		Tiempo concedido: (15%)				108			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				175			
CROQUIS:									
									

HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Fresadora			
Denom. Pieza: Eje Sinfín						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 6/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 60	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar entre puntos:								
a	Fresa chavetero S17	796	25	0,05	25	90	20	110	T-MAX P 216.2
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina:		Tiempo unitario:				144			
84		Tiempo concedido: (15%)				166			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				250			
CROQUIS:									
									

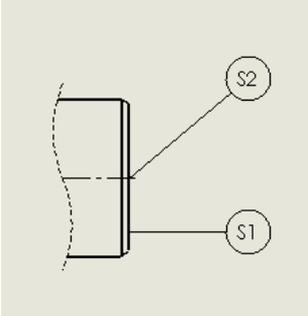
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Eje Sinfín						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 7/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 70	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Máquina	Exterior	Total	
Descripción de la operación:									
	Montar entre puntos:								
a	Ranurado S14	550	14,11	0,13	138	250	20	270	T-MAX Q-CUT NIS12 4000304G RIS121 2525 30
b	Tornear flanco izquierdo S15	645	14,11	0,37	138	325	20	345	
c	Tornear flanco derecho S15	645	14,11	0,37	138	325	20	345	
	Soltar pieza						34	34	
	Nota: a) 18 pasadas b) 5 pasadas c) 5 pasadas								
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				994			
		Tiempo concedido: (15%)				1143			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				1210			
CROQUIS:									
									

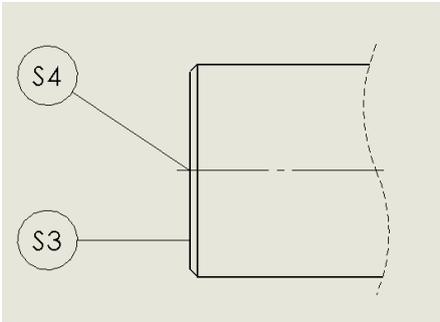
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina: Rectificadora			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor									
Denom. Pieza: Eje Sinfín						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 8/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 80	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Máquina	Exterior	Total	
Descripción de la operación:									
	Montar entre puntos:								
a	Rectificar S5	180	125	0,005	20	550	20	570	Huella circular 500x50x305 EI 46IV6
	Soltar pieza						34	34	
b	Rectificar S11	180	65	0,005	20	225	20	245	Huella circular 500x50x305 EI 46IV6
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 84		Tiempo unitario:				883			
		Tiempo concedido: (15%)				1016			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				1109			
CROQUIS:									
 <p>The drawing shows a shaft assembly with a central gear. Callout S5 points to the left end of the shaft, and callout S11 points to the right end. A blue double-headed arrow indicates the diameter of the central gear section.</p>									

HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina: Rectificadora			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor									
Denom. Pieza: Eje Sinfín						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 9/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 90	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
Descripción de la operación:									
	Montar entre puntos:								
a	Rectificado dentado S15	180	78	0,005	46	250	20	270	Huella de forma
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 84		Tiempo unitario:				304			
		Tiempo concedido: (15%)				350			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				434			
CROQUIS:									
									

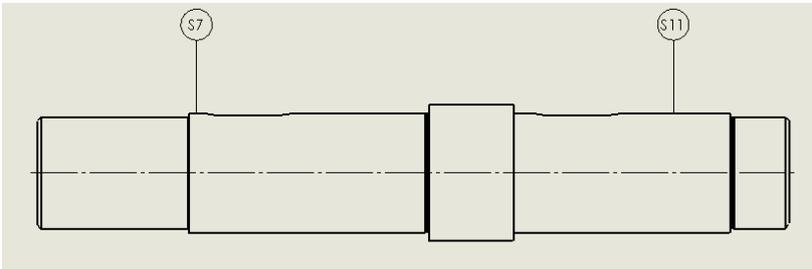
HOJA ANALITICA DE FASES			Tratamientos Termicos Temple Revenido
Conjunto: M.E.A		Nº piezas: 1	
Elemento:Eje Pol-Cor	Marca: 8	Mat: F-1250	

FASE	DESCRIPCIÓN DE LA FASE	MAQUINA
10	Mecanizar S1 y S2	Torno
20	Mecanizar S3 y S4	Torno
30	Torneado de desbaste de S5, S6 y S7, S8, S9, S10, S11, S12 y S13	Torno
40	Torneado de acabado S7 y S11	Torno
50	Mecanizar entallas S16 y S17	Torno
60	Fresado de chaveteros S14 y S15	Fresadora
70	Torneado de desbaste S18	Torno
	Templar y revenir	
80	Rectificar S5, S7, S11 y S13	Rectificadora
90	Rectificar dentado S18	Rectificadora

HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Eje Polea-Corona						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 1/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 10	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	En el plato de garras:								
a	Refrentar S1	1250	37	0,18	275	75	20	95	T-MAX P SNMG 090404 SR PSSN 2525 K09
b	Hacer punto S2	1600	-MANUAL-			16	0	16	Broca de centrar HSS A200 DIN 333
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 20		Tiempo unitario:				145			
		Tiempo concedido: (15%)				167			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				187			
CROQUIS:									
									

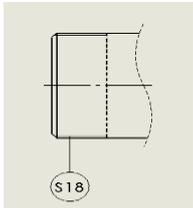
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Eje Polea-Corona						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 2/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 20	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	En el plato de garras:								
a	Refrentar S1	1250	35	0,18	275	75	20	95	T-MAX P SNMG 090404 SR PSSN 2525 K09
b	Hacer punto S2	1600	-MANUAL-			16	0	16	Broca de centrar HSS A200 DIN 333
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 20		Tiempo unitario:				145			
		Tiempo concedido: (15%)				167			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				187			
CROQUIS:									
									

HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Eje Polea-Corona						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 3/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 30	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar entre puntos:								
a	Torneado de desbaste S5, S6, S7, S8, S9, S10, S11, S12 y S13	890	475	0,37	238	950	20	970	T-MAX P TNMM 090404 sR PSSN 2525
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				1004			
		Tiempo concedido: (15%)				1155			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				1222			
CROQUIS:									

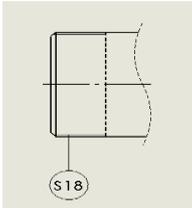
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Eje Polea-Corona						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 4/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 40	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar entre puntos:								
a	Cilindrar en acabado S7	1410	148	0,12	233	212	20	232	T-MAX P TNMM 160304 TR PTGNR 2525 K16
b	Cilindrar en acabado S11	890	135	0,12	333	194	20	214	T-MAX P TNMM 160304 TR PTGNR 2525 K16
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				480			
		Tiempo concedido: (15%)				552			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				619			
CROQUIS:									
									

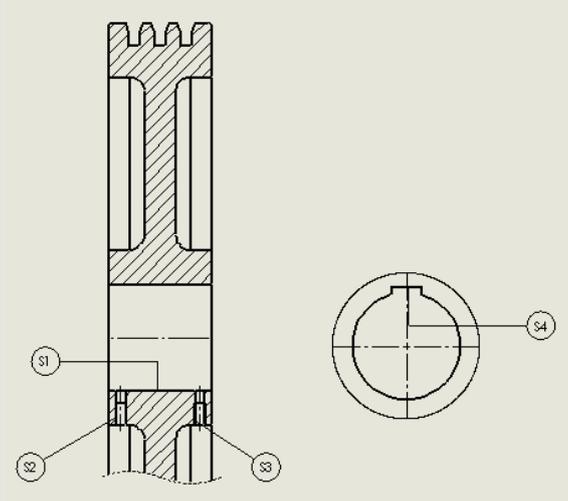
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Eje Polea-Corona						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 5/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 50	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar entre puntos:								
a	Mecanizar entalla S16	680	0,3	0,12	160	10	20	30	Herramienta para entalla: E-0,6x0,3
b	Mecanizar entalla S17	1600	0,3	0,12	150	10	20	30	Herramienta para entalla: E-0,6x0,3
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				94			
		Tiempo concedido: (15%)				108			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				175			
CROQUIS:									

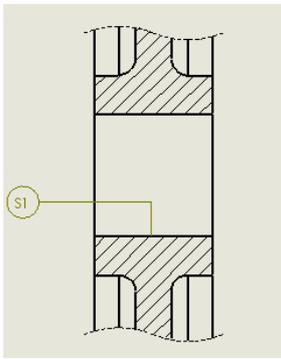
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Fresadora			
Denom. Pieza: Eje Polea-Corona						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 6/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 60	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Máquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar entre puntos:								
a	Fresa chavetero S14	796	56	0,04	50	130	20	150	T-MAX P 216.2
b	Fresa chavetero S115	796	56	0,04	50	130	20	150	T-MAX P 216.2
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 84		Tiempo unitario:				334			
		Tiempo concedido: (15%)				384			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				468			
CROQUIS:									

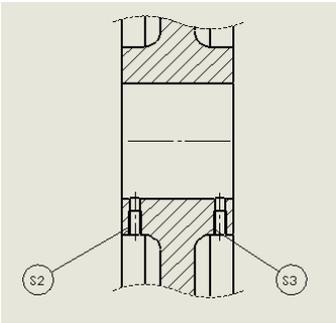
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Eje Polea-Corona						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 7/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 70	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar entre puntos:								
a	Ranurado S18	550	1,28	0,13	138	23	20	43	T-MAX Q-CUT NIS12 4000304G RIS121 2525 30
b	Tornear flanco S18	645	1,28	0,37	138	30	20	50	
	Soltar pieza						34	34	
	Nota: a) 18 pasadas b) 5 pasadas								
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				127			
		Tiempo concedido: (15%)				146			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				213			
CROQUIS:									
									

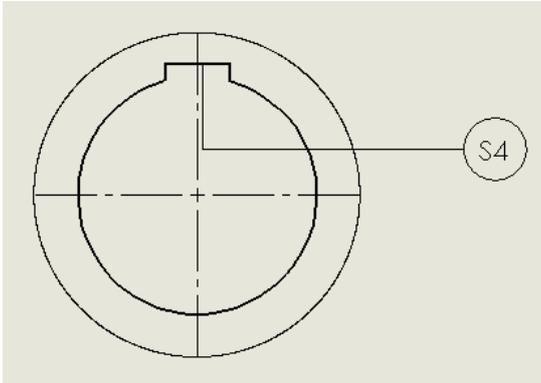
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Rectificadora			
Denom. Pieza: Eje Polea-Corona						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 8/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 80	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar entre puntos:								
a	Rectificar S5	180	66,5	0,005	40	203	20	223	Huella circular 500x50x305 EI 46IV6
b	Rectificar S7	180	150	0,005	20	445	20	465	Huella circular 500x50x305 EI 46IV6
	Soltar pieza						34	34	
c	Rectificar S11	180	135	0,005	20	400	20	420	Huella circular 500x50x305 EI 46IV6
c	Rectificar S13	180	37	0,005	20	110	20	130	Huella circular 500x50x305 EI 46IV6
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 84		Tiempo unitario:				1306			
		Tiempo concedido: (15%)				1502			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				1586			
CROQUIS:									

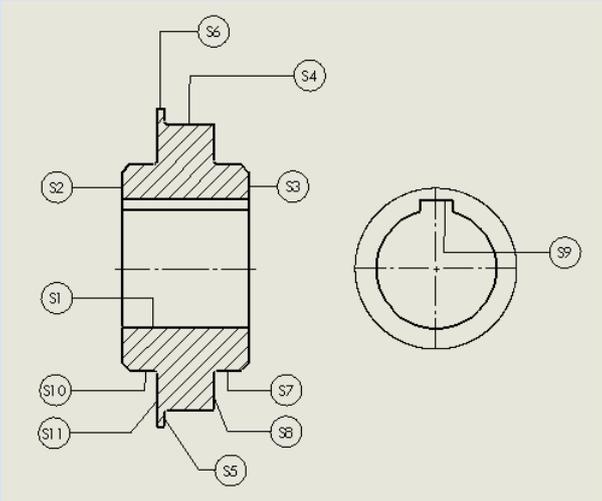
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina: Rectificadora			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor									
Denom. Pieza: Eje Polea-Corona						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 9/9	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 90	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar entre puntos:								
a	Rectificado dentado S18	180	78	0,005	46	90	20	110	Huella de forma
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 84		Tiempo unitario:				144			
		Tiempo concedido: (15%)				166			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				250			
<p>CROQUIS:</p> 									

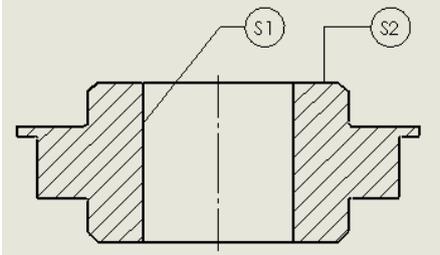
HOJA ANALITICA DE FASES			Tratamientos Termicos
Conjunto: M.E.A		Nº piezas: 1	
Elemento: Polea	Marca: 21	Mat: Polea MP AS30T85K	
			
FASE	DESCRIPCIÓN DE LA FASE	MAQUINA	
10	Mecanizar S1	Torno	
20	Taladrar y roscar S2 y S3	Taladradora	
30	Brochar S4	Brochadora	

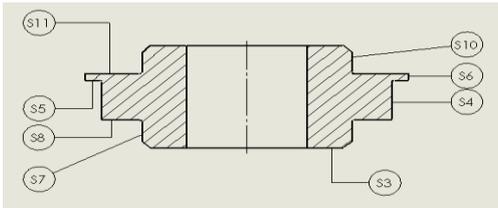
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Polea						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 1/3	Datos técnicos				Tiempos			Utilajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 10	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	En el plato de garras:								
a	Taladrar S1	515	72	0,14	160	45	20	65	WCMX 080312 TR R416 0740 20 05
b	Mandrinar S1	1410	72	0,12	442	45	20	65	T-MAX U SCMA 090304 FR S40R SSKCR 09
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				164			
		Tiempo concedido: (15%)				189			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				256			
CROQUIS:									
									

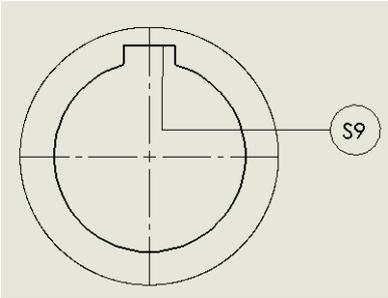
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina: Taladradora			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor									
Denom. Pieza: Polea						Tiempo serie:			
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 2/3	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 20	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	En el plato de garras:								
a	Taladrar S2 y S3	1780	24	0,24	167	75	20	95	BROCA R4105 10532 P20 TIN
b	Roscar S2 y S3	796	24	1,25	75	95	20	115	MACHO DE ROSCA SKF E210 HSCO DIN376
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				244			
		Tiempo concedido: (15%)				281			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				348			
CROQUIS:									
									

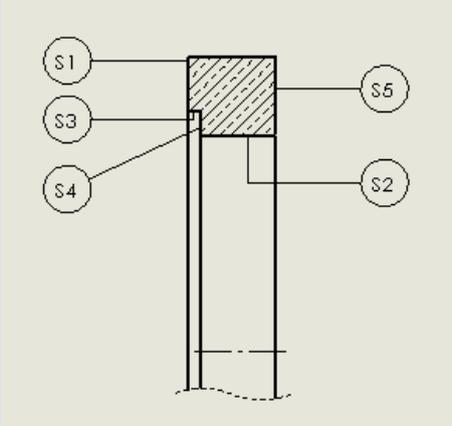
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			Brochadora	
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor										
Denom. Pieza: Polea									Tiempo serie:	
Material: F-1250			Cantidad por encargo: 1							
Subfase	Hoja Nº: 3/3		Datos técnicos				Tiempos		Utillajes Calibres Herram.	
	Denominación fase: 30		R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior		Total
	Descripción de la operación:									
	En el plato de garras:									
a	Brochar S4		----	72	----	400	87	20	107	BROCHA PARA CHAVETAS: P9I10213sz02
	Soltar pieza							34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67			Tiempo unitario:			141				
			Tiempo concedido: (15%)			162				
			TIEMPO TOTAL FABRICACION:			229				
CROQUIS:										
										

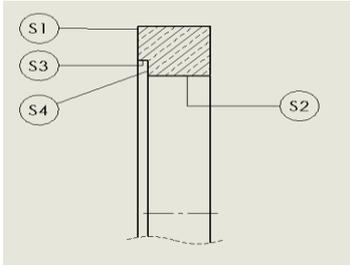
HOJA ANALITICA DE FASES		Tratamientos Termicos	
Conjunto: M.E.A			Nº piezas: 1
Elemento:Nucleo Corona	Marca: 16		Mat: Fund. Gris
			
FASE	DESCRIPCIÓN DE LA FASE	MAQUINA	
10	Mecanizar S1 y S2	Torno	
20	Mecanizar S3, S4, S5, S6, S7, S8, S10 y S11	Torno	
30	Brochar S9	Brochadora	

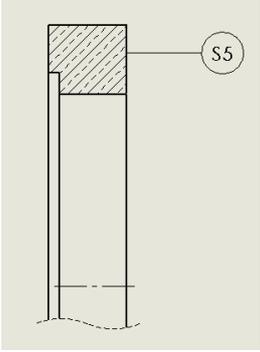
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Nucleo Corona						Tiempo serie:			
Material: Fund. gris			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 1/3	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 10	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	En plato de garras:								
a	Taladrar S1	515	80	0,14	165	20	20	40	T-MAX U WCMX 080312 TR RR 41610608-20-05
b	Tornear interior S1	1410	80	0,12	333	125	20	145	T-MAX U SCMA 090304 FR S40R-SSK-CR009
c	Refrentado S2	1250	63	0,18	786	40	20	60	T-MAX P SNMA 090304 ER PSKNR 2525 K09
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				279			
		Tiempo concedido: (15%)				321			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				388			
CROQUIS:									
									

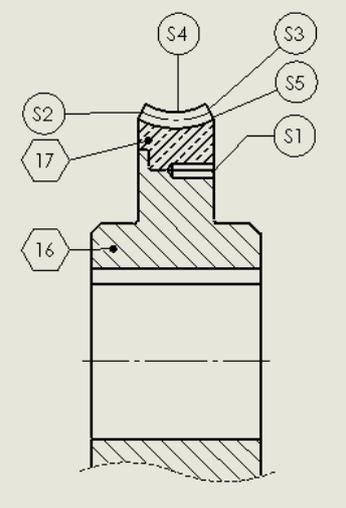
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Nucleo Corona						Tiempo serie:			
Material: Fund. gris			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 2/3	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 20	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	En plato de garras:								
a	Refrentar S3	1250	60	0,18	530	130	20	150	SNMA 090304 ER PSKNR 2525 K09
b	Torneado ext. desbaste S4,S7 y S10	473	75	0,33	267	160	20	180	T-MAX P CNMA 090412 TR PCLENR 2525 K09
c	Torneado ext. acabado S6	453	5	0,33	284	20	20	40	T-MAX P CNMA 090412 TR PCLENR 2525 K09
d	Torneado ext. desbaste S7 y S10	473	44	0,33	200	100	20	120	T-MAX P CNMA 090412 TR PCLENR 2525 K09
e	Torneado ext. acabado S4	651	31	0,14	368	68	20	88	T-MAX P CNMA 090412 TR PCLENR 2525 K09
f	Torneado ext. acabado S7 y S10	651	44	0,14	276	100	20	120	T-MAX P CNMA 090412 TR PCLENR 2525 K09
g	Refrentado S8 y S11	555	25	0,22	313	50	20	70	T-MAX P SNMA 090304 ER PSKNR 2525 K09
h	Refrentado S5t	555	10	0,22	348	25	20	45	T-MAX P SNMA 090304 ER PSKNR 2525 K09
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				847			
		Tiempo concedido: (15%)				974			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				1041			
CROQUIS:									
									

HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Brochadora			
Denom. Pieza: Nucleo Corona						Tiempo serie:			
Material: Fund. gris			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 3/3	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 30	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	En el plato de garras:								
a	Brochar S9	----	80	----	6	100	20	120	BROCHA PARA CHAVETAS: P9I10213sz02
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				134			
		Tiempo concedido: (15%)				154			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				221			
<p>CROQUIS:</p> 									

HOJA ANALITICA DE FASES		Tratamientos Termicos
Conjunto: M.E.A	Nº piezas: 1	
Elemento: Corona	Marca: 17	
		
FASE	DESCRIPCIÓN DE LA FASE	MAQUINA
10	Mecanizar S1, S2, S3 y S4	Torno
20	Mecanizar S5	Torno

HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Corona						Tiempo serie:			
Material: C-6415			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 1/2	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 10	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	En plato de garras:								
a	Refrentar en acabado S1	274	45	0,22	246	63	20	73	T-MAX P SNMA 090304 ER PSSN 2525
b	Torneado inter. acabado S2	390	36	0,14	220	100	20	120	T-MAX U YCMM 160404 ER S40M-STF-CR16
c	Torneado inter. acabado S3	390	5	0,14	354	20	20	40	T-MAX P SNMA 090304 ER PSSN 2525
d	Refrentar en acabado S4	390	10	0,14	245	20	20	60	T-MAX U YCMM 160404 ER S40M-STF-CR16
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				327			
		Tiempo concedido: (15%)				376			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				443			
CROQUIS:									
									

HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Corona						Tiempo serie:			
Material: C-6415			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 2/2	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 20	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar pieza en plato de garras universal:								
a	Refrentar en acabado S5	274	45	0,22	246	125	20	145	T-MAX P SNMA 090304 ER PSSN 2525
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				179			
		Tiempo concedido: (15%)				206			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				273			
CROQUIS:									
									

HOJA ANALITICA DE FASES		Tratamientos Termicos
Conjunto: M.E.A	Nº piezas: 1	
Elemento: Corona-Nucleo	Marca: -- Mat: ----	
		
FASE	DESCRIPCIÓN DE LA FASE	MAQUINA
10	Montar en prensa marcas 16 y 17	Prensa hidráulica
20	Taladrar y roscar S1	Taladradora
30	Montar tornillos prisioneros (marca 18)	Banco
40	Mecanizar S2, S3 y S4	Torno
50	Mecanizar dentado	Fresadora

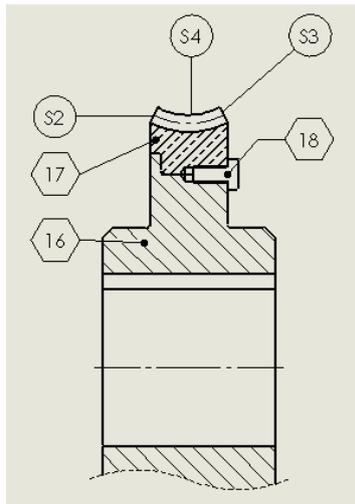
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Prensa Hidraulica			
Denom. Pieza: Conjunto Corona- Núcleo						Tiempo serie:			
Material: C-6415 y Fund. gris			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 1/5	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 10	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
a	Montar marcas 16 y 17 a tope							200	
Tiempo de preparación de la máquina: 84		Tiempo unitario:				200			
		Tiempo concedido: (15%)				230			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				314			
CROQUIS:									

HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina: Taladradora			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor									
Denom. Pieza: Conjunto Corona- Núcleo						Tiempo serie:			
Material: C-6415 y Fund. gris			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 2/5	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 20	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar la pieza en plato de garras universal empleando un cabezal de husillos universal:								
a	Taladrar S1	1780	20	0,24	111	25	20	45	BROCA R410.5 10532 P20 TIN
b	Roscar S1	796	15	1,25	37	25	20	45	MACHO DE ROSCAR SKF E210 HSCO DIN 376
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				124			
		Tiempo concedido: (15%)				143			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				210			
CROQUIS:									

HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Banco			
Denom. Pieza: Conjunto Corona- Núcleo						Tiempo serie:			
Material: C-6415 y Fund. gris			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 3/5	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 30	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
a	Montar sobre el conjunto de corona y núcleo la marca 18							200	
Tiempo de preparación de la máquina:		Tiempo unitario:				200			
		Tiempo concedido: (15%)				230			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				230			
CROQUIS:									

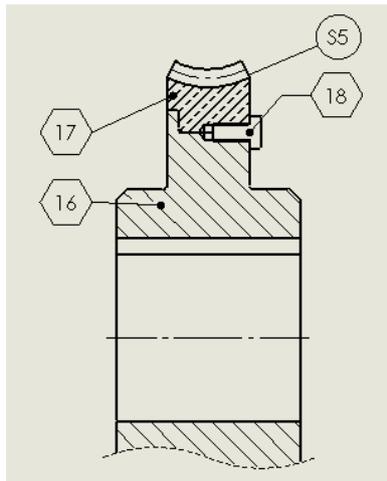
HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina:			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Torno			
Denom. Pieza: Conjunto Corona- Núcleo						Tiempo serie:			
Material: C-6415 y Fund. gris			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 4/5	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 40	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar el conjunto en mandril expansible entre puntos:								MANDRIL T-EPN.T.N 707.13
a	Tornear S2, S3 y S4	274	45	0,22	447	500	20	520	T-MAX U SDNCN 2525 K11 DCNM 1104 04 ER
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				554			
		Tiempo concedido: (15%)				637			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				704			

CROQUIS:



HOJA ANALITICA DE OPERACIONES						Máquina: Fresadora			
Conjunto: Mecanismo de Elevación de un Ascensor						Tiempo serie:			
Denom. Pieza: Conjunto Corona- Núcleo				Cantidad por encargo: 1					
Material: C-6415 y Fund. gris			Cantidad por encargo: 1						
Subfase	Hoja Nº: 5/5	Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Calibres Herram.
	Denominación fase: 50	R.P.M	Longitud (mm)	Avance mm/vuelta	Velocidad de corte m/min	Maquina	Exterior	Total	
	Descripción de la operación:								
	Montar el conjunto en mandril expansible entre puntos:								MANDRIL T-EPN.T.N 707.13
a	Tallado S5	914	10	0,14	800	960	20	980	FRESA MADRE M= 4,5 Øext= 244
	Soltar pieza						34	34	
Tiempo de preparación de la máquina: 67		Tiempo unitario:				1014			
		Tiempo concedido: (15%)				1166			
		TIEMPO TOTAL FABRICACION:				1233			

CROQUIS:



9 PLANIFICACIÓN

El desarrollo de proyecto se desarrolló según el siguiente calendario de actividades

ACTIVIDAD	INICIO	FIN
Inicio de Proyecto	15/02/2015	
Establecer condiciones de partida	15/02/2015	25/02/2015
FASE DE DISEÑO	28/02/2015	
Recaudación información (catálogos, libros, comerciales, etc.)	28/02/2015	20/03/2015
Desarrollo de cálculos	21/03/2015	15/04/2015
Propuesta de diseños en 3D	16/04/2015	24/04/2015
Desarrollo de planos en base a diseño	26/04/2015	06/05/2015
Verificación por director de proyecto	12/05/2015	22/05/2015
Presupuesto	24/05/2015	08/06/2015
FASE DE DESARROLLO DOCUMENTO	02/03/2015	
Redacción de documentos únicos	03/03/2015	09/09/2015
Verificación por director de proyecto	11/09/2015	13/09/2015
FASE DE FABRICACIÓN	12/06/2015	
Desarrollo de piezas	12/06/2015	02/07/2015
Desarrollo de piezas en empresas externas colaboradoras	12/06/2015	27/07/2015
Pre montaje	29/07/2015	01/08/2015
Fin de Proyecto	15/09/2015	

:

10 VIABILIDAD TÉCNICA Y ECONÓMICA.

10.1 VIABILIDAD TÉCNICA

Como se ve en el diseño del proyecto realizado se utilizaron materiales, procesos de fabricación y tratamientos superficiales, considerados como estándares, por lo que este tipo de proyecto es viable técnicamente.

10.2 VIABILIDAD ECONÓMICA

A la vista del documento *Presupuesto*, se ha estimado que el *Proyecto del Mecanismo de Elevación*, costara 2.950,72 €.

Los precios orientativos en el mercado, de casas conocidas como *Ascensores OTIS*, ofrecen motores reductores de ascensores por precios entre 5400 € y 6500 €, según especificaciones, y con características similares a las del proyecto desarrollado.

Se puede deducir que la estimación de dicho proyecto es bastante competitiva y será factible su producción.

II.- ANEXOS

II: ANEXOS

1	Documentación de partida	3
2	Cálculos	4
3	Cálculo del cable tracción	5
3.1	Cálculos de la sección.....	5
3.2	Polea	7
3.3	Adherencia de los cables	7
3.4	Presión específica	14
4	Calculo del motor.....	17
5	Cálculo del engranaje	19
5.1	Cálculo del módulo axial	19
5.2	Dimensiones del tornillo sin fin	25
5.3	Dimensiones de la corona.....	27
5.4	Irreversibilidad	28
5.5	Rendimiento del conjunto	28
6	Sistema freno.....	31
7	Cálculo de los ejes.....	33
7.1	Cálculo del eje de la polea-corona.....	33
7.1.1	Criterio de rotura	33
7.1.2	Criterio de deformación.....	63
7.2	Cálculo del eje del tornillo sin fin.....	64
7.2.1	Criterio de deformación	64
8	Cálculo de chavetas	65
8.1	Eje de la polea-corona	66

8.2	Eje del sinfín	67
8.3	Acoplamiento del motor	68
9	Cálculo de los rodamientos.....	71
9.1	Cálculo de las reacciones	71
9.1.1	Eje de la Polea-Corona	71
9.1.2	Eje del tornillo sinfín.....	76
9.2	Rodamientos	81
9.2.1	Eje de la polea corona	81
9.2.2	Eje del tornillo Sinfín	91
10	Comprobación a flexión del M.E.A sobre vigas UPN 120	97
10.1	Resistencia a Cortante.....	99
10.2	Resistencia a Flexión	100
11	Otros documentos	101

1 DOCUMENTACIÓN DE PARTIDA

La elección de este ascensor se ha hecho en base a la gráfica de la ilustración 1.1 del volumen Memoria.

Para la realización de todos los cálculos de los elementos de mecanismo de accionamiento del ascensor, se ha partido de los siguientes datos, derivados de la utilización de un ascensor OTIS 2000 eléctrico para cuatro personas:

$$P.c = 450 \text{ kg}$$

$$Q = 320 \text{ kg}$$

$$V_{\max} = 0,63 \text{ m/s}$$

$$a_{\max} = 0,5 \text{ m/s}^2$$

Donde:

P.c = Peso de la cabina

Q = Carga máxima.

V_{\max} = Velocidad máxima del mecanismo.

a_{\max} = Aceleración máxima del mecanismo.

El contrapeso (P.o) equilibra el peso de la cabina, más un 50% de la carga autorizada, para evitar así el esfuerzo del grupo tractor. De esta manera, solo es necesaria potencia motriz para el desplazamiento del 50% de la carga, tanto vaya el ascensor vacío, como completamente cargado. Y si solo transporta un 50% de la carga nominal, como es muy frecuente, queda el conjunto perfectamente equilibrado con el contrapeso.

$$P.o = P.c + \frac{Q}{2} = 450 + \frac{320}{2}$$

$$P.o = 610 \text{ kg}$$

2 CÁLCULOS

Parte de la memoria que tiene como principal objetivo el cálculo conciso y específico de todos los elementos que van a formar parte del sistema del mecanismo elevador.

Se justificara además, cuáles han sido las razones por las cuales se ha elegido unos resultados y no otros.

3 CÁLCULO DEL CABLE TRACCIÓN

Como único dato de partida que poseemos para el cálculo del cable, es la fuerza de tracción que debe aguantar dicho cable. En función del acero elegido para la construcción del cable, definiremos por tablas, cual es la fatiga de tracción máxima que posee, así como el coeficiente de seguridad con el que vamos a trabajar.

Calculada cual debe de ser la sección del cable requerida para la carga a elevar, hemos de encontrar un cable normalizado cuya sección útil sea mayor que la obtenida.

3.1 CÁLCULOS DE LA SECCIÓN

Fuerza Ascensorial:

Primeramente hemos de conocer cuál es el valor de la fuerza ascensorial a la que está sometida el cable.

$$F_{asc} = P_{max} + \frac{P_{max}}{g} a_{max}$$

Siendo:

P_{max} : la suma de la carga útil, del peso de la cabina y el de los cables. Como el peso de los cables no lo conocemos, supondremos una primera aproximación de 50 kg para luego comprobar con su verdadero valor.

$$P_{max} = 450 + 320 + 50 = 820 \text{ kg}$$

a_{max} : aceleración máxima del mecanismo.

$$a_{max} = 0,5 \text{ m/s}^2$$

El valor de la fuerza ascensorial será por lo tanto de:

$$F_{asc} = 820 + \frac{820}{9,81} * 0,5 = 861,79 \text{ kg}$$

Conociendo el valor de la fuerza ascensorial a la que está sometido el cable, calculamos la sección necesaria de este. Es importante notar que esta que hemos calculado sería la fuerza a la que estaría sometido uno de los cables de tracción. Al existir varios cables de tracción, concretamente tres, mediante este método aumentamos la seguridad de la instalación.

Cálculos de la sección:

La expresión usada para el cálculo de la sección es la siguiente:

$$A_{cable} = \frac{F_{asc} * N}{\sigma}$$

Siendo:

N: Coeficiente de seguridad

N=12 (para 3 o más cables)

σ : tensión máxima admisible a tracción

$\sigma = 140 \text{ kg/mm}^2$ (cordones exteriores)

Sustituyendo estos valores en la ecuación tenemos:

$$Area \text{ del cable} = \frac{861,79 * 12}{140} = 73,8677 \text{ mm}^2$$

Área del cable = 73,87 mm²

$$\varnothing_{min} = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 73,87}{\pi}} = 9,698 \text{ mm}$$

Este es el diámetro mínimo requerido para el cable. Según las tablas de cables del catálogo¹ se utilizara el inmediato superior:

Diámetro comercial (mm)	Peso aprox. (kg/m)	Carga mínima de rotura (KN)
10	0,417	58,9

La longitud del cable que se utilizara será: $\longrightarrow L=R+5$

Siendo R el producto de los números de pisos por la distancia existente entre ellos.

$$R = 6 \text{ pisos} * 3 \text{ m/piso} = 18 \text{ m} \quad \text{Luego: } L = 18 + 5 = 23 \text{ m}$$

Con lo que el peso real del cable será: $P_{cable} = 0,417 * 23 * 3 = 28,773 \text{ kg}$

Nótese que se multiplica por tres debido a que se utilizan tres cables para la sujeción del ascensor.

Se repiten cálculos cambiando el peso del cable a 28,773 kg

$$P_{max} = 450 + 320 + 28,773 = 798,773 \text{ kg} \quad F_{asc} = 798,773 + \frac{798,773}{9,81} * 0,5 = 839,483 \text{ kg}$$

$$A. \text{ cable} = \frac{839,483 * 12}{140} = 71,956 \text{ mm}^2$$

$$\varnothing_{min} = \sqrt{\frac{4 * 71,96}{\pi}} = 9,5716 \text{ mm}$$

¹ Extraído de tabla 10.1 de este documento.

Se comprueba en tablas si con el nuevo diámetro mínimo hay que cambiar de cable al inmediatamente superior. Una vez comprobado que es el idóneo se toma nota de sus propiedades:

Diámetro comercial (mm)	Peso aprox. (kg/m)	Carga mínima de rotura (KN)
10	0,417	58,9

Por lo que el cable que se utilizara será un cable de cordones de elevación 8 x 19 + alma textil de 10 mm de diámetro y 140 kg/mm² de carga de rotura y un peso de 28,77 kg.

3.2 POLEA

El diámetro de la polea (D.p) vine dado por la ecuación:

$$D.p = 40 * 10 = 400 \text{ mm}$$

Este sería el diámetro de polea mínimo requerido.

Observando en catálogos comerciales de MP ascensores se aprecia que el diámetro según la polea de desvió adecuado, para el cable de Ø10 mm, es de Ø435 mm, el cual, es superior a Ø400 mm mínimo requerido.

El perfil de ranuras de la polea tractora de Ø435 seleccionado será un perfil de garganta trapecial en V desfondada con $\beta=85^\circ$ y $\gamma=35^\circ$ para cables de Ø10 mm.

3.3 ADHERENCIA DE LOS CABLES

La adherencia de los cables² sobre la garganta de la polea, debe de ser la suficiente, para que produciéndose el arrastre de la cabina con su carga máxima tanto en subida como en bajada, en ningún momento se produzca deslizamiento.

Para que se realice el arrastre sin deslizamiento se ha de cumplir³:

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) < e^{(f*\alpha)}$$

² Según BOE –A-1987-22595, Nota 1 Adherencia de los cables

³ Según UNE EN 81-1:2001+ A3:2010

Términos:

- C_1 : coeficiente de funcionamiento de la deceleración de frenado de la cabina y de la gravedad.

$$C_1 = \frac{(g_n + a)}{(g_n - a)} = \frac{9,81 + 0,5}{9,81 - 0,5} = 1,1$$

Comprobaciones experimentales y según la R.A.E, se recomienda que para velocidades comprendidas entre 0,63 y 1 m/s, C_1 nunca debe ser inferior a 1,15, por lo tanto tomamos:

$$C_1 = 1,15$$

- C_2 : coeficiente que es función del perfil de la garganta de la polea de tracción. En nuestro caso, dicho perfil es una garganta en V, por lo que:

$$C_2 = 1,2$$

- T_1/T_2 : Relación entre la carga mayor y la carga menor a la que están sometidos los ramales del cable suspendidos de la polea de arrastre.

Esta relación tomara diferentes valores en función de os casos que estemos estudiando.

Casos:

- Cabina cargada en planta baja

$$T_1 = Q + P \cdot c + P_{cable} = 320 + 450 + 28,773 = 798,773 \text{ kg}$$

$$T_2 = P \cdot o = 610 \text{ kg}$$

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1,15 * 1,2 * \frac{798,773}{610} = 1,807$$

- Cabina descargada en planta baja

$$T_1 = P \cdot o + P_{cable} = 610 + 28,773 = 638,773 \text{ kg}$$

$$T_2 = P \cdot c = 450 \text{ kg}$$

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1,15 * 1,2 * \frac{638,773}{450} = 1,959$$

Termino $e^{(f*\alpha)}$

$$f = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}$$

Siendo:

γ : arco de arrollamiento de los cables sobre la polea de tracción, que como habíamos visto al elegir el perfil de la ranura de la polea motriz el cual era 35° .

μ : coeficiente de fricción entre cables de acero y las poleas de hierro fundido cuyo valor para nuestro caso es $0,09^4$

El valor de f será:

$$f = \frac{0,09}{\sin\left(\frac{35}{2}\right)} = 0,29929$$

Podemos comprobar que este valor de f es el mismo obtenido en la tabla 10.3, obtenida a partir de $\gamma=35^\circ$ y a su vez obtenemos un valor de $e^{(f*\alpha)}$ de 2,070 que es siguiente mayo a 1,959 (valor máximo de $C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right)$, dicho valor pertenece a un ángulo de contacto de $\alpha=140^\circ$

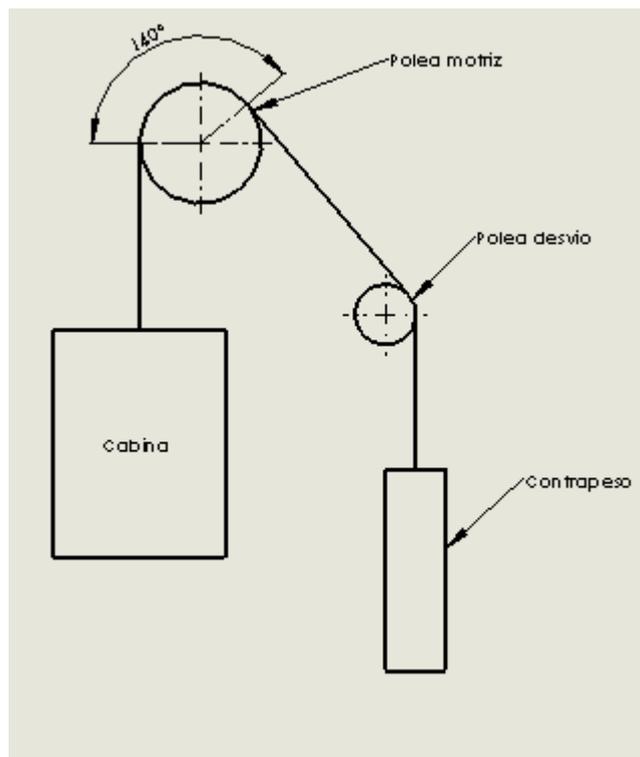


Ilustración 3.1 Ángulo de contacto en polea motriz. Extraído de programa CAD

⁴ Según Tabla 10.4 de este documento, UNE EN 81-1-2001

La normativa de Aparatos de Elevación (R.A.E) además de los dos casos límites estudiados, impone que se cumplan una serie de supuestos, que solo se pueden producir ante un mal funcionamiento de los órganos de mando y control del ascensor, con esto se pretende aumentar la seguridad del mismo.

- *Caso Ia:* Cabina cargada arriba, subiendo y contrapeso apoyado en sus amortiguadores.

$$T_1 = Q + P_c = 320 + 450 = 770 \text{ kg} \quad C_1 = 1,15$$

$$T_2 = P_{cable} = 28,773 \text{ kg} \quad C_2 = 1,2$$

$$f = 0,29929$$

Condición a cumplir:

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) < e^{(f*\alpha)}$$

Se obtiene el ángulo de contacto mínimo, α , necesario:

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1,15 * 1,2 * \frac{770}{28,773} = 36,9305$$

$$\left. \begin{array}{l} 36,9305 < e^{(0,29929*\alpha)} \\ \ln(36,9305) = 0,29929 * \alpha \end{array} \right\} \begin{array}{l} \alpha = 12,0587 \text{ rad} \\ \alpha = 690,9105^\circ \end{array}$$

Es decir que para que no haya deslizamiento, o dicho de otra forma, para que hubiera arrastre y la cabina siguiera subiendo, tendría que estar arrollados los cables en la polea de arrastre más de 360°, lo que no es posible y los cables deslizarían correctamente.

- *Caso Ib:* Cabina descargada arriba, subiendo y contrapeso apoyado en sus amortiguadores inferiores.

$$T_1 = P_c = 450 \text{ kg} \quad C_1 = 1,15$$

$$T_2 = P_{cable} = 28,773 \text{ kg} \quad C_2 = 1,2$$

$$f = 0,29929$$

Condición a cumplir:

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) < e^{(f*\alpha)}$$

Se obtiene el ángulo de contacto mínimo, α , necesario:

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1,15 * 1,2 * \frac{450}{28,773} = 21,5827$$

$$\left. \begin{array}{l} 21,5827 < e^{(0,29929 * \alpha)} \\ \ln(21,5827) = 0,29929 * \alpha \end{array} \right\} \begin{array}{l} \alpha = 10,2639 \text{ rad} \\ \alpha = 588,08^\circ \end{array}$$

Como ya hemos visto antes al ser el ángulo superior a 360° , podemos asegurar que no habrá deslizamiento.

- *Caso II:* Cabina en la parte inferior bajando y apoyada esta sobre sus amortiguadores y contrapeso en la parte superior.

$$T_1 = P_o = 610 \text{ kg} \qquad C_1 = 1,15$$

$$T_2 = P_{cable} = 28,773 \text{ kg} \qquad C_2 = 1,2$$

$$f = 0,29929$$

Condición a cumplir:

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) < e^{(f * \alpha)}$$

Se obtiene el ángulo de contacto mínimo, α , necesario:

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1,15 * 1,2 * \frac{610}{28,773} = 29,2566$$

$$\left. \begin{array}{l} 29,2566 < e^{(0,29929 * \alpha)} \\ \ln(29,2566) = 0,29929 * \alpha \end{array} \right\} \begin{array}{l} \alpha = 11,2804 \text{ rad} \\ \alpha = 646,318^\circ \end{array}$$

Como ya hemos visto antes al ser el ángulo superior a 360° , podemos asegurar que no habrá deslizamiento.

- *Caso III:* cabina con carga doble a la nominal, no debe deslizarse estando estacionado al nivel de la planta.

$$T_1 = P_c + 2Q + P_{cable} \qquad C_1 = g/g = 1^5$$

$$T_1 = 450 + 2 * 320 + 28.773 = 1118,773 \text{ kg}$$

$$T_2 = P_o = 610 \text{ kg} \qquad C_2 = 1,2$$

$$f = 0,29929$$

Condición a cumplir:

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) < e^{(f*\alpha)}$$

Se obtiene el ángulo de contacto mínimo, α , necesario:

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1 * 1,2 * \frac{1118,773}{610} = 2,2008$$

$$\left. \begin{array}{l} 2,2008 < e^{(0,29929*\alpha)} \\ \ln(2,2008) = 0,29929 * \alpha \end{array} \right\} \begin{array}{l} \alpha = 2,63564 \text{ rad} \\ \alpha = 151,011^\circ \end{array}$$

Con esto se aprecia que se necesita un ángulo de contacto, α mayor a $151,011^\circ$, para conseguir que el término $e^{(f*\alpha)}$ sea mayor a 2,2008, valor que tomara el término $C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right)$ en este último caso. Para ello, se toma como valor de $\alpha=155^\circ$.

Ahora se comprueba que con $\alpha=155^\circ$ no hay deslizamiento en los dos casos principales, ni en los cuatro especiales.

$$\text{Termino: } e^{(f*\alpha)}$$

Este término será igual en todos los casos y su valor será:

$$e^{(f*\alpha)} = e^{(0,29929*2,70526^6)} = 2,247$$

$$\text{Termino: } C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right)$$

⁵ Como el ascensor está detenido, la desaceleración será cero, y por lo tanto $C_1=g/g=1$

⁶ Nótese que los 155° se ponen en rad.

Este término variara dependiendo de los casos a estudiar:

- *Casos principales:*

$$\left. \begin{array}{l} \text{I. } C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1,15 * 1,2 * \frac{798,773}{610} = 1,807 \\ \text{II. } C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1,15 * 1,2 * \frac{638,773}{450} = 1,959 \end{array} \right\} \begin{array}{l} 1,807 < 2,247 \\ 1,959 < 2,247 \end{array}$$

- *Casos especiales:*

- *Caso Ia*

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1,15 * 1,2 * \frac{770}{28,773} = 36,9305$$

$$\left. \begin{array}{l} 36,9305 < e^{(0,29929 * \alpha)} \\ \ln(36,9305) = 0,29929 * \alpha \end{array} \right\} \begin{array}{l} \alpha = 12,0587 \text{ rad} \\ \alpha = 690,9105^\circ > 360^\circ \end{array}$$

- *Caso Ib*

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1,15 * 1,2 * \frac{450}{28,773} = 21,5827$$

$$\left. \begin{array}{l} 21,5827 < e^{(0,29929 * \alpha)} \\ \ln(21,5827) = 0,29929 * \alpha \end{array} \right\} \begin{array}{l} \alpha = 10,2639 \text{ rad} \\ \alpha = 588,08^\circ > 360^\circ \end{array}$$

- *Caso II*

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1,15 * 1,2 * \frac{610}{28,773} = 29,2566$$

$$\left. \begin{array}{l} 29,2566 < e^{(0,29929 * \alpha)} \\ \ln(29,2566) = 0,29929 * \alpha \end{array} \right\} \begin{array}{l} \alpha = 11,2804 \text{ rad} \\ \alpha = 646,318^\circ > 360^\circ \end{array}$$

- *Caso III*

$$C_1 * C_2 * \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1 * 1,2 * \frac{1118,773}{610} = 2,2008$$

$$2,2008 < 2,247$$

Como se ha podido comprobar para un ángulo de $\alpha=155^\circ$ se cumplen todos los casos planteados por la norma R.A.E.

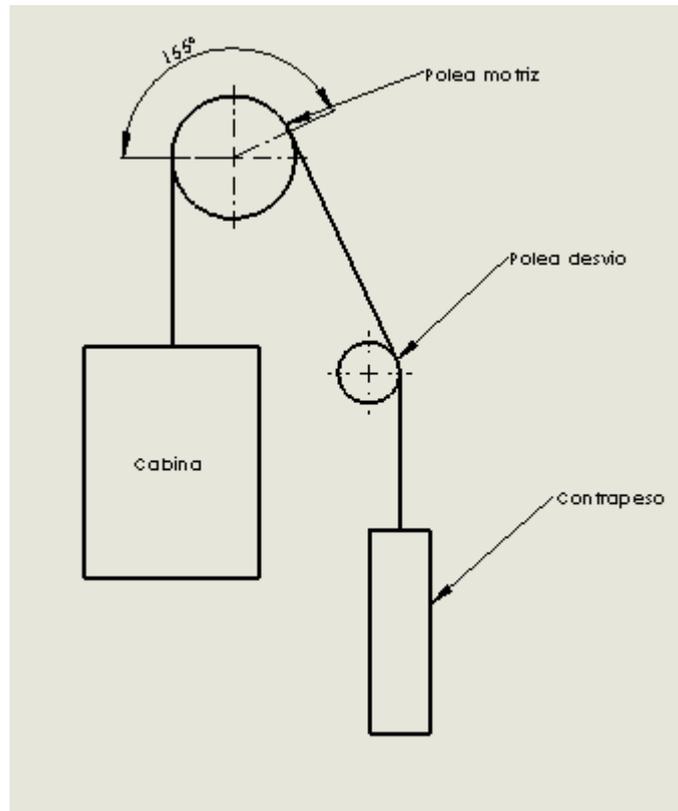


Ilustración 3.2 Ángulo de contacto definitivo entre polea motriz y cable. Extraído de programa CAD.

3.4 PRESIÓN ESPECÍFICA

Se define la presión específica como la presión que ejerce el cable sobre las gargantas de la polea de arrastre.

El valor de esta presión específica debe de ser menor que un límite que llamaremos **presión específica máxima**, el cual está normalizado y se usa para evitar desgastes prematuros tanto de la polea como del cable.

El máximo valor de esta presión específica viene dado por la expresión:

$$P_{esp\ max} = \frac{12,5 + 4 * V_{max}}{1 + V_{max}}$$

Siendo $V_{max}=0.63$ m/s

$$P_{esp\ max} = \frac{12,5 + 4 * 0,63}{1 + 0,63} = 9,214 \text{ N/mm}^2$$

La garganta de nuestra polea es trapezoidal, por lo que la expresión a utilizar para el cálculo de la presión específica es:

$$P_{esp} = \frac{T * 4,5}{n * d * D * \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}$$

Siendo:

- T: Tensión estática del cable, la suma del peso de la cabina, más el peso del bastidor, más el de la carga máxima nominal, más el peso del cable con la cabina en el piso más bajo.

$$T = P.c + Q + P_{cable} = 450 + 320 + 28,773 = 798,773 \text{ kg}$$

$$T = 798,773 * 9,81 = 7835,96 \text{ N}$$

- n: número de cables

$$n = 3$$

- d: Diámetro del cable

$$d = 10 \text{ mm}$$

- D: diámetro de la polea

$$D = 435 \text{ mm}$$

- γ : ángulo de la garganta trapezoidal

$$\gamma = 35^\circ$$

El valor de la presión específica será por tanto:

$$P_{esp} = \frac{7835,96 * 4,5}{3 * 10 * 435 * \sin\left(\frac{35}{2}\right)} = 8,986 \text{ N/mm}^2$$

Luego la presión específica que se ha obtenido es menor que el máximo admisible, $8,986 < 9,214$, así que todos los supuestos son correctos, obteniendo:

Numero de cables:	3
Diámetro del cable:	10 mm
Peso del cable:	28,773 kg
Longitud del ramal:	23 m
Diámetro de la polea:	435 mm
Angulo de contacto, α :	155°
Angulo de la garganta, γ :	35°
Presión específica:	8,986 N/mm ²

4 CALCULO DEL MOTOR

El principal parámetro a definir en lo que respecta al motor de las instalaciones, es la potencia necesaria en éste para asegurar el correcto funcionamiento del sistema. El valor de la potencia será función de los datos iniciales.

La potencia mínima, P , que debe tener el motor de nuestra instalación, se calcula por la siguiente ecuación:

$$P = \frac{Q' * V}{75 * \eta} \quad \left. \vphantom{P = \frac{Q' * V}{75 * \eta}} \right\} \text{ Dando el resultado en caballos de vapor (CV), luego se pasara a Kilovatios (KW) para poder buscar en catálogos comerciales.}$$

Siendo:

V: velocidad nominal	$V = 0,63 \text{ m/s}$
η : rendimiento global, su valor suele estar entre 0,4 y 0,5, se tomara 0,4 para estar en la situación más desfavorable.	$\eta = 0,4$
P: Potencia mínima requerida por el motor	$P = \frac{188,773 * 0,63}{75 * 0,4} = 3,9642 \text{ CV}$ $P = 3,964 * 0,736 = 2,918 \text{ Kw} \approx 3 \text{ Kw}$

Se usara un motor de 4 Kw, de 1500 rpm y cuatro polos. Motor ABB tipo M3ARF 112M 3GAR 112401-ASE 086, conectado a red a 50 Hz, 220 VΔ, 380Y.

Dicho motor llevara incorporado un freno ABB de tipo IP55-IC411, insulation class F, temp. B, break IP235, la alimentación del freno es por separado y será de 220-240V/205 DC.

Características del motor	
Potencia	4 Kw
Velocidad nominal	1500 rpm
Velocidad de funcionamiento	1435 rpm
Numero de polos	4
Par nominal	26,6 Nm
Par de arranque	$26,6 * 2,9 = 77,14 \text{ Nm}$
Par máximo	$26,6 * 3 = 85,9 \text{ Nm}$
Par de frenado	86 Nm

5 CÁLCULO DEL ENGRANAJE

Para el cálculo tanto de la corona como del tornillo sin fin es necesario conocer el valor del módulo axial, M_x del tornillo, que coincide, con el módulo de la corona.

5.1 CÁLCULO DEL MÓDULO AXIAL

Para el cálculo del módulo se seguirán los siguientes pasos:

1. Se calcula la relación de transmisión y el número de dientes del tornillo SINFÍN y de la CORONA.
2. Se calcula el rendimiento del tornillo SINFÍN y con él la potencia en la CORONA.
3. Se calcula el par torsor en la CORONA y con el módulo de la CORONA.
4. Se normaliza el modulo con lo variaran algunos datos.
5. Se repiten los cuatro primeros pasos para calcular el modulo, pero esta vez con los nuevos datos normalizados y así comprobar si el modulo hallado es el correcto.

Procedemos a calcular:

- **Punto 1º:** Calculo la relación de transmisión.

Velocidad en la rueda:

Para hallarla vemos que tenemos una polea de 435 mm de diámetro y que buscamos en la misma una velocidad nominal de 0,63 m/s, luego la velocidad angular, W_2 , de la polea, y por lo tanto de la rueda del engranaje, será:

$$W_2 = \frac{V}{R} = \frac{0,63}{0,435/2} = 2,897 \text{ rad/s}$$

Velocidad en el tornillo:

Por otro lado al tornillo le llega la potencia del motor, con lo que ambos, motor y tornillo, tendrán la misma velocidad. Esta velocidad será la velocidad de funcionamiento del motor:

$$W_1 = 1435 \text{ rpm}, \text{ y pasado a radiales será: } \left. \vphantom{W_1} \right\} W_1 = 1435 * \frac{2 * \pi}{60} = 150,273 \text{ rad/s}$$

Con esto se puede decir que la relación de transmisión, i , es de:

$$i = \frac{W_2}{W_1} = \frac{2,897}{150,273} = \frac{1}{52} \quad \left. \vphantom{i} \right\} \text{ Con lo que: } i = \frac{1}{52} = \frac{Z_t}{Z_c}$$

Siendo:

- Z_t : número de dientes del tornillo = 1.
- Z_c : número de dientes de la corona = 52

- **Punto 2º:** Calculo del rendimiento del tornillo:

El rendimiento del tornillo, η , se encuentra por comparación entre la fuerza tangente de un engranaje sin fricción, U_0 , la fuerza tangente de un engranaje real, U_1 , y la fuerza tangente de la rueda del tornillo SINFIN, U_2 , siendo:

$$U_0 = U_2 * \tan \beta$$

$$U_1 = U_2 * \tan(\beta + \delta)$$

U_2 : Fuerza tangente de la rueda del tornillo SINFIN.

Luego el rendimiento responderá a la fórmula:

$$\eta = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \delta)}$$

Siendo:

β : Angulo de inclinación del filete del tornillo SINFIN y de la hélice de la rueda. Primero se probara con un ángulo de 4º y luego, si es preciso, se cambiara.

δ : ángulo de rozamiento.

El valor de δ se obtiene con la relación:

$$\mu = \tan \delta$$

Siendo:

μ : coeficiente de rozamiento que depende de la velocidad de deslizamiento Vg y del coeficiente de perdidas y_3^7 , según la fórmula:

$$\mu \geq \frac{0,21 * y_3}{\sqrt{0,4 * Vg}}$$

El valor de Vg responde a la fórmula:

$$Vg = \frac{dp * \pi * W_1}{60 * \cos \beta}$$

Para este casos e tomara una aproximación de $\mu = 0,09$ y luego con el valor del diámetro primitivo del tornillo se calcula el valor de Vg y con él se hallara el verdadero valor de μ .

⁷ El valor viene dado por la Ilustración 10.1 de este documento.

$$\delta = \tan^{-1} \mu = \tan^{-1} 0,09 = 5,1428^\circ$$

Por lo que se tendrá un rendimiento de:

$$\eta = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \delta)} = \frac{\tan 4}{\tan(4 + 5,1428)} = 0,4345 \approx 43,5\%$$

Con este rendimiento del tornillo se puede calcular la potencia que llegara hasta la rueda del engranaje, P2, teniendo en cuenta que ya conocemos la potencia que llega al tornillo, P1, que es la misma que nos da el motor.

$$P_2 = P_1 * \eta = 4 * 0,4345 = 1,738 \text{ Kw} * 1,36 = 2,364 \text{ Cv}$$

$$P_2 = 2,364 \text{ Cv}$$

- **Punto 3º:** Calculo del par torsor de la CORONA, Mt , y con él se hallara el modulo axial del engranaje, Mx :

A la hora de calcular el modulo por resistencia, es necesario tener en cuenta que el tornillo se construye con material más resistente que la rueda a fin de hacer que se desgaste, en lo posible, únicamente la CORONA y conservemos permanentemente el perfil de SINFIN, de aquí que se tome, como base para el cálculo, el material de los dientes de la CORONA. Este cálculo se realiza considerando:

	$Ftg_2 = b_2 * t * c$	(1)
Ftg ₂ : fuerza tangente aplicada a la rueda.	$Ftg_2 = \frac{2 * Mt}{Zc * Mx}$	(2)
b ₂ : Espesor de la CORONA	$b_2 = 2,5 * t$	
t. Paso circular de los dientes de la CORONA	$t = Mx * \pi$ $b_2 = 2,5 * Mx * \pi$	
c: valor de la carga que depende del material de la CORONA y de la velocidad de deslizamiento en m/s ⁸	Para nuestra CORONA de material de bronce y Vg menor de 15 m/s ⁹ , se toma un valor de: c=100 kg/cm ²	
Mt: Par torsor de la rueda.	$Mt = \frac{P_2 * 75}{W_2} = \frac{2,364 * 75}{2,897}$ $Mt = 61,201 \text{ kg} * m$	

⁸ Extraído de la ilustración 10.2 de este documento.

⁹ Se comprobara una vez que se obtenga el valor del diámetro primitivo

Sustituyendo valores e igualando las expresiones (1) y (2) se obtiene:

$$\frac{2 * Mt}{Zc * Mx} = 2,5 * Mx * \pi * Mx * \pi * c$$

Con lo que:

$$Mx = \sqrt[3]{\frac{2 * Mt}{2,5 * c * Zc * \pi^2}}$$

Si el par torsor de la rueda, Mt, viene dado en kg*m para obtener Mx en mm, tendremos:

$$Mx = \sqrt[3]{\frac{2 * Mt * 10^4}{2,5 * c * Zc * \pi^2}} = 20 * \sqrt[3]{\frac{Mt}{2,5 * c * Zc * \pi^2}} = 20 * \sqrt[3]{\frac{61,201}{2,5 * 100 * 52 * \pi^2}}$$

$$Mx = 4,549 \text{ mm}$$

- **Punto 4º:** Normalizo el modulo axial tomando los nuevos datos:

Lo primero que se tiene que hacer es elegir el ángulo de presión entre la rueda y el tornillo, α . Generalmente suele estar entre 15º o 20º, Se tomara el valor de 20º.

Según tablas normalizadas para un ángulo de presión, α , de 20º se toma el modulo axial inmediatamente superior a 4,549 mm, que es de 5 mm¹⁰, para el cual tengo un ángulo de inclinación del filete, $\beta=3,48^\circ$, y un diámetro primitivo, dp, de 75 mm

- **Punto 5º:** Con el nuevo valor de β se repiten los cálculos:

Se calcula el valor de Vg para obtener μ y así hallar el rendimiento:

$$Vg = \frac{dp * \pi * W_1}{60 * \cos \beta} = \frac{0,075 * \pi * 1435}{60 * \cos 3,48} \quad \left. \vphantom{\frac{dp * \pi * W_1}{60 * \cos \beta}} \right\} Vg = 5,646 \text{ m/s}$$

Nótese que las unidades del diámetro primitivo son metros y las de la velocidad angular son rpm a lo cual se divide todo por 60.

Se toma $\gamma_3 = 1^{11}$, acero rectificado en el tornillo y bronce en la corona y se calcula el valor de μ :

$$\mu \geq \frac{0,21 * 1}{\sqrt{0,4 * 5,646}} \quad \left. \vphantom{\frac{0,21 * 1}{\sqrt{0,4 * 5,646}}} \right\} \mu \geq 0,085$$

¹⁰ Extraído de la tabla 10.7 de este documento.

¹¹ Extraído de la tabla 10.6 de este documento.

Con lo que el valor que se había tomado de μ igual a 0,09 servirá y el valor de $\delta = 5,1428$ será correcto.

Se calcula el rendimiento η :

$$\eta = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \delta)} = \frac{\tan 3,48}{\tan(3,48 + 5,1428)}$$

$$\eta = 0,401 \approx 40\%$$

Con lo que vemos el nuevo valor de la potencia que llegara a la rueda:

$$P_2 = P_1 * \eta = 4 * 0,40 = 1,6 * 1,36 = 2,176 \text{ Cv}$$

$$P_2 = 2,176 \text{ Cv}$$

Se calcula el valor de par torsor:

$$Mt = \frac{P_2 * 75}{W_2} = \frac{2,176 * 75}{2,897} \quad \left. \vphantom{\frac{P_2 * 75}{W_2}} \right\} Mt = 56,334 \text{ kg} * m$$

Se comprueba el valor del módulo axial, Mx :

$$Mx = 20 * \sqrt[3]{\frac{Mt}{2,5 * c * Zc * \pi^2}} = 20 * \sqrt[3]{\frac{56,334}{2,5 * 100 * 52 * \pi^2}}$$

$$Mx = 4,425 \text{ mm}$$

Se mira en la tabla de módulos normalizados¹² y se toma el valor de $Mx = 4,5 \text{ mm}$ que tiene como ángulo de inclinación del filete del tornillo sinfín un valor de $3,38^\circ$ y un valor del diámetro primitivo, $dp = 71 \text{ mm}$ comprobando de nuevo con estos valores si se ha cogido el modulo correcto.

Se calcula el valor de Vg para obtener μ y así hallar el rendimiento:

$$Vg = \frac{dp * \pi * W_1}{60 * \cos \beta} = \frac{0,071 * \pi * 1435}{60 * \cos 3,38} \quad \left. \vphantom{\frac{dp * \pi * W_1}{60 * \cos \beta}} \right\} Vg = 5,3439 \text{ m/s}$$

Se recalcula μ :

$$\mu \geq \frac{0,21 * 1}{\sqrt{0,4 * 5,3439}} \quad \left. \vphantom{\frac{0,21 * 1}{\sqrt{0,4 * 5,3439}}} \right\} \mu \geq 0,088$$

Con lo que el valor que se había tomado de μ igual a 0,09 servirá y el valor de $\delta = 5,1428$ es correcto.

¹² Extraído de tabla 10.7 de este documento.

Se calcula el rendimiento η :

$$\eta = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \delta)} = \frac{\tan 3,38}{\tan(3,38 + 5,1428)}$$

$$\eta = 0,394$$

Con lo que se obtiene el nuevo valor de la potencia que llegara hasta la rueda:

$$P_2 = P_1 * \eta = 4 * 0,394 = 1,576 Kw * 1,36 = 2,143 Cv$$

$$P_2 = 2,143 Cv$$

Se calcula el valor del par torsor:

$$Mt = \frac{P_2 * 75}{W_2} = \frac{2,143 * 75}{2,897} \quad \left. \vphantom{\frac{P_2 * 75}{W_2}} \right\} Mt = 55,489 kg * m$$

Se comprueba que con la velocidad de deslizamiento¹³, $V_g = 5,3439$ m/s, al ser menor a 15 m/s se obtiene un valor de $c = 100$, el cual se utilizó correctamente.

Se comprueba el valor de modulo axial, M_x :

$$M_x = 20 * \sqrt[3]{\frac{Mt}{2,5 * c * Z_c * \pi^2}} = 20 * \sqrt[3]{\frac{55,489}{2,5 * 100 * 52 * \pi^2}}$$

$$M_x = 4,403 mm$$

Con lo que se aprecia que el modulo que se ha tomado es el correcto, teniendo como datos principales:

Mn: modulo axial	4,5 mm
Diámetro primitivo en el tornillo	71mm
Ψ : relación entre anchura y paso normal del diente	2,55
b: anchura del dentado	36 mm
β : ángulo de inclinación	3,38°

Una vez conocido el valor del módulo se calculan las demás dimensiones del engranaje:

¹³ Extraído de la ilustración 10.2 de este documento.

5.2 DIMENSIONES DEL TORNILLO SIN FIN

Según la norma alemana ZN 400, usada para el cálculo del módulo, se tiene para el tornillo los siguientes datos:

Mn: modulo axial	4,5 mm
Diámetro primitivo en el tornillo	71mm
β : ángulo de inclinación	3,38°

En esta tabla también se tiene el dato normalizado el ángulo de inclinación de la hélice en la CORONA, β_2 , con lo que el ángulo de inclinación de la hélice en el tornillo SINFIN, β_1 ; será:

$$\left. \begin{array}{l} \beta_1 = 90 - \beta_2 \\ \beta_1 = 90 - 3,38 \end{array} \right\} \beta_1 = 86,62^\circ$$

Por otro lado la norma ZN 400 también nos da el valor normalizado de la anchura del dentado de la corona, $b = 36$ mm, que podría haber obtenido por la fórmula:

$$\left. \begin{array}{l} b = 2,5 * Mx * \pi \\ b = 2,5 * 4,5 * \pi \end{array} \right\} b = 35,34 \approx 36 \text{ mm}$$

También se obtiene de esta tabla la relación entre anchura y paso normal del diente, $\Psi=2,55$, con lo que se obtendrá de paso normal, P_n :

$$\left. \begin{array}{l} P_n = \frac{b}{\Psi} \\ P_n = \frac{36}{2,55} \end{array} \right\} P_n = 14,11 \text{ mm}$$

El valor del módulo normal, M_n será:

$$\left. \begin{array}{l} M_n = Mx * \cos \beta_2 \\ M_n = 4,5 * \cos 3,38 \end{array} \right\} M_n = 4,49 \text{ mm}$$

Otros datos de interés del tornillo SINFÍN:

Z _i : número de entradas		1
α: ángulo de presión		20°
hc: addéndun: altura de la cabeza del diente	$hc = Mn$	4,49 mm
hp: dedéndun: altura del pie del diente	$hp = 1,25 * Mn$ $hp = 1,25 * 4,49$	5,61 mm
hd: altura total del diente	$hd = 2,25 * Mn$ $hp = 2,25 * 4,49$	10,10 mm
de: diámetro exterior	$de = dp + (2 * hc)$ $de = 71 + (2 * 4,49)$	79,98 mm
di: diámetro interior	$di = dp - (2 * hp)$ $di = 71 - (2 * 5,61)$	59,78 mm
Px: paso axial entre filetes	$Px = \frac{Pn}{\cos \beta_2}$ $Px = \frac{14,11}{\cos 3,38}$	14,13 mm
Pz: paso de la hélice	$Pz = Px * Z$ $Pz = 14,13 * 1$	14,13 mm
e ₁ : espesor normal del diente en el círculo primitivo	$e_1 = \frac{Pn}{2}$ $e_1 = \frac{14,11}{2}$	7,055 mm
s: separación normal entre dientes	$s = \frac{Pn}{2}$ $s = \frac{14,11}{2}$	7,055 mm
L: longitud del tornillo	$L = \frac{(5 + 6) * Px}{2}$ $L = \frac{(5 + 6) * 14,13}{2} = 77,715$	≈ 78 mm

5.3 DIMENSIONES DE LA CORONA

Las dimensiones de la corona se calculan a partir del módulo normal, Mn , igual a 4,5 mm, teniendo como únicas medidas normalizadas en la norma ZN 400 la anchura del dentado, b , igual a 36 mm y el valor de Ψ igual a 2,55 con lo que podemos hallar cuánto vale el paso normal. Pn :

$$Pn = \frac{b}{\Psi} = \frac{36}{2,55} \quad \left. \vphantom{\frac{b}{\Psi}} \right\} Pn = 14,11 \text{ mm}$$

Los demás datos de la corona se hallaran de la misma forma que para el tornillo sinfín a excepción del diámetro primitivo que será:

$$\left. \begin{array}{l} Dp = Mx * Zc \\ Zc = 52 \\ Mn = 4,5 * 52 \end{array} \right\} Dp = 234 \text{ mm}$$

Resto de datos:

α : ángulo de presión		20°
hc: addéndun: altura de la cabeza del diente	$hc = Mn$	4,49 mm
hp: dedéndun: altura del pie del diente	$hp = 1,25 * Mn$ $hp = 1,25 * 4,49$	5,61 mm
hd: altura total del diente	$hd = 2,25 * Mn$ $hp = 2,25 * 4,49$	10,10 mm
De: diámetro exterior	$De = Dp + (2 * hc)$ $de = 234 + (2 * 4,49)$	242,98 mm
Di: diámetro interior	$Di = Dp - (2 * hp)$ $di = 234 - (2 * 5,61)$	222,78 mm
Px: paso axial entre filetes	$Px = \frac{Pn}{\cos \beta_2}$ $Px = \frac{14,11}{\cos 3,38}$	14,13 mm
Pz: paso de la hélice	$Pz = Px * Z$ $Pz = 14,13 * 52$	734,76 mm
e_1 : espesor normal del diente en el círculo primitivo	$e_1 = \frac{Pn}{2}$ $e_1 = \frac{14,11}{2}$	7,055 mm
s: separación normal entre dientes	$s = \frac{Pn}{2} = \frac{14,11}{2}$	7,055 mm
a: distancia entre centros	$a = \frac{(dp + Dp)}{2} = \frac{71 + 234}{2}$	152,5 mm

5.4 IRREVERSIBILIDAD

Para que el conjunto tornillo sinfín-corona sea un mecanismo irreversible necesariamente se debe cumplir:

$$\gamma_m < \varphi \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{En donde:} \\ \gamma_m = \beta_2 = 90 - \beta_1 \\ \gamma_m = 3,38^\circ \end{array} \right.$$

Calculando el valor de, φ , según la ecuación:

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{\mu}{\cos \alpha} \right) \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Siendo:} \\ \mu = 0,09 \\ \alpha = 20^\circ \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Luego queda:} \\ \varphi = \tan^{-1} \left(\frac{0,09}{\cos 20} \right) \\ \varphi = 5,47^\circ \end{array} \right.$$

Comprobamos que $3,38^\circ < 5,47^\circ$ con lo que se puede asegurar que el mecanismo es irreversible.

5.5 RENDIMIENTO DEL CONJUNTO

El rendimiento del tornillo sinfín, η^{14} , se encuentra por comparación entre la fuerza tangente de un engranaje sin fricción, U_0 , y la fuerza tangente de un engranaje real, U_1 , siendo:

$$U_0 = U_2 * \tan \beta$$

$$U_1 = U_2 * \tan(\beta + \delta)$$

U_2 : Fuerza tangente de la rueda del tornillo SINFÍN.

Luego el rendimiento responderá a la fórmula:

$$\eta = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \delta)} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Siendo:} \\ \beta: \text{Angulo de inclinación del filete del tornillo SINFÍN y de la hélice de} \\ \text{la rueda } = 3,38^\circ \\ \delta: \text{ángulo de rozamiento.} \end{array} \right.$$

¹⁴ El cálculo del rendimiento del sistema polea-tornillo sinfín ya fue realizado en el apartado 5.1, punto 5º, no obstante se repiten los cálculos que dan el rendimiento último del sistema.

El valor de δ se obtiene con la relación:

$$\mu = \tan \delta \quad \left. \begin{array}{l} \text{Siendo:} \\ \mu: \text{ coeficiente de rozamiento que depende de la velocidad de} \\ \text{deslizamiento } Vg \text{ y del coeficiente de pérdidas } y_3^{15}, \text{ según la fórmula:} \\ \mu \geq \frac{0,21 * y_3}{\sqrt{0,4 * Vg}} \end{array} \right\}$$

El valor de Vg responde a la fórmula:

$$Vg = \frac{dp * \pi * W_1}{60 * \cos \beta} = \frac{0,071 * \pi * 1435}{60 * \cos 3,38} \quad \left. \right\} Vg = 5,3439 \text{ m/s}$$

Nótese que las unidades del diámetro primitivo son metros y las de la velocidad angular son rpm, a lo cual se divide todo por 60.

Se toma $y_3 = 1^{16}$ (acero rectificado en el tornillo y bronce en la corona) y el valor recién hallado de $Vg = 5,3439 \text{ m/s}$, para calcular el valor de μ :

$$\left. \begin{array}{l} \mu \geq \frac{0,21 * y_3}{\sqrt{0,4 * Vg}} \\ \mu \geq \frac{0,21 * 1}{\sqrt{0,4 * 5,3439}} \end{array} \right\} \mu \geq 0,088 \approx 0,09$$

Sustituyendo:

$$\delta = \tan^{-1} \mu = \tan^{-1} 0,09 = 5,1427^\circ$$

Con lo que se obtendrá un rendimiento de:

$$\eta = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \delta)} = \frac{3,38}{\tan(3,38 + 5,1427)}$$

$$\eta = 0,3941$$

Como se puede observar, el rendimiento del tornillo no excede al 50%, como cabe esperar en un tornillo irreversible.

¹⁵ El valor viene dado por la Ilustración 10.1

¹⁶ Extraído de tabla 10.6 de este documento

6 SISTEMA FRENO

El freno debe de ser considerado uno de los elementos principales del mecanismo estudiado. Los discos de freno seleccionado son frenos de disco electromagnéticos, los cuales trabajan bajo la acción de un conjunto de muelles que se liberan cuando se aplica tensión en la bobina del freno. Esto significa que el motor frenara de forma automática en caso de cualquier fallo de la tensión, como una característica de seguridad importante. El freno es siempre funcional, independientemente de la posición de montaje del motor de freno.

Para el motor seleccionado M3ARF 112M 3GAR 112401-ASE 086 del catálogo de ABB¹⁷ le corresponde un freno IP 23 S¹⁸, el cual tiene un par de frenado de 86 Nm.

Para verificar si este par de frenado es el adecuado para las necesidades del ascensor, se tiene que conocer el par de frenado que se desea.

Se calculara bajo las condiciones más extremas en la detención del ascensor, por lo que:

T: Par de frenado.	$T = F * R$
F: fuerza que produce el movimiento. Esta fuerza es igual a la masa que arrastra el ascensor por la aceleración de frenada que como ya se había visto antes es de 0,5 m/s. La masa en el caso más desfavorable se da con el ascensor bajando, lleno y a la altura de la planta baja.	$Masa = P_c + Q + P_{cable} - P_o$ $Masa = 450 + 320 + 28,773 - 610$ $Masa = 188,773 \text{ kg}$ $F = 188,773 * 0,5$ $F = 94,387 \text{ N}$
R: radio de la polea.	$R = \frac{0,435 \text{ m}}{2} = 0,2175 \text{ m}$

Obteniendo un par de:

$$T = F * R = 94,387 * 0,218 = 20,53 \text{ Nm}$$

A ese valor se le sumara un 10% para así tener en cuenta la inercia de las demás partes del mecanismo elevador con lo que el par total de frenado queda como:

$$T = 20,53 + 0,1 * 20,53 = 22,58 \text{ Nm}$$

Con este valor y el obtenido del catálogo de ABB se aprecia que no supera dicho par de frenado, con lo cual os sirve.

$$22,58 \text{ Nm} < 86 \text{ Nm}$$

¹⁷ Extraído de catálogo ABB, www.abb.es/product/seitp322/1026aed451f68f10c125771c00305db7.aspx

¹⁸ Extraído de la tabla 10.8 de este documento.

7 CÁLCULO DE LOS EJES

El cálculo de los ejes de este proyecto se debe hacer necesariamente por dos criterios diferentes, los cuales ya han sido explicados en la memoria descriptiva. A continuación se pasa a realizar todos los cálculos para definir los ejes.

El diámetro obtenido es siempre mayor por el criterio de deformación. Esto es debido a la forma en que trabajan estos ejes, a los pares que transmiten y a las fuerzas que soporta.

7.1 CÁLCULO DEL EJE DE LA POLEA-CORONA

Se procede al estudio completo de este eje según los dos criterios.

7.1.1 Criterio de rotura

El eje de la polea-corona es sin duda el eje más complicado del mecanismo que se estudiara, al encontrarse apoyado en tres rodamientos y sufrir fuerzas sobre él debidas a la polea y a la corona de diferentes magnitudes y direcciones.

De una forma esquemática la distribución de fuerzas en el eje de la corona es de la siguiente forma:

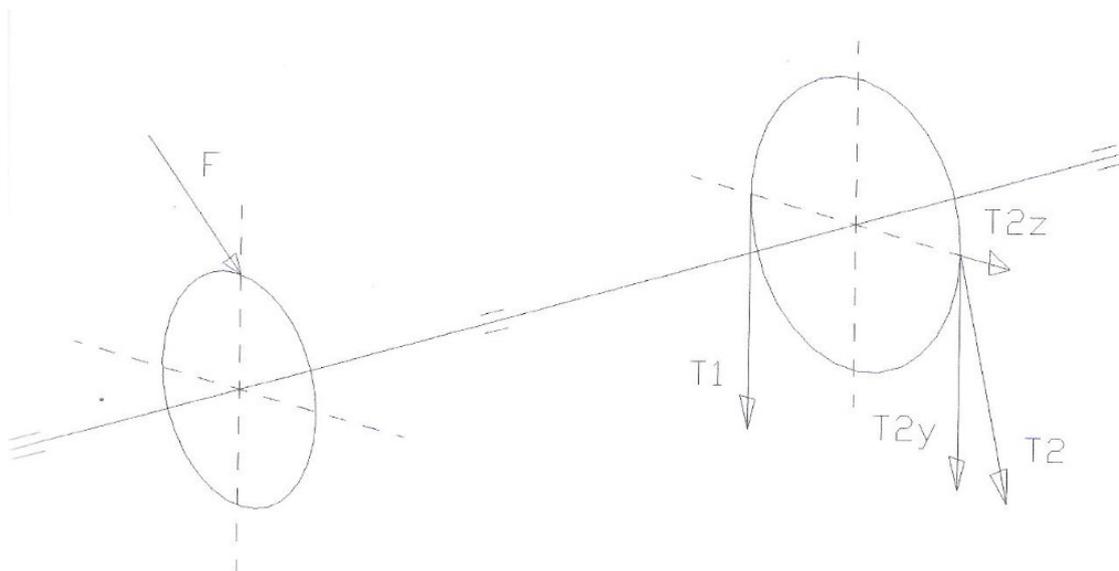


Ilustración 7.1 Distribución de fuerzas en el eje de la corona. Extraído de programa CAD

7.1.1.1 Estudio de las fuerzas

Para realizar un correcto estudio de las fuerzas de este eje:

1. Vemos las fuerzas producidas por la corona.
2. Vemos as fuerzas producidas por la polea.
3. Separo las fuerzas que se encuentran en el plano XY y se calcula las reacciones en dicho plano realizando también el cálculo de los esfuerzos cortantes y de los momentos flectores.
4. Separo las fuerzas que se encuentran en el plano XZ y calculo las reacciones en dicho plano realizando también el cálculo de los esfuerzos cortantes y de los momentos flectores.

Una vez hecho esto tendremos el punto del eje que más sufre y sobre el proseguiremos los cálculos.

- **Punto 1º:** Fuerzas producidas en el eje debido a la corona:

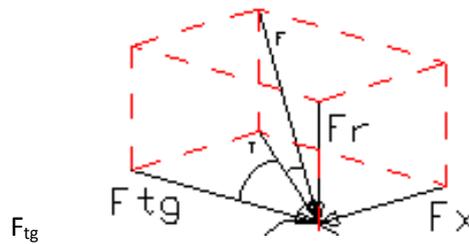


Ilustración 7.2 Fuerzas producidas en el eje debido a la corona. Extraído de programa CAD

Se deben estudiar el valor de estas fuerzas:

Según se había visto en el cálculo del módulo, el valor de la fuerza tangente, que hemos llamado F_{tg} será:

$$F_{tg} = \frac{2 * M_t}{M_x * Z_c}$$

$$F_{tg} = \frac{2 * 55,489}{0,0045 * 52}$$

$$F_{tg} = 4652,54 N$$

Siendo:

$$M_t = 55,489 kg * m$$

$$M_t = 55,489 * 9,81$$

$$M_t = 544,347 N * m$$

$$M_x = \frac{4,5}{1000} = 0,0045 m$$

La fuerza axial, F_x , será:

$$F_x = F_{tg} * \tan \beta \quad \left\{ \begin{array}{l} F_x = 4652,54 * \tan 3,38 \\ \mathbf{F_x = 274,782 N} \end{array} \right.$$

La fuerza T será:

$$T = \sqrt{F_{tg}^2 + F_x^2} \quad \left\{ \begin{array}{l} T = \sqrt{4652,54^2 + 274,782^2} \\ \mathbf{T = 4660,65 N} \end{array} \right.$$

La fuerza radial, F_r , será:

$$F_r = T * \tan \alpha \quad \left\{ \begin{array}{l} F_r = 4660,65 * \tan 20 \\ \mathbf{F_r = 1696,94 N} \end{array} \right.$$

La corona también produce 2 momentos; un momento torsor cuyo valor ya se ha calculado ($M_t = 544,347 N$), y un momento flector, M_f , que será:

$$M_f = F_x * \frac{D_p}{2} \quad \left\{ \begin{array}{l} M_f = 274,782 * \frac{0,234}{2} \\ \mathbf{M_f = 32,149 Nm} \end{array} \right.$$

- **Punto 2º:** Fuerzas producidas por la polea:

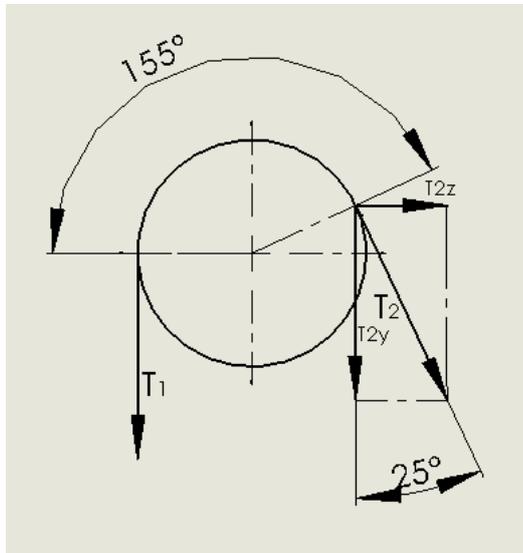


Ilustración 7.3 Fuerzas producidas por la polea en el eje. Extraído de programa CAD

El valor de estas fuerzas es:

$$\left. \begin{array}{l} T_1 = (Q + P_c + P_{cable}) * (1 + a/g) \\ T_1 = (450 + 320 + 28,773) * 9,81 (1 + 0,5/9,81) \\ T_1 = 8235,35 N \end{array} \right\} \begin{array}{l} T_2 = (P_o) * (1 + a/g) \\ T_2 = 610 * 9,81 (1 + 0,5/9,81) \\ T_2 = 6289,1 N \end{array}$$

Ahora bien, esta tensión T_2 se debe descomponer en los ejes Z y Y utilizando para ello el ángulo de contacto entre los cables y poleas ya hallado y que queda reseñado en la ilustración anterior.

$$\begin{array}{l} T_{2y} = T_2 * \cos 25 \\ T_{2y} = 6289,1 * \cos 25 \\ T_{2y} = 5699,86 \text{ N} \end{array} \quad \left| \begin{array}{l} T_{2z} = T_2 * \sin 25 \\ T_{2z} = 6289,1 * \sin 25 \\ T_{2z} = 2657,89 \text{ N} \end{array} \right.$$

- **Punto 3º:** Separación de fuerzas en plano XY y cálculo de reacciones:

PLANO XY

Separo las fuerzas que se encuentran en el plano XY y calculo reacciones en dicho plano realizando también el cálculo de los esfuerzos cortantes y momentos flectores.

El esquema de las fuerzas y momentos que soporta el eje como si fuera una viga apoyada en tres puntos es el siguiente:

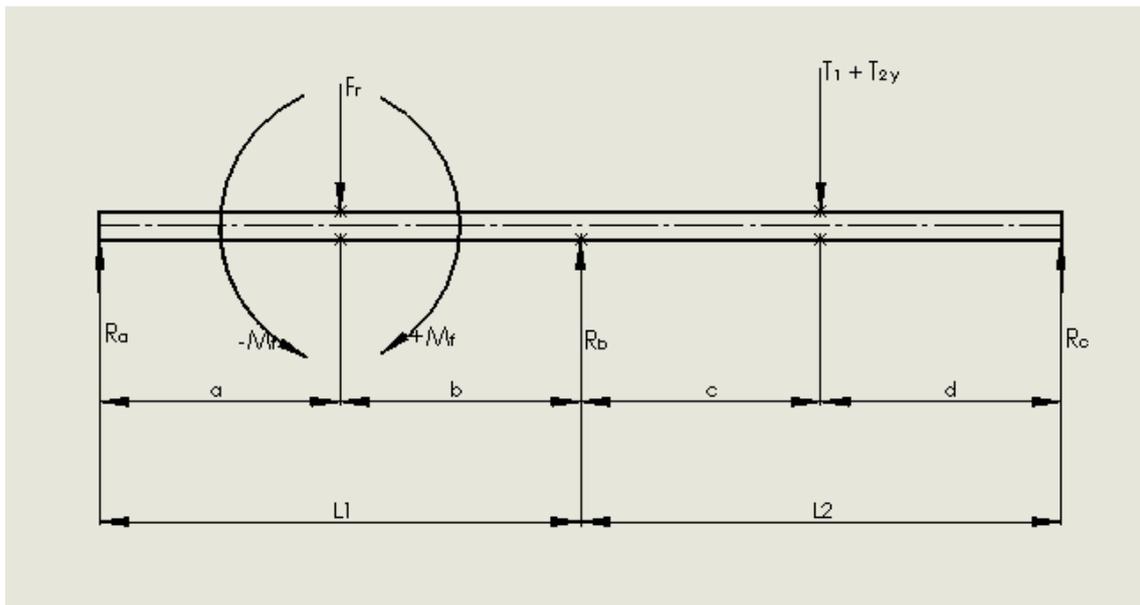


Ilustración 7.4 Fuerzas y reacciones en plano XY. Extraído de programa CAD

$$\begin{array}{l} F_r = 1696,94 \text{ N} \\ T = T_1 + T_{2y} = 8235,35 + 5699,86 \\ T = 13935,2 \text{ N} \end{array} \quad \left| \begin{array}{l} a = 0,1 \text{ m} \\ b = 0,1 \text{ m} \\ c = 0,105 \text{ m} \\ d = 0,105 \text{ m} \end{array} \right. \quad \left| \begin{array}{l} L_1 = 0,2 \text{ m} \\ L_2 = 0,21 \text{ m} \end{array} \right.$$

Para resolver esta viga y hallar los valores de las reacciones, Ra, Rb y Rc se utiliza el método de los ángulos, con el cual obtengo el valor del momento flector en la reacción del punto B. Una vez se tienen las reacciones, con ellas se halla los esfuerzos cortantes, los momentos flectores y finalmente las gráficas.

Método de los ángulos:

Se divide el eje según el dibujo:

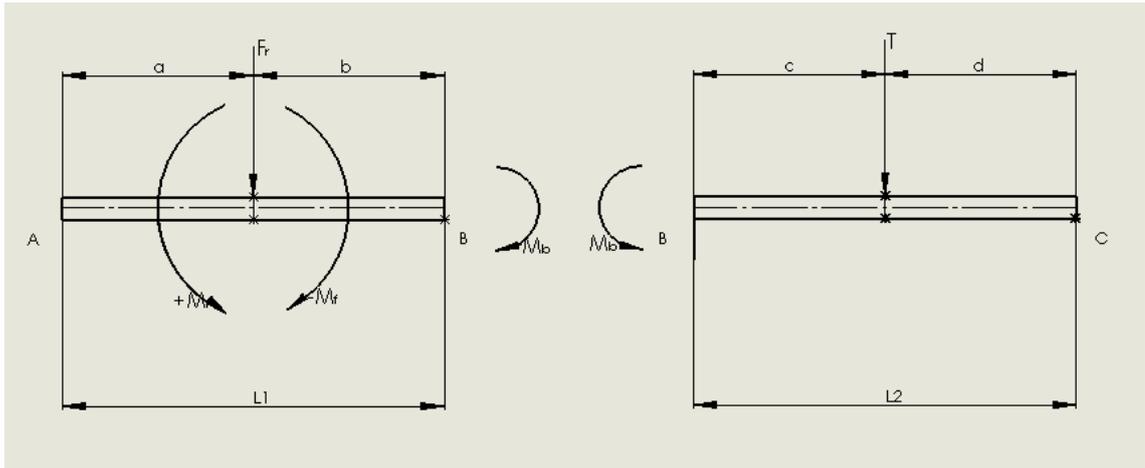


Ilustración 7.5 División de eje XY para análisis. Extraído de programa CAD

Las fuerzas y el momento que se encuentran en la sección AB de la viga crean un ángulo, θ , en el punto B. Este ángulo tiene un valor que dependerá del tipo de fuerza o momento y su ubicación:

<p>θ de la fuerza radial, F_r:</p> $\theta = \frac{F_r * L_1^2}{16 * E * I}$ <p>Siendo E el módulo de elasticidad e I el momento de inercia.</p>	<p>θ del momento flector, M_f:</p> $\theta = \frac{\pm M_f * L_1}{24 * E * I}$ <p>Nótese que este valor puede ser positivo o negativo dependiendo de si el ascensor sube o baja.</p>
---	---

θ del momento flector, M_b :

$$\theta = \frac{-M_b * L_1}{3 * E * I}$$

Luego el ángulo total en el punto B debido a la sección AB será:

$$\theta = \frac{F_r * L_1^2}{16 * E * I} \pm \frac{M_f * L_1}{24 * E * I} - \frac{M_b * L_1}{3 * E * I}$$

Las fuerzas que se encuentran en la sección BC de la viga crean un ángulo, θ , en el punto B. Este ángulo según las fuerzas será:

$$\theta \text{ de la fuerza que ejerce la polea, T: } \left| \begin{array}{l} \theta \text{ del momento flector, } M_b: \\ \theta = \frac{-T * L_2^2}{16 * E * I} \\ \theta = \frac{M_b * L_2}{3 * E * I} \end{array} \right.$$

Luego el ángulo total en el punto B debido a la sección BC será:

$$\theta = -\frac{T * L_2^2}{16 * E * I} + \frac{M_b * L_2}{3 * E * I}$$

Puesto que el ángulo, θ , hallado en los dos casos es el mismo, se igualan y se halla la incógnita M_b . Esto lo hago para los casos de subida y bajada, es decir, para M_f positivo y para M_f negativo, tomando posteriormente el caso más desfavorable, o lo que es lo mismo, el mayor de los dos valores de M_f .

1. Si M_f es positivo el valor del ángulo, θ , en B será negativo; con lo que:

$$\theta = \frac{F_r * L_1^2}{16 * E * I} - \frac{M_f * L_1}{24 * E * I} - \frac{M_b * L_1}{3 * E * I} = -\frac{T * L_2^2}{16 * E * I} + \frac{M_b * L_2}{3 * E * I}$$

$$\theta = \frac{1696,94 * 0,2^2}{16} - \frac{32,149 * 0,2}{24} + \frac{13935,2 * 0,21^2}{16} = \frac{M_b * 0,41}{3}$$

$$M_b = 310,48 \text{ N} * m$$

2. Si M_f es negativo el valor del ángulo, θ , en B será positivo; con lo que:

$$\theta = \frac{F_r * L_1^2}{16 * E * I} + \frac{M_f * L_1}{24 * E * I} - \frac{M_b * L_1}{3 * E * I} = -\frac{T * L_2^2}{16 * E * I} + \frac{M_b * L_2}{3 * E * I}$$

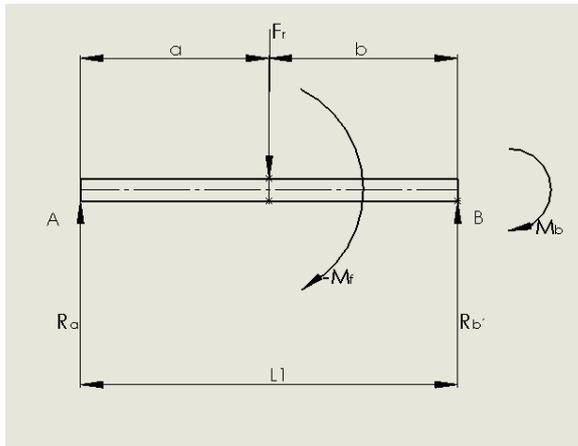
$$\theta = \frac{1696,94 * 0,2^2}{16} + \frac{32,149 * 0,2}{24} + \frac{13935,2 * 0,21^2}{16} = \frac{M_b * 0,41}{3}$$

$$M_b = 314,04 \text{ N} * m$$

De los dos momentos se tomara el mayor en valor absoluto, que es con el que se continuaran el estudio de reacciones. Este valor será para M_f negativo, es decir, en el mismo sentido que las agujas del reloj, y su valor será de 314,04 Nm.

Reacciones:

Se hace el estudio de la parte AB de la viga utilizando el momento flector que se ha hallado en B:



$$\begin{aligned}
 a &= 0,1 \text{ m} & F_r &= 1696,94 \text{ N} \\
 b &= 0,1 \text{ m} & M_b &= 314,04 \text{ Nm} \\
 L_1 &= 0,2 \text{ m} & M_f &= 32,15 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Ilustración 7.6 Estudio de parte AB. Extraído de programa CAD

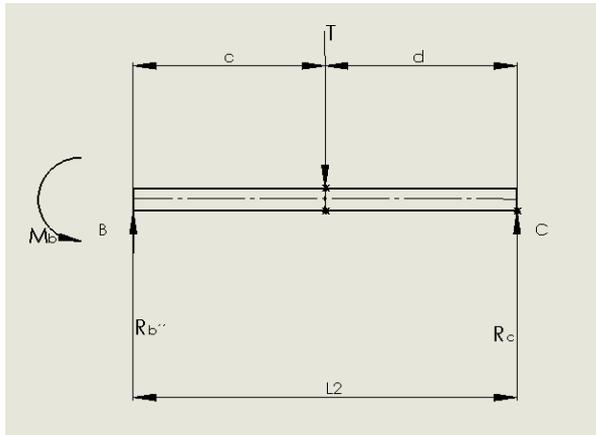
Se estudiara la suma de momentos respecto al punto A tomando como positivo, para los momentos, el sentido contrario al las agujas del reloj.

$$\left. \begin{aligned}
 \sum M_A &= 0 \\
 R_b' * L_1 - M_b - F_r * a - M_f &= 0
 \end{aligned} \right\}
 \begin{aligned}
 R_b' &= \frac{M_b + F_r * a + M_f}{L_1} \\
 R_b' &= \frac{314,04 + 1696,94 * 0,1 + 32,15}{0,2} \\
 R_b' &= 2579,42 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Se estudia la suma de las fuerzas en el eje Y:

$$\left. \begin{aligned}
 \sum F_y &= 0 \\
 R_a + R_b' &= F_r \\
 R_a &= F_r - R_b'
 \end{aligned} \right\}
 \begin{aligned}
 R_a &= 1696,94 - 2579,42 \\
 R_a &= -882,48 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Ahora se hace el estudio de la parte BC de la viga:



$$\begin{aligned}
 a &= 0,105 \text{ m} \\
 b &= 0,105 \text{ m} \\
 L_1 &= 0,21 \text{ m} \\
 T &= 13935,2 \text{ N} \\
 M_b &= 314,04 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Ilustración 7.7 Estudio de la parte BC. Extraído de programa CAD

Se estudia la suma de momentos respecto al punto B:

$$\left. \begin{aligned}
 \sum M_B &= 0 \\
 R_c * L_2 + M_b - T * c &= 0
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 R_c &= \frac{T * c - M_b}{L_2} \\
 R_c &= \frac{13935,2 * 0,105 - 314,04}{0,21} \\
 R_c &= 5472,17 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Se estudia la suma de las fuerzas en el eje Y:

$$\left. \begin{aligned}
 \sum F_y &= 0 \\
 R_b'' + R_c &= T \\
 R_b'' &= T - R_c
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 R_b'' &= 13935,2 - 5472,17 \\
 R_b'' &= 8463,03 \text{ N}
 \end{aligned}$$

El valor total de la reacción R_b será la suma de las dos reacciones parciales, $R_b' + R_b''$:

$$\left. \begin{aligned}
 R_b &= R_b' + R_b''
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 R_b &= 2579,42 + 8463,03 \\
 R_b &= 11042,4 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Con lo que las reacciones en el plano XY son:

$$R_a = -882,48 \text{ N} \qquad R_b = 11042,4 \text{ N} \qquad R_c = 5472,17 \text{ N}$$

Cálculo de esfuerzos cortantes y momentos flectores:

Para realizar este cálculo se separa la viga en partes, según se encuentran las distintas fuerzas o momentos, y en cada uno de estas partes se realiza el estudio de fuerzas y momentos respecto del extremo, E:

- Parte 1:

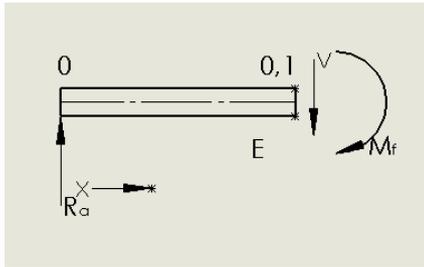


Ilustración 7.8 Parte 1 de cálculo de esfuerzos cortantes y momentos flectores. Extraído de programa CAD

$$\sum F_y = 0$$

$$V = R_a$$

$$V = -882,48 \text{ N}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$M_f = -R_a * X$$

Para un valor de X = 0 m

$$M_f = 0 \text{ Nm}$$

Para un valor de X = 0,1 m

$$M_f = 882,48 * 0,1 \text{ Nm}$$

$$M_f = 88,248 \text{ Nm}$$

- Parte 2:

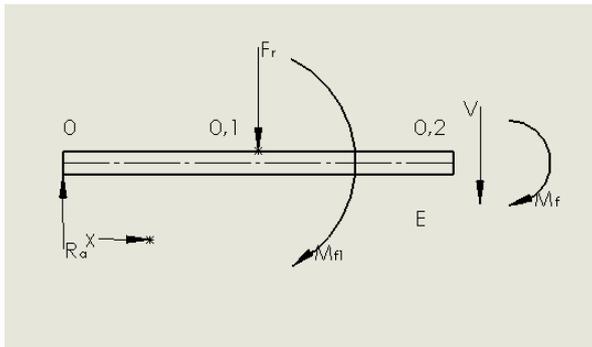


Ilustración 7.9 Parte 2 de cálculo de esfuerzos cortantes y momentos flectores. Extraído de programa CAD

$$\sum F_y = 0$$

$$V = R_a - F_r$$

$$V = -882,48 - 1696,94$$

$$V = -2579,42 \text{ N}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$M_f = -R_a * X + F_r * (X - 0,1) - M_{f1}$$

Para un valor de X = 0,2 m

$$M_f = 882,48 * 0,2 + 1696,94 * (0,2 - 0,1) - 32,15$$

$$M_f = 314,04 \text{ Nm}$$

- Parte 3:

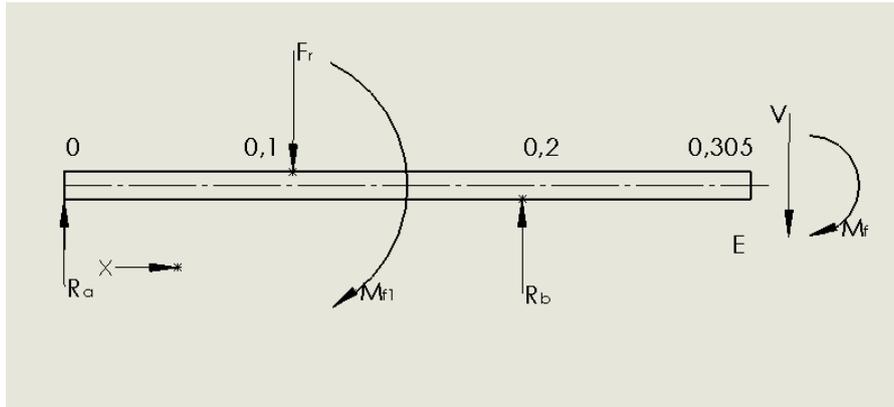


Ilustración 7.10 Parte 3 de cálculo de esfuerzos cortantes y momentos flectores. Extraído de programa CAD

$$\sum F_y = 0$$

$$V = R_a - F_r + R_b$$

$$V = -882,48 - 1696,94 + 11042,4$$

$$V = 8462,98 \text{ N}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$M_f = -R_a * X + F_r * (X - 0,1) - M_{f1} - R_b * (X - 0,2)$$

Para un valor de $X = 0,305 \text{ m}$

$$M_f = 882,48 * 0,305 + 1696,94 * (0,305 - 0,1) - 32,15 - 11042,4 * (0,305 - 0,2)$$

$$M_f = -574,572 \text{ Nm}$$

- Parte 4:

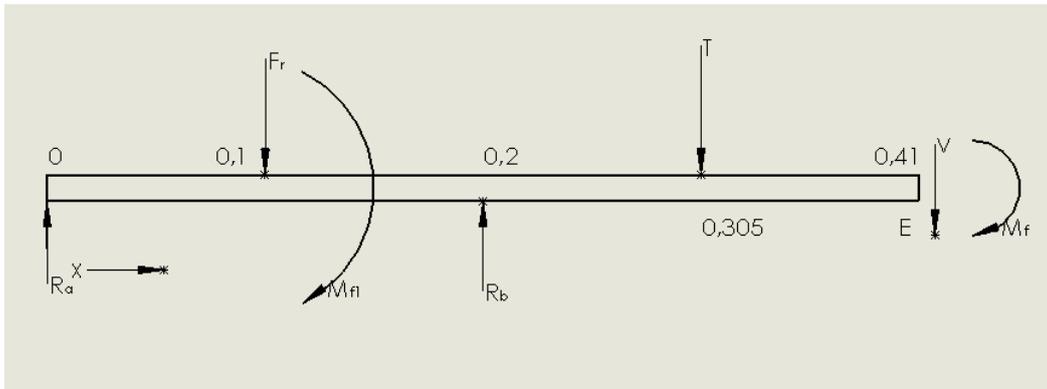


Ilustración 7.11 Parte 4 de cálculo de esfuerzos cortantes y momentos flectores. Extraído de programa CAD

$$\sum F_y = 0$$

$$V = R_a - F_r + R_b - T$$

$$V = -882,48 - 1696,94 + 11042,4 - 13935,2$$

$$V = -5472,22 \text{ N}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$M_f = -R_a * X + F_r * (X - 0,1) - M_{f1} - R_b * (X - 0,2) + T * (X - 0,305)$$

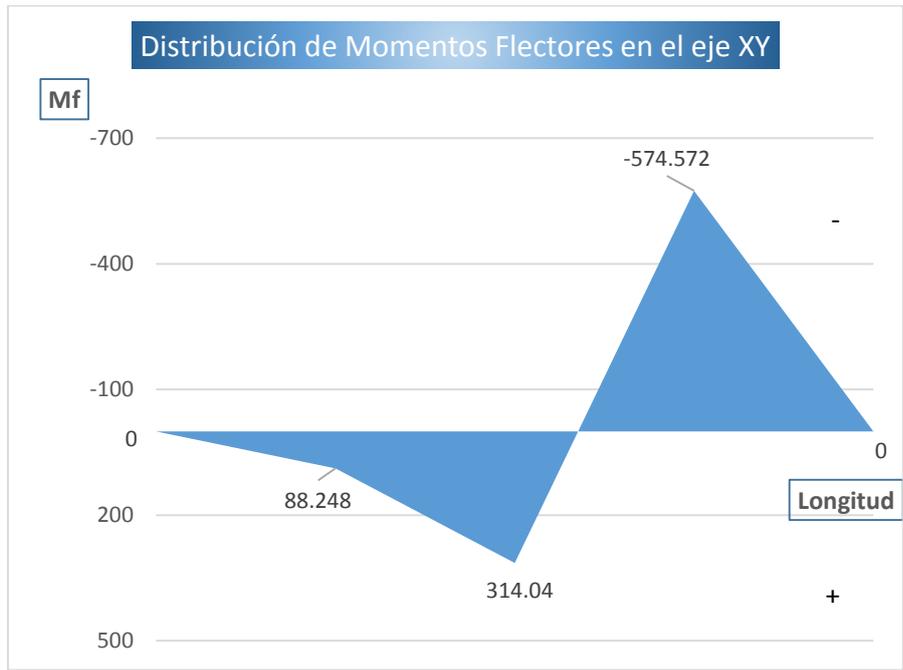
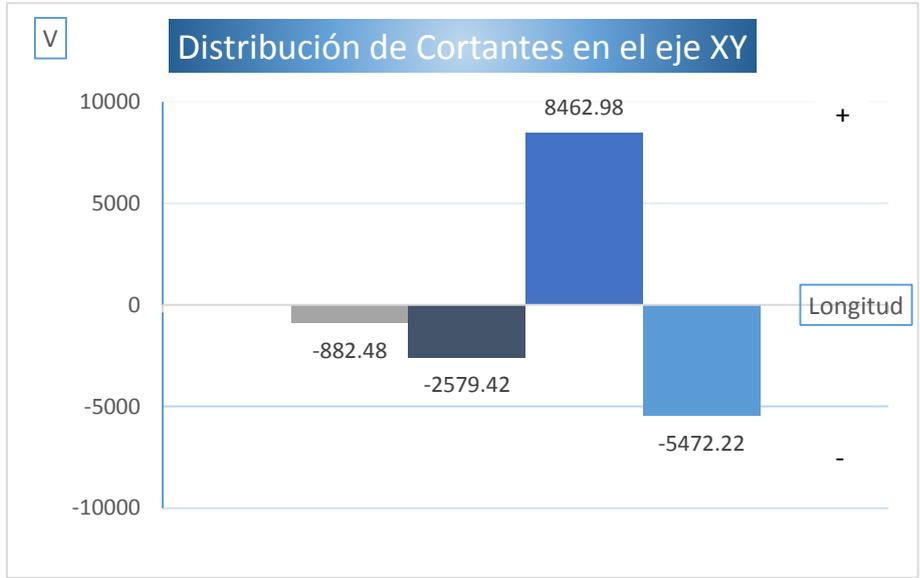
Para un valor de $X = 0,41 \text{ m}$

$$M_f = 882,48 * 0,41 + 1696,94 * (0,41 - 0,1) - 32,15 - 11042,4 * (0,41 - 0,2) + 13935,2 * (0,41 - 0,305)$$

$$M_f = 0 \text{ Nm}$$

Graficas:

Una vez que se tienen los valores del esfuerzo cortante, V , y del momento flector, M_f , se representan las gráficas correspondientes en el plano XY:



- **Punto 4º:** Separación de fuerzas en el plano XZ y cálculo de reacciones:

PLANO XZ

Separo las fuerzas que se encuentran en el plano XZ y calculo reacciones en dicho plano realizando también el cálculo de los esfuerzos cortantes y momentos flectores.

El esquema de las fuerzas y momentos que soporta el eje como si fuera una viga apoyada en tres puntos es el siguiente:

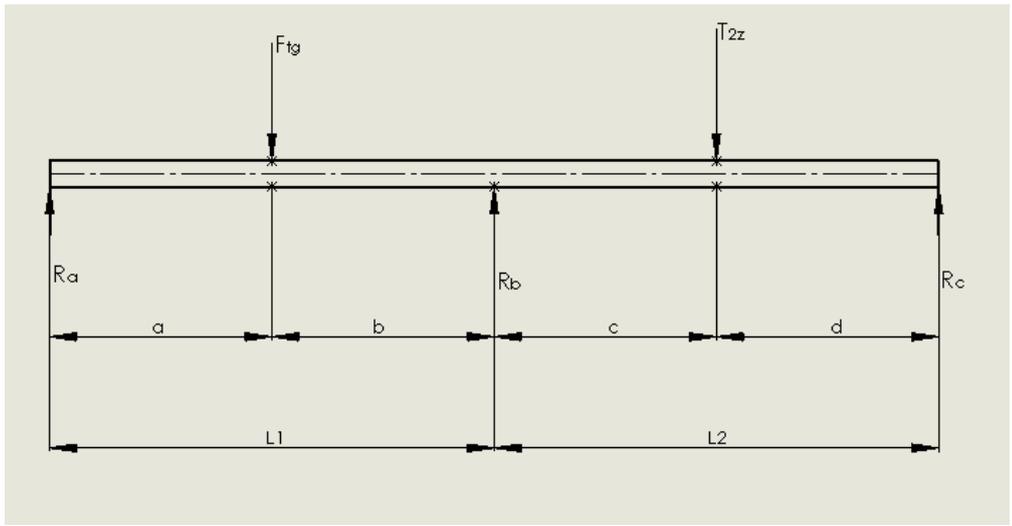


Ilustración 7.12 Fuerzas y reacciones en plano XZ. Extraído de programa CAD

$F_{tg} = 4652,54 \text{ N}$	$a = 0,1 \text{ m}$ $b = 0,1 \text{ m}$ $c = 0,105 \text{ m}$ $d = 0,105 \text{ m}$	$L_1 = 0,2 \text{ m}$ $L_2 = 0,21 \text{ m}$
$T_{2z} = 2657,89 \text{ N}$		

Para resolver esta viga y hallar los valores de las reacciones, Ra, Rb y Rc se utiliza el método de los ángulos, con el cual obtengo el valor del momento flector en la reacción del punto B. Una vez se tienen las reacciones, con ellas se halla los esfuerzos cortantes, los momentos flectores y finalmente las gráficas.

Método de los ángulos:

Se divide el eje según el dibujo:

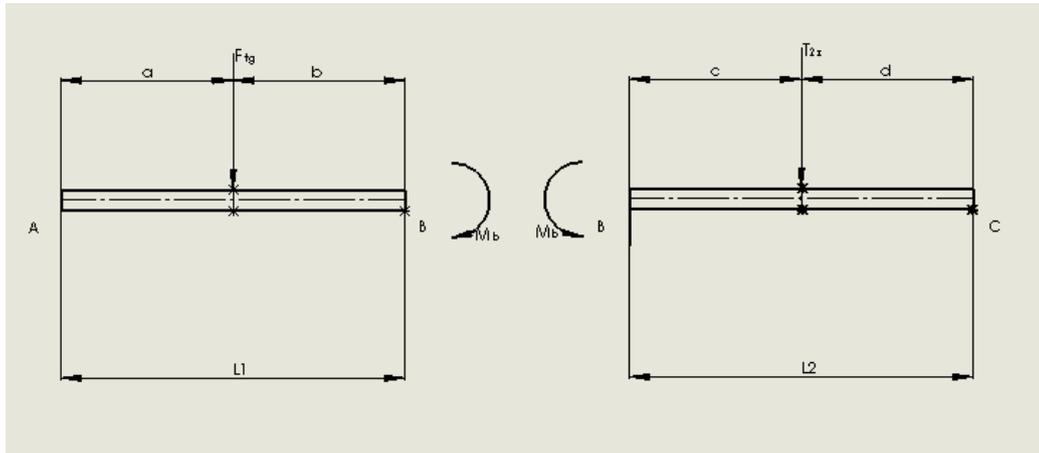


Ilustración 7.13 División de eje XZ para análisis. Extraído de programa CAD

Las fuerzas y el momento que se encuentran en la sección AB de la viga crean un ángulo, θ , en el punto B. Este ángulo tiene un valor que dependerá del tipo de fuerza o momento y su ubicación:

$$\theta \text{ de la fuerza radial, } F_{tg}: \quad \theta \text{ del momento flector, } M_b:$$

$$\theta = \frac{F_r * L_1^2}{16 * E * I} \quad \theta = \frac{-M_b * L_1}{3 * E * I}$$

Luego el ángulo total en el punto B debido a la sección AB será:

$$\theta = \frac{F_{tg} * L_1^2}{16 * E * I} - \frac{M_b * L_1}{3 * E * I}$$

Las fuerzas que se encuentran en la sección BC de la viga crean un ángulo, θ , en el punto B.

Este ángulo según las fuerzas será:

$$\theta \text{ de la fuerza que ejerce la polea, } T: \quad \theta \text{ del momento flector, } M_b:$$

$$\theta = \frac{-T_{2z} * L_2^2}{16 * E * I} \quad \theta = \frac{M_b * L_2}{3 * E * I}$$

Luego el ángulo total en el punto B debido a la sección BC será:

$$\theta = -\frac{T_{2z} * L_2^2}{16 * E * I} + \frac{M_b * L_2}{3 * E * I}$$

Puesto que el ángulo, θ , hallado en los dos casos es el mismo, se igualan y se halla la incógnita Mb.

$$\theta = \frac{F_{tg} * L_1^2}{16 * E * I} - \frac{M_b * L_1}{3 * E * I} = -\frac{T_{2z} * L_2^2}{16 * E * I} + \frac{M_b * L_2}{3 * E * I}$$

$$\theta = \frac{4652,54 * 0,2^2}{16} + \frac{2657,89 * 0,21^2}{16} = \frac{M_b * 0,41}{3}$$

$$M_b = 138,711 N * m$$

Reacciones:

Se hace el estudio de la parte AB de la viga utilizando el momento flector que se ha hallado en B:

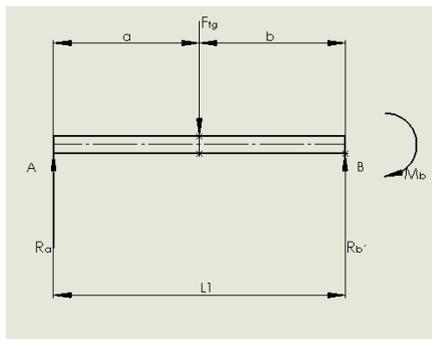


Ilustración 7.14 Estudio de parte AB. Extraído de programa CAD

$$a = 0,1 m$$

$$b = 0,1 m$$

$$L_1 = 0,2 m$$

$$F_{tg} = 4652,54 N$$

$$M_b = 138,711 Nm$$

Se estudiara la suma de momentos respecto al punto A.

$$\left. \begin{aligned} \sum M_A = 0 \\ R_b' * L_1 - M_b - F_{tg} * a = 0 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} R_b' &= \frac{M_b + F_{tg} * a}{L_1} \\ R_b' &= \frac{138,711 + 4652,54 * 0,1}{0,2} \\ R_b' &= 3019,83 N \end{aligned}$$

Se estudia la suma de las fuerzas en el eje Y:

$$\left. \begin{aligned} \sum F_y = 0 \\ R_a + R_b' = F_{tg} \\ R_a = F_{tg} - R_b' \end{aligned} \right\} \begin{aligned} R_a &= 4652,54 - 3019,83 \\ R_a &= 1632,72 N \end{aligned}$$

Ahora se hace el estudio de la parte BC de la viga:

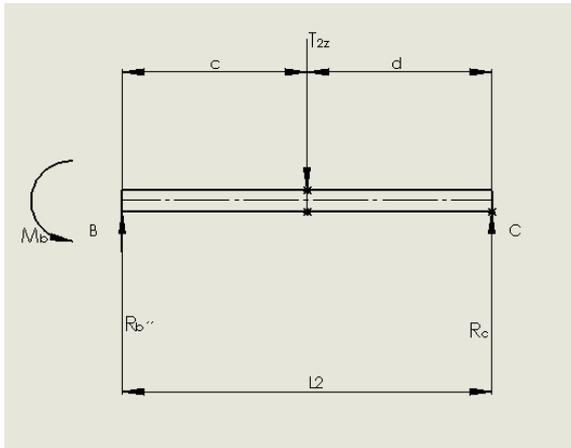


Ilustración 7.15 Estudio de la parte BC. Extraído de programa CAD

$$\begin{aligned}
 a &= 0,105 \text{ m} \\
 b &= 0,105 \text{ m} \\
 L_1 &= 0,21 \text{ m} \\
 T_{2z} &= 2657,89 \text{ N} \\
 M_b &= 138,711 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Se estudia la suma de momentos respecto al punto B:

$$\left. \begin{aligned}
 \sum M_B &= 0 \\
 R_c * L_2 + M_b - T_{2z} * c &= 0
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 R_c &= \frac{T_{2z} * c - M_b}{L_2} \\
 R_c &= \frac{2657,89 * 0,105 - 138,711}{0,21} \\
 R_c &= 668,416 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Se estudia la suma de las fuerzas en el eje Y:

$$\left. \begin{aligned}
 \sum F_y &= 0 \\
 R_b'' + R_c &= T_{2z} \\
 R_b'' &= T_{2z} - R_c
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 R_b'' &= 2657,89 - 668,416 \\
 R_b'' &= 1989,47 \text{ N}
 \end{aligned}$$

El valor total de la reacción R_b será la suma de las dos reacciones parciales, $R_b' + R_b''$:

$$\left. \begin{aligned}
 R_b &= R_b' + R_b''
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 R_b &= 3019,83 + 1989,47 \\
 R_b &= 5009,3 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Con lo que las reacciones en el plano XZ son:

$$R_a = 1632,72 \text{ N} \qquad R_b = 5009,30 \text{ N} \qquad R_c = 668,42 \text{ N}$$

Cálculo de esfuerzos cortantes y momentos flectores:

Para realizar este cálculo se separa la viga en partes, según se encuentran las distintas fuerzas o momentos, y en cada uno de estas partes se realiza el estudio de fuerzas y momentos respecto del extremo, E:

- Parte 1:

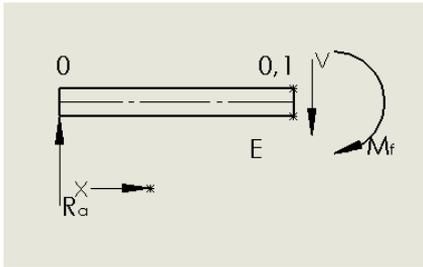


Ilustración 7.16 Parte 1 de cálculo de esfuerzos cortantes y momentos flectores. Extraído de programa CAD

$$\sum F_y = 0$$

$$V = R_a$$

$$V = 1632,72 \text{ N}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$M_f = -R_a * X$$

Para un valor de X = 0 m

$$M_f = 0 \text{ Nm}$$

Para un valor de X = 0,1 m

$$M_f = -1632,72 * 0,1 \text{ Nm}$$

$$M_f = -163,272 \text{ Nm}$$

- Parte 2:

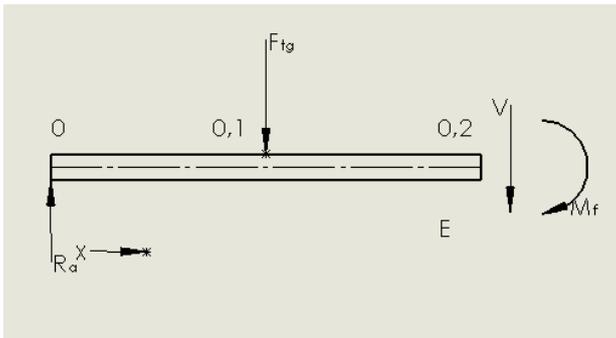


Ilustración 7.17 Parte 2 de cálculo de esfuerzos cortantes y momentos flectores. Extraído de programa CAD

$$\sum F_y = 0$$

$$V = R_a - F_{tg}$$

$$V = 1632,72 - 4652,54$$

$$V = -3019,82 \text{ N}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$M_f = -R_a * X + F_{tg} * (X - 0,1)$$

Para un valor de X = 0,2 m

$$M_f = -1632,72 * 0,2 + 4652,54 * (0,2 - 0,1)$$

$$M_f = 138,71 \text{ Nm}$$

- Parte 3:

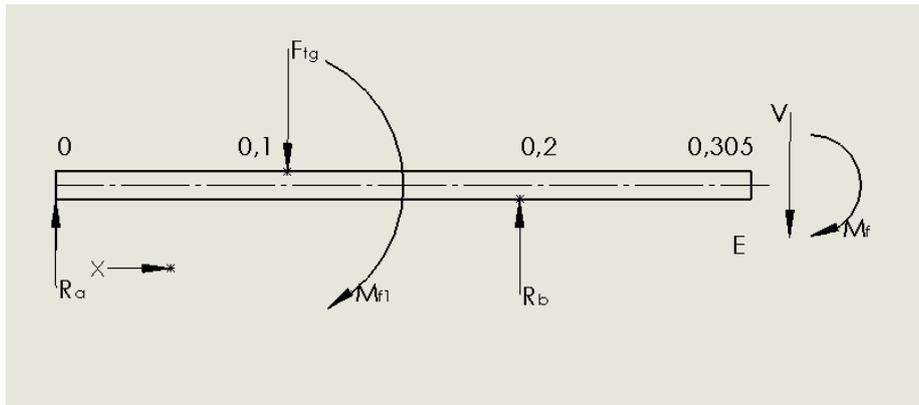


Ilustración 7.18 Parte 3 de cálculo de esfuerzos cortantes y momentos flectores. Extraído de programa CAD

$$\sum F_y = 0$$

$$V = R_a - F_{tg} + R_b$$

$$V = 1632,72 - 4652,54 + 5009,3$$

$$V = 1989,48 \text{ N}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$M_f = -R_a * X + F_{tg} * (X - 0,1) - R_b * (X - 0,2)$$

Para un valor de $X = 0,305 \text{ m}$

$$M_f = -1632,72 * 0,305 + 4652,54 * (0,305 - 0,1) - 5009,3 * (0,305 - 0,2)$$

$$M_f = -70,185 \text{ Nm}$$

- Parte 4:

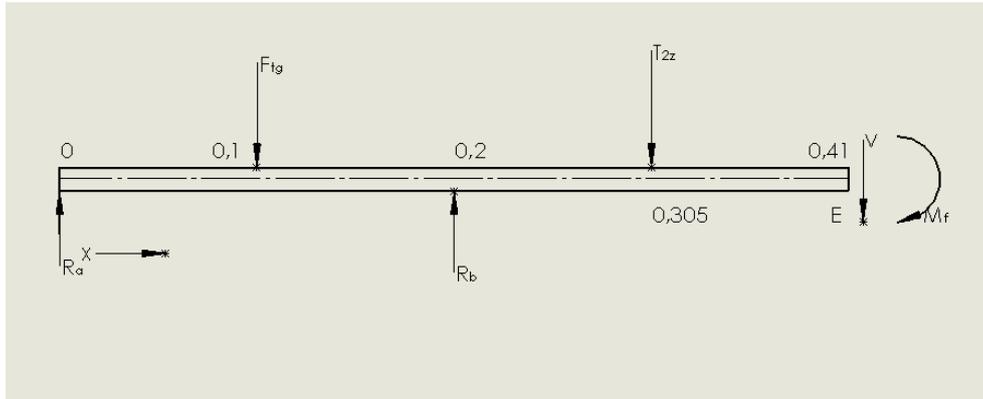


Ilustración 7.19 Parte 4 de cálculo de esfuerzos cortantes y momentos flectores. Extraído de programa CAD

$$\sum F_y = 0$$

$$V = R_a - F_{tg} + R_b - T_{2z}$$

$$V = 1632,72 - 4652,54 + 5009,3 - 2657,89$$

$$V = -668,37 \text{ N}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$M_f = -R_a * X + F_{tg} * (X - 0,1) - R_b * (X - 0,2) + T_{2z} * (X - 0,305)$$

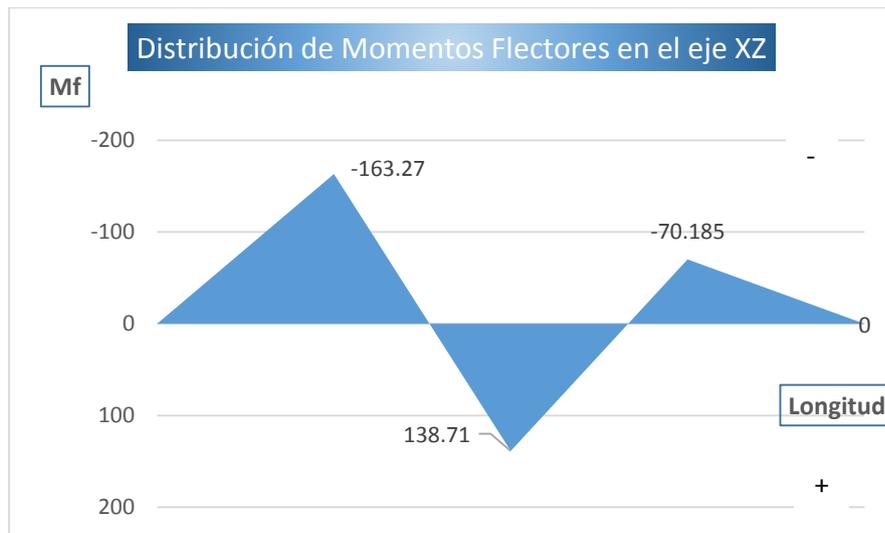
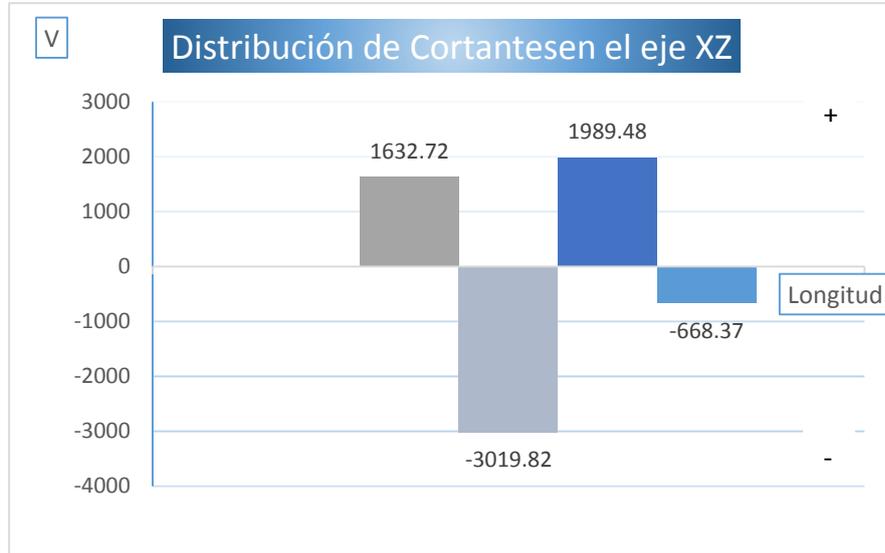
Para un valor de $X = 0,41 \text{ m}$

$$M_f = -1632,72 * 0,41 + 4652,54 * (0,41 - 0,1) - 5009,3 * (0,41 - 0,2) + 2657,89 * (0,41 - 0,305)$$

$$M_f = 0 \text{ Nm}$$

Graficas:

Una vez que se tienen los valores del esfuerzo cortante, V , y del momento flector, M_f , se representan las gráficas correspondientes en el plano XZ:



Se analizan los valores de los momentos flectores:

Plano XY		Plano XZ	
$X (mm)$	$M_f (Nm)$	$X (mm)$	$M_f (Nm)$
100	88,25	100	-163,27
200	314,04	200	138,71
305	-574,57	305	-70,19

Con estos valores se halla el punto que mayor momento flector total tiene:

- Para $X = 100 \text{ mm}$

$$M_f = \sqrt{88,25^2 + 163,27^2}$$

$$M_f = 185,594 \text{ Nm}$$

- Para $X = 200 \text{ mm}$

$$M_f = \sqrt{314,04^2 + 138,71^2}$$

$$M_f = 343,31 \text{ Nm}$$

- Para $X = 305 \text{ mm}$

$$M_f = \sqrt{574,57^2 + 70,19^2}$$

$$M_f = 578,841 \text{ Nm}$$

Realizando un estudio conjunto de los datos obtenidos en ambos planos, se ve claramente que el punto más tensado posee la cota de $X = 305 \text{ mm}$, que es justamente donde está colocada la polea, lo cual es evidente, ya que es la polea la que más sufre y el lugar donde se realizan los esfuerzos más grandes.

7.1.1.2 Estudio de los esfuerzos

En este eje tengo esfuerzos normales y esfuerzos cortantes a torsión.

Esfuerzo normal:

Este esfuerzo es producido por el momento flector que se ha calculado en el apartado anterior. Hay que tener en cuenta que el eje esta girado, con lo que el valor de los esfuerzos en el punto A, B, C y D de la siguiente ilustración, no van a ser siempre los mismos, sino que irán variando desde un mínimo hasta un máximo dependiendo de si los puntos se encuentran en ese momento del giro en la parte inferior o superior del eje.

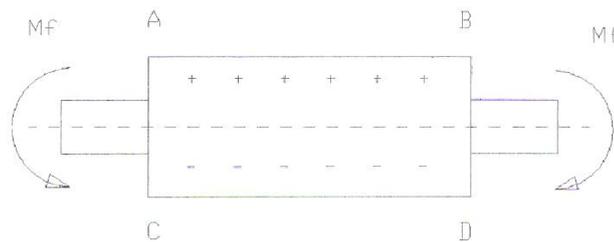


Ilustración 7.20 Variación de esfuerzos según punto

Es importante aclarar que la fuerza axial que tenemos en el engranaje es absorbida por los rodamientos situados a ambos lados de este, punto X = 0 y X = 0,2 m, siendo unas veces absorbida por el rodamiento derecho y otras por el izquierdo, según el ascensor suba o baje, pero nunca influyendo en la sección del eje que estamos estudiando (punto X = 0,305 m). Por esto, la fuerza axial, no afecta para el cálculo del esfuerzo normal en este punto.

Teniendo en cuenta todo, se calcula el valor del esfuerzo de tensión máximo, $\sigma_{x,max}$. El valor del esfuerzo tensión mínimo, $\sigma_{x,min}$, será igual pero de sentido contrario.

$\sigma_{max} = \frac{Mf_{max}}{S}$	Siendo:	
	$Mf_{max} = 578,84 Nm$	
	S: Modulo de sección del área transversal, cuyo valor es:	C: Distancia máxima o mínima a la fibra neutra. Cuyo valor para la circunferencia es:
	$S = \frac{I}{C}$	$C = \frac{D}{2}$
	I: momento de inercia del área de la sección transversal respecto al eje Z, es decir, respecto al eje neutro. Su valor para circunferencia será:	Luego el valor de S será:
	$I = \frac{\pi * D^4}{64}$	$S = \frac{\pi * D^3}{32}$

Con lo que el esfuerzo queda como:

$$\sigma_{x.max} = \frac{32 * Mf_{max}}{\pi * D^3} \left\{ \begin{array}{l} \sigma_{x.max} = \frac{32 * 578,84}{\pi * D^3} \\ \sigma_{x.max} = \frac{5896,02}{D^3} Pa \end{array} \right.$$

Quedando como se aprecia la tensión máxima normal, $\sigma_{x.max}$, en función únicamente del diámetro, D.

Según se ha visto, este esfuerzo es variable, teniendo un máximo y un mínimo. Para realizar el estudio del eje, se transforma este esfuerzo variable como superposición de dos esfuerzos, uno medio, que se llamara $\sigma_{x.av}$ y otro variable, al cual llamamos $\sigma_{x.v}$. Gráficamente se transforma este esfuerzo variable:

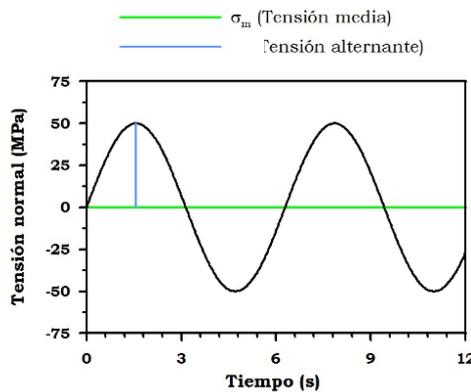


Ilustración 7.21 Esfuerzo variable. Extraído de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, por Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. Editorial McGraw-Hill, octava edición

En estos dos esfuerzos, uno medio y otro variable:

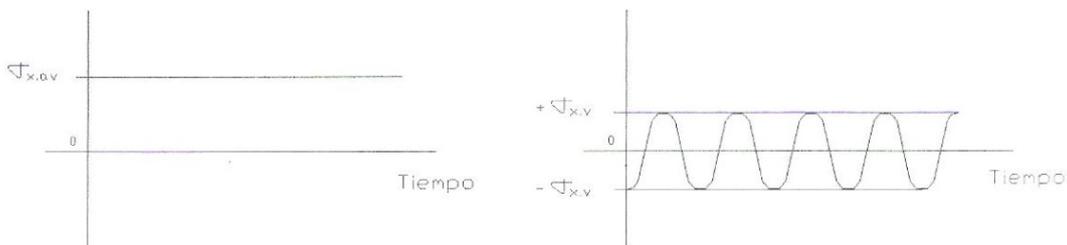


Ilustración 7.22 Tensión media (izquierda) y Tensión variable (derecha) Extraído de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, por Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. Editorial McGraw-Hill, octava edición

Obteniendo para este eje los valores:

$$\begin{array}{l} \sigma_{x.av} = \sigma_{max} - \sigma_{min} \\ \sigma_{x.av} = 0 \end{array} \quad \begin{array}{l} \sigma_{x.v} = \frac{32 * Mf_{max}}{\pi * D^3} \\ \sigma_{x.v} = \frac{5896,02}{D^3} Pa \end{array}$$

Esfuerzo cortante:

El momento torsor creado en la polea es soportado por la corona. El valor de dicho momento lo hemos calculado anteriormente en el apartado 8.1.1.1 y su valor es $Mt = 544,35 \text{ Nm}$. Este momento torsor produce el esfuerzo tensión cortante, $\tau_{xy,max}$, que aparece en el eje.

$$\tau_{xy,max} = \frac{Mt * D}{Ip * 2}$$

Siendo:

Ip : momento de inercia polar, cuyo valor será:

$$Ip = \frac{\pi * D^4}{32}$$

Luego $\tau_{xy,max}$ queda como:

$$\tau_{xy,max} = \frac{16 * Mt}{\pi * D^3}$$

$$\tau_{xy,max} = \frac{16 * 544,35}{\pi * D^3}$$

$$\tau_{xy,max} = \frac{2772,35}{D^3} \text{ Pa}$$

Quedando el esfuerzo a cortante, $\tau_{xy,max}$, en función únicamente del diámetro, D .

Este esfuerzo también se descompone como el esfuerzo normal en la superposición de un esfuerzo medio, $\tau_{xy,av}$, y otro variable, $\tau_{xy,v}$, solo que en este caso el esfuerzo es constante con lo que:

$$\tau_{xy,av} = \frac{2772,35}{D^3} \text{ Pa}$$

$$\tau_{xy,v} = 0$$

Con estos esfuerzos hallamos, por Von Mises, la tensión de comparación equivalente. Esta tensión también es variable y se descompone en tensión de comparación media, $\sigma_{co,av}$:

$$\sigma_{co,av} = \sqrt{\sigma_{x,av}^2 + \tau_{xy,av}^2}$$

$$\sigma_{co,av} = \sqrt{0^2 + 3 * \left(\frac{2772,35}{D^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{co,av} = \frac{4801,85}{D^3} \text{ Pa}$$

Y la tensión de comparación variable, $\sigma_{co,v}$, será:

$$\sigma_{co,v} = \sqrt{\sigma_{x,v}^2 + \tau_{xy,v}^2}$$

$$\sigma_{co,v} = \sqrt{\left(\frac{5896,02}{D^3}\right)^2 + 3 * 0^2}$$

$$\sigma_{co,v} = \frac{5896,02}{D^3} \text{ Pa}$$

El valor máximo de la tensión de comparación, $\sigma_{co.max}$, será:

$$\sigma_{co.max} = \sqrt{\sigma_{x.max}^2 + \tau_{xy.max}^2}$$

Una vez se tiene el valor de la tensión de comparación se hallara una primera aproximación del diámetro del eje, estudiando a fluencia, y luego, por medio de la gráfica de Goodman se hallara el diámetro mínimo para que el eje no rompa a fatiga.

7.1.1.3 Estudio a fluencia

El material utilizado en el eje es un acero al cromo F 1250 cuyo límite elástico o de fluencia, S_y , es:

$$S_y = 80 \text{ kg/mm}^2 \left\{ \begin{array}{l} S_y = 80 * 9,81 * 10^6 = 784,8 * 10^6 \text{ Pa} \\ \text{Y un coeficiente de seguridad a fluencia, C.s, de:} \\ C.s = 1,5 \end{array} \right.$$

Como no se quiere que el material se deforme, se tendrá en cuenta que la tensión de comparación máxima sea siempre menor que el límite de fluencia partido por el coeficiente de seguridad. Con lo que si se iguala ambas se tendrá la siguiente ecuación con el diámetro como única incógnita:

$$\sigma_{co.max} = \frac{S_y}{C.s} \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{\left(\frac{5896,02}{D^3}\right)^2 + \left(\frac{2772,35}{D^3}\right)^2} = \frac{784,8 * 10^6}{1,5} \\ \left(\frac{1}{D^3}\right) * 7604 = 523,2 * 10^6 \\ D^3 = 14,5336 * 10^{-6} \\ D = 0,02440 \text{ m} = 24,4 \text{ mm} \approx 25 \text{ mm} \end{array} \right.$$

7.1.1.4 Estudio a fatiga

Para hacer el estudio de rotura por fatiga se utilizara el diagrama de Goodman corregido por la línea de fluencia.

Con el diagrama de Goodman lo que se obtendrá será una línea de puntos que representan el estado máximo de tensiones para que el eje no rompa por fatiga.

Se introducirá en el diagrama la línea de fluencia para saber por cuál de las dos causas rompería antes el eje, si por fluencia o por fatiga.

Para dibujar la gráfica tengo que conocer el valor límite de fatiga, Se , en el eje.

$$Se = Se' * K_{carga} * K_{tamaño} * K_{superficie} * K_{temperatura} * K_{confiabilidad} * K_{concentración} * K_{diversos}$$

Siendo:

- Se' : Límite de fatiga en una probeta del material del eje que, al ser acero, tendrá el siguiente valor:

$$Se' = \min(0,5 * Su, 700 * 10^6 Pa)$$

- Su : Carga de rotura o resistencia a tracción en los ejes. Como se utiliza un acero F1250:

$$Su = 9500 \text{ kg/cm}^2$$

Luego Se' será:

$$Se' = \min(0,5 * 9500 * 9,81 * 10^4, 700 * 10^6 Pa)$$

$$Se' = \min(465,975 * 10^6, 700 * 10^6 Pa)$$

$$Se' = 465,975 * 10^6 Pa$$

- K_{carga} : Coeficiente a resistencia a diversas cargas¹⁹. Se tomara un valor de 1 para flexión.

$$K_{carga} = 1$$

- $K_{tamaño}$: Coeficiente de tamaño. Su valor responde a la fórmula²⁰:

$$K_{tamaño} = 1,189 * D^{-0,097}$$

Como no tengo el valor real del diámetro utilizo la aproximación obtenida por fluencia expresada en milímetros de $D = 25 \text{ mm}$.

$$K_{tamaño} = 1,189 * 25^{-0,097}$$

$$K_{tamaño} = 0,8701$$

- $K_{superficie}$: Coeficiente de acabado superficial. Para rectificado obtengo un valor de 0,9²¹.

¹⁹ Extraído tabla 10.9 de este documento.

²⁰ Extraído tabla 10.9 de este documento.

²¹ Extraído tabla 10.9 de este documento.

- $K_{\text{confiabilidad}}$: Coeficiente de confiabilidad o de seguridad funcional. Para un nivel de confiabilidad de 99,9%²² será:

$$K_{\text{confiabilidad}} = 0,753$$

- $K_{\text{temperatura}}$: Coeficiente de temperatura. Si la pieza trabaja a temperaturas inferiores a 400°C, como es el caso de nuestro eje, su valor es de:

$$K_{\text{temperatura}} = 0,922$$

- $K_{\text{concentración}}$: Coeficiente de concentración. Tiene en cuenta las concentraciones tensiones por defecto de los cambio de sección. En nuestro caso al no haber ninguna variación en la sección su valor es 1.
- K_{diversos} : Coeficiente de efectos varios, como son tensiones residuales, características direccionales o tratamientos superficiales. En nuestro caso, al no sufrir nuestro eje ninguno de estos casos, su valor será 1.

Sustituyendo estos valores en la fórmula del límite de fatiga, Se:

$$Se = 465,975 * 10^6 * 1 * 0,8701 * 0,9 * 0,922 * 0,753 * 1 * 1$$

$$Se = 253,338 * 10^6 Pa$$

Para meternos en la gráfica de Goodman se tiene que utilizar los coeficientes de seguridad:

$$C.s \text{ a fatiga} = 1,8$$

$$C.s \text{ a rotura} = 1,3$$

Con lo que:

$$\frac{Se}{C.s (fat)} = \frac{253,338 * 10^6}{1,8}$$

$$\frac{Se}{C.s (fat)} = 140,743 * 10^6 Pa$$

$$\frac{Su}{C.s (rot)} = \frac{931,95 * 10^6}{1,3}$$

$$\frac{Su}{C.s (rot)} = 716,885 * 10^6 Pa$$

²² Extraído tabla 10.9 de este documento.

La grafica quedara:

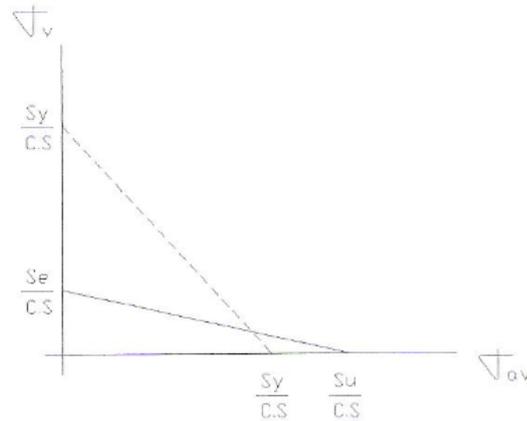


Ilustración 7.23 Curva para tensiones tangenciales. Extraído de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*”, por Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. Editorial McGraw-Hill, octava edición

La línea de trazos nos da a los puntos a partir de los cuales la tensión hace que el eje comience a fluir.

La línea continua nos da los puntos a partir de los cuales la tensión hace que el eje rompa por fatiga.

Uniendo los mínimos de las dos líneas continuas obtenemos los puntos límite para que el eje no falle o bien a fluencia o bien a fatiga.

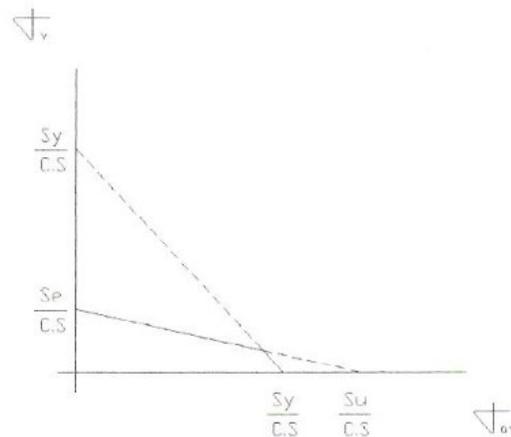


Ilustración 7.24 Curva para tensiones tangenciales. Extraído de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*”, por Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. Editorial McGraw-Hill, octava edición

Estos puntos tienen unos valores de tensión de comparación variable, $\sigma_{co.v}$, y otra de tensión de comparación media, $\sigma_{co.av}$.

Colocamos en esta grafica la recta que se obtiene con los valores de $\sigma_{co.av} = \frac{4801,85}{D^3}$ y de $\sigma_{co.v} = \frac{5896,02}{D^3}$ de nuestro eje. Para ello se hallara la ecuación de la recta dividiendo $\frac{\sigma_{co.v}}{\sigma_{co.av}}$ quedando como resultado:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sigma_{co.v}}{\sigma_{co.av}} &= \frac{\frac{5896,02}{D^3}}{\frac{4801,85}{D^3}} \\ &= 1,228 \end{aligned} \right\} \frac{\sigma_{co.v}}{\sigma_{co.av}} = 1,228$$

La ecuación de la recta será:

$$\sigma_{co.v} = 1,228 * \sigma_{co.av}$$

La grafica quedara:

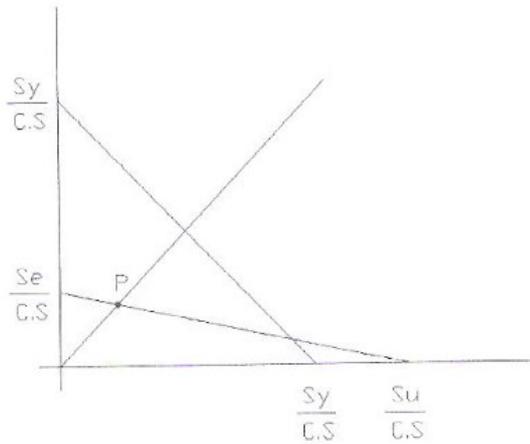


Ilustración 7.25 Curva para tensiones tangenciales. Extraído de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*”, por Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. Editorial McGraw-Hill, octava edición

Se observa que el eje se romperá a fatiga a una tensión indicada por las coordenadas del punto de intersección P. Este punto se podía haber hallado gráficamente pero para mayor exactitud se hará analíticamente igualando las ecuaciones de las dos rectas.

La ecuación de la recta límite de rotura a fatiga responde a la forma:

$$Y = a * X + b \left\{ \begin{array}{l} \text{Siendo:} \\ \text{b: termino independiente} \\ b = \frac{Se}{C.s} \\ b = 140,743 * 10^6 \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} \text{a: pendiente} \\ a = - \frac{b}{\left(\frac{Su}{C.s}\right)} \\ a = - \frac{140,743 * 10^6}{716,885 * 10^6} \\ a = -0,1963 \end{array} \right.$$

Luego la recta quedara:

$$\sigma_{co.v} = -0,1963 * \sigma_{co.av} + 140,743 * 10^6$$

Igualando las ecuaciones de las dos rectas obtendré el valor de la tensión de comparación de Von Mises, $\sigma_{co.av}$, media del punto de rotura:

$$1,228 * \sigma_{co.av} = -0,1963 * \sigma_{co.av} + 140,743 * 10^6$$

$$(1,228 + 0,1963) * \sigma_{co.av} = 140,743 * 10^6$$

$$\sigma_{co.av} = 98,816 * 10^6 Pa$$

Se toma, $\sigma_{co.av}$, y se iguala a su valor $\frac{32 * Mf}{\pi * D^3}$ con lo que obtendré el valor mínimo del diámetro para que no rompa el eje:

$$\sigma_{co.av} = 98,816 * 10^6 = \frac{32 * Mf}{\pi * D^3} \quad \left| \quad \begin{array}{l} D = \sqrt[3]{\frac{4801,85}{98,8156 * 10^6}} \\ D = 0,0364917 m \approx 36,5 mm \end{array} \right.$$

Una vez que se tiene el diámetro se comprueba si se ha cogido bien el coeficiente $K_{tamaño}$. Para ello se tendrá que poner en la formula el diámetro en milímetros y despejar:

$$K_{tamaño} = 1,189 * D^{-0,097} \quad \left. \begin{array}{l} K_{tamaño} = 1,189 * 36,5^{-0,097} \\ K_{tamaño} = 0,8387 \end{array} \right\}$$

Al ser el valor del coeficiente que hemos tomado como aproximación mayor que el que obtenemos con el diámetro de 36,5 mm se repiten los cálculos para obtener el valor real del diámetro:

$$K_{tamaño}(25mm) > K_{tamaño}(36,5mm) \quad \left. \right\} \quad 0,8701 > 0,8387$$

Se repiten cálculos con el nuevo $K_{tamaño}$:

$$K_{tamaño}(36,5mm) = 0,8387$$

$$Se = 465,975 * 10^6 * 1 * 0,8387 * 0,9 * 0,922 * 0,753 * 1 * 1$$

$$\begin{array}{l} Se = 244,196 * 10^6 \\ \frac{Se}{C.s (fat)} = \frac{244,196 * 10^6}{1,8} \\ \frac{Se}{C.s (fat)} = 135,664 * 10^6 Pa = b \end{array} \quad \left| \quad \begin{array}{l} a = -\frac{b}{\left(\frac{Su}{C.s}\right)} \\ a = -\frac{135,664 * 10^6}{716,885 * 10^6} \\ a = -0,1892 \end{array} \right.$$

Luego la recta quedara:

$$\sigma_{co.v} = -0,189 * \sigma_{co.av} + 135,664 * 10^6$$

E igualando las ecuaciones de las dos rectas queda:

$$1,228 * \sigma_{co.av} = -0,189 * \sigma_{co.av} + 135,664 * 10^6$$

$$(1,228 + 0,189) * \sigma_{co.av} = 135,664 * 10^6$$

$$\sigma_{co.av} = 95,7268 * 10^6$$

$$\sigma_{co.av} = 95,7268 * 10^6 = \frac{32 * Mf}{\pi * D^3}$$

$$95,7268 * 10^6 = \frac{4801,85}{D^3}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4801,85}{95,7268 * 10^6}}$$

$$D = 0,0368801 \text{ m} \approx 36,88 \text{ mm}$$

Luego el diámetro a rotura será:

$$D = 36,9 \text{ mm}$$

7.1.2 Criterio de deformación

El valor del ángulo de deformación que se permite en un eje del ascensor es de:

$$\theta_{max} = \frac{1}{4^{\circ}} m = 4,363 * 10^{-6} \frac{rad}{mm}$$

El valor que obtendremos de este ángulo de deformación se calculara con la expresión:

$$\theta = \frac{Mt}{G * Ip}$$

Donde:

Mt: Par torsor del eje

$$Mt = 544,347 \text{ N} * \text{m} = 544347 \text{ N} * \text{mm}$$

G: módulo de Gibbs para el material

$$G = 7,92 * 10^4 \text{ N/mm}^2$$

Ip: módulo de inercia polar en la sección circular.

$$Ip = \frac{\pi * D^4}{32}$$

Sustituyendo todos estos valores en la formula inicial e igualando al valor máximo de deformación permitido tenemos una ecuación con el diámetro D como única incógnita:

$$4,363 * 10^{-6} = \frac{32 * 544347}{7,92 * 10^4 * \pi * D^4}$$

$$D = \sqrt[4]{16045954}$$

$$D = 63,29 \text{ mm}$$

Comprobamos claramente que el criterio que limita el diámetro mínimo es el de deformación y, como el valor ha de ser mayor de 63,29 mm, se tomara un diámetro de:

$$D_{min} = 70 \text{ mm}$$

7.2 CÁLCULO DEL EJE DEL TORNILLO SINFIN

El estudio del eje del Sinfín se realiza siguiendo los mismos criterios que con el eje de la Polea-Corona, reduciéndose en este caso los cálculos ya que este eje se comporta igual que el eje antes calculado. Por todo esto resulta evidente que este eje también responderá al criterio de deformación, hallando con este método el mínimo valor admisible del diámetro.

7.2.1 Criterio de deformación

Al igual que en el caso anterior calculamos el ángulo de deformación que no ha de ser mayor que el máximo permitido:

$$\theta_{max} = \frac{1}{4^\circ} m = 4,363 * 10^{-6} \frac{rad}{mm}$$

El valor que obtendremos de este ángulo de deformación se calculara con la expresión:

$$\theta = \frac{Mt}{G * Ip}$$

Donde:

$$Mt = \frac{P_1 * 75}{W_1}$$

Siendo:

P_1 : Potencia en el motor = 4 Kw = 5,5 CV

W_1 : velocidad angular del eje

$$W_1 = 1435 \text{ rpm} = 150,27 \text{ rad/s}$$

$$Mt = \frac{5,5 * 75}{150,27} = 2,745 \text{ kgm}$$

$$Mt = 2,745 \text{ kg} * m * 9,81 * 10^3$$

$$Mt = 26,929 * 10^3 \text{ Nmm}$$

$$G = 7,92 * 10^4 \text{ N/mm}^2$$

$$Ip = \frac{\pi * D^4}{32}$$

Sustituyendo todos estos valores en la formula inicial e igualando al valor máximo de deformación permitido tenemos una ecuación con el diámetro D como única incógnita:

$$4,363 * 10^{-6} = \frac{32 * 26,929 * 10^3}{7,92 * 10^4 * \pi * D^4}$$

$$D = \sqrt[4]{793797,88}$$

$$D = 29,85 \text{ mm}$$

Conociendo este valor podemos establecer con toda seguridad un valor mínimo para el diámetro del eje sinfín de:

$$D_{min} = 35 \text{ mm}$$

8 CÁLCULO DE CHAVETAS

La sección de las lengüetas y chavetas a disponer en los ejes del sistema elevador se obtiene de las tablas²³, y depende del eje donde van a ir colocadas.

Para su cálculo se utilizan dos criterios, el de aplastamiento y el de cizalladura y con ellos se obtiene la longitud mínima en cada caso.

Una vez se obtiene la longitud mínima se buscara en las tablas con el diámetro de cada eje y así obtener los valores normalizados de longitud, anchura y altura.

Criterio de aplastamiento

La longitud mínima permitida según este criterio es:

$$L_{aplas} = \frac{4 * Mt}{h * d * \sigma_{aplas}}$$

Criterio de cizalladura

La longitud mínima permitida según este criterio es:

$$L_{cizall} = \frac{2 * Mt}{h * d * \tau_{cort}}$$

El material de las chavetas es F-1140 que tiene:

$$\sigma_{aplas} = 35 \text{ kg/mm}^2 = 35 * 9,81 = 343,35 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{cort} = \frac{\sigma_{aplas}}{2} = 171,675 \text{ N/mm}^2$$

El resto de valores depende del eje en el que nos encontremos.

Siendo:

Mt: Momento torsor.

d: Diámetro del eje.

h: altura de la chaveta.

b: Anchura de la chaveta.

σ_{aplas} : Tensión admisible de aplastamiento.

τ_{cort} : tensión admisible de cortadura.

²³ Valores extraído de la tabla 10.10 de este documento.

8.1 EJE DE LA POLEA-CORONA

Este eje tiene dos chavetas distribuidas según el siguiente esquema:

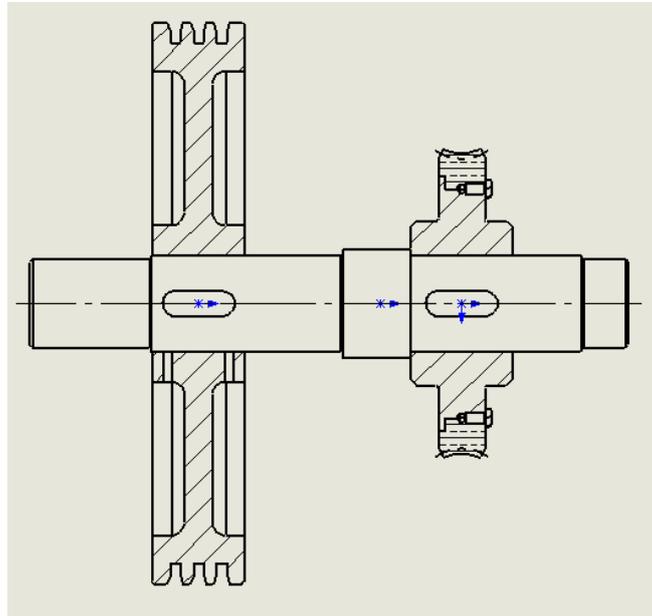


Ilustración 8.1 Posicionamiento de Chavetas. Extraído de Programa CAD

Las dos chavetas están apoyadas en una sección del eje de diámetro 75 mm, por lo que ambas tendrán los mismos valores tanto para anchura como para altura²⁴.

$$d = 75 \text{ mm}$$

$$b = 20 \text{ mm}$$

$$h = 12 \text{ mm}$$

El momento torsor en este eje se ha calculado con anterioridad y su valor es:

$$Mt = 544347 \text{ Nmm}$$

Criterio de aplastamiento

La longitud mínima permitida según este criterio es:

$$L_{aplas} = \frac{4 * Mt}{h * d * \sigma_{aplas}}$$

$$L_{aplas} = \frac{4 * 544347}{12 * 75 * 343,35}$$

$$L_{aplas} = 7,046 \text{ mm}$$

Criterio de cizalladura

La longitud mínima permitida según este criterio es:

$$L_{cizall} = \frac{2 * Mt}{b * d * \tau_{cort}}$$

$$L_{cizall} = \frac{2 * 544347}{20 * 75 * 171,675}$$

$$L_{aplas} = 4,228 \text{ mm}$$

Luego la longitud mínima para este eje ha de ser de 7,046 mm.

²⁴ Valores extraído de la tabla 10.10 de este documento.

Teniendo en cuenta esta longitud mínima y según la norma 6885 para un diámetro de 75 mm se tomara la chaveta de dimensiones:

L: longitud normalizada
según DIN 6885

$$b = 20 \text{ mm}$$

$$h = 12 \text{ mm}$$

$$L = 56 \pm 0,3 \text{ mm}$$

8.2 EJE DEL SINFIN

Este eje tiene una chaveta utilizada para el acoplamiento y situada según el siguiente esquema:

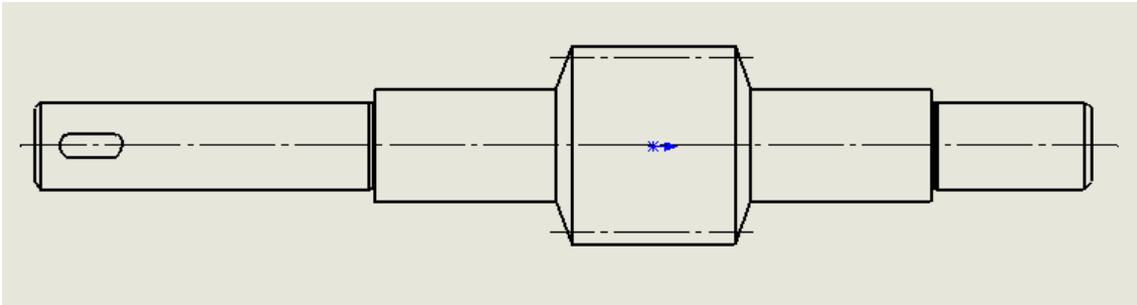


Ilustración 8.2 Posicionamiento de Chavetas. Extraído de Programa CAD

La chaveta está apoyada en una sección del eje de diámetro 35 mm, por lo que tendrá un valor²⁵ de:

$$d = 35 \text{ mm}$$

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

El momento torsor en este eje será el máximo que pueda dar el motor, que como se ha visto es de:

$$Mt = 85900 \text{ Nmm}$$

Criterio de aplastamiento

La longitud mínima permitida según este criterio es:

$$L_{aplast} = \frac{4 * Mt}{h * d * \sigma_{aplast}}$$

$$L_{aplast} = \frac{4 * 85900}{8 * 35 * 343,35}$$

$$L_{aplast} = 3,574 \text{ mm}$$

Criterio de cizalladura

La longitud mínima permitida según este criterio es:

$$L_{cizall} = \frac{2 * Mt}{b * d * \tau_{cort}}$$

$$L_{cizall} = \frac{2 * 85900}{10 * 35 * 171,675}$$

$$L_{cizall} = 2,859 \text{ mm}$$

Luego la longitud mínima para este eje ha de ser de 3,574 mm.

²⁵ Valores extraído de la tabla 10.10 de este documento.

Teniendo en cuenta esta longitud mínima y según la norma 6885 para un diámetro de 35 mm se tomara la chaveta de dimensiones:

L: longitud normalizada
según DIN 6885

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$L = 25 \pm 0,2 \text{ mm}$$

8.3 ACOPLAMIENTO DEL MOTOR

En la zona del acoplamiento correspondiente al motor se tiene que poner una chaveta situada según el esquema:

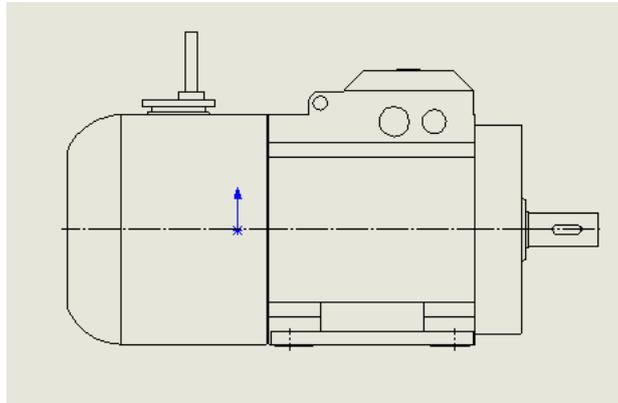


Ilustración 8.3 Posicionamiento de Chavetas. Extraído de Programa CAD

La chaveta está apoyada en una sección de diámetro 28 mm y el momento torsor es el mismo que en el eje del Sinfín, por lo que tendrá un valor²⁶ de:

$$d = 35 \text{ mm}$$

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$Mt = 85900 \text{ Nmm}$$

Criterio de aplastamiento

La longitud mínima permitida según este criterio es:

$$L_{aplas} = \frac{4 * Mt}{h * d * \sigma_{aplas}}$$

$$L_{aplas} = \frac{4 * 85900}{7 * 28 * 343,35}$$

$$L_{aplas} = 5,106 \text{ mm}$$

Criterio de cizalladura

La longitud mínima permitida según este criterio es:

$$L_{cizall} = \frac{2 * Mt}{b * d * \tau_{cort}}$$

$$L_{cizall} = \frac{2 * 85900}{8 * 28 * 171,675}$$

$$L_{aplas} = 4,468 \text{ mm}$$

Luego la longitud mínima para este eje ha de ser de 5,106 mm.

²⁶ Valores extraído de la tabla 10.10 de este documento.

Teniendo en cuenta esta longitud mínima y según la norma 6885 para un diámetro de 28 mm se tomara la chaveta de dimensiones:

L: longitud normalizada
según DIN 6885

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$L = 25 \pm 0,2 \text{ mm}$$

9 CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS

Para el cálculo de los rodamientos se tendrá que conocer las reacciones que se producen en cada uno de los distintos planos.

9.1 CÁLCULO DE LAS REACCIONES

El cálculo de las reacciones dependerá de la distribución de fuerzas en cada eje.

9.1.1 Eje de la Polea-Corona

En este eje se tiene 3 apoyos donde van situados los rodamientos correspondientes. Denominaremos la letra A al apoyo exterior de la Corona, con la letra B al apoyo central entre la Corona y la Polea, y con la letra C al apoyo exterior de la Polea.

En este eje, como ya se ha visto, se tiene un momento flector producido por la fuerza axial que puede ser tanto positivo como negativo, dependiendo de si el ascensor sube o baja.

Para el cálculo de los rodamientos se tendrá que estudiar los dos casos y coger las reacciones mayores.

a. Momento Flector Negativo

El valor de las reacciones que soporta cada rodamiento en el caso de que el momento flector sea negativo ya se ha calculado en el apartado 8.1.1.1. Siendo sus valores:

PLANO XY	PLANO XZ
$Ra_{XY} = -882,48 \text{ N}$	$Ra_{XZ} = 1632,72 \text{ N}$
$Rb_{XY} = 11042,4 \text{ N}$	$Rb_{XZ} = 5009,30 \text{ N}$
$Rc_{XY} = 5472,17 \text{ N}$	$Rc_{XZ} = 668,42 \text{ N}$

El valor total de las reacciones en A, B y C para el momento flector negativo será:

$$\begin{aligned}
 R_A &= \sqrt{Ra_{XY}^2 + Ra_{XZ}^2} && R_A = 1855,95 \text{ N} \\
 R_A &= \sqrt{882,48^2 + 1632,72^2} \\
 R_B &= \sqrt{Rb_{XY}^2 + Rb_{XZ}^2} && R_B = 12125,5 \text{ N} \\
 R_B &= \sqrt{11042,4^2 + 5009,30^2} \\
 R_C &= \sqrt{Rc_{XY}^2 + Rc_{XZ}^2} && R_C = 5512,84 \text{ N} \\
 R_C &= \sqrt{5472,17^2 + 668,42^2}
 \end{aligned}$$

b. Momento Flector Positivo

En el caso de que el momento flector, M_f , sea positivo, se tendrá que calcular las reacciones desde el principio, ya que esta situación no se ha estudiado:

La distribución de fuerzas en el eje será:

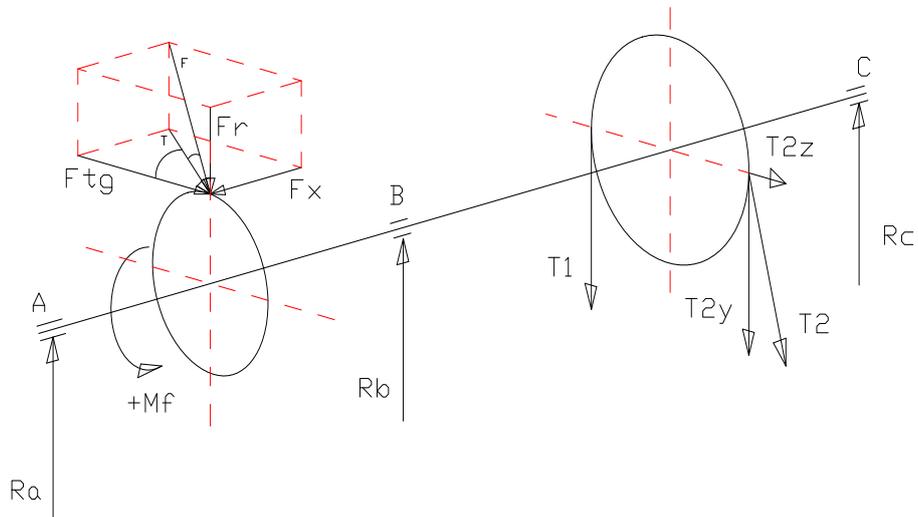


Ilustración 9.1 Distribución de fuerzas en el eje Polea- Corona. Extraído de programa CAD

Según los cálculos realizados en el apartado 8.1.1.1, tras seccionar la viga en dos partes hallaba el momento flector en el punto B que para, M_f positivo adquiriría el valor de $M_b = 310,48$ Nm.

Se realiza a continuación el cálculo de reacciones para este M_f positivo en los planos XY y XZ.

PLANO XY

Para el cálculo de las reacciones se separa el eje en dos partes, estudiando primero el corte AB:

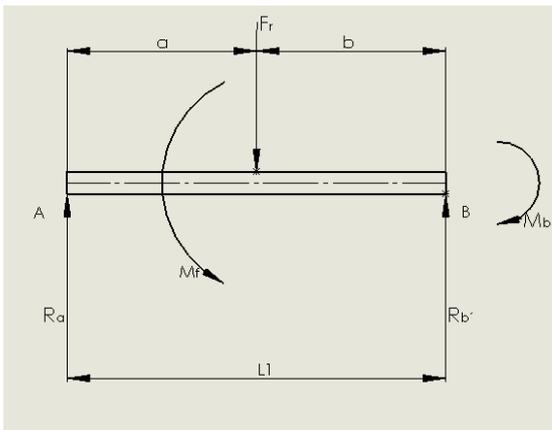


Ilustración 9.2 Estudio de parte AB. Extraído de programa CAD

$$\begin{aligned}
 a &= 0,1 \text{ m} & F_r &= 1696,94 \text{ N} \\
 b &= 0,1 \text{ m} & M_b &= 310,48 \text{ Nm} \\
 L_1 &= 0,2 \text{ m} & M_f &= 32,15 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

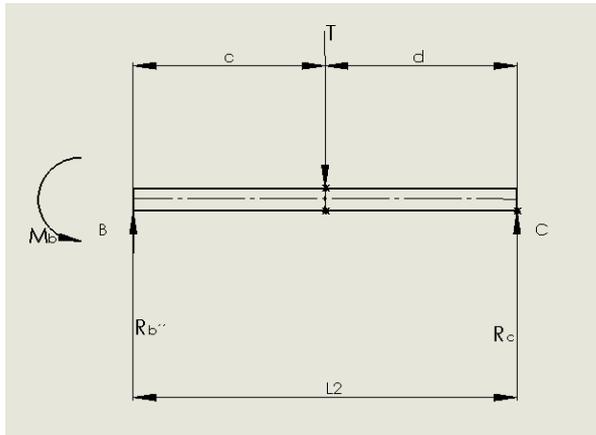
Se estudia la suma de momentos respecto al punto A tomando como positivo para los momentos el sentido contrario a las agujas del reloj.

$$\begin{aligned}
 \sum M_A &= 0 \\
 R_{b'} * L_1 - M_b - F_r * a + M_f &= 0 \\
 R_{b'} &= \frac{M_b + F_r * a - M_f}{L_1} \\
 R_{b'} &= \frac{310,48 + 1696,94 * 0,1 - 32,15}{0,2} \\
 R_{b'} &= 2240,12 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Se estudia la suma de las fuerzas en el eje Y:

$$\left. \begin{aligned}
 \sum F_y &= 0 \\
 R_a + R_{b'} &= F_r \\
 R_a &= F_r - R_{b'}
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 R_a &= 1696,94 - 2240,12 \\
 R_a &= -543,18 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Ahora se hace el estudio de la parte BC de la viga:



$$\begin{aligned}
 a &= 0,105 \text{ m} \\
 b &= 0,105 \text{ m} \\
 L_1 &= 0,21 \text{ m} \\
 T &= 13935,2 \text{ N} \\
 M_b &= 310,48 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Ilustración 9.3 Estudio de la parte BC. Extraído de programa CAD

Se estudia la suma de momentos respecto al punto B:

$$\left. \begin{aligned}
 \sum M_B &= 0 \\
 R_c * L_2 + M_b - T * c &= 0
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 R_c &= \frac{T * c - M_b}{L_2} \\
 R_c &= \frac{13935,2 * 0,105 - 310,48}{0,21} \\
 R_c &= 5489,12 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Se estudia la suma de las fuerzas en el eje Y:

$$\left. \begin{aligned}
 \sum F_y &= 0 \\
 R_b'' + R_c &= T \\
 R_b'' &= T - R_c
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 R_b'' &= 13935,2 - 5489,12 \\
 R_b'' &= 8446,08 \text{ N}
 \end{aligned}$$

El valor total de la reacción R_b será la suma de las dos reacciones parciales, $R_b' + R_b''$:

$$\left. \begin{aligned}
 R_b &= R_b' + R_b''
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 R_b &= 2240,12 + 8446,08 \\
 R_b &= 10686,2 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Con lo que las reacciones en el plano XY son:

$$Ra_{XY} = -543,18 \text{ N} \qquad Rb_{XY} = 10686,2 \text{ N} \qquad Rc_{XY} = 5489,12 \text{ N}$$

PLANO XZ

Las reacciones en este plano, con el momento flector positivo, son las mismas que con el momento flector negativo, con lo que las reacciones en el plano XZ son:

PLANO XZ
$R_{a_{XZ}} = 1632,72 N$
$R_{b_{XZ}} = 5009,30 N$
$R_{c_{XZ}} = 668,42 N$

El valor total de las reacciones en A, B y C para el momento flector positivo será:

$$\begin{aligned}
 R_A &= \sqrt{Ra_{XY}^2 + Ra_{XZ}^2} && \left. \begin{aligned} R_A &= 1720,7 N \\ R_A &= \sqrt{543,18^2 + 1632,72^2} \end{aligned} \right\} \\
 R_B &= \sqrt{Rb_{XY}^2 + Rb_{XZ}^2} && \left. \begin{aligned} R_B &= 11802,03 N \\ R_B &= \sqrt{10686,2^2 + 5009,30^2} \end{aligned} \right\} \\
 R_C &= \sqrt{Rc_{XY}^2 + Rc_{XZ}^2} && \left. \begin{aligned} R_C &= 5529,67 N \\ R_C &= \sqrt{5489,12^2 + 668,42^2} \end{aligned} \right\}
 \end{aligned}$$

Con esto se aprecia que para el eje de la Polea-Corona, las reacciones mayores en los puntos A, B y C, que son las que se utilizaran para el cálculo de los rodamientos, son:

Reacciones a utilizar para el dimensionado de rodamientos:	
$R_A = 1855,95 N$	M_f negativo
$R_B = 12125,5 N$	M_f negativo
$R_C = 5529,67 N$	M_f positivo

9.1.2 Eje del tornillo sinfín

Las fuerzas que se ejercen en la Corona están relacionadas con las del tornillo Sinfín, siendo:

Tornillo		Corona
F_{axial}, F_x	=	$F_{tangente}, F_{tg}$
$F_{tangente}, F_{tg}$	=	F_{axial}, F_x
F_{radial}, F_r	=	F_{radial}, F_r

Luego las fuerzas en este eje son:

$$F_x = 4652,54 \text{ N}$$

$$F_{tg} = 274,782 \text{ N}$$

$$F_r = 1696,94 \text{ N}$$

Al aplicarse la fuerza axial a una distancia $D_p/2$ se crea un momento flector que podrá ser positivo o negativo, dependiendo si el ascensor sube o baja:

$$M_f = F_x * \frac{D_p}{2} \left\{ \begin{array}{l} M_f = 4652,54 * \frac{0,071}{2} \\ M_f = 165,165 \text{ Nm} \end{array} \right.$$

Esquemáticamente estas fuerzas están aplicadas de la siguiente manera:

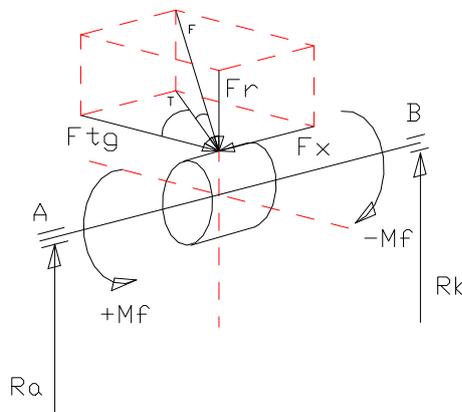


Ilustración 9.4 Aplicación de las fuerzas a Tornillo Sinfín. Extraído de programa CAD

Primeramente se realizan los cálculos con el M_f positivo estudiándolos en el plano XY y en el XZ y hallando las reacciones totales en cada rodamiento.

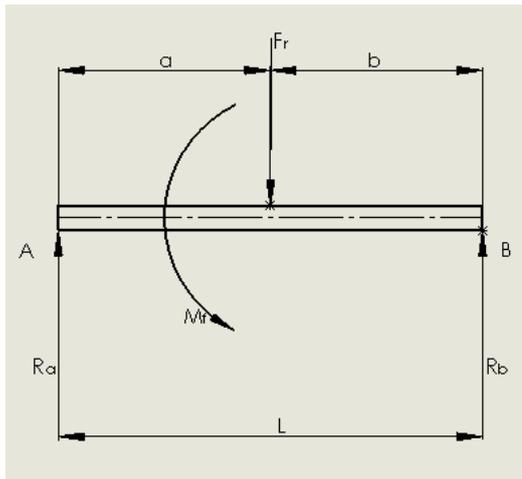
Después se hará lo mismo con el M_f negativo para saber cuáles son las reacciones de mayor valor.

a. Momento Flector Positivo

Para realizar el cálculo de las reacciones se estudia el eje en el plano XY y en el XZ.

PLANO XY

La distribución de las fuerzas en este plano es:



$$\begin{aligned}
 a &= 0,125 \text{ m} & F_r &= 1696,94 \text{ N} \\
 b &= 0,125 \text{ m} & M_f &= 165,165 \text{ Nm} \\
 L &= 0,250 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Ilustración 9.5 Estudio de parte AB. Extraído de programa CAD

Se estudia la suma de momentos respecto al punto A tomando como positivo para los momentos el sentido contrario a las agujas del reloj.

$$\begin{aligned}
 \sum M_A &= 0 & R_b &= \frac{F_r * a - M_f}{L} \\
 R_b * L + M_f - F_r * a &= 0 & R_b &= \frac{1696,94 * 0,125 - 165,165}{0,250} \\
 & & R_b &= 187,81 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Se estudia la suma de las fuerzas en el eje Y:

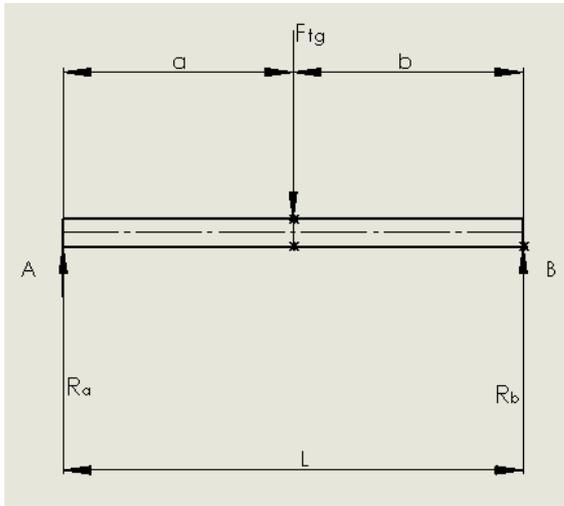
$$\left. \begin{aligned}
 \sum F_y &= 0 \\
 R_a + R_b &= F_r \\
 R_a &= F_r - R_b
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 R_a &= 1696,94 - 187,81 \\
 R_a &= 1509,13 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Con lo que las reacciones en el plano XY son:

$$\begin{aligned}
 R_{a_{XY}} &= 1509,13 \text{ N} & R_{b_{XY}} &= 187,81 \text{ N}
 \end{aligned}$$

PLANO XZ

La distribución de las fuerzas en este plano es:



$$\begin{aligned}
 a &= 0,125 \text{ m} \\
 b &= 0,125 \text{ m} \\
 L &= 0,250 \text{ m} \\
 F_{tg} &= 274,782 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Ilustración 9.6 Estudio de parte AB. Extraído de programa CAD

Se estudia la suma de momentos respecto al punto A tomando como positivo para los momentos el sentido contrario a las agujas del reloj.

$$\begin{aligned}
 \sum M_A &= 0 \\
 R_b * L + -F_r * a &= 0 \\
 R_b &= \frac{F_r * a}{L} \\
 R_b &= \frac{274,782 * 0,125}{0,250} \\
 R_b &= 137,391 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Se estudia la suma de las fuerzas en el eje Y:

$$\left. \begin{aligned}
 \sum F_y &= 0 \\
 R_a + R_b &= F_{tg} \\
 R_a &= F_{tg} - R_b
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 R_a &= 274,782 - 137,391 \\
 R_a &= 137,391 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Con lo que las reacciones en el plano XZ son:

$$Ra_{XZ} = 137,39 \text{ N}$$

$$Rb_{XZ} = 137,39 \text{ N}$$

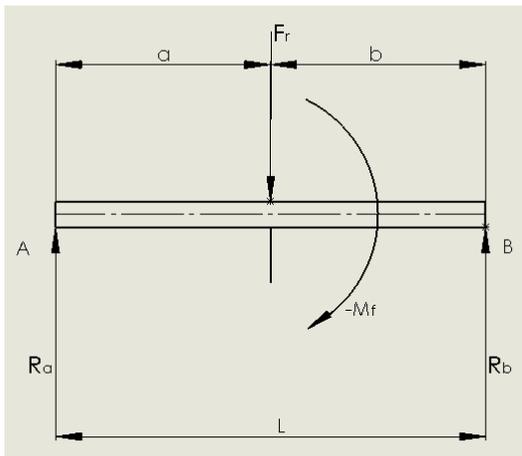
El valor total de las reacciones en A, B y C para el momento flector positivo será:

$$\begin{aligned}
 R_A &= \sqrt{Ra_{XY}^2 + Ra_{XZ}^2} \\
 R_A &= \sqrt{1509,13^2 + 137,39^2} \\
 R_B &= \sqrt{Rb_{XY}^2 + Rb_{XZ}^2} \\
 R_B &= \sqrt{187,81^2 + 137,39^2}
 \end{aligned}
 \left. \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right\}
 \begin{array}{l}
 R_A = 1515,37 \text{ N} \\
 \\ \\
 R_B = 232,69 \text{ N}
 \end{array}$$

b. Momento Flector Negativo

PLANO XY

La distribución de las fuerzas en este plano es:



$$\begin{aligned}
 a &= 0,125 \text{ m} \\
 b &= 0,125 \text{ m} \\
 L &= 0,250 \text{ m} \\
 F_r &= 1696,94 \text{ N} \\
 M_f &= 165,165 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Ilustración 9.7 Estudio de parte AB. Extraído de programa CAD

Se estudia la suma de momentos respecto al punto A tomando como positivo para los momentos el sentido contrario a las agujas del reloj.

$$\begin{aligned}
 \sum M_A &= 0 \\
 R_b * L - M_f - F_r * a &= 0 \\
 R_b &= \frac{F_r * a + M_f}{L} \\
 R_b &= \frac{1696,94 * 0,125 + 165,165}{0,250} \\
 R_b &= 1509,13 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Se estudia la suma de las fuerzas en el eje Y:

$$\left. \begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R_a + R_b &= F_r \\ R_a &= F_r - R_b \end{aligned} \right\} \begin{aligned} R_a &= 1696,94 - 1509,13 \\ R_a &= 187,81 \text{ N} \end{aligned}$$

Con lo que las reacciones en el plano XY son:

$$Ra_{XY} = 187,81 \text{ N}$$

$$Rb_{XY} = 1509,13 \text{ N}$$

PLANO XZ

Las reacciones en este plano con el momento flector negativo son las mismas que con el momento flector positivo, con lo que las reacciones en el plano XZ son:

$$Ra_{XZ} = 137,39 \text{ N}$$

$$Rb_{XZ} = 137,39 \text{ N}$$

El valor total de las reacciones en A, B y C para el momento flector negativo será:

$$\left. \begin{aligned} R_A &= \sqrt{Ra_{XY}^2 + Ra_{XZ}^2} \\ R_A &= \sqrt{187,81^2 + 137,39^2} \\ R_B &= \sqrt{Rb_{XY}^2 + Rb_{XZ}^2} \\ R_B &= \sqrt{1509,13^2 + 137,39^2} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} R_A &= 232,69 \text{ N} \\ R_B &= 1515,37 \text{ N} \end{aligned}$$

Con esto se aprecia que para el eje del Sinfin, las reacciones mayores en los puntos A y B, que son las que se utilizarán para el cálculo de los rodamientos, son:

Reacciones a utilizar para el dimensionado de rodamientos:	
$R_A = 1515,37 \text{ N}$	M_f positivo
$R_B = 232,69 \text{ N}$	M_f positivo
$R_A = 232,69 \text{ N}$	M_f negativo
$R_B = 1515,37 \text{ N}$	M_f negativo

9.2 RODAMIENTOS

Una vez conocidas las reacciones en los dos ejes y en los casos más desfavorables paso a elegir el rodamiento en cada caso.

9.2.1 Eje de la polea corona

En este eje los rodamientos tienen que soportar dos tipos de fuerzas, una axial y otra radial. Es importante señalar que la fuerza axial es soportada por los rodamientos A y B.

A continuación se presenta un esquema de su montaje:

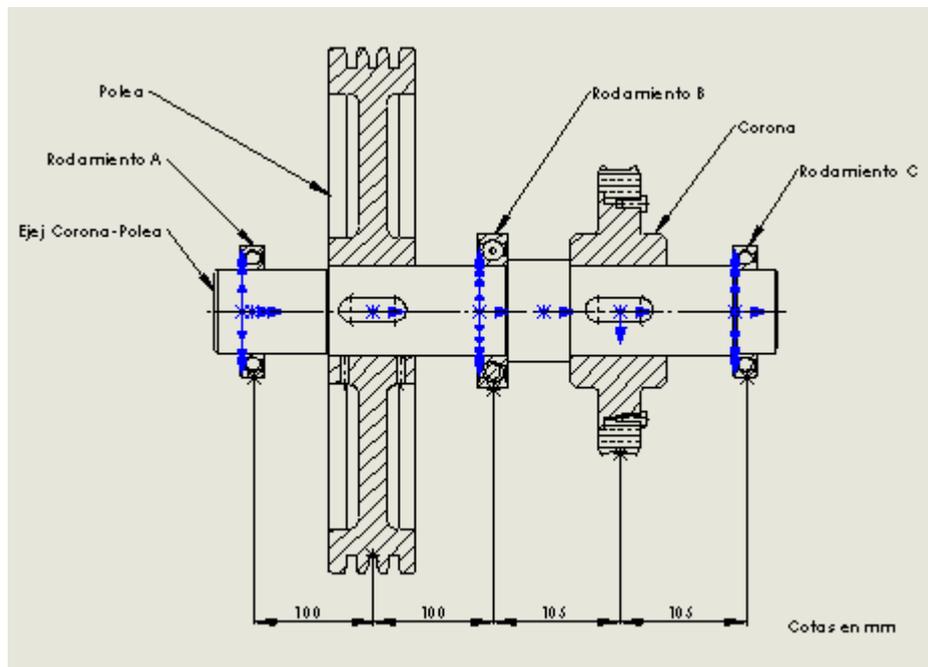


Ilustración 9.8 Rodamientos A, B y C posicionados en eje Polea-Corona. Extraído de programa CAD

Los rodamientos utilizados en los tres casos son rodamientos de bolas ya que para todos ellos la fuerza axial es menor que un 30 % la fuerza radial:

Rodamiento A:

En este rodamiento tengo una fuerza axial, F_{axial} , y otra radial, F_{radial} , que serán:

$$F_{axial} = F_x = 274,782 \text{ N} \qquad F_{radial} = R_A = 1855,95 \text{ N}$$

Compruebo que la fuerza axial es menor que un 30 % a la fuerza radial:

$$F_{radial} * 0,3 > F_{axial} \quad \left. \begin{array}{l} 1855,95 * 0,3 > 274,782 \\ 556,79 > 274,782 \end{array} \right\}$$

Para introducirnos en tablas del catálogo de rodamientos²⁷ tenemos que conocer la capacidad de carga nominal, C , que viene en función de la duración de diseño, L_{hd} , y de la carga radial de diseño que se tiene que hallar.

La carga radial de diseño, F_e , se obtiene multiplicando las fuerzas axial y fuerza radial por unos factores de carga dados en tablas:

$$F_e = V * X * F_{radial} + Y * F_{axial} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Siendo:} \\ V: \text{Factor de rotación. Se considera igual a } 1 \text{ para} \\ \text{rodamientos autoalineantes o para cuando gira el} \\ \text{anillo interior, y a } 1,2 \text{ para cuando gira el anillo} \\ \text{exterior.} \\ X, Y: \text{Son factores que están en las tablas}^{28}. \end{array} \right\}$$

Para rodamientos de bolas de contacto radial se toman dos valores aproximados de X e Y . Con estos valores se hallan dos cargas radiales de diseño, F_e , cogiendo para los siguientes cálculos la de mayor valor. Posteriormente, una vez elegido el rodamiento se hallara el valor exacto de estos factores corrigiendo si fuera necesario la elección del rodamiento.

Con lo que la carga radial de diseño quedaran como:

$$\begin{array}{l} X_1 = 1 \\ Y_1 = 0 \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} F_e = 1 * 1 * 1855,95 + 0 * 274,78 \\ F_e = 1855,95 \text{ N} \end{array} \right\}$$

$$\begin{array}{l} X_2 = 0,5 \\ Y_2 = 1,5 \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} F_e = 1 * 0,5 * 1855,95 + 1,5 * 274,78 \\ F_e = 1340,15 \text{ N} \end{array} \right\}$$

²⁷ Extraído de Catálogo General de Rodamientos SKF. <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings>

²⁸ Valores extraído de tabla 10.12 de este documento.

Se tomara la mayor carga radial igual a 1855,95 N y se multiplica por el coeficiente de seguridad²⁹, que para este caso, al ser un rodamiento comercial estará entre 1,1 y 1,3. Se tomara 1,3 por mayor seguridad y se halla la carga radial de diseño final:

$$F_e = 1855,95 * 1,3 \longrightarrow F_e = 2412,74 N = 2,413 KN$$

Para entrar en tablas se hace con la capacidad de carga de catálogo, C, que se obtiene según la fórmula:

$$C = F_e * \left(\frac{\frac{L_{hD}}{L_{hR}}}{0,02 + 4,439 * \left(\ln\left(\frac{1}{R}\right) \right)^{\frac{1}{1,483}}} \right)^{\frac{1}{a}}$$

Siendo:

F_e : carga radial de diseño (KN)

$$F_e = 2,413 KN$$

L_{hD} : Duración de diseño.

$$L_{hD} = L_D * n_D * 60$$

L_D : Horas de diseño.

$$L_D = 20000 h$$

n_D : velocidad de diseño (rpm)

$$n_D = 2,897 rad/s * \frac{60}{2 * \pi}$$

$$n_D = 27,664 rpm$$

Con lo que queda:

$$L_{hD} = 20000 h * 27,664 \frac{rev}{min} * 60 \frac{min}{h}$$

$$L_{hD} = 33,197 10^6 rev$$

L_{hR} : duración nominal, obtenida de catálogo.

$$L_{hR} = L_R * n_R * 60$$

L_R : Horas de catálogo.

n_R : velocidad de catálogo (rpm)

Se tomara en un principio:

$$L_{hR} = 10^6 rev$$

R: Seguridad funcional de cada rodamiento.

a: Depende del rodamiento. El valor de a será de 3 para rodamientos de bolas y $10/3$ para rodamientos de rodillos. 3 en nuestro caso.

Se quiere conseguir un a seguridad funcional mínima, R, en cada rodamiento de 95 % y otra total en el eje de como mínimo 95 %. Con el producto de las seguridades funcionales de los rodamientos se calcula la seguridad funcional del eje.

La capacidad de carga de catálogo será:

$$C = 2,413 * \left(\frac{\frac{33,197 10^6}{10^6}}{0,02 + 4,439 * \left(\ln\left(\frac{1}{0,95}\right) \right)^{\frac{1}{1,483}}} \right)^{\frac{1}{a}}$$

$$C = 9,1 KN$$

²⁹ Valores extraídos de tabla 10.13 de este documento.

Con este valor busco en tablas de catálogos:



Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica C	estática C0	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN		rpm		* rodamiento SKF Explorer
12	21	5	1,43	0,67	70000	43000	61801
12	21	5	1,43	0,67	70000	36000	61801-2Z
12	21	5	1,43	0,67	-	20000	61801-2RS1
12	24	6	2,25	0,98	67000	32000	61901-2Z
12	24	6	2,25	0,98	-	19000	61901-2RS1
12	24	6	2,25	0,98	67000	40000	61901
12	28	8	5,4	2,36	60000	38000	6001 *
12	28	8	5,4	2,36	60000	38000	6001-Z *
12	28	8	5,4	2,36	60000	30000	6001-2Z *
12	28	8	5,4	2,36	60000	38000	6001-RSL *
12	28	8	5,4	2,36	60000	30000	6001-2RSL *
12	28	8	5,4	2,36	-	17000	6001-RSH *
12	28	8	5,4	2,36	-	17000	6001-2RSH *
12	28	12	5,07	2,36	-	17000	63001-2RS1
12	30	8	5,07	2,36	-	16000	16101-2RS1
12	30	8	5,07	2,36	56000	34000	16101
12	30	8	5,07	2,36	56000	28000	16101-2Z
12	32	10	7,28	3,1	-	15000	6201-2RSH *
12	32	10	7,28	3,1	-	15000	6201-RSH *
12	32	10	7,28	3,1	50000	26000	6201-2RSL *
12	32	10	7,28	3,1	50000	32000	6201-RSL *
12	32	10	7,28	3,1	50000	26000	6201-2Z *
12	32	10	7,28	3,1	50000	32000	6201-Z *
12	32	10	7,28	3,1	50000	32000	6201 *
12	32	14	6,89	3,1	-	15000	62201-2RS1
12	37	12	10,1	4,15	45000	28000	6301-Z
12	37	12	10,1	4,15	45000	22000	6301-2Z
12	37	12	10,1	4,15	45000	28000	6301 *
12	37	12	10,1	4,15	45000	28000	6301-RSL *
12	37	12	10,1	4,15	45000	22000	6301-2RSL *

Tabla 9-1 Lista de rodamientos rígidos de bolas SKF de eje 12 mm. Extraído de <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>

Se aprecia que el rodamiento de capacidad de carga, C, igual a 10,1 KN serviría. Se comprueba el valor del diámetro interior, que es de 12 mm, no servirá porque en esta sección del eje, el diámetro interior es de 70 mm.

Se busca para diámetro de 70 mm, y según catálogo:



Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
70	90	10	12,4	13,2	15000	9000	61814
70	90	10	12,4	13,2	15000	7500	61814-2RZ
70	90	10	12,4	13,2	-	4300	61814-2RS1
70	100	16	23,8	21,2	-	4000	61914-2RS1
70	100	16	23,8	21,2	14000	7000	61914-2RZ
70	100	16	23,8	21,2	14000	8500	61914
70	110	13	29,1	25	13000	8000	16014 *
70	110	20	39,7	31	13000	8000	6014-Z *
70	110	20	39,7	31	13000	8000	6014 *
70	110	20	39,7	31	13000	6300	6014-2Z *
70	110	20	39,7	31	-	3600	6014-RS1 *
70	110	20	39,7	31	-	3600	6014-2RS1 *
70	125	24	63,7	45	-	3400	6214-2RS1 *
70	125	24	63,7	45	-	3400	6214-RS1 *
70	125	24	63,7	45	11000	5600	6214-2Z *
70	125	24	63,7	45	11000	7000	6214 *
70	125	24	63,7	45	11000	7000	6214-Z *
70	125	31	60,5	45	-	3400	62214-2RS1
70	150	35	111	68	9500	6300	6314-Z *
70	150	35	111	68	9500	6300	6314 *
70	150	35	111	68	9500	5000	6314-2Z *
70	150	35	111	68	-	3000	6314-RS1 *
70	150	35	111	68	-	3000	6314-2RS1 *
70	150	51	104	68	-	3000	62314-2RS1
70	180	42	143	104	8500	5300	6414

Tabla 9-2 Lista de rodamientos rígidos de bolas SKF para diámetro de eje 70 mm. Extraído de <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings>

Por esta razón se toma el rodamiento³⁰ de C igual a 39,7 KN con diámetro interior 70 mm y capacidad de carga estática, C₀, igual a 31 KN.

Con C₀ se comprueban los factores de carga. Para ello se entra en tablas³¹ con:

$$\frac{F_{axial}}{C_0} = \frac{274,782 N}{31000 N} \qquad \frac{F_{axial}}{C_0} = 0,00886$$

Se obtiene un valor de $e = 0,19$. Como $\frac{F_{axial}}{C_0} \leq e$ se toman valores de:

$$X = 1 \qquad Y = 0$$

Con lo que la capacidad de carga que se ha tomado es correcta.

³⁰ Resto de cotas significativas para correcto montaje de rodamiento en ilustración 10.3 de este documento.

³¹ Se busca en tabla 10.10 de este documento.

La seguridad funcional cambiara al elegir un rodamiento que puede soportar mayor carga. Su valor se obtiene despejando R de la fórmula de capacidad de carga de catálogo:

$$R = e \left[\frac{\frac{L_h D}{L_h R} - 0,02}{\left(\frac{C}{F_e}\right)^3} \right]^{1,483}$$

$$R = e \left[\frac{\frac{33,197 \cdot 10^6}{10^6} - 0,02}{\left(\frac{39,7}{2,413}\right)^3} \right]^{1,483}$$

$$R = 1,00$$

$$R = 100 \%$$

Rodamiento B:

En este rodamiento también tengo una fuerza axial, F_{axial} , y otra radial, F_{radial} , que serán:

$$F_{axial} = F_x = 274,782 \text{ N} \qquad F_{radial} = R_B = 12125,5 \text{ N}$$

Compruebo que la fuerza axial es menor que un 30 % a la fuerza radial:

$$F_{radial} * 0,3 > F_{axial} \qquad \left. \begin{array}{l} 12125,5 * 0,3 > 274,782 \\ 3637,65 > 274,782 \end{array} \right\}$$

Se calcula la carga radial de diseño, F_e , multiplicando las fuerzas, axial y fuerza radial, por los factores de carga aproximados y por V que sigue siendo uno:

$$F_e = V * X * F_{radial} + Y * F_{axial}$$

Con lo que la carga radial de diseño quedaran como:

$$\begin{array}{l} X_1 = 1 \\ Y_1 = 0 \end{array} \left\{ \begin{array}{l} F_e = 1 * 1 * 12125,5 + 0 * 274,78 \\ F_e = 12125,5 \text{ N} \end{array} \right.$$

$$\begin{array}{l} X_2 = 0,5 \\ Y_2 = 1,5 \end{array} \left\{ \begin{array}{l} F_e = 1 * 0,5 * 12125,5 + 1,5 * 274,78 \\ F_e = 6474,92 \text{ N} \end{array} \right.$$

Se tomara la mayor carga radial igual a 12125,5 N y se multiplica por el coeficiente de seguridad³², que era 1,3 por mayor seguridad; para obtener así la carga radial de diseño final:

$$F_e = 12125,5 * 1,3 \qquad \longrightarrow \qquad F_e = 15763,2 \text{ N} = 15,763 \text{ KN}$$

³² Valores extraídos de tabla 10.13 de este documento.

Para entrar en tablas se hace con la capacidad de carga de catálogo, C, que se obtiene según la fórmula:

$$C = F_e * \left(\frac{\frac{L_{hD}}{L_{hR}}}{0,02 + 4,439 * \left(\ln\left(\frac{1}{R}\right) \right)^{1,483}} \right)^{\frac{1}{a}}$$

$$C = 15,763 * \left(\frac{\frac{33,197 * 10^6}{10^6}}{0,02 + 4,439 * \left(\ln\left(\frac{1}{0,95}\right) \right)^{1,483}} \right)^{\frac{1}{a}} \quad \left. \vphantom{C = 15,763 * \left(\frac{\frac{33,197 * 10^6}{10^6}}{0,02 + 4,439 * \left(\ln\left(\frac{1}{0,95}\right) \right)^{1,483}} \right)^{\frac{1}{a}}} \right\} C = 59,442 \text{ KN}$$

Con este valor busco en tablas de catálogos:



Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica C	estática C0	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
70	90	10	12,4	13,2	15000	9000	61814
70	90	10	12,4	13,2	15000	7500	61814-2RZ
70	90	10	12,4	13,2	-	4300	61814-2RS1
70	100	16	23,8	21,2	-	4000	61914-2RS1
70	100	16	23,8	21,2	14000	7000	61914-2RZ
70	100	16	23,8	21,2	14000	8500	61914
70	110	13	29,1	25	13000	8000	16014 *
70	110	20	39,7	31	13000	8000	6014-Z *
70	110	20	39,7	31	13000	8000	6014 *
70	110	20	39,7	31	13000	6300	6014-2Z *
70	110	20	39,7	31	-	3600	6014-RS1 *
70	110	20	39,7	31	-	3600	6014-2RS1 *
70	125	24	63,7	45	-	3400	6214-2RS1 *
70	125	24	63,7	45	-	3400	6214-RS1 *
70	125	24	63,7	45	11000	5600	6214-2Z *
70	125	24	63,7	45	11000	7000	6214 *
70	125	24	63,7	45	11000	7000	6214-Z *
70	125	31	60,5	45	-	3400	62214-2RS1
70	150	35	111	68	9500	6300	6314-Z *
70	150	35	111	68	9500	6300	6314 *
70	150	35	111	68	9500	5000	6314-2Z *
70	150	35	111	68	-	3000	6314-RS1 *
70	150	35	111	68	-	3000	6314-2RS1 *
70	150	51	104	68	-	3000	62314-2RS1
70	180	42	143	104	8500	5300	6414

Tabla 9-3 Lista de rodamientos rígidos de bolas SKF para diámetro de eje 70 mm. Extraído de <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings>

Se aprecia que el rodamiento de capacidad de carga, C, igual a 63,7 KN serviría. Se comprueba el valor del diámetro interior, que es de 70 mm y no serviría porque en esta sección del eje, el diámetro interior es de 75 mm.

Se busca para diámetro de 75 mm, y según catálogo:



Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN		rpm		* rodamiento SKF Explorer
75	95	10	12,7	14,3	14000	8500	61815
75	95	10	12,7	14,3	-	4000	61815-2RS1
75	95	10	12,7	14,3	14000	7000	61815-2RZ
75	105	16	24,2	19,3	13000	6300	61915-2RZ
75	105	16	24,2	19,3	-	3600	61915-2RS1
75	105	16	24,2	19,3	13000	8000	61915
75	110	12	28,6	27	13000	8000	16115
75	115	13	30,2	27	12000	7500	16015 *
75	115	20	41,6	33,5	12000	7500	6015-Z *
75	115	20	41,6	33,5	12000	6000	6015-2Z *
75	115	20	41,6	33,5	12000	7500	6015 *
75	115	20	41,6	33,5	12000	7500	6015-RZ *
75	115	20	41,6	33,5	12000	6000	6015-2RZ *
75	115	20	41,6	33,5	-	3400	6015-RS1 *
75	115	20	41,6	33,5	-	3400	6015-2RS1 *
75	130	25	68,9	49	-	3200	6215-2RS1 *
75	130	25	68,9	49	-	3200	6215-RS1 *
75	130	25	68,9	49	10000	6700	6215 *
75	130	25	68,9	49	10000	5300	6215-2Z *
75	130	25	68,9	49	10000	6700	6215-Z *
75	160	37	119	76,5	9000	5600	6315-2 *
75	160	37	119	76,5	9000	4500	6315-2Z *
75	160	37	119	76,5	9000	5600	6315 *
75	160	37	119	76,5	-	2800	6315-RS1 *
75	160	37	119	76,5	-	2800	6315-2RS1 *
75	190	45	153	114	8000	5000	6415

Tabla 9-4 Lista de rodamientos rígidos de bolas SKF para diámetro de eje 75 mm. Extraído de <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings>

Por esta razón se toma el rodamiento³³ de C igual a 68,9 KN con diámetro interior 75 mm y capacidad de carga estática, C₀, igual a 49 KN.

Con C₀ se comprueban los factores de carga. Para ello se entra en tablas³⁴ con:

$$\frac{F_{axial}}{C_0} = \frac{274,782 \text{ N}}{49000 \text{ N}} \qquad \frac{F_{axial}}{C_0} = 0,00561$$

Se obtiene un valor de $e = 0,19$. Como $\frac{F_{axial}}{C_0} \leq e$ se toman valores de:

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

Con lo que la capacidad de carga que se ha tomado es correcta.

³³ Resto de cotas significativas para correcto montaje de rodamiento en ilustración 10.4 de este documento.

³⁴ Se busca en tabla 10.11 de este documento.

La seguridad funcional cambiara al elegir un rodamiento que puede soportar mayor carga, siendo:

$$R = e \left[\frac{\frac{\frac{L_{hD}}{L_{hR}}}{\left(\frac{C}{F_e}\right)^3 - 0,02}}{4,439} \right]^{1,483} \left[\frac{\frac{33,197 \cdot 10^6}{10^6}}{\left(\frac{68,9}{15,763}\right)^3 - 0,02} - \frac{1}{4,439} \right]^{1,483}$$

$$R = 0,9745$$

$$R = 97,45 \%$$

Rodamiento C:

En este rodamiento solo tengo una fuerza radial, F_{radial} , que será:

$$F_{radial} = R_C = 5529,67 \text{ N}$$

La carga radial de diseño, F_e , será igual a la fuerza radial multiplicada por el coeficiente de seguridad³⁵, que era 1,3 por mayor seguridad; para obtener así la carga radial de diseño final:

$$F_e = 5529,67 * 1,3 \longrightarrow F_e = 7188,57 \text{ N} = 7,189 \text{ KN}$$

Para entrar en tablas se hace con la capacidad de carga de catálogo, C, que se obtiene según la fórmula:

$$C = F_e * \left(\frac{\frac{L_{hD}}{L_{hR}}}{0,02 + 4,439 * \left(\ln(1/R)\right)^{\frac{1}{1,483}}} \right)^{\frac{1}{a}}$$

$$C = 7,189 * \left(\frac{\frac{33,197 \cdot 10^6}{10^6}}{0,02 + 4,439 * \left(\ln(1/0,95)\right)^{\frac{1}{1,483}}} \right)^{\frac{1}{a}} \left. \vphantom{C} \right\} C = 27,108 \text{ KN}$$

³⁵ Valores extraídos de tabla 10.13 de este documento.

Con este valor busco en tablas de catálogos:



Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			C	C ₀			* rodamiento SKF Explorer
30	42	7	4,49	2,9	32000	20000	61806
30	42	7	4,49	2,9	32000	16000	61806-2RZ
30	42	7	4,49	2,9	-	9500	61806-2RS1
30	47	9	7,28	4,55	-	8500	61906-2RS1
30	47	9	7,28	4,55	30000	15000	61906-2RZ
30	47	9	7,28	4,55	30000	19000	61906
30	55	9	11,9	7,35	28000	17000	16006 *
30	55	13	13,8	8,3	28000	17000	6006-Z *
30	55	13	13,8	8,3	28000	17000	6006 *
30	55	13	13,8	8,3	28000	14000	6006-2Z *
30	55	13	13,8	8,3	28000	17000	6006-RZ *
30	55	13	13,8	8,3	28000	14000	6006-2RZ *
30	55	13	13,8	8,3	-	8000	6006-RS1 *
30	55	13	13,8	8,3	-	8000	6006-2RS1 *
30	55	19	13,3	8,3	-	8000	63006-2RS1
30	62	16	20,3	11,2	-	7500	6206-2RS1 *
30	62	16	20,3	11,2	-	7500	6206-RS1 *
30	62	16	20,3	11,2	24000	12000	6206-2RZ *
30	62	16	20,3	11,2	24000	15000	6206-RZ *
30	62	16	20,3	11,2	24000	12000	6206-2Z *
30	62	16	20,3	11,2	24000	15000	6206 *
30	62	16	20,3	11,2	24000	15000	6206-Z *
30	62	16	23,4	12,9	24000	15000	6206 ETN9
30	62	20	19,5	11,2	-	7500	62206-2RS1
30	72	19	32,5	17,3	22000	14000	6306 ETN9
30	72	19	29,6	16	20000	13000	6306-Z *
30	72	19	29,6	16	20000	13000	6306 *
30	72	19	29,6	16	20000	11000	6306-2Z *
30	72	19	29,6	16	20000	13000	6306-RZ *
30	72	19	29,6	16	20000	11000	6306-2RZ *

Tabla 9-5 Lista de rodamientos rígidos de bolas SKF de eje 30 mm. Extraído de <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>

Se aprecia que el rodamiento de capacidad de carga, C, igual a 29,6 kN serviría. Se comprueba el valor del diámetro interior, que es de 30 mm, no servirá porque en esta sección del eje, el diámetro interior es de 70 mm.

Por esta razón se toma el rodamiento³⁶ de C igual a 39,7 kN con diámetro interior 70 mm ya estudiado para el rodamiento A y capacidad de carga estática, C₀, igual a 31 kN.

³⁶ Resto de cotas significativas para correcto montaje de rodamiento en ilustración 10.3 de este documento.

La seguridad funcional cambiara al elegir un rodamiento que puede soportar mayor carga, siendo:

$$R = e \left[\frac{\frac{L_{hD}}{L_{hR}} - 0,02}{\left(\frac{C}{F_e}\right)^3} \right]^{1,483}$$

$$R = e \left[\frac{\frac{33,197 \cdot 10^6}{10^6} - 0,02}{\left(\frac{39,7}{7,189}\right)^3} \right]^{1,483}$$

$$R = 0,9916$$

$$R = 99,16 \%$$

En el eje de la Polea-Corona tendremos una seguridad funcional total de:

$$R = R_1 * R_2 * R_3$$

Siendo R_1 , R_2 y R_3 las seguridades funcionales de los rodamientos A, B y C respectivamente.

$$R = 1,00 * 0,9745 * 0,9916$$

$$R = 0,9663$$

$$R = 96,63 \%$$

9.2.2 Eje del tornillo Sinfín

En este eje los rodamientos tienen que soportar dos tipos de fuerzas, una axial y otra radial.

Al ser la distribución de las fuerzas en este eje simétrica he obtenido las mismas reacciones en A y B con lo que el rodamiento que se elija será igual en los dos puntos.

En este rodamiento también tengo una fuerza axial, F_{axial} , y otra radial, F_{radial} , que serán:

$$F_x = 4652,54 \text{ N}$$

$$F_r = 1696,94 \text{ N}$$

Compruebo que la fuerza axial es menor que un 30 % a la fuerza radial:

$$F_{radial} * 0,3 > F_{axial} \left\{ \begin{array}{l} 1696,94 * 0,3 > 4652,54 \\ 509,08 < 4652,54 \text{ "no es menor"} \end{array} \right.$$

El rodamiento utilizado es de rodillos cónicos ya que la fuerza axial es mayor que la fuerza radial.

Rodamiento A:

El estudio de este tipo de rodamiento es distinto, por lo que es necesario tener en cuenta las fuerzas que producen en los dos rodamientos a la vez.

Primero se determinara cuál de los dos rodamientos tiende a montarse y cual tiende a desmontarse³⁷.

Según el catalogo SKF, la comprobación será la siguiente:

$$\frac{Fr_A}{Y_A} > \frac{Fr_B}{Y_B}$$

y

$$K_A > 0,5 * \left(\frac{Fr_A}{Y_A} - \frac{Fr_B}{Y_B} \right)$$

$$\frac{Fr_A}{Y_A} < \frac{Fr_B}{Y_B}$$

y

$$K_A < 0,5 * \left(\frac{Fr_A}{Y_A} - \frac{Fr_B}{Y_B} \right)$$

Siendo:

Fr_A: Fuerza radial en el rodamiento A, es decir,

$$R_A = 1515,37 \text{ N}$$

Fr_B: Fuerza radial en el rodamiento B, es decir,

$$R_B = 232,69 \text{ N}$$

K_A: Fuerza axial en dirección del rodamiento A, es decir,

$$F_x = 4652,54 \text{ N}$$

Y: Cociente de la capacidad de carga radial del cojinete y la capacidad de empuje. El valor de Y es aproximadamente 1,5 para cojinetes radiales y 0,75 para cojinetes de gran contacto angular. Se tomara un valor aproximado de 1,5 aunque su verdadero valor viene en tablas una vez elegido el rodamiento.

Comprobación:

$$\frac{1515,37}{1,5} > \frac{232,69}{1,5}$$

$$1010,25 > 155,13$$

$$4652,54 > 0,5 * \left(\frac{1515,37}{1,5} - \frac{232,69}{1,5} \right)$$

$$4652,54 > 427,56$$

Con lo que la fuerza de acción de empuje, F_a, de cada rodamiento quedara:

Rodamiento A:

$$Fa_A = Fa_B + K_A$$

Rodamiento B:

$$Fa_B = \frac{0,5 * Fr_B}{Y_B}$$

$$Fa_B = \frac{0,5 * 232,69}{1,5}$$

$$Fa_B = 77,56 \text{ N}$$

$$Fa_A = Fa_B + K_A$$

$$Fa_A = 77,56 + 4652,54$$

$$Fa_A = 4730,1 \text{ N}$$

³⁷ Basándose en las fórmulas de catálogo SKF

El esquema de fuerzas resultantes y el montaje de los rodamientos, de acuerdo a los valores obtenidos, será de la siguiente forma:

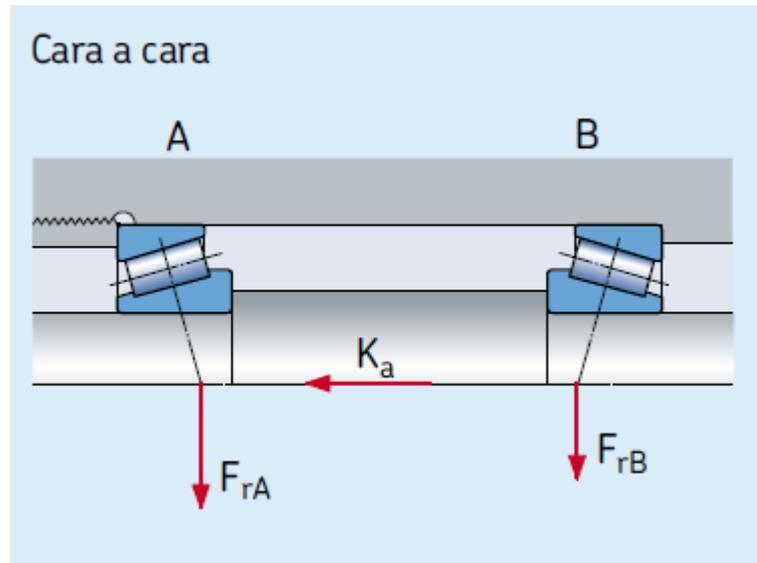


Ilustración 9.9 Esquema de fuerzas en rodamientos.
Extraído de catálogo SKF

Para el cálculo de la carga radial de diseño se utiliza la fórmula:

$$F_e = 0,4 * Fr_A + Y_A * Fa_A$$

La carga radial de diseño queda como:

$$F_e = 0,4 * 1515,37 + 1,5 * 4730,1$$

$$F_e = 7701,3 \text{ N}$$

Para entrar en tablas se hará con un diámetro de 35 mm y con la capacidad de carga, C, que se obtiene de la fórmula:

$$C = F_e * \left(\frac{\frac{L_{hD}}{L_{hR}}}{4,48 * \left(\ln\left(\frac{1}{R}\right) \right)^{1,5}} \right)^{\frac{1}{a}}$$

Siendo:

F_e : carga radial de diseño (N)

$$F_e = 7701,3 \text{ N}$$

L_{hD} : Duración de diseño.

$$L_{hD} = L_D * n_D * 60$$

L_D : Horas de diseño.

$$L_D = 20000 \text{ h}$$

n_D : velocidad de diseño (rpm)

$$n_D = 1435 \text{ rpm}$$

Con lo que queda:

$$L_{hD} = 20000 \text{ h} * 1435 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * 60 \frac{\text{min}}{\text{h}}$$

$$L_{hD} = 1722 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

L_{hR} : duración nominal, obtenida de catálogo.

$$L_{hR} = L_R * n_R * 60$$

L_R : Horas de catálogo.

$$L_R = 500 \text{ h}$$

n_R : velocidad de catálogo (rpm)

$$n_R = 3000 \text{ rpm}$$

Con lo que queda:

$$L_{hR} = 500 * 3000 * 60$$

$$L_{hR} = 90 * 10^6 \text{ rev}$$

R: Seguridad funcional de cada rodamiento.

a: Depende del rodamiento. El valor de a será de 3 para rodamientos de bolas y $\frac{10}{3}$ para rodamientos de rodillos. $\frac{10}{3}$ en nuestro caso.

Se quiere conseguir un a seguridad funcional mínima, R, en cada rodamiento de 95 % y otra total en el eje de como mínimo 95 %. Con el producto de las seguridades funcionales de los rodamientos se calcula la seguridad funcional del eje.

La capacidad de carga de catálogo será:

$$C = 7701,3 * \left(\frac{\frac{1722 \cdot 10^6}{90 * 10^6}}{4,48 * \left(\ln\left(\frac{1}{0,95}\right) \right)^{1,5}} \right)^{\frac{1}{a}} \quad \left. \vphantom{C} \right\} C = 21562,82 \text{ N} \approx 21,6 \text{ KN}$$

Con este valor busco en tablas de catálogos:



Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	T	dinámica C	estática C0	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN		rpm		* rodamiento SKF Explorer
34,988	59,131	15,875	33	44	8000	12000	L 68149/110/Q
34,988	59,974	15,875	33	44	8000	12000	L 68149/111/Q
35	62	18	37,4	49	8000	11000	32007 J2/Q
35	62	18	42,9	54	8500	11000	32007 X/Q
35	72	18,25	51,2	56	7000	9500	30207 J2/Q
35	72	24,25	66	78	7000	9500	32207 J2/Q
35	72	28	84,2	106	6300	9500	33207/Q
35	80	22,75	72,1	73,5	6700	9000	30307 J2/Q
35	80	22,75	72,1	73,5	6700	9000	30307 RJ2/Q
35	80	22,75	61,6	67	6000	8500	31307 J2/Q
35	80	32,75	93,5	114	6000	8500	32307 BJ2/Q
35	80	32,75	95,2	106	6300	9000	32307 J2/Q

Ilustración 9.10 Lista de rodamientos rodillos cónicos cilíndricos SKF de eje 35 mm. Extraído de

Se aprecia que el rodamiento de capacidad de carga, C, igual a 37,4 KN serviría. Este rodamiento³⁸ tiene un valor de $Y_A = 1,35$. Como en el punto B voy a poner un rodamiento igual al del punto A se tendrá un $Y_B = 1,35$.

Se repiten los cálculos para asegurar una buena elección:

$$Fa_B = \frac{0,5 * 232,69}{1,35}$$

$$Fa_B = 86,18 N$$

$$Fa_A = Fa_B + K_A$$

$$Fa_A = 86,18 + 4652,54$$

$$Fa_A = 4738,72 N$$

$$F_e = 0,4 * 1515,37 + 1,35 * 4738,72$$

$$F_e = 7003,42 N$$

$$C = 7003,42 * \left(\frac{\frac{1722 * 10^6}{90 * 10^6}}{4,48 * \left(\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right)^{\frac{1}{1,5}}} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$C = 19608,8 \approx 19,6 KN$$

Con lo que se aprecia que el rodamiento utilizado es el correcto.

³⁸ Resto de cotas significativas en ilustración 10.7 de este documento.

La verdadera seguridad funcional cambiara al elegir un rodamiento que soporta mayor carga, siendo:

$$R = e \left[\frac{\frac{L_{hD}}{L_{hR}}}{\left(\frac{C}{F_e}\right)^3 * 4,48} \right]^{1,5} \left\{ \begin{array}{l} R = e \left[\frac{\frac{1722 \cdot 10^6}{90 \cdot 10^6}}{\left(\frac{37400}{7003,42}\right)^3 * 4,48} \right]^{1,5} \\ R = 0,9979 \\ R = 99,79 \% \end{array} \right.$$

Rodamiento A:

En el punto B se ha puesto un rodamiento igual al del punto A para que soporte las fuerzas cuando el ascensor cambien de sentido, luego $Y_B = 1,35$.

Se va a calcular la seguridad funcional de este rodamiento en el caso que se está estudiando (K_A en dirección de A) para así poder calcular la seguridad funcional total del eje.

La carga radial de diseño en este rodamiento y en este caso será:

$$F_{aB} = 77,56 \text{ N} \left\{ \begin{array}{l} F_e = 0,4 * 1515,37 + 1,35 * 77,56 \\ F_e = 710,85 \text{ N} \end{array} \right.$$

Teniendo en cuenta que la carga de catálogo sigue siendo 37,4 KN, la seguridad funcional en el rodamiento B queda como:

$$R = e \left[\frac{\frac{L_{hD}}{L_{hR}}}{\left(\frac{C}{F_e}\right)^3 * 4,48} \right]^{1,5} \left\{ \begin{array}{l} R = e \left[\frac{\frac{1722 \cdot 10^6}{90 \cdot 10^6}}{\left(\frac{37400}{710,85}\right)^3 * 4,48} \right]^{1,5} \\ R = 0,9999 \\ R = 99,99 \% \end{array} \right.$$

En el eje Sinfin tendremos una seguridad funcional total de:

$$R = R_1 * R_2 \left\{ \begin{array}{l} \text{Siendo } R_1 \text{ y } R_2 \text{ las seguridades funcionales de los rodamientos A y B respectivamente.} \\ R = 0,9979 * 0,9999 \\ R = 0,9978 \\ R = 99,78 \% \end{array} \right.$$

10 COMPROBACIÓN A FLEXIÓN DEL M.E.A SOBRE VIGAS UPN 120

Una parte del diseño del mecanismo de elevación es comprobar si todo lo diseñado será soportado por las vigas donde descansara dicho mecanismo.

Para ello, se tendrán en cuenta todas las cargas provocadas por el peso del propio mecanismo del ascensor, y las cargas provocadas por la cabina, los cables que la soportan, la polea, el contrapeso, el peso máximo de pasajeros, el peso del soporte polea y el peso del motor con su soporte.

El estudio se realizara de una forma conservadora, repartiendo las cargas de una forma equitativa, como se mostrara en las siguientes ilustraciones, considerando flexión pura, para así mayorar su influencia y quedándonos del lado de la seguridad.

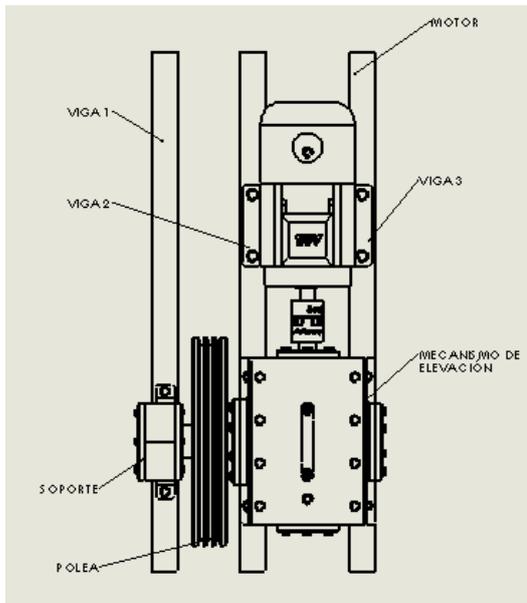


Ilustración 10.1 Conjunto de elevación sobre vigas. Extraído de programa de diseño CAD

A continuación se presentan las distintas cargas de los elementos analizados.

Motor:

$$P_{motor} = 60 \text{ kg (peso motor + soporte motor)}$$

Donde:

$$P_{motor} = 50 \text{ kg}$$

$$P_{soporte\ motor} = 10 \text{ kg}$$

Mecanismo de elevación:

$$P_{mec.\ elev} = 135 \text{ kg (peso del mecanismo de elevación (M.E.A)).}$$

Polea

$$P_{polea} = 1445 \text{ kg (} P_{polea} + P_c + Q + P_{cables} + P_o \text{)}$$

Donde:

$$P_{polea} = 31,38 \text{ kg (peso polea)}$$

$$P_c = 450 \text{ kg (peso cabina)}$$

$$Q = 320 \text{ kg (carga máxima)}$$

$$P_{cables} = 30 \text{ kg (peso de los cables)}$$

$$P_o = 610 \text{ kg (contrapeso)}$$

Soporte

$$P_{soporte} = 17 \text{ kg (peso del soporte polea)}$$

Se trabajara en unidades de newton las cargas:

$$P_{motor} = 60 * 9,81 = 588,6 N$$

$$P_{Polea} = 1445 * 9,81 = 14175,45 N$$

$$P_{mec.elev} = 135 * 9,81 = 1324,35 N$$

$$P_{Soporte} = 17 * 9,81 = 166,77 N$$

A continuación se presenta la distribución de las cargas sobre las vigas:

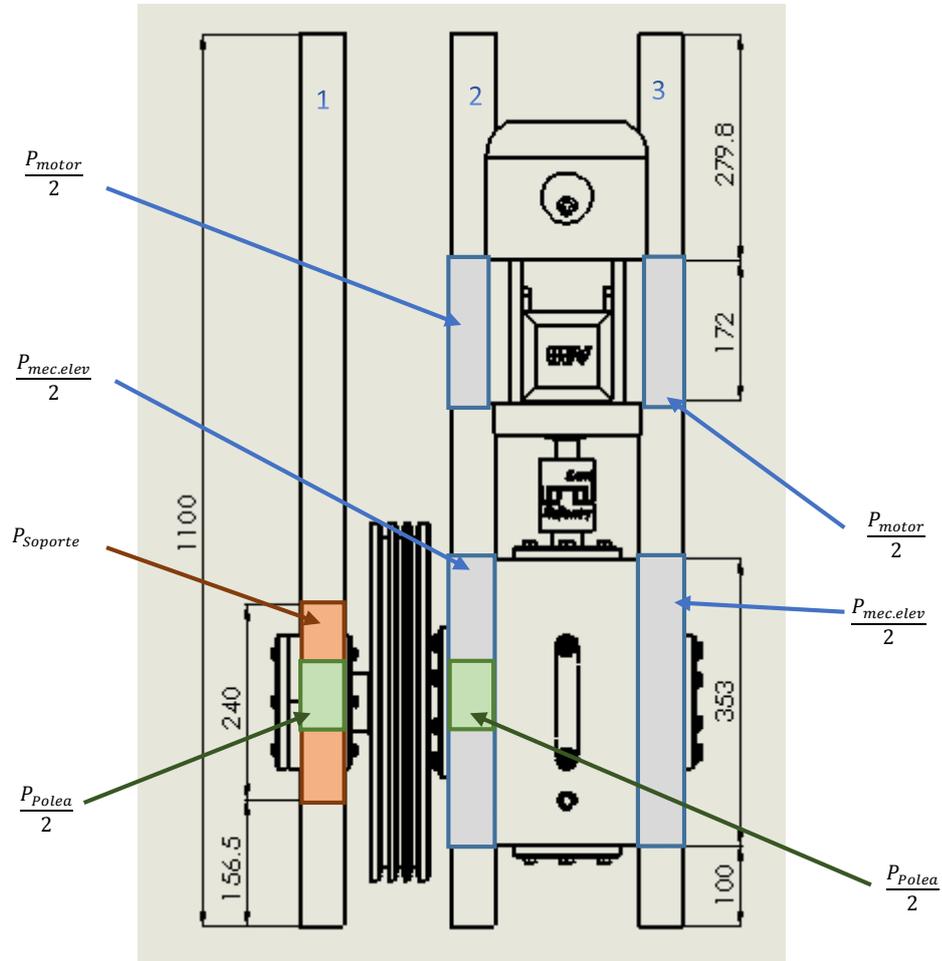


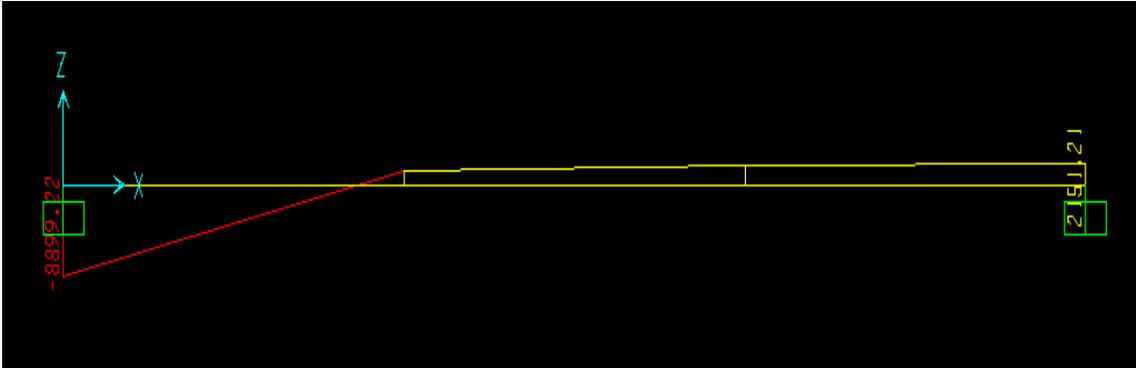
Ilustración 10.2 Distribución de cargas sobre las vigas. Unidades en mm.

Extraído de programa de diseño CAD

Se aprecia que la viga que más carga soportara será la viga 2, se analizara esta viga UPN 120, y si esta viga soporta dicha carga las demás también soportaran.

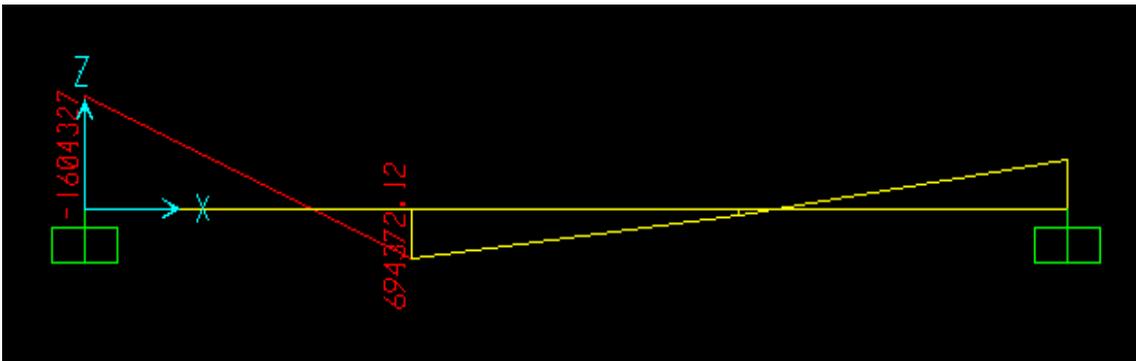
El análisis de momentos y cortantes sobre la viga se realizó mediante el programa SAP2000, dando los siguientes valores:

Cortantes:



Con un $V_{max} = 8900 \text{ N}$

Momento flector en eje y:



Con un $M_{y,max} = 695000 \text{ Nmm}$

Según el CTE-DB-SE³⁹ se comprobaba:

10.1 RESISTENCIA A CORTANTE

$V_{max} < V_{pl,RD}$	Donde:	f_{yd} para acero S275:
	$V_{pl,RD} = A_{vz} * \frac{f_{yd}}{\sqrt{3}}$	$f_{yd} = \frac{f_y}{\gamma_s}$
	Siendo:	$f_{yd} = \frac{275 \text{ Mpa}}{1,05}$
	A_v para el perfil UPN 120 ⁴⁰ : $A_v = 8,8 * 10^2 \text{ mm}^2$	$f_{yd} = 261,9 \text{ N/mm}^2$

³⁹ Código Técnico de la Edificación, Documento Básico, Seguridad Estructural

⁴⁰ Extraído de www.constructalia.com/espanol/publicaciones/catalogos#.VgK10_mfZno

Por lo que:

$$V_{max} = 8900 \text{ N}$$

$$V_{pl,RD} = A_{vz} * \frac{fyd}{\sqrt{3}} = 8,8 * 10^2 * \frac{261,9}{\sqrt{3}}$$

$$V_{pl,RD} = 133065 \text{ N}$$

$$V_{max} < V_{pl,RD}$$

$$8900 \text{ N} < 133065 \text{ N}$$

Cumple el criterio de resistencia a cortante, ahora se comprobara si influye en la flexión:

$$V_{max} < \frac{V_{pl,RD}}{2}$$

$$8900 < 66532$$

No influye en la flexión, por lo que se considerara flexión pura.

10.2 RESISTENCIA A FLEXIÓN

$$M_{y,max} < M_{el,RD}$$

Donde:

$$M_{el,RD} = W_{el} * fyd$$

Siendo:

W_{el} para el perfil UPN 120⁴¹ en eje y:

$$W_{el,y} = 60,7 * 10^3 \text{ mm}^3$$

fyd para acero S275:

$$fyd = \frac{fy}{\gamma_s}$$

$$fyd = \frac{275 \text{ Mpa}}{1,05}$$

$$fyd = 261,9 \text{ N/mm}^2$$

Por lo que:

$$M_{y,max} = 695000 \text{ Nmm}$$

$$M_{el,RD} = W_{el} * fyd = 60,7 * 10^3 * 261,9$$

$$M_{el,RD} = 15.897.330 \text{ Nmm}$$

$$M_{y,max} < M_{el,RD}$$

$$695 * 10^3 \text{ Nmm} < 15900 * 10^3 \text{ Nmm}$$

Cumple el criterio de resistencia a flexión.

⁴¹ Extraído de www.constructalia.com/espanol/publicaciones/catalogos#.VgK10_mfZno

11 OTROS DOCUMENTOS

Se incluyen a continuación documentos necesarios para el desarrollo del proyecto.

- Selección de cables:

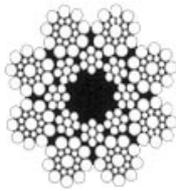
Cable de Elevación	Diámetro Nominal		Peso aprox.		Carga mínima de rotura		
	mm	inch	kg/100 m	lbs/100 ft	kN	Kgf	
Hoist Ropes							
	8.0		26.6	17.9	37.70	3,845	
	9.0		34.12	23.9	48.3	4,927	
	10.0		41.7	28.0	58.90	6,007	
	11.0	7/16	51.4	34.5	71.20	7,262	
	12.0		61.7	41.3	84.80	8,650	
	13.0		70.9	47.6	99.50	10,149	
	15.0		93.0	62.5	132.00	13,464	
	15.5		98.0	66.4	141.00	14,682	
	8 x 19 + Alma textil	16.0		107.1	72.0	151.00	15,402
	Sin Galvanizar						
Calidad Dual 140/180 Kg/mm2							
8 x 19 DPC + fibre core							
Ungalvanized (bright) wires, dual tensile or traction, i.e. outer wires 1370 N/mm2 and inner wires 1770 N/mm2							

Tabla 11-1 Cables de ascensor Extraído de catálogo de TREFIL CABLE



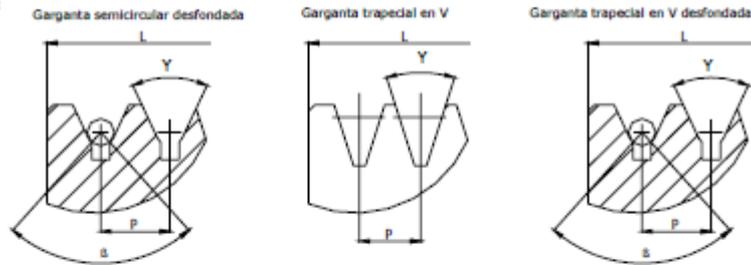
MECANIZADOS	FICHA TÉCNICA DE PRODUCTO
Máquina PA	

CARACTERÍSTICAS POLEAS TRACTORAS.

• **Garganta de polea:**

- **Estándar:** Semicircular desfondada; Para polea: $\varnothing 480$ y $\varnothing 520$: $\gamma=35^\circ$, $\beta=95^\circ$ \varnothing Cable = 10mm, Paso = 15m
 \varnothing Polea 435 : $\gamma=30^\circ$, $\beta=100^\circ$
- **Especial:** Garganta semicircular desfondada: $\gamma=25^\circ-40^\circ$, $\beta=85^\circ-106^\circ$.
 Garganta trapecial en V: $\gamma=35^\circ-40^\circ$.
 Garganta trapecial en V desfondada: $\gamma=35^\circ-40^\circ$, $\beta=85^\circ-106^\circ$.

• **Tipos de garganta:**



• Nº de cables y diámetros de cable, en función del diámetro de la polea y del paso (cota P):

POLEAS TRACTORAS											Nº Cables max
Polea Ø (mm)	Ancho L (mm)	Ø Cable 8, 9, 10mm			Ø Cable 11mm		Ø Cable 12mm		Ø Cable 13mm		
		P=15mm	P=18mm	P=21mm	P=18mm	P=21mm	P=18mm	P=21mm	P=18mm	P=21mm	
Ø435	72	4	3	3							
Ø450		4	3	3	3	3					
Ø480		4	3	3	3	3	3	3			
Ø520		4	3	3	3	3	3	3	3	3	

• **Codificación poleas tractoras para la realización de la toma de pedido:**

Ejemplo	A	S	3	B	V	XX	K
MÁQUINA							
A: Máquina PA							
PASO P							
R: 15mm S: 18mm T: 21mm							
Nº. CABLES							
2: 2 Cables 3: 3 Cables 4: 4 Cables							
Ø CABLE (mm)							
8: Ø8 9: Ø9 10: Ø10 11: Ø11 12: Ø12 13: Ø13							
TIPO GARGANTA							
S: Semicircular desfondada T: Trapecial en V desfondada V: Trapecial en V							
ÁNGULO β							
85: β=85° 86: β=86° 87: β=87° 88: β=88° 89: β=89° 90: β=90° 91: β=91° 92: β=92°							
93: β=93° 94: β=94° 95: β=95° 96: β=96° 97: β=97° 98: β=98° 99: β=99° 00: β=100°							
01: β=101° 02: β=102° 03: β=103° 04: β=104° 05: β=105° 06: β=106° XX: Garganta trapecial en V							
ÁNGULO γ (Semicircular desfondada γ=25°-40° Trapecial en V desfondada: γ=35°-40° Trapecial en V: γ=35°-40°)							
A: γ=25° B: γ=26° C: γ=27° D: γ=28° E: γ=29° F: γ=30° G: γ=31° H: γ=32°							
I: γ=33° J: γ=34° K: γ=35° L: γ=36° M: γ=37° N: γ=38° P: γ=39° R: γ=40°							

CARACTERÍSTICAS POLEAS DESVÍO

• Polea Ø 400. Nº de cables y diámetros de cable, en función del ancho de la polea y del paso (cota P):

Ancho L (mm)	ØCable 8, 9, 10mm			Nº Cables máx.
	Paso = 16mm	Paso = 18mm	Paso = 21mm	
68	4	3	3	

• **Codificación poleas de desvío para la realización de la toma de pedido:**

Ejemplo	DE	68	T	3	Ø8
POLEA DESVÍO: DE					
ANCHO L (ANCHO POLEA)					
68: 68mm					
PASO P					
R: 15mm S: 18mm T: 21mm					
No. CABLES					
2: 2 Cables 3: 3 Cables 4: 4 Cables					
Ø CABLE (Ød)					
08: Ø 8 mm 09: Ø 9mm 10: Ø 10mm					

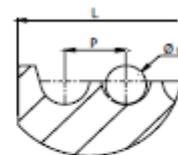


Tabla 11-2 Polea tractora MP. Extraído de catálogo de M

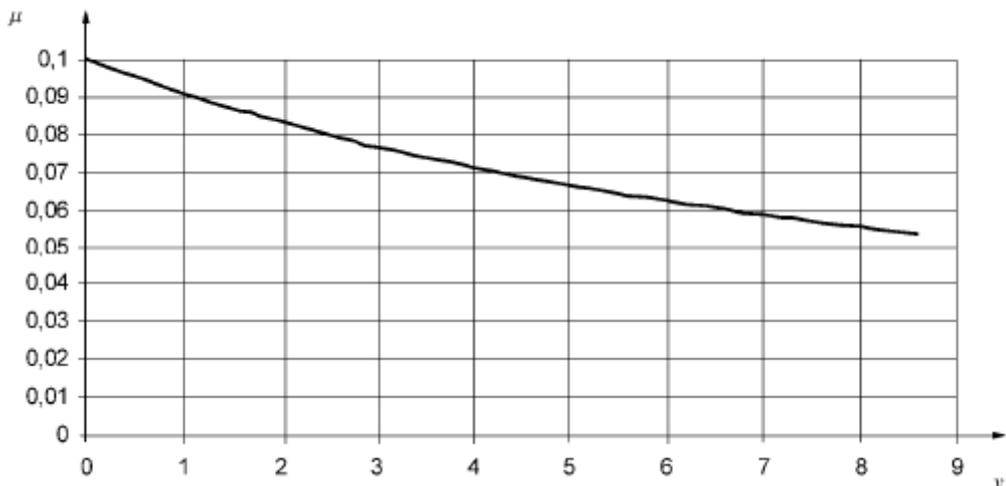


Tabla 11-3 Coeficiente mínimo de fricción según UNE EN 81-1-2001

VALORES DE f , $e^{f\alpha}$, SEGUN EL ANGULO α DE CONTACTO DE LOS CABLES CON LA POLEA DE ARRASTRE Y LOS ANGULOS γ DE LAS GARGANTAS TRAPEZOIDALES Y β ABARCADO POR LA ENTALLA DE LAS GARGANTAS SEMICIRCULARES CON ENTALLA

Angulo α de contacto grados → radiantes →	Valores de $e^{f\alpha}$ en función del ángulo de contacto α de los cables																	$\frac{\beta \text{ (en } \beta/2)}{\alpha - \beta \text{ (en } \beta/2)}$	$\frac{1}{\sin \gamma/2}$	$\frac{1}{\sin \beta/2}$			
	90°	120°	150°	180°	195°	210°	225°	240°	255°	270°	175°	160°	145°	130°	115°	100°	85°						
$\beta = 0^\circ$	0,197	1,371	1,257	1,123	1,037	1,150	1,163	1,177	1,191	1,205	1,419	1,433	1,448	1,463	1,478	1,493	1,508	1,523	2,55	—	0,11459		
$\beta = 90^\circ$	1,337	1,472	1,511	1,570	1,596	1,622	1,648	1,675	1,702	1,729	1,758	1,787	1,816	1,845	1,874	1,903	1,932	1,961	2,005	9,91	—	0,10473	
$\beta = 95^\circ$	1,357	1,501	1,533	1,607	1,634	1,662	1,691	1,721	1,751	1,781	1,809	1,838	1,867	1,896	1,925	1,954	1,983	2,012	2,041	2,097	11,09	—	0,19407
$\beta = 100^\circ$	1,379	1,535	1,571	1,649	1,679	1,709	1,740	1,771	1,803	1,834	1,865	1,897	1,928	1,959	1,990	2,021	2,052	2,083	2,114	2,156	14,20	—	0,20470
$\beta = 105^\circ$	1,404	1,575	1,615	1,698	1,731	1,764	1,798	1,832	1,867	1,901	1,935	1,970	2,004	2,038	2,072	2,106	2,140	2,174	2,208	2,252	18,20	—	0,21685
$\beta = 110^\circ$	1,437	1,631	1,675	1,767	1,803	1,838	1,874	1,910	1,946	1,982	2,018	2,054	2,090	2,126	2,162	2,198	2,234	2,270	2,306	2,352	23,20	—	0,23084
$\gamma = 45^\circ$	1,447	1,634	1,705	1,776	1,814	1,851	1,889	1,928	1,967	2,007	2,054	2,094	2,137	2,181	2,225	2,270	2,315	2,360	2,405	2,452	23,20	—	13,070, 23510
$\gamma = 42^\circ 30'$	1,477	1,682	1,757	1,834	1,875	1,916	1,957	2,000	2,045	2,091	2,135	2,181	2,229	2,278	2,326	2,375	2,424	2,473	2,522	2,572	23,20	—	13,800, 24837
$\gamma = 40^\circ$	1,512	1,735	1,817	1,902	1,946	1,991	2,037	2,085	2,133	2,183	2,233	2,284	2,336	2,389	2,442	2,495	2,548	2,601	2,654	2,708	23,20	—	14,620, 26314
$\gamma = 37^\circ 30'$	1,553	1,797	1,888	1,983	2,031	2,081	2,133	2,185	2,240	2,295	2,352	2,410	2,470	2,531	2,592	2,654	2,716	2,778	2,840	2,903	23,20	—	15,560, 27999
$\gamma = 35^\circ$	1,600	1,872	1,972	2,078	2,133	2,189	2,247	2,306	2,366	2,428	2,494	2,561	2,629	2,698	2,768	2,838	2,908	2,978	3,048	3,119	23,20	—	16,630, 29939
$\gamma = 32^\circ 30'$	1,657	1,961	2,074	2,194	2,257	2,321	2,387	2,454	2,525	2,597	2,670	2,747	2,825	2,905	2,985	3,066	3,147	3,228	3,309	3,391	23,20	—	17,070, 31162
$\gamma = 30^\circ$	1,737	2,071	2,201	2,339	2,415	2,495	2,561	2,640	2,712	2,804	2,892	2,982	3,075	3,168	3,262	3,356	3,450	3,544	3,638	3,732	23,20	—	19,320, 34771

Tabla 11-4 Angulo de contacto Polea-cable en función a garganta trapezoidal. Extraído de Proyectos de Fabricación Mecánica, Salesianos Pamplona

- Dimensionado del tornillo SINFÍN y CORONA:

Tabla 55. — COEFICIENTE DE PÉRDIDAS μ_3

Tornillo sin fin trapezoidal de evolvente de círculo	Rueda	μ_3
En acero tratado y rectificado	Bronce	1
	Aleación de aluminio	1,15
	Fundición	1,25
En acero tratado y no rectificado	Bronce, aleación de zinc	1,5
	Aleación de aluminio, h. calcinado	1,73
	Fundición	1,83

La fórmula indicada comprende así las pérdidas en los rodamientos y por barboteo; en el caso de los soportes lisos se mayor ligeramente el coeficiente μ . Pero el valor mínimo sólo es valedero para la plena carga, para una lubricación por aceite mineral hecha en las mejores condiciones con temperatura normal de funcionamiento y para una viscosidad adecuada, que se puede elegir según NIEMANN por

$$(36 a) \quad E^{\frac{1}{2}} \approx \sqrt{\frac{100}{\nu_r}}$$

(grados Engler a la temperatura normal de funcionamiento, por ejemplo 30° C).

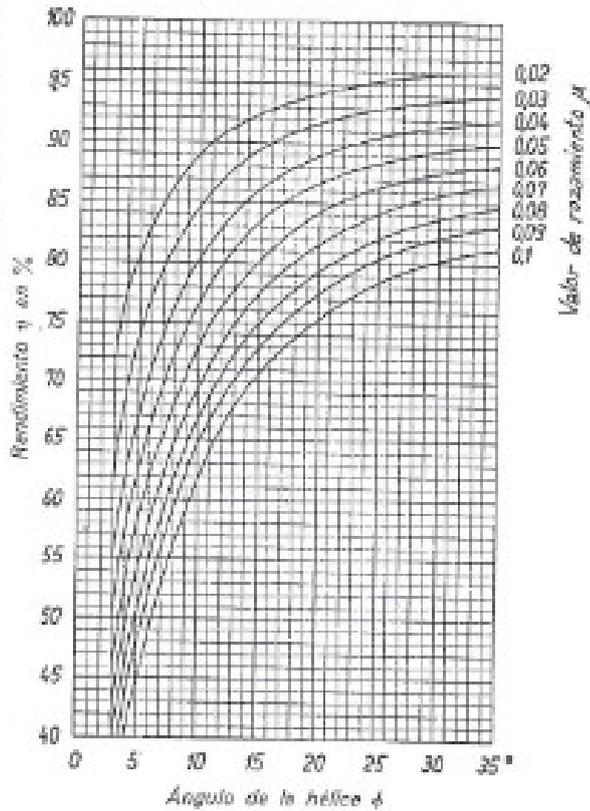


FIG. 211. — Rendimiento de los engranajes de tornillo sin fin.

Tabla 11-5 Coeficiente de pérdidas en función al material utilizado. Extraído de Proyectos de Fabricación Mecánica, Salesianos Pamplona.

Por otra parte, la reversibilidad debe quedar garantizada si, bajo ciertas condiciones de servicio, el engranaje puede ser arrastrado por la rueda, como sucede frecuentemente en los accionamientos de traslación y de giro. Después de la desconexión del motor, es decir después del cese de la fuerza motriz, las masas en movimiento, masa de la grúa de una parte y masas giratorias solidarias del árbol del tornillo sin fin, como acoplamiento (polea de freno, inducido del motor) de otra, se paran progresivamente bajo la influencia de los rozamientos. Si la deceleración del árbol del tornillo es mayor que la de la grúa, el tornillo será arrastrado. Ello sólo es posible si $\beta > \rho$. En el caso contrario tendremos un engranaje irreversible que se bloquea en las condiciones anteriormente expuestas. Para obviar este inconveniente se prevé limitadores de esfuerzo entre el engranaje y el pédon de orientación por ejemplo. La comprobación de reversibilidad de un engranaje de este tipo se debe basar en el mayor de los valores posibles del coeficiente de rozamiento. No se debe olvidar nunca que las condiciones favorables que corresponden a la ecuación (35) sólo se presentan alguna vez en los aparatos de elevación. Como valores máximos se pueden admitir aproximadamente:

a) Para tornillo de acero y rueda con dientes brutos de fundición retorados, lubricados con grasa consistente: $\mu = 0,1$.

b) Para tornillo en acero tratado y rueda en bronce, dientes brutos, lubricados con grasa: $\mu = 0,08$ a $0,09$.

c) Para tornillo en acero tratado y rueda en bronce, dientes tallados, lubricados con aceite: $\mu = 0,06$ a $0,07$.

d) Para tornillo en acero tratado y rueda en bronce, dientes rectificados, lubricados con aceite: $\mu = 0,05$ a $0,06$.

3. Bases de dimensionamiento

El dimensionamiento de los engranajes de los tornillos sin fin se hace teniendo en consideración los siguientes puntos:

1. El recalentamiento admisible, que depende de la potencia transformada en calor y de la ecuación de éste.
2. La usura por deslizamiento y la formación de picaduras, que dependen de la presión superficial, de los materiales en contacto, del estado de la superficie y de la lubricación.
3. La deformación del árbol de tornillo, que no debe sobrepasar un cierto límite, para conservar un engranamiento correcto.
4. La resistencia a la rotura de los dientes de la rueda.

a) **Módulo de cálculo clásico.** Se basa en una fórmula de la resistencia mecánica y se tiene en cuenta todas las otras condiciones por la elección de un factor c :

$$(37) \quad U_b = cbr \quad (\text{kg}),$$

siendo

- b, el ancho del diente en centímetros;
- r, el paso en centímetros;
- c, el factor empírico en kilogramos por cm^2 .

Después de varias transformaciones, la ecuación (37) da el módulo axial

$$m_b = \frac{10r}{\pi} \quad (\text{mm});$$

$$(38) \quad m_b = 10 \sqrt[4]{\frac{14500}{c\psi z_1} \cdot \frac{N_1}{\sigma_b} \eta} \quad (\text{mm}),$$

Ilustración 11.1 Coeficiente de rozamiento en función al rendimiento. Extraído de Proyectos de Fabricación Mecánica, Salesianos Pamplona.

siendo

N_p , la potencia en CV sobre el árbol del tornillo;

n_s , la velocidad del tornillo en rpm;

$\psi = \frac{b}{l}$, la relación entre el ancho y el paso del diente.

Se elige el valor de ψ entre 2 para un módulo grande y 2,5 para un módulo pequeño (y para el tornillo irreversible); ver también la tabla 60.

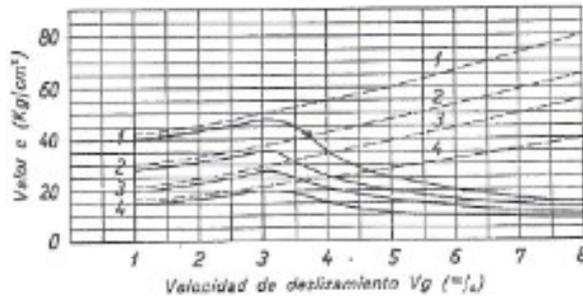


FIG. 272. — Valores c admisibles para los tornillos tallados al torno y tratados.

Material de la corona de la rueda: 1, bronce centrifugado (Cu-Sn 88.12); 2, aleación de aluminio de primera fusión; 3, aleación de aluminio de 2.ª fusión; 4, aleación de zinc (Zn — 2).

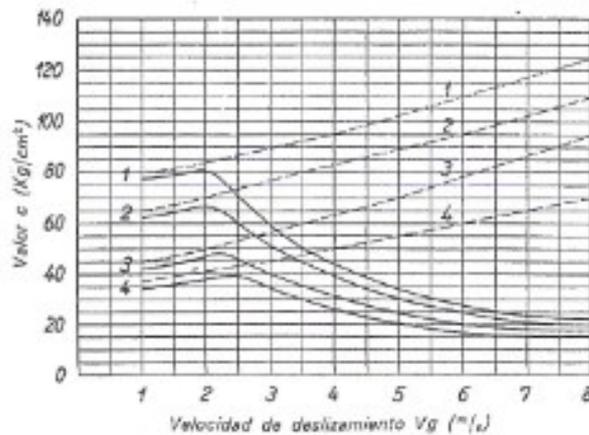


FIG. 273. — Valores c admisibles para los tornillos templados y rectificadas.

Para los dientes con perfil de evolvente de círculo se puede elegir el factor c según las figuras 272 y 273. Las curvas de trazos son valederas para los engranajes con lubricación de aceite a presión y provistos de refrigeración del mismo.

Constatamos que las condiciones de la transmisión son tanto más favorables, cuanto más elevada es la velocidad de deslizamiento, lo que se explica por la formación de una película de aceite entre las superficies de contacto. No obstante, los engranajes lubricados por barboteo y sin refrigeración del aceite, no permiten un aprovechamiento pleno debido al recalentamiento que se produce. Para estos engranajes de servicio continuo se elige el factor c según las curvas de trazo lleno. En el caso de un servicio intermitente se eligen valores intermedios, aproximándose al límite inferior o al superior según las condiciones. Se recomienda comprobar el recalentamiento teniendo en cuenta los períodos de parada y de marcha; se puede admitir una evacuación media de $350 \text{ kcal/m}^2/\text{h}$. Todos estos valores de c se refieren a una rueda de aproximadamente 30 dientes. Para otro número de dientes es necesario emplear un factor x (fig. 274). Para las ruedas de dientes brutos y retocados, como se encuentra frecuentemente en los aparatos de elevación, no se debe pasar apenas los valores de c indicados por las curvas de trazos llenos.

Ilustración 11.2 Valor de carga que depende del material de la CORONA y de la velocidad de deslizamiento en m/s. Extraído de *Proyectos de Fabricación Mecánica*, Salesianos Pamplona.

c) Determinación definitiva de las dimensiones. Hay que notar que z_1 y z_2 son números enteros y m_n debe corresponder a un módulo normalizado. De otra parte hay que esforzarse en hacer coincidir el interje del engranaje con el del modelo de cárter existente. La elección definitiva de las dimensiones debe hacerse según la gama de fresas existentes para el tallado. Normalmente esta gama es suficientemente grande para poder satisfacer todas las exigencias (rendimiento, irreversibilidad, interjees determinados).
 La norma provisional DIN ZN 400 contiene las dimensiones reproducidas en la tabla 60.

TABLA 60. — DIMENSIONES DE ENGRANAJES DE TORNILLO SIN FIN/RUEDA HELICOIDAL SEGÚN LA NORMA ALEMANA ZN 400 (ángulo de presión normal al filete, $\alpha_n = 20^\circ$)

Módulo aparente m_n (mm)	Tornillo de un solo filete			Tornillos irreversibles			
	Diámetro primitivo (mm)	Ancho del dentado b (mm)	ψ	Diámetro primitivo (mm)	Anchura del dentado b (mm)	ψ	β
3	36	22	2,34	40	23	2,44	4 17
3,5	40	25	2,27	50	28	2,55	4
4	45	27	2,15	63	34	2,70	3 38
4,5	48	30	2,13	71	36	2,55	3 38
5	50	34	2,17	75	40	2,55	3 48
5,5	53	35	2,03	80	44	2,55	3 56
6	56	40	2,12	85	47	2,50	4 02
6,5	63	42	2,05	90	49	2,40	4 08
7	71	46	2,10	95	53	2,42	4 13
8	80	53	2,11	112	62	2,46	4 05
9	90	62	2,19	125	70	2,48	4 07
10	100	67	2,13	140	78	2,48	4 05
11	106	74	2,14	150	86	2,49	4 12
12	112	76	2,02	160	92	2,44	4 17
13	118	82	2,00	180	100	2,45	4 08
14	125	88	2,00	200	110	2,50	4
15	132	92	1,95	212	117	2,49	4 03
16	140	100	1,99	230	125	2,49	3 59
18	150	112	2,09	250	139	2,46	4 07
20	160	120	1,93	280	156	2,49	4 05
22	170	132	1,91	300	170	2,46	4 12
24	180	140	1,86	315	182	2,42	4 21

Para obtener los interjees convenientes se puede corregir el dentado de la rueda. Se admite una separación hasta la mitad del módulo aparente. Esta corrección sólo aumenta los diámetros de la rueda, quedando todas las otras cotas, comprendidas las dimensiones del tornillo, sin modificar.

Tabla 11-6 Dimensiones de engranajes de tornillo SINFIN/ Rueda helicoidal según norma ZN 400

- Comprobación del disco de freno electromagnético:

Technical data

Single-speed DC brake motors

IP 55 – IC 411 – Insulation class F, temperature rise class B – Brake IP 23 S

Output kW	Motor type	Product code	Torque					Efficiency			Current			Moment of inertia J=1/4GD ² kgm ²	Weight foot mounted kg		
			Speed r/min	T _N Nm	T _B Nm	T _β /T _N	K ¹	100 %	75 %	Power factor cos φ	I _N A	I _β /I _N	c/h ²				
1500 r/min = 4 pole																	
400 V 50 Hz																	
Basic design																	
0.18	M3VRF	63 B	3GVR	062 402-BSC	1380	1.25	7.5	2.5	5.78	65.6	62.1	0.64	0.63	3.1	7100	0.00036	5.5
0.25	M3VRF	71 A	3GVR	072 401-CSE	1410	1.71	10	2.7	5.88	70.4	69.1	0.71	0.74	4.3	6500	0.00081	7
0.37	M3VRF	71 B	3GVR	072 402-ASE	1420	2.51	10	2.6	4	74.6	72.1	0.69	1.05	4.4	6500	0.00104	8
0.37	M3VRF	71 B	3GVR	072 402-BSE	1420	2.51	10	2.6	4	74.6	72.1	0.69	1.05	4.4	6500	0.00104	8
0.37	M3VRF	71 B	3GVR	072 402-CSE	1420	2.51	10	2.6	4	74.6	72.1	0.69	1.05	4.4	6500	0.00104	8
0.55	M3VRF	80 A	3GVR	082 401-ASE	1390	3.75	24	2.6	6.31	75.3	73.1	0.76	1.4	4.6	5000	0.00128	11
0.55	M3VRF	80 A	3GVR	082 401-BSE	1390	3.75	24	2.6	6.31	75.3	73.1	0.76	1.4	4.6	5000	0.00128	11
0.75	M3VRF	80 B	3GVR	082 402-ASE	1410	5.08	24	3.5	4.7	78.2	75.6	0.74	1.9	4.7	5000	0.00159	12
0.75	M3VRF	80 B	3GVR	082 402-BSE	1410	5.08	24	3.5	4.7	78.2	75.6	0.74	1.9	4.7	5000	0.00159	12
0.75	M3VRF	80 B	3GVR	082 402-CSE	1410	5.08	24	3.5	4.7	78.2	75.6	0.74	1.9	4.7	5000	0.00159	12
0.75	M3VRF	80 B	3GVR	082 402-CFE	1410	5.08	24	3.5	4.7	78.2	75.6	0.74	1.9	4.7	5000	0.00159	12
1.1	M3ARF	90 S	3GAR	092 401-***E	1410	7.5	35	2.2	4.66	77.5	76.4	0.81	2.59	5.0	3200	0.0034	19
1.5	M3ARF	90 L	3GAR	092 402-***E	1420	10	35	2.4	3.5	80.3	78.1	0.79	3.45	5.0	3200	0.0045	22
2.2	M3ARF	100 LA	3GAR	102 401-***E	1430	15	44	2.4	2.93	83.0	82.7	0.81	4.8	5.5	2700	0.00733	32
3	M3ARF	100 LB	3GAR	102 402-***E	1430	20	44	2.5	2.2	85.0	83.9	0.81	6.48	5.5	2700	0.00863	35
4	M3ARF	112 M	3GAR	112 401-***E	1435	26.0	96	2.9	3.23	84.5	83.9	0.80	8.6	7.0	2500	0.01578	40
5.5	M3ARF	132 S	3GAR	132 401-***E	1450	36.2	130	2.2	3.59	87.0	87.7	0.83	11.1	7.3	1800	0.03357	60
7.5	M3ARF	132 M	3GAR	132 402-***E	1450	49.4	130	2.5	2.63	88.0	88.6	0.83	14.8	7.9	1400	0.04057	68
1500 r/min = 4 pole																	
400 V 50 Hz																	
High-output design																	
0.55	M3VRF	71 C	3GVR	072 404-BSE	1410	3.74	10	2.7	2.7	77.3	76.9	0.73	1.45	4.8	6500	0.00125	9
1.85	M3ARF	90 L	3GAR	092 403-***E	1390	13	35	2.2	2.69	79.5	78.1	0.80	4.4	4.5	3200	0.0045	22
2.2	M3ARF	90 LB	3GAR	092 404-***E	1390	15	35	2.2	2.33	80.3	81.0	0.83	4.85	4.5	3200	0.0048	23
4	M3ARF	100 LC	3GAR	102 403-***E	1420	27	44	2.5	1.62	81.0	81.7	0.82	8.65	5.5	2700	0.009	36
5.5	M3ARF	112 MB	3GAR	112 402-***E	1425	36.9	98	2.8	2.33	84.5	83.5	0.83	11.4	7.1	2500	0.018	47
9.2	M3ARF	132 MBA	3GAR	132 404-***E	1450	60	130	2.0	2.14	88.0	88.6	0.85	17.8	7.3	1400	0.05	83
11	M3ARF	132 MB	3GAR	132 403-***E	1450	72	130	2.5	1.79	88.0	89.4	0.86	21	8.3	500	0.05	83

¹ Braking torque ratio

² No-load (shaft-free) operations/hour

Tabla 11-7 Características técnicas del disco de freno electromagnético ABB. Tomado del catálogo ABB en la pagina www.abb.es/product/seitp322/1026aed451f68f10c125771c00305db7.aspx

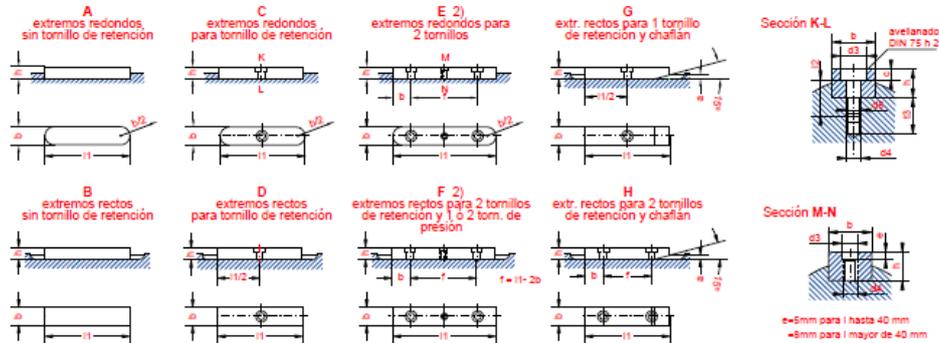
- Tablas para la estimación del límite de fatiga real de un eje:

Coeficiente de efecto de las cargas, K_{carga}		Coeficiente de efecto dimensionales, $K_{tamaño}$																																									
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Tipo de carga</th> <th>K_{carga}</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Flexión</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>Carga axial</td> <td>0.7</td> </tr> <tr> <td>Torsión</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table>	Tipo de carga	K_{carga}	Flexión	1	Carga axial	0.7	Torsión	1		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Diámetro</th> <th>$K_{tamaño}$</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$d \leq 8\text{mm}$</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>$8\text{mm} \leq d \leq 250\text{mm}$</td> <td>$1.189 \cdot d^{-0.097}$</td> </tr> <tr> <td>$d \geq 250\text{mm}$</td> <td>0.6</td> </tr> </tbody> </table>	Diámetro	$K_{tamaño}$	$d \leq 8\text{mm}$	1	$8\text{mm} \leq d \leq 250\text{mm}$	$1.189 \cdot d^{-0.097}$	$d \geq 250\text{mm}$	0.6																									
Tipo de carga	K_{carga}																																										
Flexión	1																																										
Carga axial	0.7																																										
Torsión	1																																										
Diámetro	$K_{tamaño}$																																										
$d \leq 8\text{mm}$	1																																										
$8\text{mm} \leq d \leq 250\text{mm}$	$1.189 \cdot d^{-0.097}$																																										
$d \geq 250\text{mm}$	0.6																																										
Coeficiente de efectos superficiales, $K_{superficie}$																																											
<p>Resistencia a la tensión S_{ut} GPa</p> <p>Resistencia a la tensión S_{ut} kpsi</p> <p>Factor de superficie K_s</p> <p>Acabados: Pulido, Esmerilado, Maquinado o estirado en frío, Laminado en caliente, Forjado.</p>																																											
Coeficiente de temperatura, $K_{temperatura}$		Coeficiente de seguridad funcional, $K_{confiabilidad}$																																									
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Temperatura (°C)</th> <th>K_{temp}</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>20</td><td>1.000</td></tr> <tr><td>50</td><td>1.010</td></tr> <tr><td>100</td><td>1.020</td></tr> <tr><td>150</td><td>1.025</td></tr> <tr><td>200</td><td>1.020</td></tr> <tr><td>250</td><td>1.000</td></tr> <tr><td>300</td><td>0.975</td></tr> <tr><td>350</td><td>0.927</td></tr> <tr><td>400</td><td>0.922</td></tr> <tr><td>450</td><td>0.840</td></tr> <tr><td>500</td><td>0.766</td></tr> <tr><td>550</td><td>0.670</td></tr> <tr><td>600</td><td>0.546</td></tr> </tbody> </table>	Temperatura (°C)	K_{temp}	20	1.000	50	1.010	100	1.020	150	1.025	200	1.020	250	1.000	300	0.975	350	0.927	400	0.922	450	0.840	500	0.766	550	0.670	600	0.546		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Confiabilidad (%)</th> <th>K_{conf}</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>90</td><td>0.897</td></tr> <tr><td>95</td><td>0.868</td></tr> <tr><td>99</td><td>0.814</td></tr> <tr><td>99.9</td><td>0.753</td></tr> <tr><td>99.99</td><td>0.702</td></tr> </tbody> </table>	Confiabilidad (%)	K_{conf}	90	0.897	95	0.868	99	0.814	99.9	0.753	99.99	0.702	
Temperatura (°C)	K_{temp}																																										
20	1.000																																										
50	1.010																																										
100	1.020																																										
150	1.025																																										
200	1.020																																										
250	1.000																																										
300	0.975																																										
350	0.927																																										
400	0.922																																										
450	0.840																																										
500	0.766																																										
550	0.670																																										
600	0.546																																										
Confiabilidad (%)	K_{conf}																																										
90	0.897																																										
95	0.868																																										
99	0.814																																										
99.9	0.753																																										
99.99	0.702																																										

Tabla 11-8 Tablas para estimación del límite de fatiga real de un eje. Extraído de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, por Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. Editorial McGraw-Hill, octava edición.

- Selección de Chavetas:

Chavetas Paralelas DIN 6885



Sección de la lengua de ajuste (solo para chavetas DIN 6880)		Anchura b		2		3		4		5		6		8		10		12		14		16		18		20		22		25									
Altura h		2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	8	6	9	7	10	6	8	7	11	8	12	9	14	9	14											
Para diámetro del eje	d1 3)	más de	6	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95																						
	hasta	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95																								
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,982	19,978	21,978	24,978																						
		Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,989	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,925	24,925																							
	asiento ligero N9	Máxima	2	3	4	5	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000	20,000	25,000																							
	Mínima	1,975	2,975	3,970	4,97	5,97	7,964	9,954	11,957	13,957	15,957	17,957	19,948	21,948	24,948																								
Profundidad 11 5)	con juego en el lomo o dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2									
			1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,5	3,1	4,1	3,7	4,7	3,9	4,9	4,0	5,5	4,7	6,2	4,8	6,8	5,4	7,4	6,0	8,5	6,2	8,7												
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,998	4,998	5,998	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,982	19,978	21,978	24,978																						
		Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,949	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,926	24,926																							
	asiento ligero N9	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018	12,021	14,021	16,021	18,021	20,026	22,026	25,026																							
	Mínima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982	11,978	13,978	15,975	17,978	19,974	21,974	24,974																								
Profundidad 12 5)	con juego en el lomo dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2									
			0,7	1,1	1,4	0,9	1,9	1,2	2,2	1,4	2,5	1,9	2,9	1,7	2,7	1,6	3,3	1,9	3,4	1,8	3,7	2,2	4,1	2,5	5,0	2,4	4,8												
Redondeado del fondo del chavetero	r dif. adm.		0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6										
			-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2									

Longitud (1 5) 6)	Dif. adm.		Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)																											
	Macho	Hembra																												
6			0,188																											
8			0,251	0,565																										
10			0,314	0,707	1,25																									
12			0,377	0,848	1,51	1,41	2,35																							
14			0,44	0,989	1,76	1,65	2,75																							
16	-0,2	+0,2	0,502	1,13	2,01	1,88	3,14	30,1	4,52																					
18			0,565	1,27	2,26	2,12	3,53	3,39	5,09																					
20			0,628	1,4	2,51	2,36	3,92	3,77	5,65	6,28	8,8																			
22			1,55	2,76	2,59	4,32	4,14	6,2	6,9	9,67																				
25			1,77	3,14	2,94	4,91	4,71	7,07	7,85	11,0	11,8	15,7																		
28			1,98	3,52	3,30	5,20	5,28	7,91	8,79	12,3	13,2	17,5																		
32			2,26	4,02	3,77	5,28	6,03	9,04	10,0	14,1	15,1	20,1	18,1	24,1																
36			2,54	4,52	4,24	7,06	6,78	10,2	11,3	15,8	17,0	22,6	20,3	27,1																
40			5,02	4,71	7,85	7,54	11,3	12,6	17,6	18,8	25,1	22,5	30,1	26,4	39,6															
45			5,65	5,30	8,83	8,48	12,7	14,1	18,8	21,2	28,3	25,4	33,9	29,7	44,5	39,6	56,5													
50	-0,3	+0,3	5,89	9,81	9,42	14,1	15,7	22,0	23,6	31,4	28,3	37,7	33,0	49,5	44,0	62,8	49,5	77,7												
56			6,59	11,0	10,6	15,8	17,6	24,6	26,4	35,2	31,6	42,2	36,9	55,4	49,2	70,3	55,4	87,0	70,3	106										
63						11,9	17,8	19,8	27,7	29,7	39,6	35,5	47,5	41,5	62,3	55,4	79,1	62,3	97,9	79,1	119	98	152							
70						13,2	19,8	22,0	30,8	33,0	44,0	39,6	52,8	46,2	69,2	61,5	88,0	69,2	109	87,9	132	109	169	124	192					
80								25,1	35,2	37,7	50,2	45,2	60,3	52,8	79,1	70,3	100	79,1	124	100	151	124	193	141	220					
90								28,3	39,6	42,4	56,5	50,9	67,8	59,3	89,0	79,1	113	89,0	140	113	170	140	218	158	247					
100									47,1	62,8	56,5	75,4	65,9	98,9	87,9	125	98,9	155	126	188	155	242	177	275						
110									51,8	69,1	62,2	82,9	72,5	109	96,7	138	109	171	138	207	171	266	194	302						
125											70,6	94,2	82,4	124	110	157	124	194	157	235	194	302	221	343						
140											79,1	106	92,3	138	123	176	138	218	176	264	218	338	247	385						
160													105	158	141	201	158	249	201	301	249	387	283	440						
180	-0,5	+0,5												158	226	178	280	226	339	280	435	318	495							
200																198	311	251	377	311	484	353	550							
220																		275	414	342	532	389	604							
250																				389	604	442	687							
280																						495	769							
315																														
355																														
400																														
Peso a deducir para forma A			0,013	0,045	0,108	0,126	0,211	0,243	0,364	0,539	0,755	1,01	1,35	1,46	1,94	1,98	2,97	3,02	4,31	3,82	6	5,39	8,09	7,34	11,4	9,5	14,7			

Ajuste para tornillos de retención y tornillos de presión	Agujero de los machos	d2	5,9	5,9	7,4	9,4	9,4	10,4	10,4	10,4	13,5
		d4	3,2	3,2	4,3	5,3	5,3	6,4	6,4	6,4	8,4
		c	2,5	2,3	3,5	4	5	5	6	6	7
	Profundidad del agujero taladrado	e	--	--	--	2	2	4	5	7	7
Tornillo de retención 10)		t3	7	8	10	10	12	12	12	13	14
		d3 x12	M3 x 8	M3 x 10	M4 x 10	M5 x 10	M5 x 10	M6 x 12	M6 x 12	M6 x 15	M8 x 15

Tabla 11-9 Catalogo Chavetas normalizadas OPAC. Extraído de <http://www.tosuga.com/pdf/pespeciales/Chavetas.pdf>

- Selección de Rodamientos:

F_a/C_0	e	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

*Utilice 0.014 si $F_a/C_0 < 0.014$.

Tabla 11-10 Factores X e Y para rodamientos de bolas. Extraído de *Sistemas de Apoyo de Ejes. Rodamientos, Proyectos de Fabricación Mecánica. Salesianos Pamplona. Profesor Ángel Sánchez.*

TIPO DE APLICACIÓN	FACTOR DE CARGA
Engranajes de precisión	1.0–1.1
Engranajes comerciales	1.1–1.3
Aplicaciones con sellos deficientes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0–1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2–1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5–3.0

Tabla 11-11 Coeficientes de seguridad (mayoración de la carga). Extraído de *Sistemas de Apoyo de Ejes. Rodamientos, Proyectos de Fabricación Mecánica. Salesianos Pamplona. Profesor Ángel Sánchez.*



Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica C	estática C0	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
70	110	20	39,7	31	13000	8000	6014 *

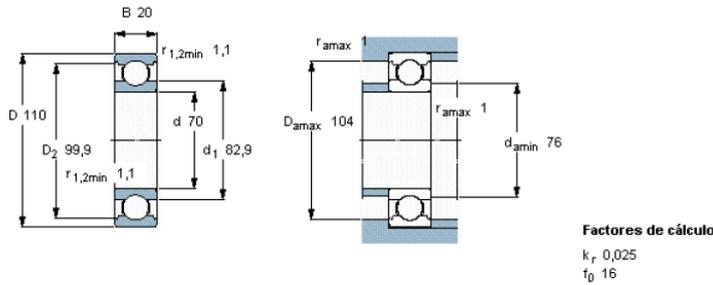


Ilustración 11.3 Rodamiento A y C en eje Polea-Corona, de diámetro interior 70 mm; cotas significativas. Extraído de catálogo SKF en <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?prodid=1050010014&imperial=false>



Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica C	estática C0	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
75	130	25	68,9	49	10000	6700	6215 *

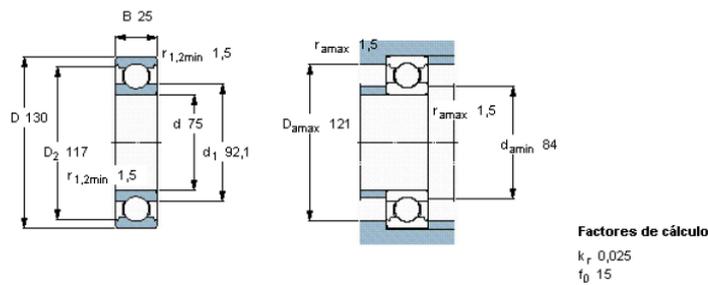


Ilustración 11.4 Rodamiento B en eje Polea-Corona, de diámetro interior 75 mm; cotas significativas. Extraído de catálogo SKF en <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?prodid=1050010215&imperial=false>

Tabla 3

Carga axial de disposiciones de rodamientos que comprenden dos rodamientos de una hilera de rodillos cónicos y/o parejas de rodamientos en tándem

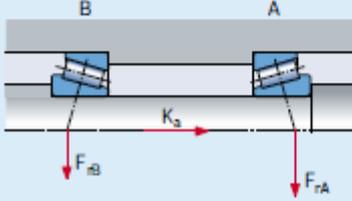
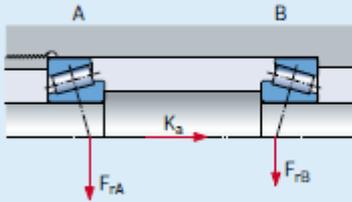
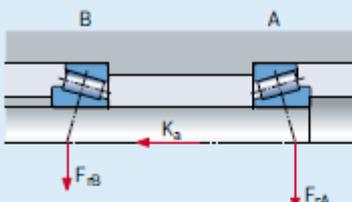
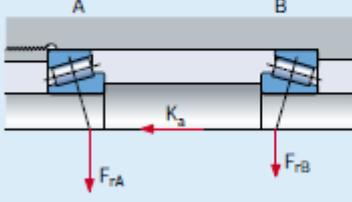
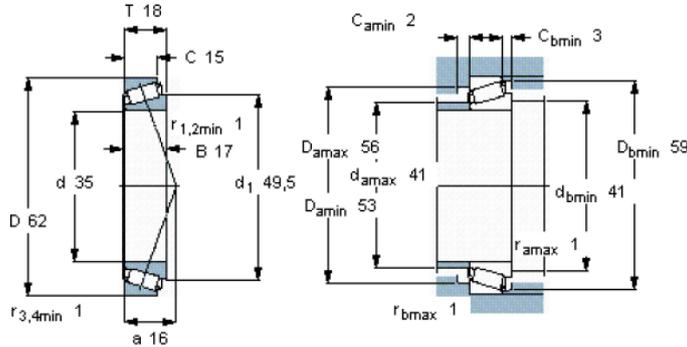
Disposición	Tipo de carga	Fuerzas axiales	
<p>Espalda con espalda</p> 	<p>1a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$</p>	$F_{aA} = -\frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<p>1b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$</p>	$F_{aA} = -\frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
<p>Cara a cara</p> 	<p>1c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$</p>	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	<p>2a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$</p>	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
<p>Espalda con espalda</p> 	<p>2b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$</p>	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	<p>2c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$</p>	$F_{aA} = -\frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$
<p>Cara a cara</p> 	<p>2c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$</p>	$F_{aA} = -\frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$
	<p>2b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$</p>	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$

Ilustración 11.5 Determinación de tendencia de a montaje/desmontaje de rodamientos. Extraído de catálogo SKF.



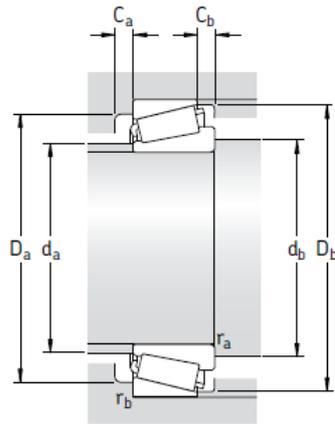
Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	T	C	estática C0	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
35	62	18	37,4	49	8000	11000	32007 J2/Q



Factores de cálculo
 e 0,44
 Y 1,35
 Y0 0,8

Ilustración 11.6 Rodamiento A y B en eje Sinfin, de diámetro interior 35 mm; cotas significativas. Extraído de <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html?prodid=1310002107&imperial=false>



Dimensiones							Dimensiones de acuerdos y resaltes							Factores de cálculo				
d	d ₁	B	C	r _{1,2} min	r _{3,4} min	a	d _a máx	d _b min	D _a min	D _a máx	D _b min	C _a min	C _b min	r _a máx	r _b máx	e	Y	Y ₀
mm							mm							-				
35	49,2 49,5	18	14 15	1 1	1 1	15 16	41 41	41 41	54 53	56 56	59 59	4 2	4 3	1 1	1 1	0,46 0,44	1,3 1,35	0,7 0,8

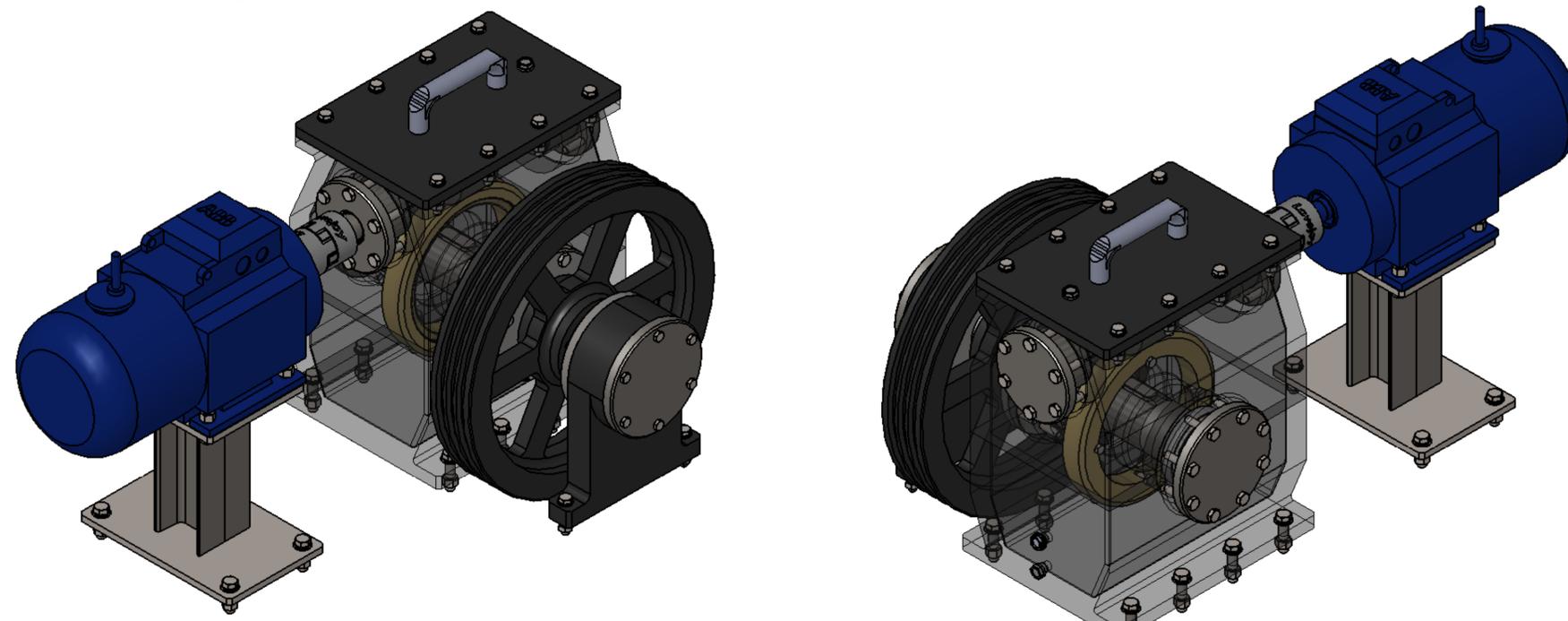
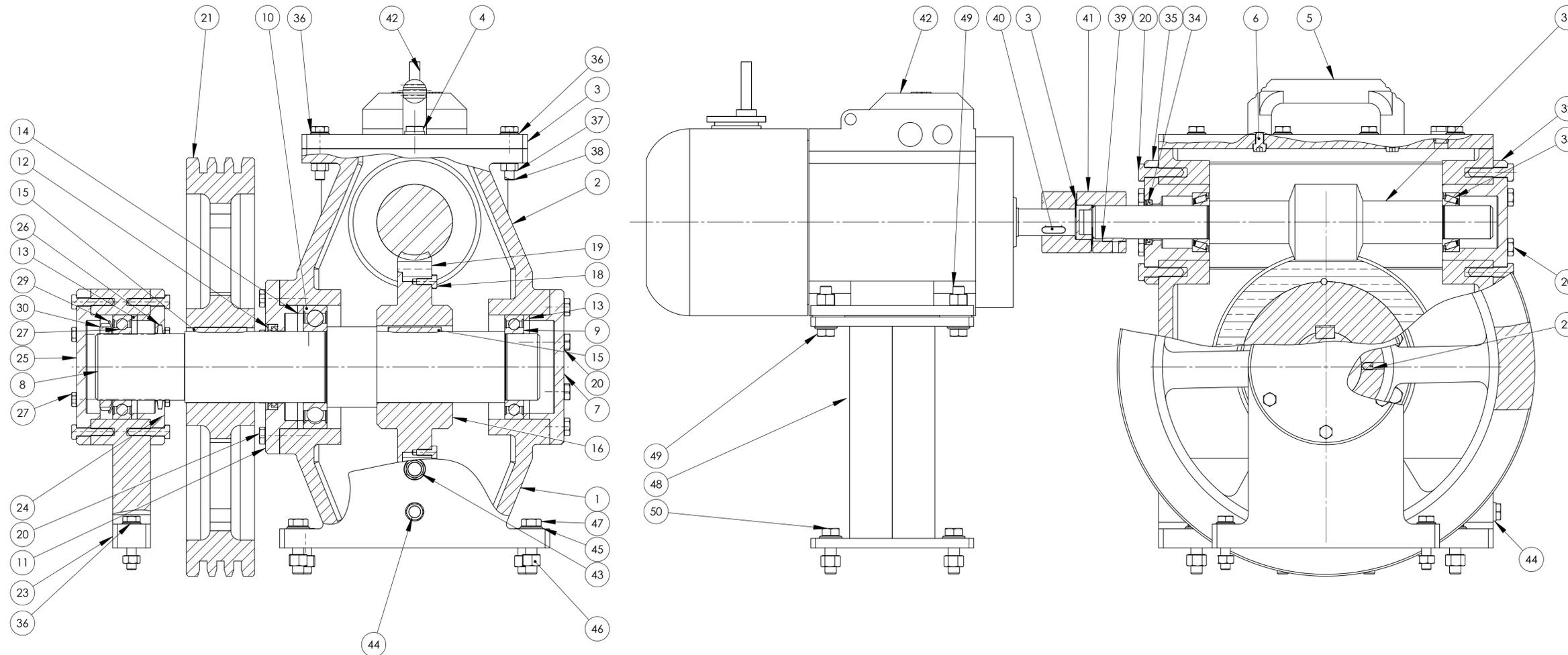
Ilustración 11.7 Rodamiento A y B en eje Sinfin, de diámetro interior 35 mm. Resto de cotas significativas. Extraído de catálogo SKF

III.- PLANOS

III-PLANOS

1	Plano de conjunto.....	3
2	Plano de carcasa inferior	5
3	Plano de carcasa intermedia.....	7
4	Plano de carcasa superior	9
5	Plano de eje Sinfín	11
6	Plano de eje Corona-Polea.....	13
7	Plano de la Corona.....	15
8	Plano del núcleo de la corona.....	17
9	Tapa inferior	19
10	Casquillo Carcasa Inferior	21
11	Casquillo Carcasa Superior.....	23
12	Tapa Superior.....	25
13	Polea	27
14	Soporte Eje.....	29
15	Tapa Soporte.....	31
16	Casquillo Soporte	33
17	Casquillo de Ajuste	35
18	Casquillo de Ajuste Central.....	37

1 PLANO DE CONJUNTO



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	1000-1101	1
2	1000-1201	1
3	1000-1601	1
4	Tapon llenado NORELEM 28028-1211615	1
5	Sujecion superior Norelem 06901-214008	1
6	Tornillo M8 x 12 DIN 912	2
7	1000-1102	1
8	1000-1103	1
9	Rodamiento SKF 6014	1
10	Rodamiento SKF 6215	1
11	1000-1104	1
12	Obturador CR 75X90X10 HMS5 RG	1
13	1000-1107	2
14	1000-1108	1
15	Chaveta A20 x 12 x 56 DIN 6885	2
16	1000-1105	1
17	1000-1106	-
18	Tornillo M8 x 16 ISO 4017	4
19	CORONA	1
20	Tornillo M10 x 45 ISO 4014	28
21	1000-1001	1
22	Tornillo M8 x 12 ISO 4014	2
23	1000-1401	1
24	1000-1402	1
25	1000-1403	1
26	Anillo de fieltro 70 DIN 5419	1
27	Tornillo M8 x 40 x 22 ISO 4014	12
28	Rodamiento SKF 6014	1
29	Arandela MB 14	1
30	Tuerca KM 14	1
31	1000-1202	1
32	1000-1203	1
33	Rodamiento SKF 32007 J2-Q	2
34	Obturador CR 35X47X6 HMS5 RG	1
35	1000-1204	1
36	Arandela Ø10,5 ISO 7090	10
37	Tuerca M10 ISO - 4032	10
38	Tornillo M10 x 50 ISO 4017	10
39	Chaveta A10 x 8 x 25 DIN 6885	1
40	Chaveta A8 x 7 x 25 DIN 6885	1
41	Acoplamiento Lovejoy L100	1
42	Motor ABB M3ARF 112M 3GAR 112401-ASE,086	1
43	Visor Norelem 28004-2221615	1
44	Tapon vaciado Norelem 28028-3191415	1
45	Arandela Ø13,5 ISO 7090	16
46	Tuerca M12 ISO - 4033	16
47	Tornillo M12 x 50 ISO 4018	8
48	1000-1300-S1	-
49	Tornillo M12 x 45 ISO 4018	4
50	Tornillo M12 x 40 ISO 4018	4
51	SOPORTE MOTOR	1
52	PLACA SOPORTE MOTOR SUP	1
53	UPN80x243.35-10	2
54	PLACA SOPORTE MOTOR INF	1

Notas:

- Atornillado en perfiles UPN 120 en montaje.

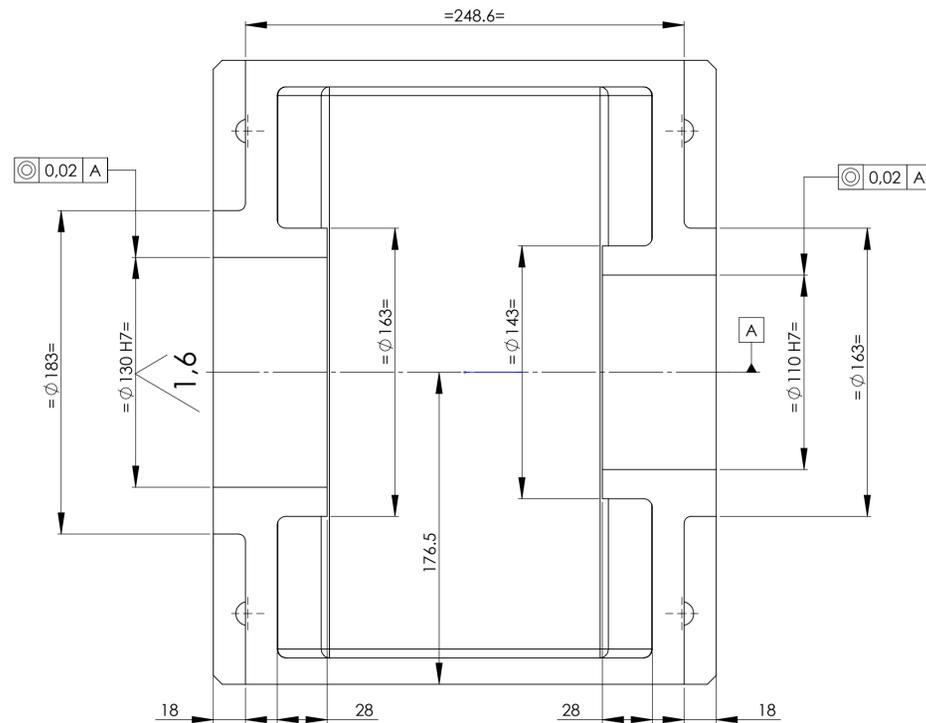
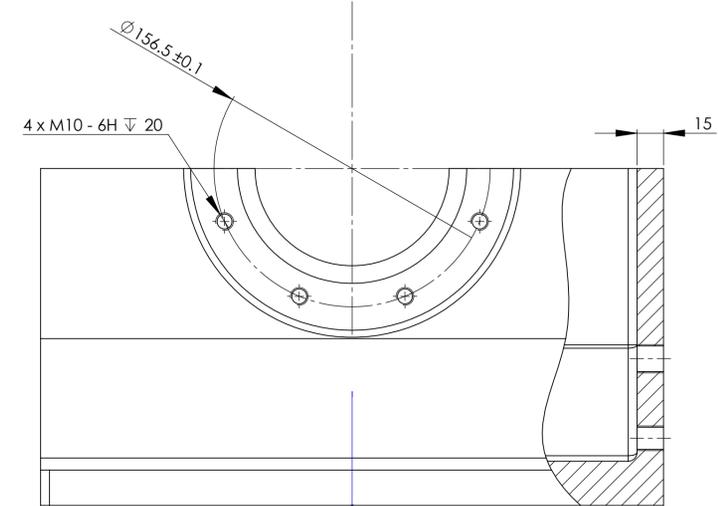
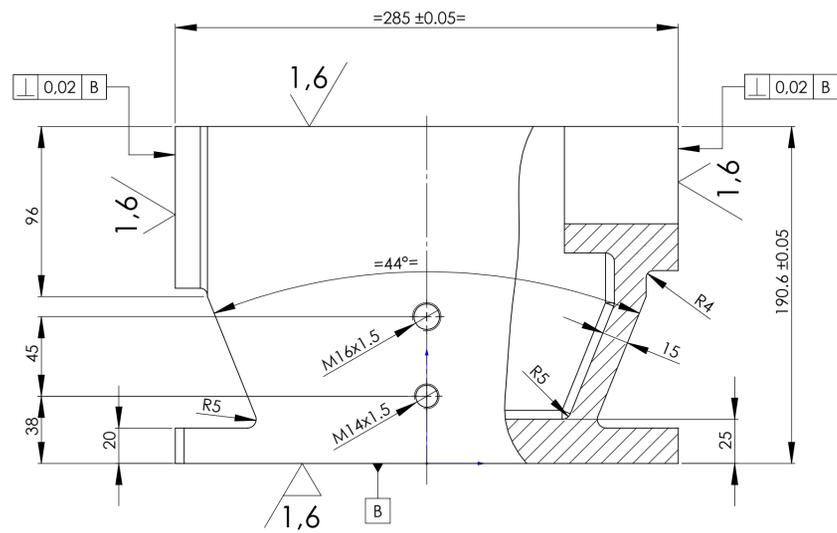
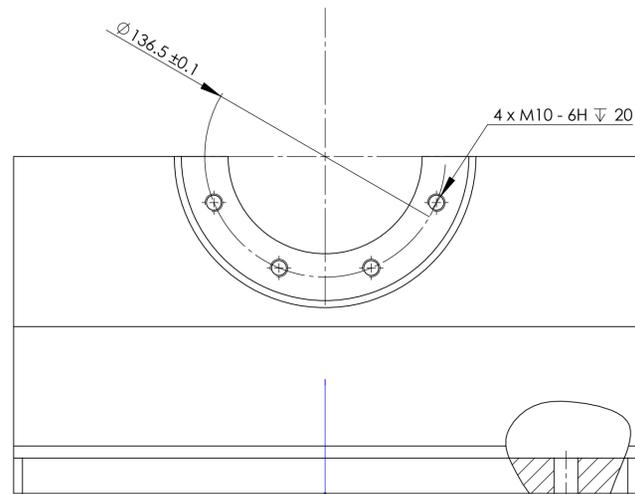
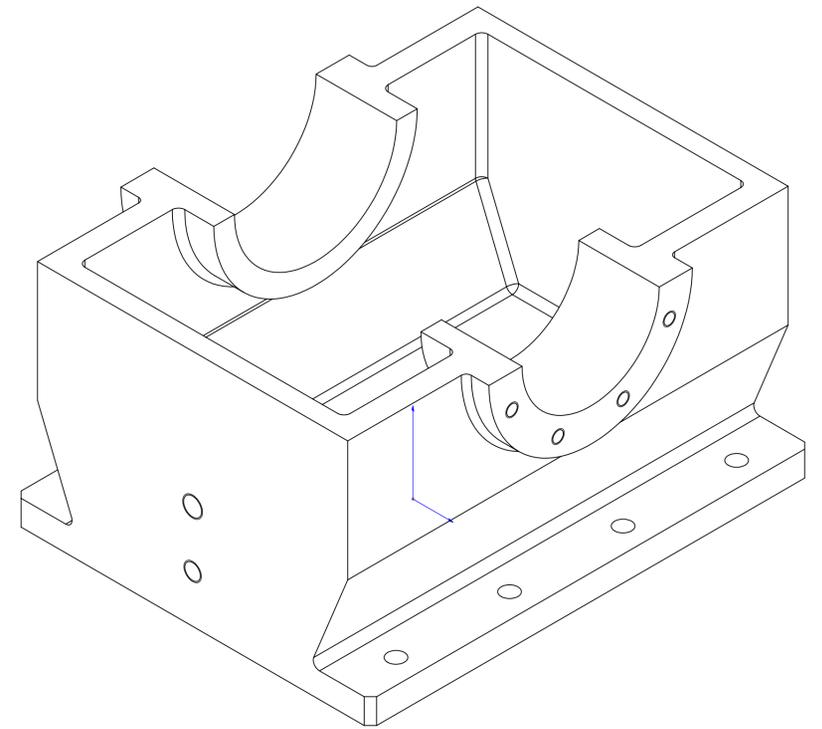
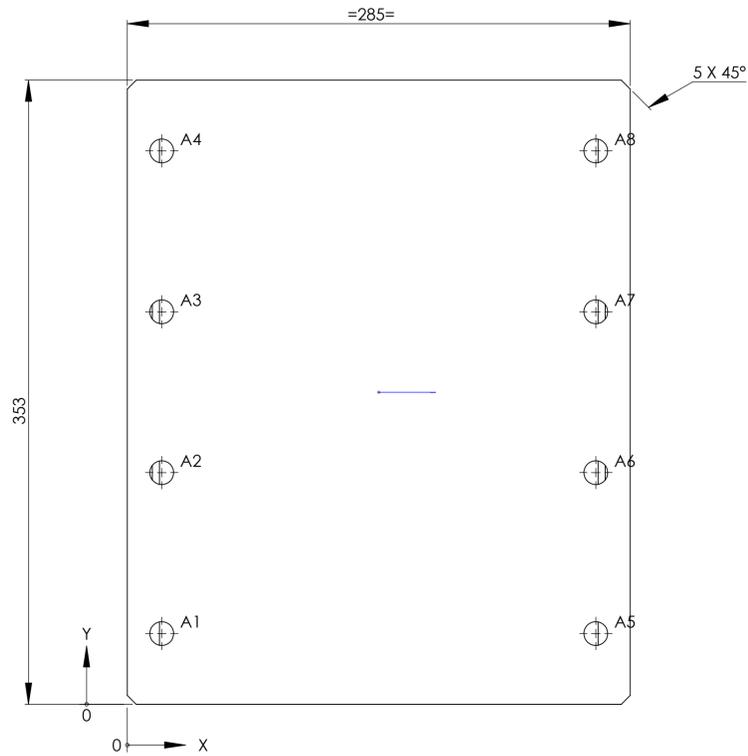
Marca	Unidad	1	Tolerancia general	DIN 7188 m
Denominación	MECANISMO ELEVACIÓN	Proyectado	Comprobado	Fecha
Materia		Designed	Checked	Date
Tratamiento		K. Fonseca	Carlos Vila	sep-2015
Superficial				
Final				
Dimensiones				
Scale	1:3			
	Mecanismo Elevación			
				1000-1000

Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.



2 PLANO DE CARCASA INFERIOR

RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	19.50	40	∅ 13.500 HASTA EL SIGUIENTE
A2	19.50	131	
A3	19.50	222	
A4	19.50	313	
A5	265.50	40	
A6	265.50	131	
A7	265.50	222	
A8	265.50	313	



Notas:

1. Matar aristas a CH 1 x 45°

3,2 / (1,6 /)

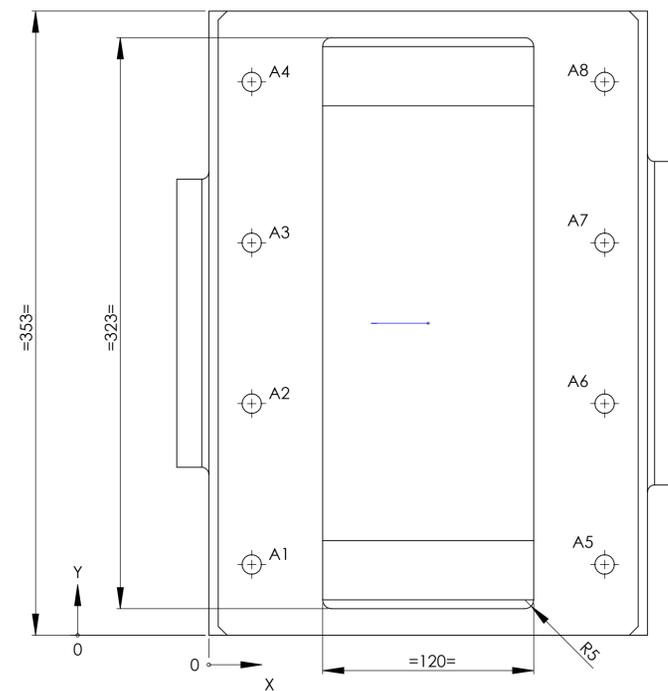
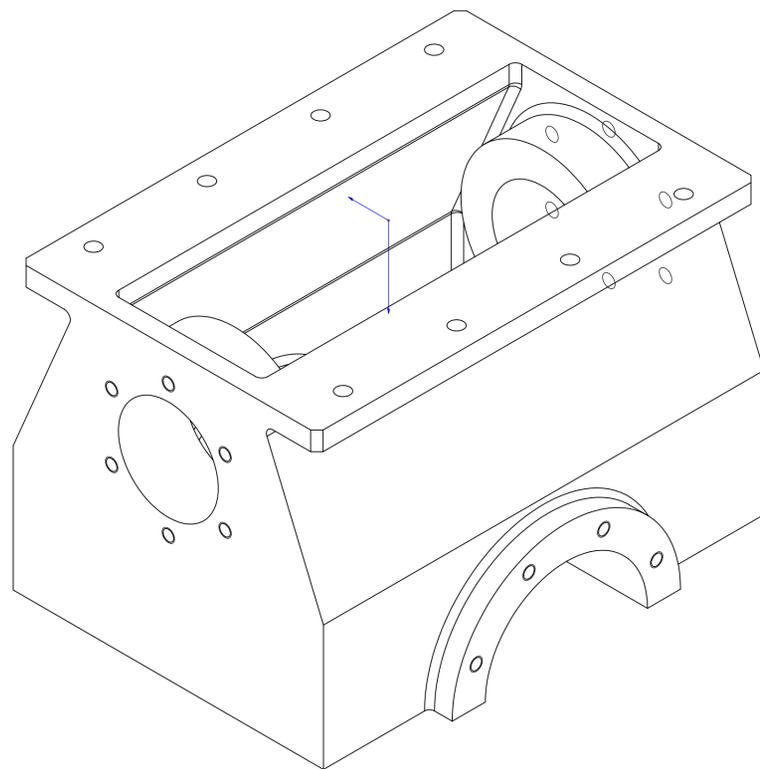
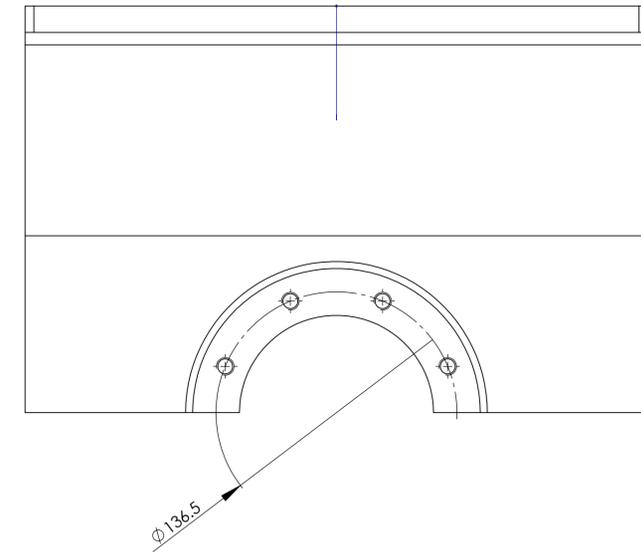
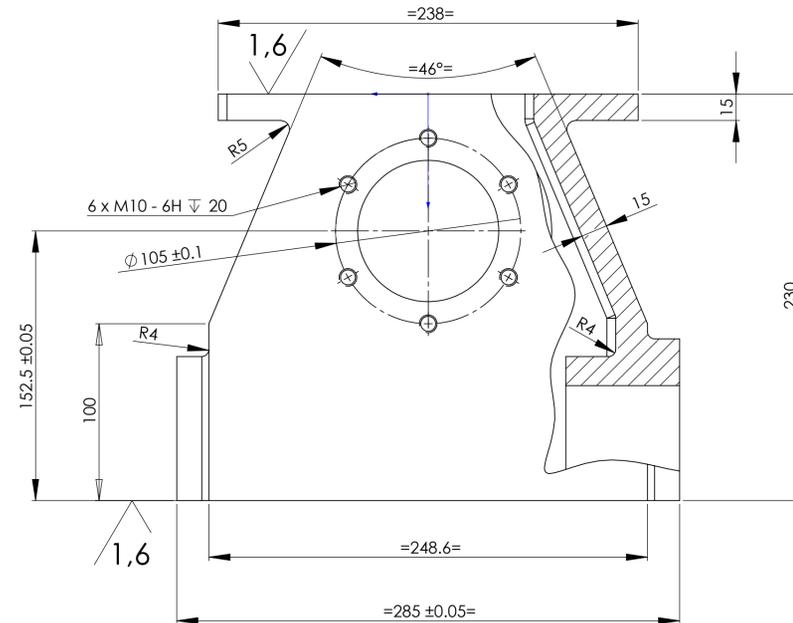
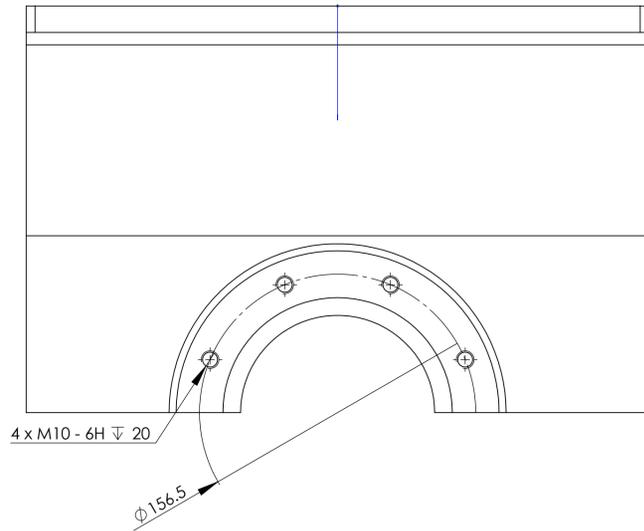
Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.

Marca	Item	Cantidad	Quantity	Tolerancia general	DIN 7168 m
Denominación del objeto	CARACA INFERIOR	Proyectado	Designed	Comprobado	Checked
Material	FUNDICIÓN GRIS	K. Fonseca	Carles Vila	9/9/2015	Fecha
Tolerancia	PAVONADO	Cliente	Customer		
Superficial					
Dimensiones	355x290x195	Ref. Cliente	Custom_code		
Escala	1:2	Mecanismo Elevación	Denominación	Part name	CARACA INFERIOR

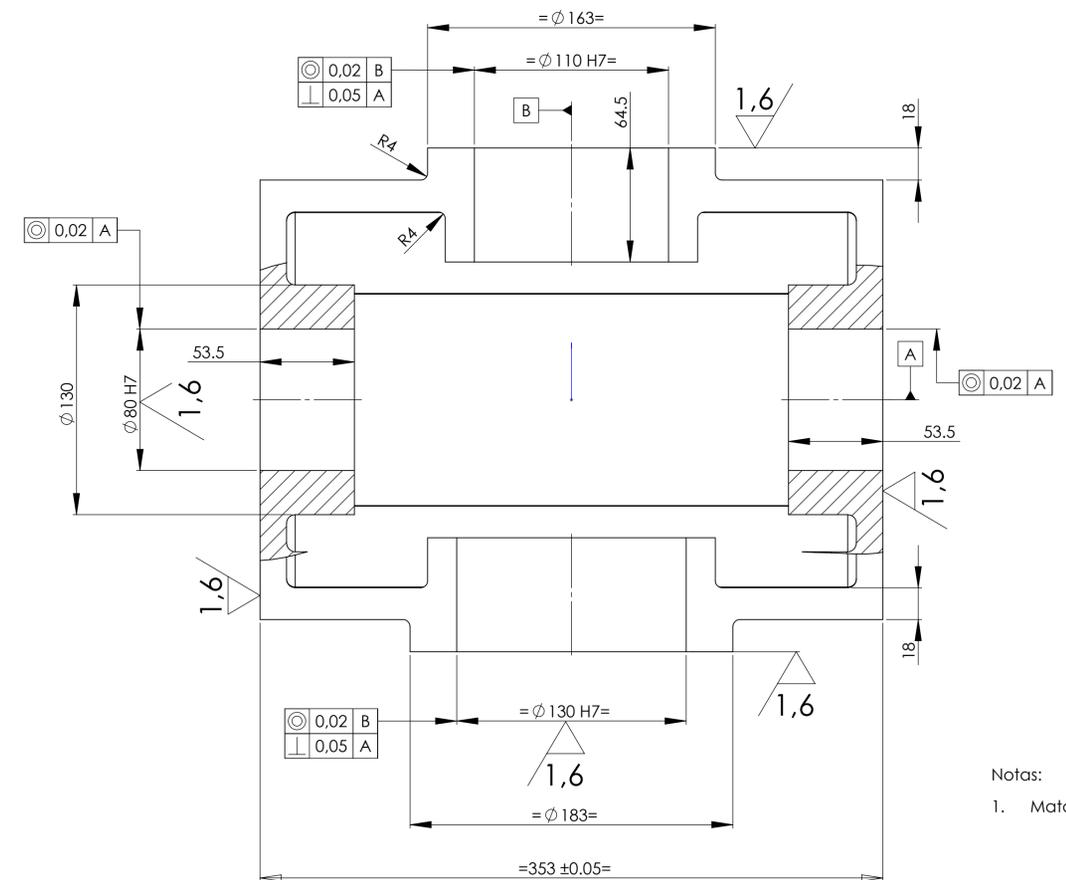


1000-1101

3 PLANO DE CARCASA INTERMEDIA



RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	24.30	40	∅ 11 HASTA EL SIGUIENTE
A2	24.30	131	
A3	24.30	222	
A4	24.30	313	
A5	224.30	40	
A6	224.30	131	
A7	224.30	222	
A8	224.30	313	



Notas:
1. Matar aristas a CH 1 x 45°

3,2 / (1,6)

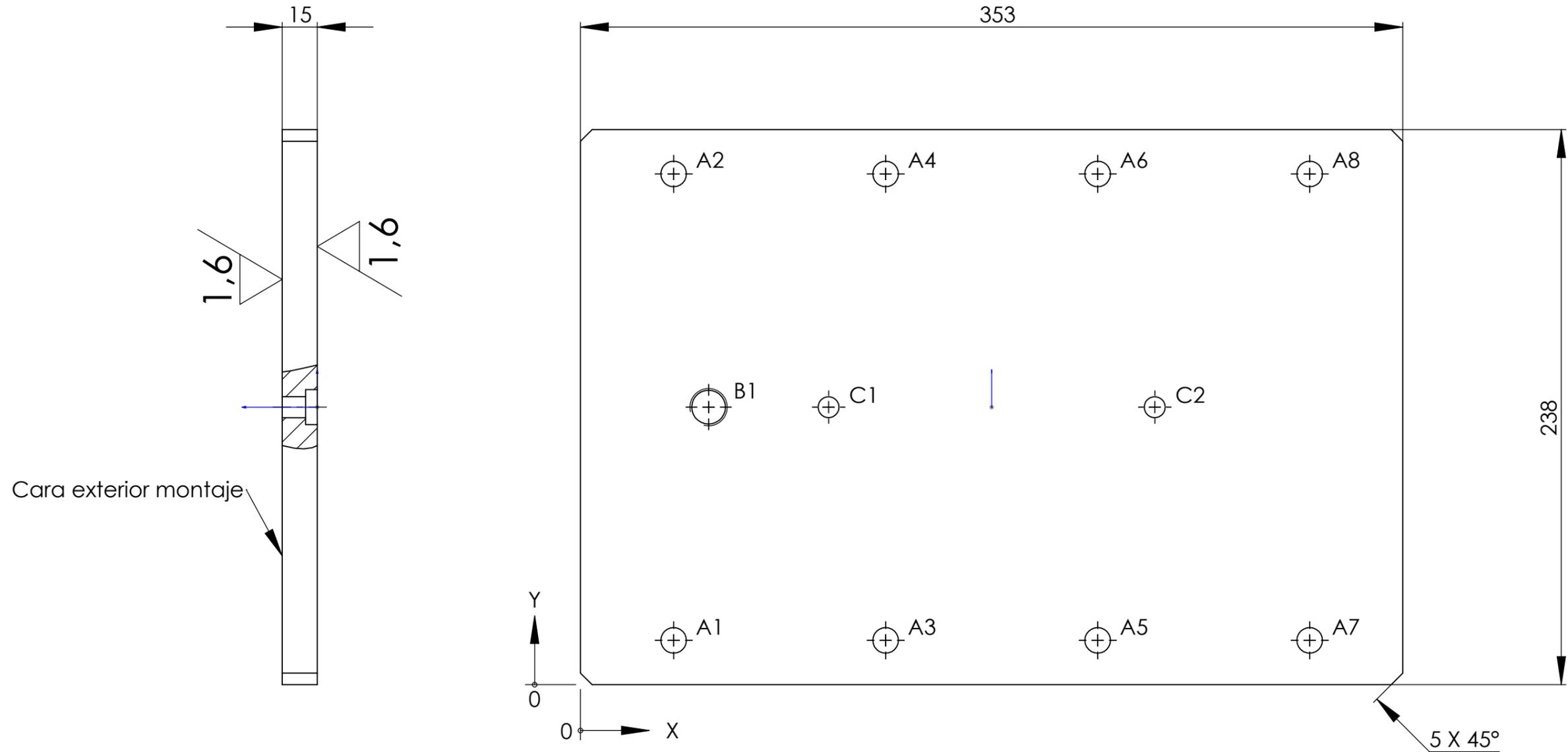
Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.

Marca Item	2	Unidad	1	Tolerancia general: DIN 7168 m
Conjunto Assembly		Proyectado	Comprobado	Fecha
Material	FUNDICIÓN GRIS	Designed	Checked	Date
Treatmento Finish_treat	PAVONADO	Customer		
Superficial finish_treat		Customer		
Dimensiones Dimensions	355x290x235	Ref. Cliente		
Scale	1:2	Denominación Part name	CARCASA INTERMEDIA	



1000-1201

4 PLANO DE CARCASA SUPERIOR



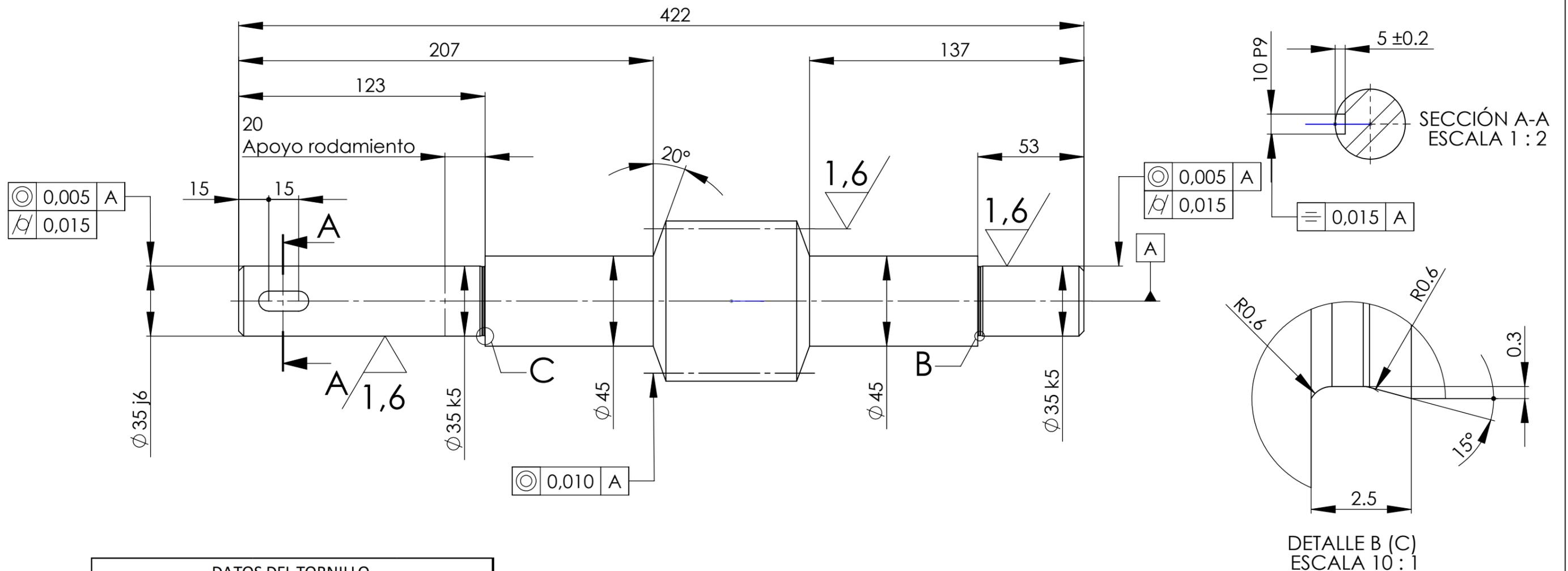
RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	40	19	Ø 11 POR TODO
A2	40	219	
A3	131	19	
A4	131	219	
A5	222	19	
A6	222	219	
A7	313	19	
A8	313	219	
B1	55	119	M16x1.5 - 6H POR TODO
C1	176.50	119	Ø 9 POR TODO
C2	248.50	119	Ø 15 ↓ 5

*Edici3n de estudiante de SolidWorks.
S3lo para uso acad3mico.*

3,2 / (1,6 /)

Marca Item	3	Unidad Quantity	1	Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:			
Conjunto Assembly		Proyectado Designed	K. Fonseca	Comprobado Checked	Carlos Vila	Fecha Date	
Material Material	FUNDICION GRIS			Tratamiento Finish treat.			Nº Plano: 1000-1601
	PAVONADO			T.superficial Heat treat.			
Dimensiones Dimensions	355x240x20			Ejercicio Nº:			
Escala Scale	1:1			Denominaci3n Part name			CARCASA SUPERIOR

5 PLANO DE EJE SINFÍN



DATOS DEL TORNILLO		
Modulo Normal	mn	4,49
Nº de entradas	Z1	1
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	71
Angulo de la hélice	β	86,62º
Sentido de la hélice	→	Dcha.
Distancia entre ejes	C	152,5
Rueda Conjugada	Nº de dientes Z2	52
	Plano Nº	

Notas:

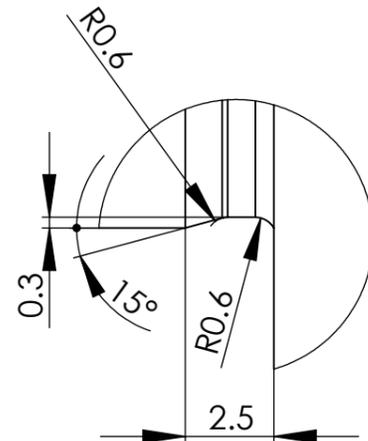
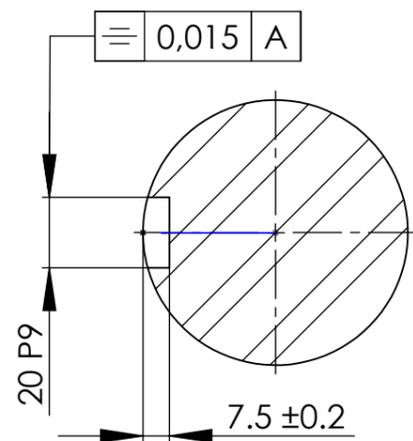
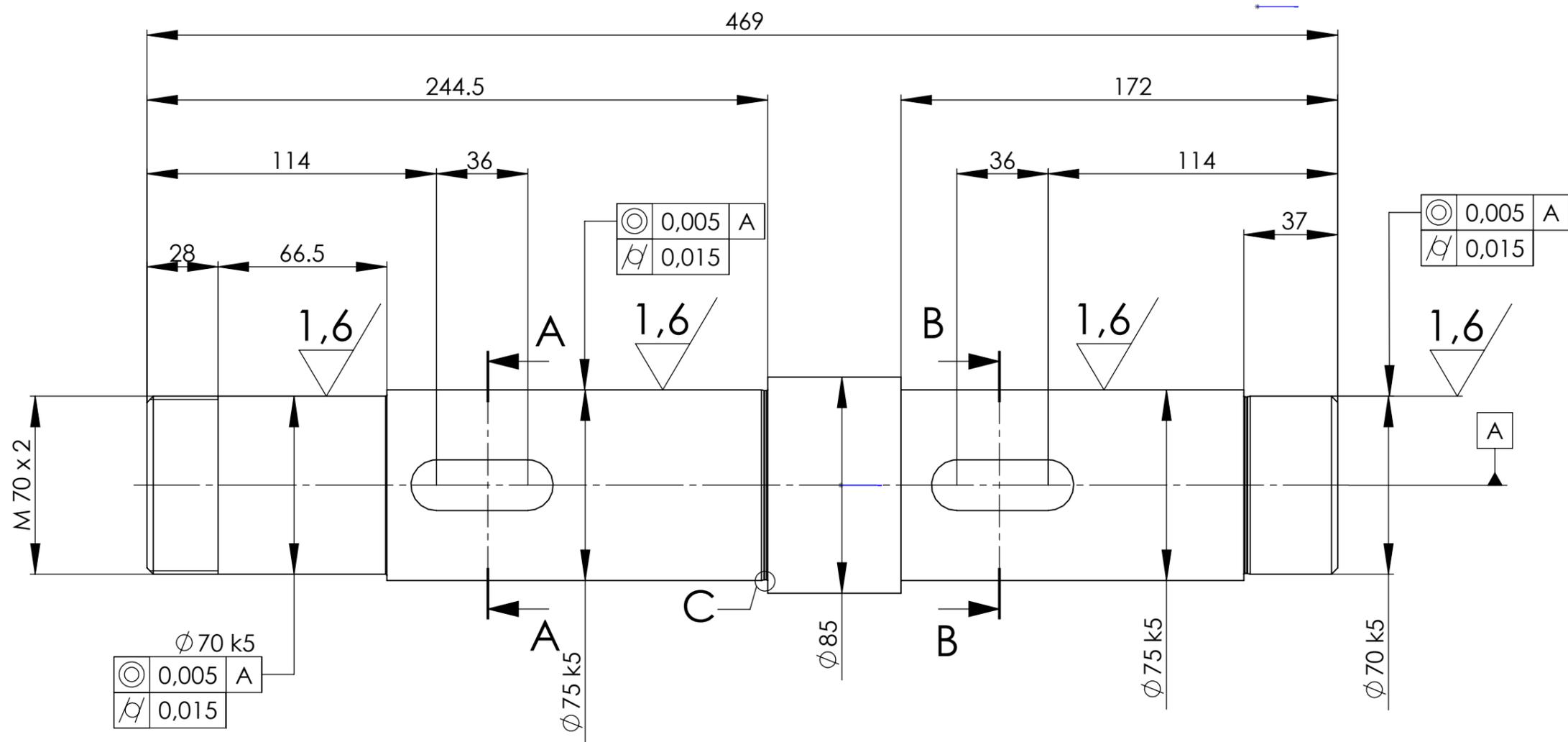
1. Rueda conjugada: Marca:
Plano:
2. Chaflanes no acotados 2,5 x 45º
3. Se aplicaran los siguientes tratamientos termicos:
 - Temple a 870º-890º, enfriado en aceite.
 - Revenido a 650º, enfriado al aire.

*Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.*

3,2 / (1,6)

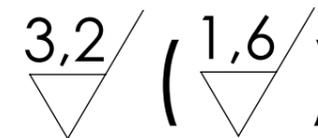
Marca Item	31	Unidad Quantity	1	Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:			
Conjunto Assembly		Proyectado Designed	Comprobado Checked	Fecha Date			
Material Material	F-1250	K. Fonseca		Carlos Vila	Sep-2015	Nº Plano: 1000-1202	
Tratamiento Finish treat.							Ejercicio Nº: EJE SINFIN
T.superficial Heat treat.							
Dimensiones Dimensions	Ø80x425						
Escala Scale	1:2	Mecanismo Elevación					

6 PLANO DE EJE CORONA-POLEA



Notas:

1. Chaflanes no acotados 2,5 x 45°
2. Se aplicaran los siguientes tratamientos termicos:
 - Temple a 870°-890°, enfriado en aceite.
 - Revenido a 650°, enfriado al aire.



SECCIÓN A-A (B:B)
 Edición de estudiante de SolidWorks.
 Sólo para uso académico.

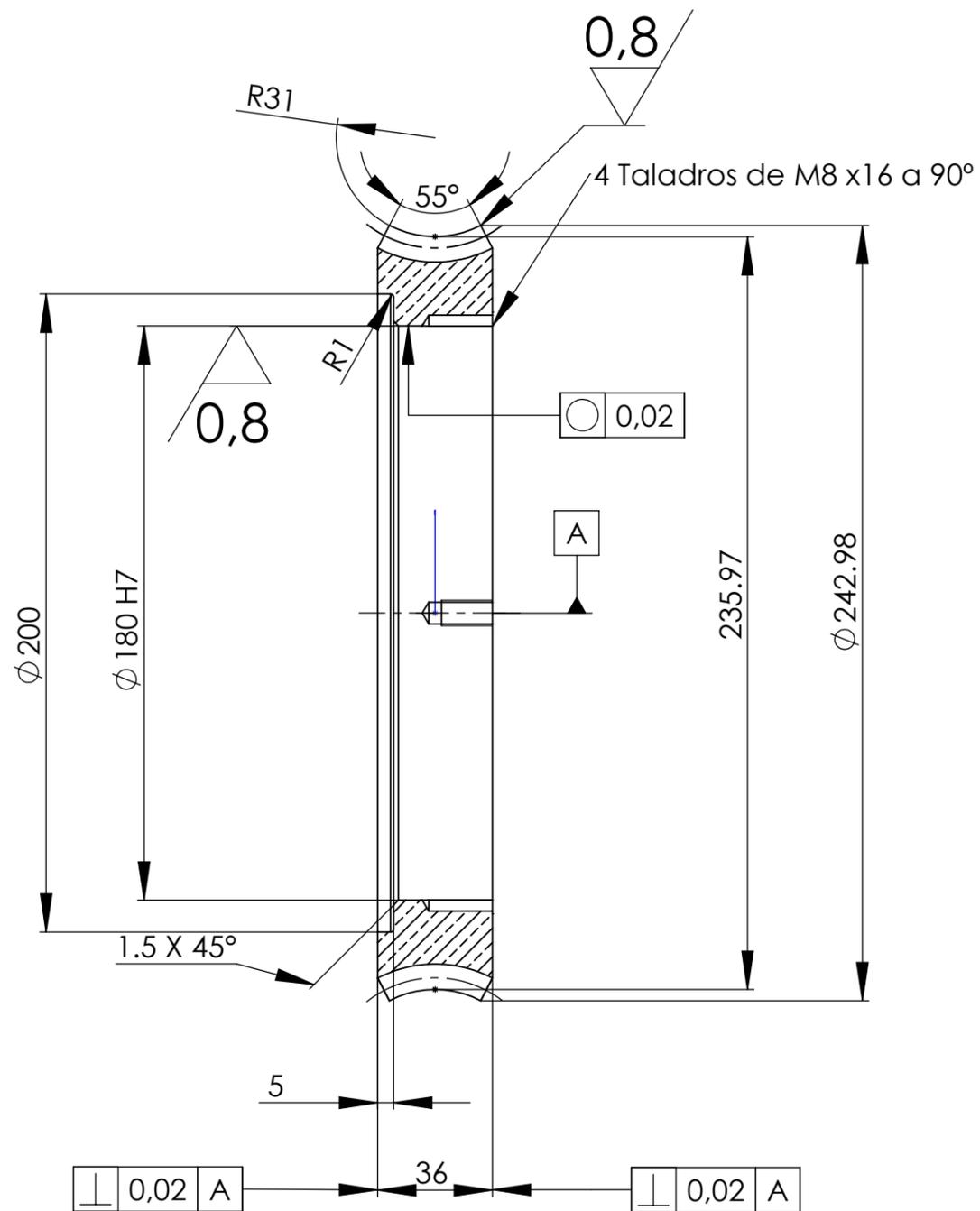
DETALLE C
 ESCALA 5 : 1

Marca Item	8	Unidad Quantity	1	Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:		
Conjunto Assembly		Proyectado Designed	Comprobado Checked	Fecha Date		
Material Material	F-114 NIKIM 500-5u	K. Fonseca	Carlos Vila	Sep-2015		
Tratamiento Finish treat.		N° Plano:				
T.superficial Heat treat.						
Dimensiones Dimensions	Ø90x475	Ejercicio N°:		1000-1103		
Escala Scale	1:2	Mecanismo Elevación				
		Denominación Part name		EJE CORONA POLEA		



N° Plano:
 1000-1103

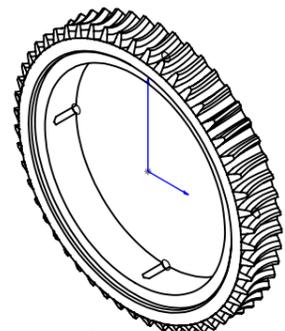
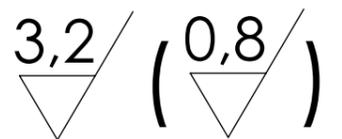
7 PLANO DE LA CORONA



DATOS DE LA CORONA		
Modulo Normal	mn	4,49
Nº de entradas	Z1	52
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	234
Angulo de la hélice	β	86,62º
Sentido de la hélice	→	Dcha.
Distancia entre ejes	C	152,5
Rueda Conjugada	Nº de hilos Z1	1
	Plano Nº	001

Notas:

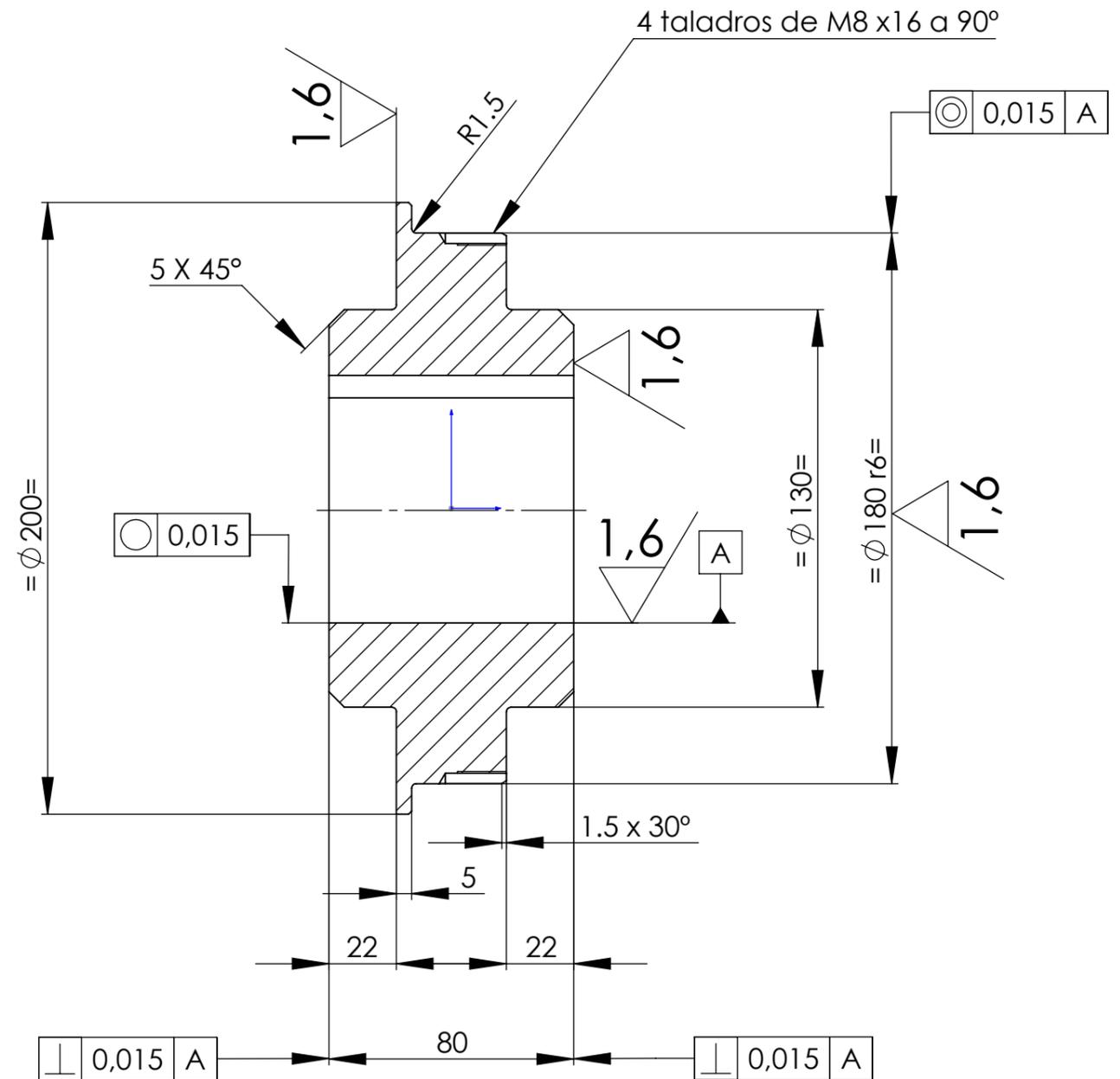
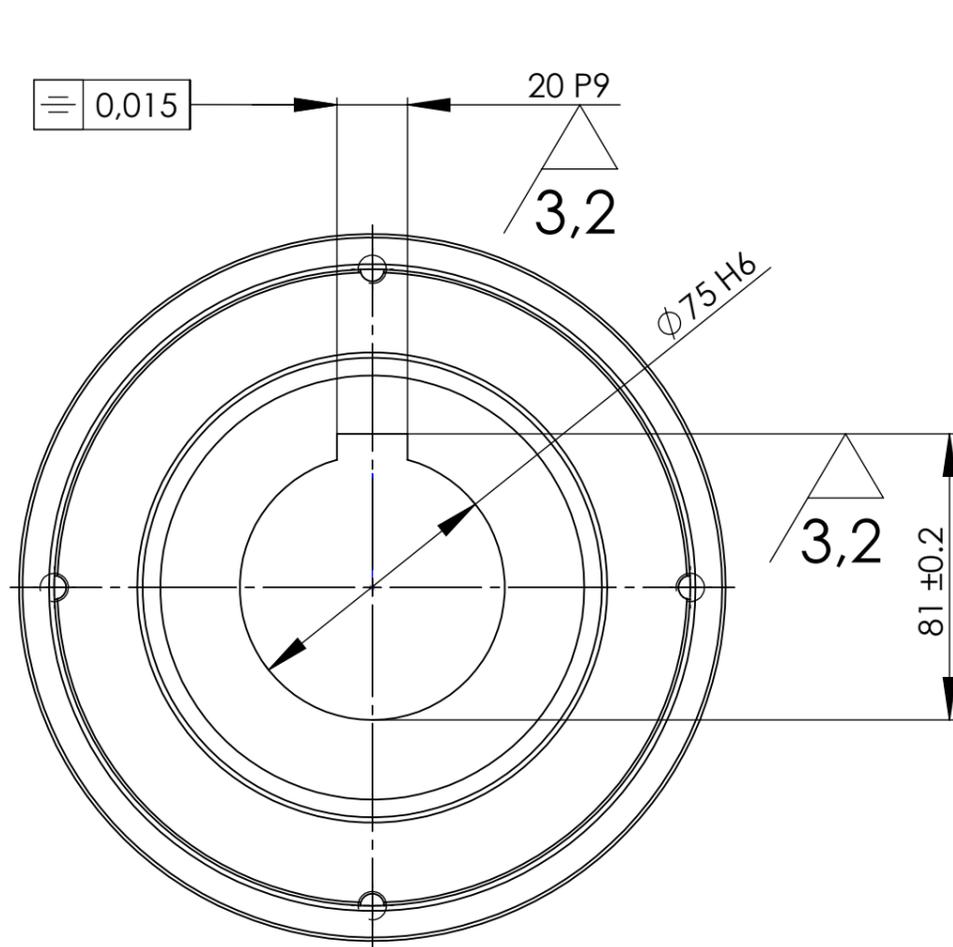
1. Rueda conjugada: Marca:
Plano: 001
2. Chaflanes no acotados 1,5 x 45º
3. Los taladros de M8 y el tallado de los dientes se realiza junto a la pieza 004



Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.

Marca Item	17	Unidad Quantity	1	Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:			
Conjunto Assembly		Proyectado Designed	K. Fonseca	Comprobado Checked	Carlos Vila	Fecha Date	
Material Material	C-6415						Nº Plano:
Tratamiento Finish treat.							1000-1106
T.superficial Heat treat.							
Dimensiones Dimensions	Ø250xØ170x40			Ejercicio Nº:			
Escala Scale	1:2	Mecanismo Elevación		Denominación Part name			CORONA

8 PLANO DEL NÚCLEO DE LA CORONA



3,2 / (1,6 /)

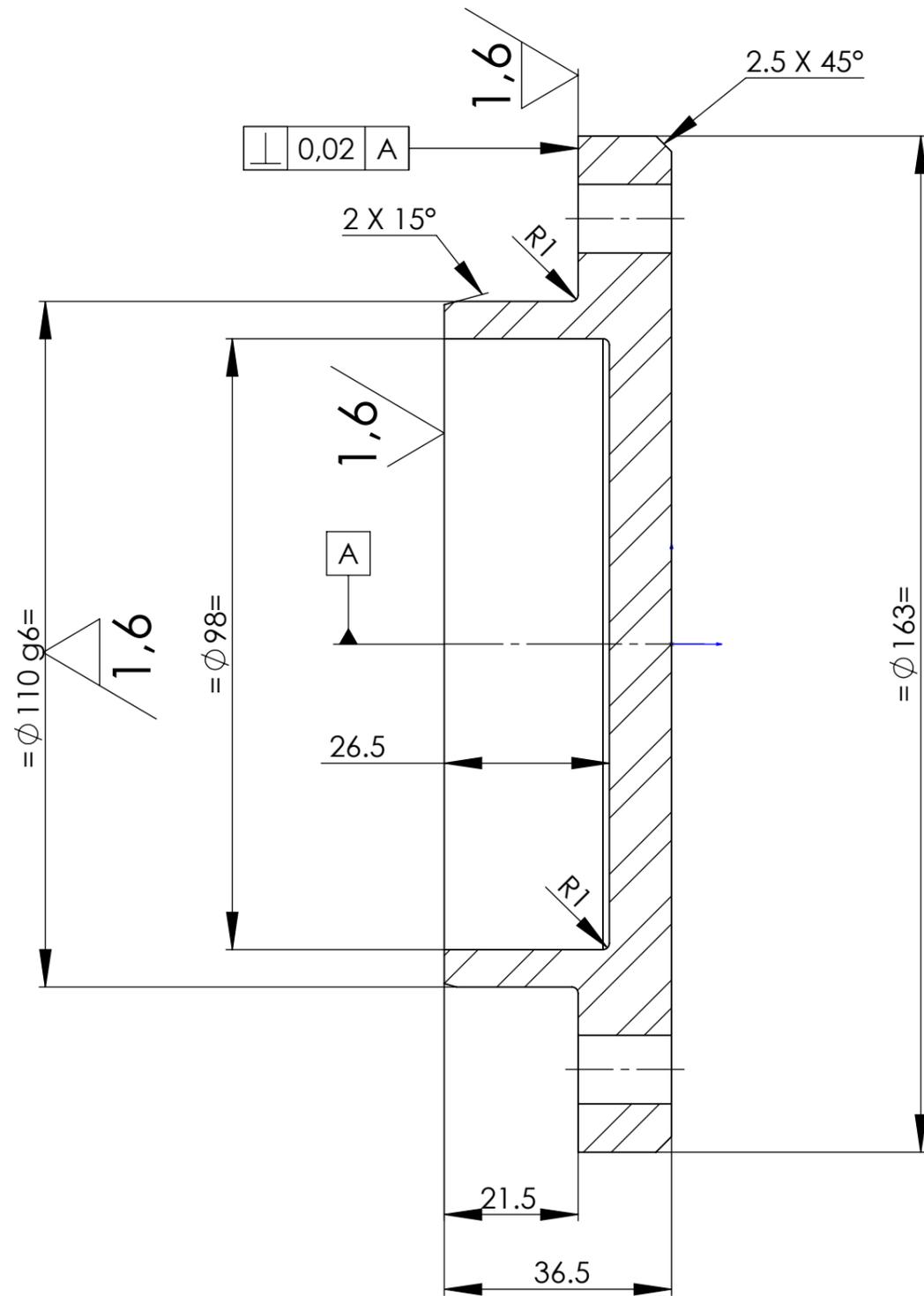
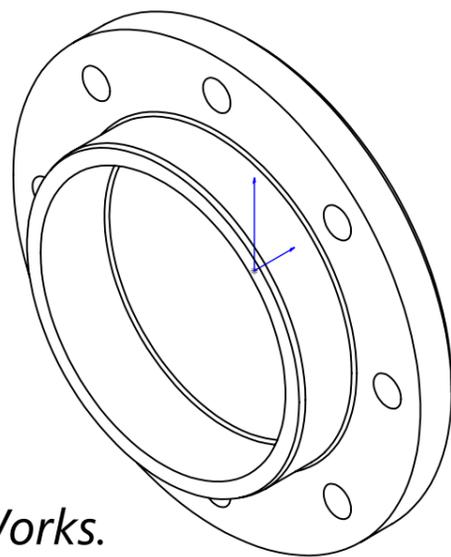
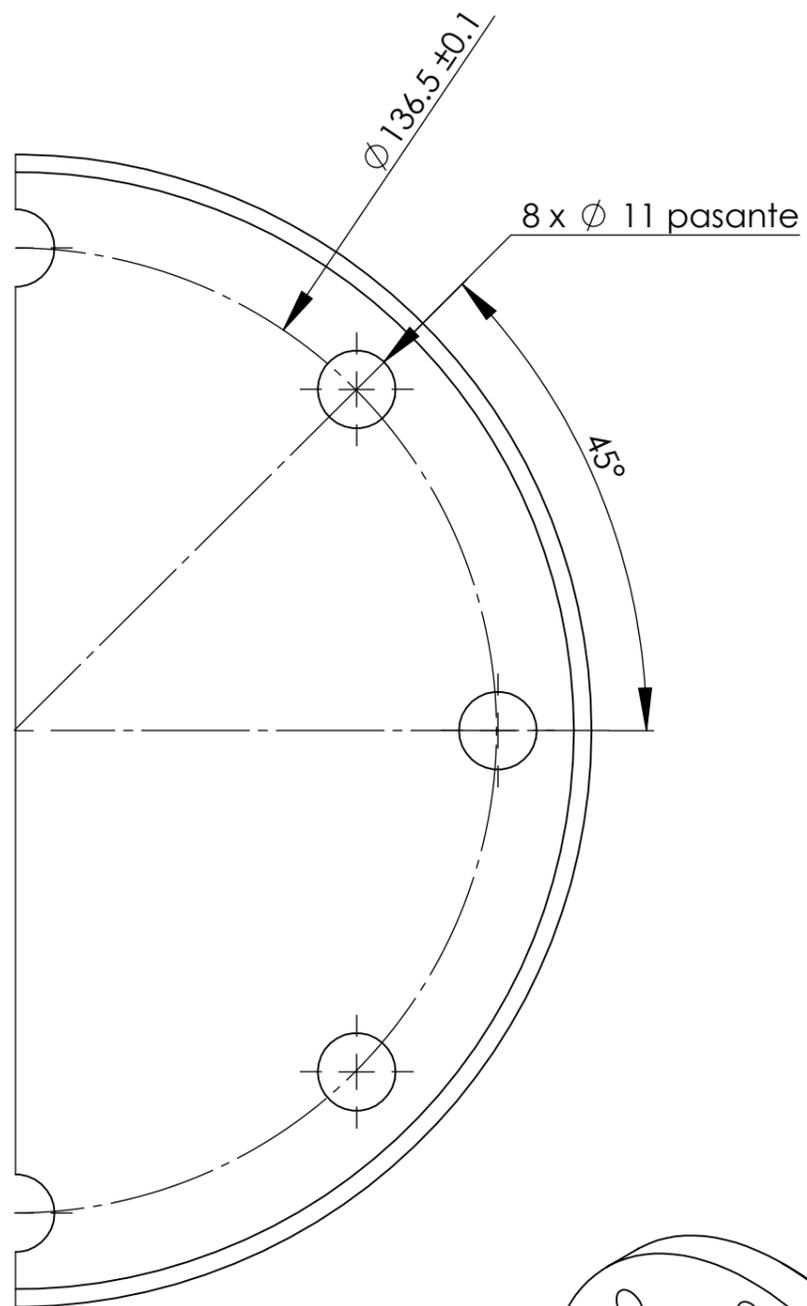
Notas:

- Los taladros de M8 se realizaran junto a la pieza 003

*Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.*

Marca Item	16	Unidad Quantity	1	Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:			
Conjunto Assembly		Proyectado Designed	Comprobado Checked	Fecha Date	sep-2015	N° Plano: 1000-1105	
Material Material	Fundición Gris	K. Fonseca	Carlos Vila				
Tratamiento Finish treat.	PAVONADO						
T.superficial Heat treat.							
Dimensiones Dimensions	Ø210X85	Ejercicio N°:					
Escala Scale	1:2	Mecanismo Elevación		Denominación Part name Nucleo Corona			

9 TAPA INFERIOR



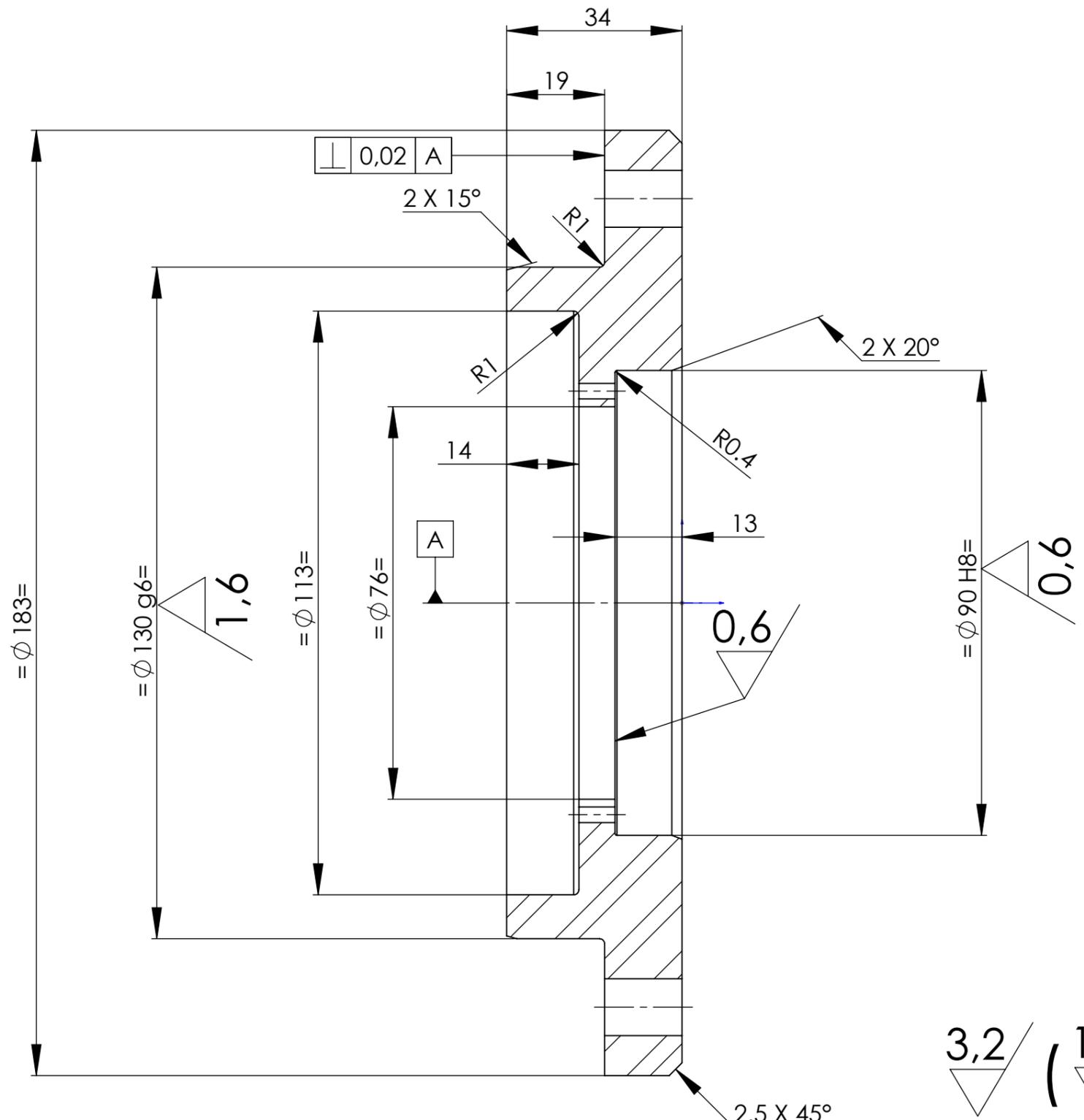
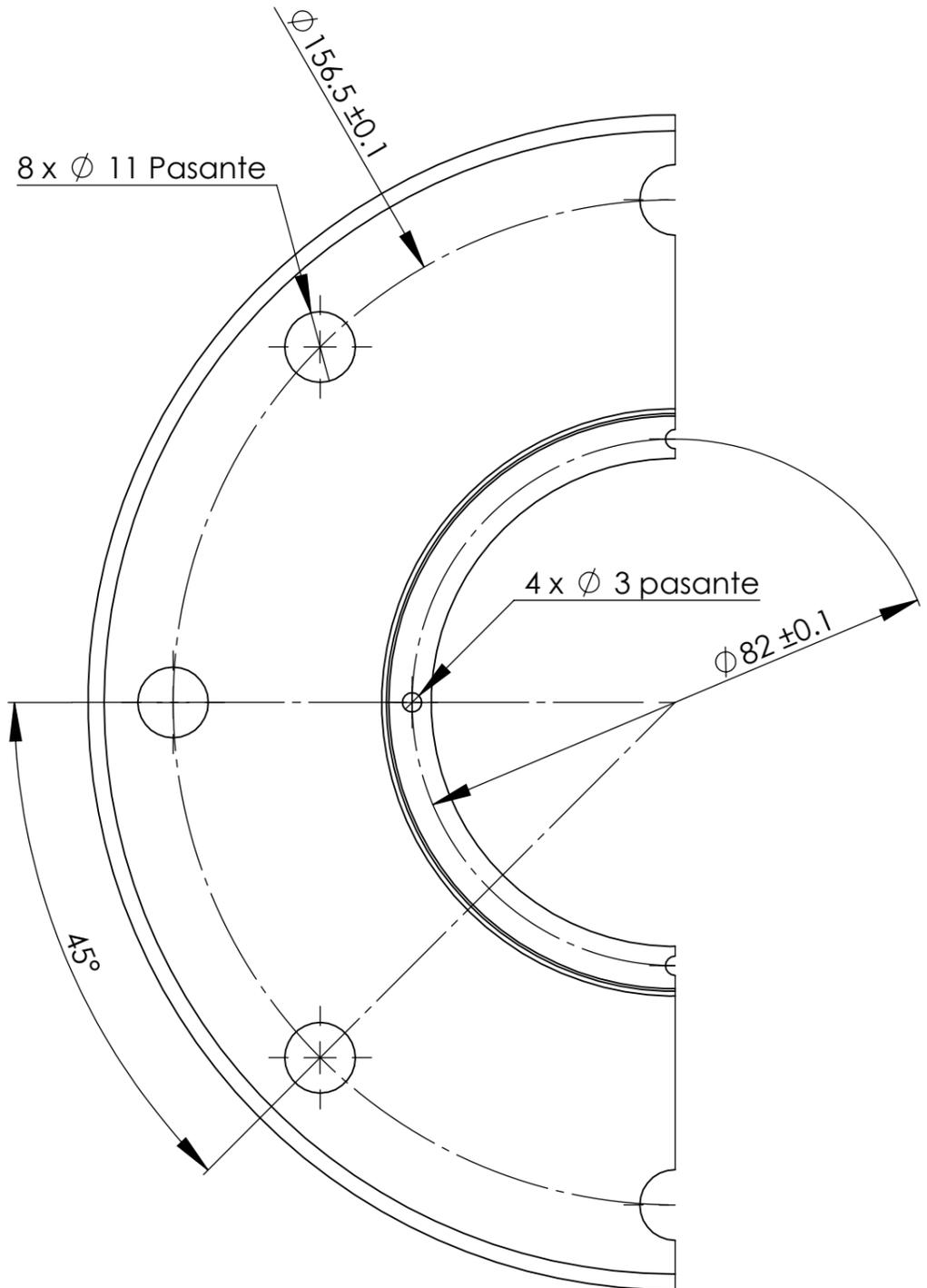
3,2 / (1,6 /)

Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico. ESCALA 1 : 2

Marca Item	7	Unidad Quantity	1	Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:		
Conjunto Assembly		Proyectado Designed	K. Fonseca	Comprobado Checked	Carlos Vila	Fecha Date Sep-2015
Material Material	F-114 NIKIM 500-5u	Tratamiento Finish treat. ZINCADO		N° Plano: 1000-1203		
Dimensiones Dimensions	Ø165x40		Ejercicio N°:			
Escala Scale	1:1		Denominación Part name	TAPA INFERIOR		

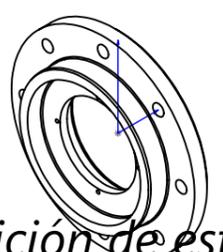


10 CASQUILLO CARCASA INFERIOR



3,2 / (1,6 / 0,6)

2.5 X 45°



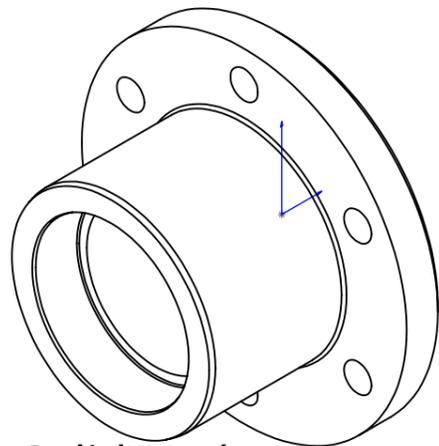
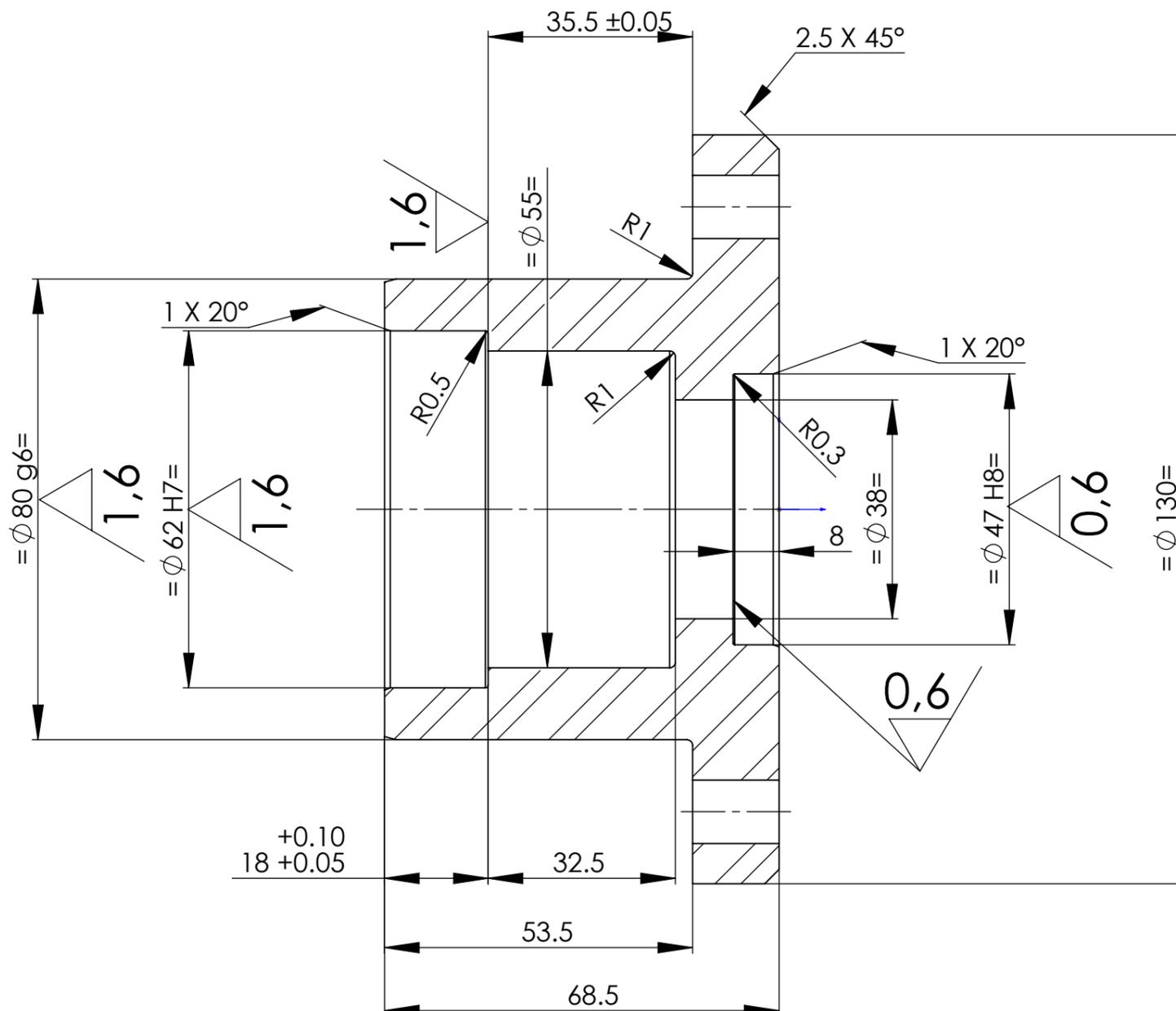
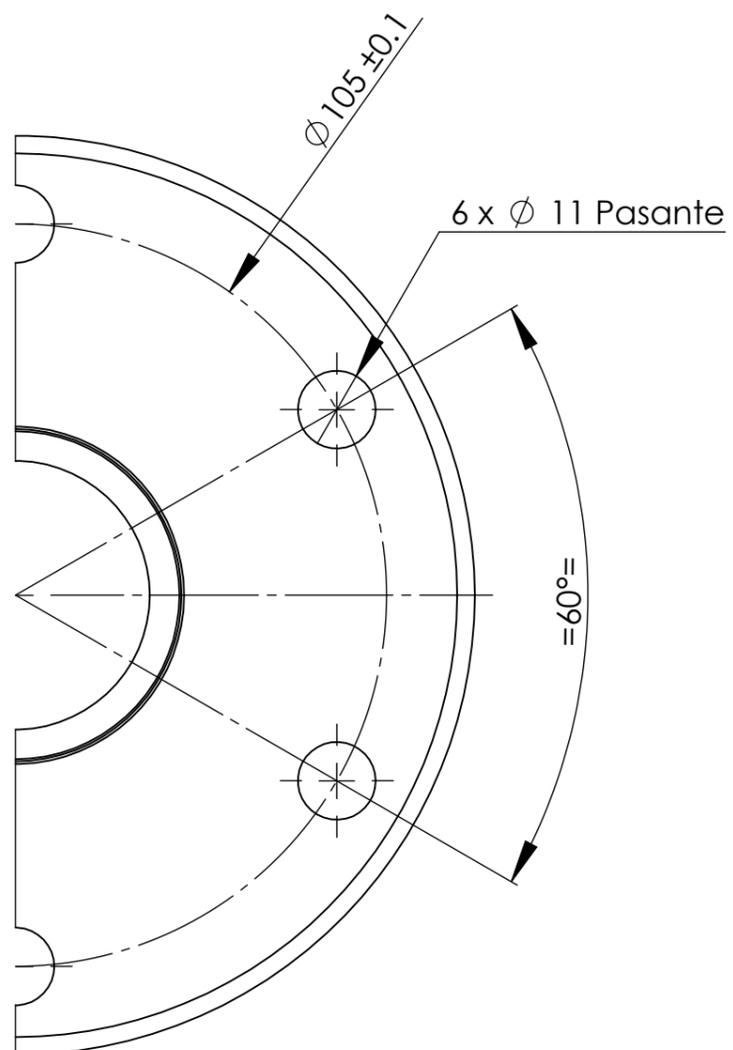
ESCALA 1 : 5

Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.

Marca Item	11	Unidad Quantity	1	Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:		
Conjunto Assembly		Proyectado Designed	K. Fonseca	Comprobado Checked	Carlos Vila	Fecha Date Sep-2015
Material Material	F-114 NIKIM 500-5u					N° Plano: 1000-1104
Tratamiento Finish treat.	ZINCADO					
T.superficial Heat treat.						
Dimensiones Dimensions	Ø185x40	Ejercicio N°:				
Escala Scale	1:1	Mecanismo Elevación		Denominación Part name CASQUILLO CARCASA		



11 CASQUILLO CARCASA SUPERIOR

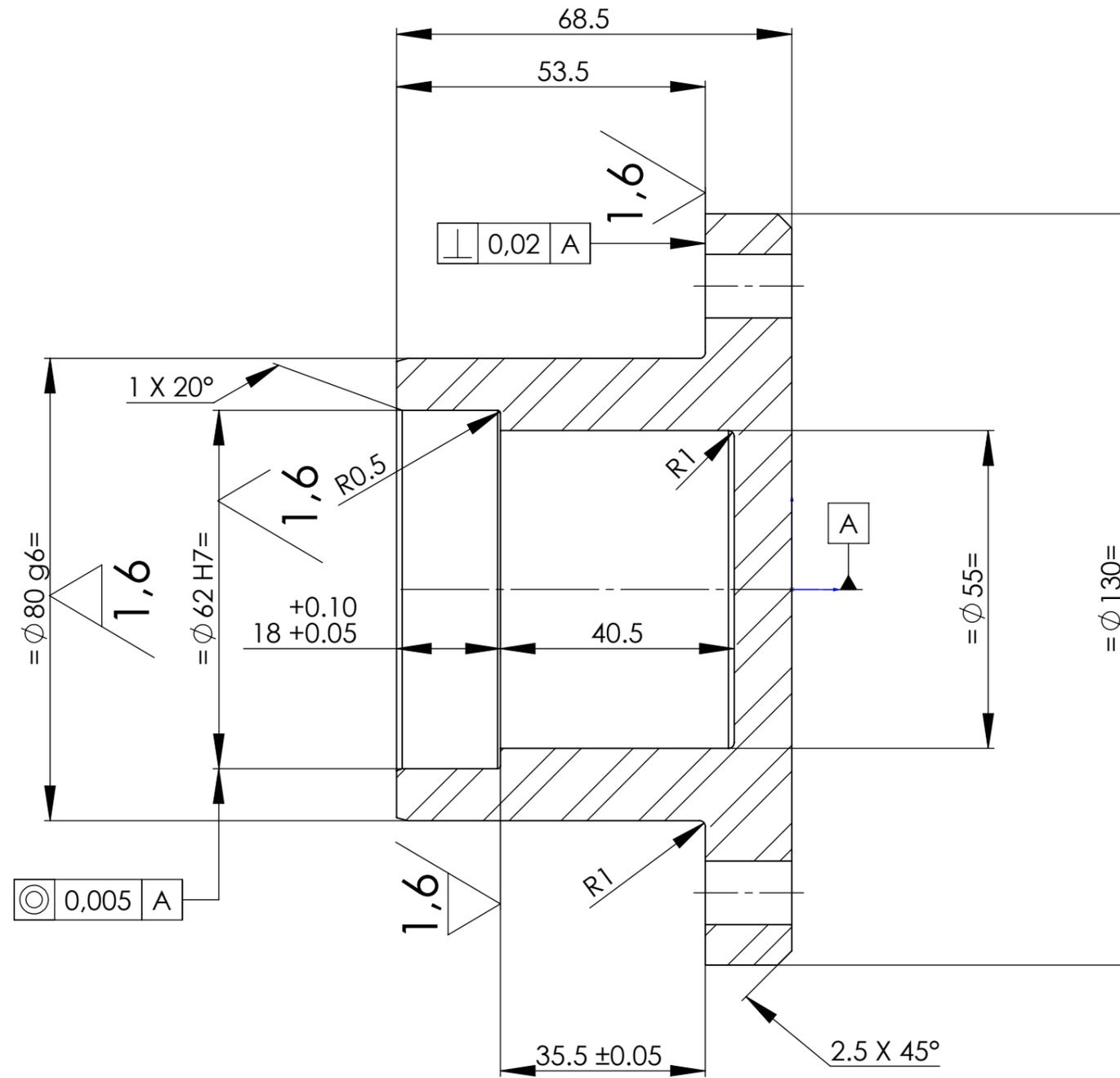
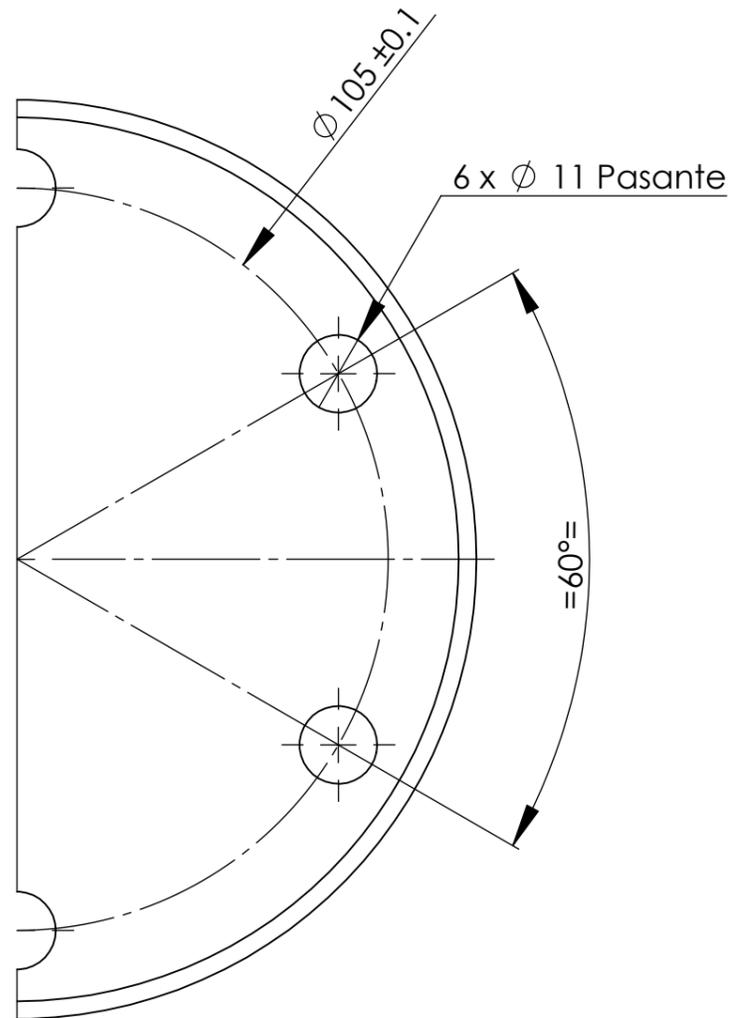


$3.2 / (1.6 / 0.6)$

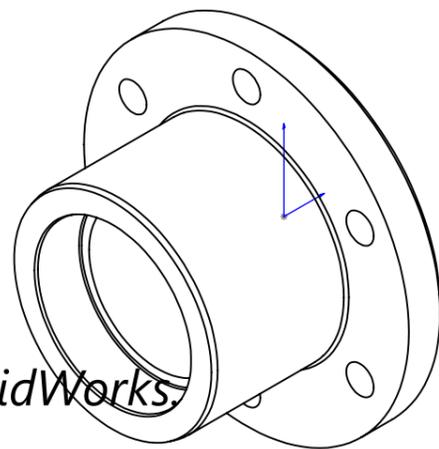
Edición de estudiante de SolidWorks.
 Sólo para uso académico.

Marca Item	35	Unidad Quantity	1	 Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:			 UNIVERSITAT JAUME I
Conjunto Assembly				Projectado Designed K. Fonseca	Comprobado Checked Carlos Vila	Fecha Date Sep-2015	
Material Material	F-114	NIKIM	500-5u				Nº Plano:
Tratamiento Finish treat.	ZINCADO				1000-1204		
T.superficial Heat treat.							
Dimensiones Dimensions	$\phi 135 \times 70$			Ejercicio Nº:			
Escala Scale	1:1			Denominación Part name			CASQUILLO CARCASA SUPERIOR

12 TAPA SUPERIOR



3,2 / (1,6 /)

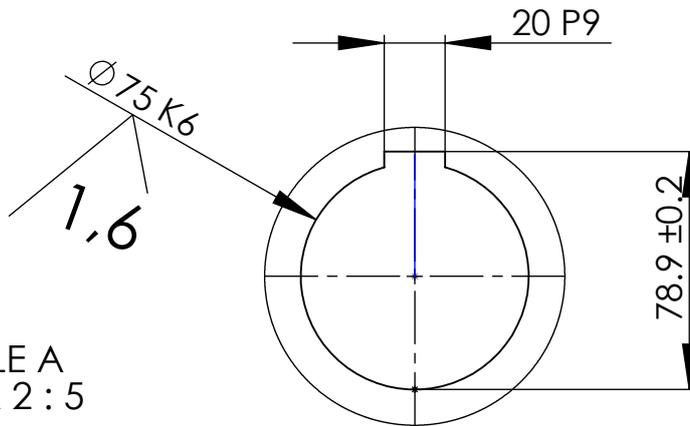
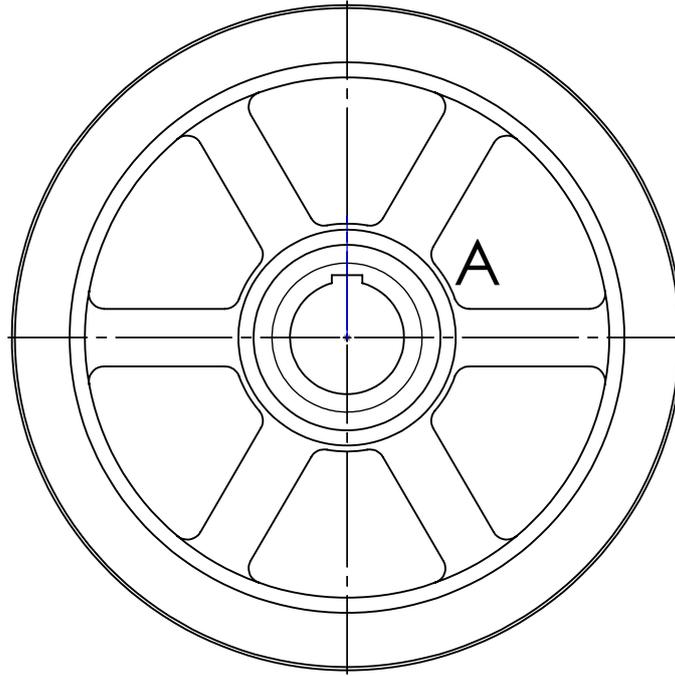


ESCALA 1 : 2
Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.

Marca Item	32	Unidad Quantity	1	Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:		
Conjunto Assembly		Proyectado Designed	K. Fonseca	Comprobado Checked	Carlos Vila	Fecha Date Sep-2015
Material Material	F-114 NIKIM 500-5u	Tratamiento Finish treat. ZINCADO		N° Plano: 1000-1203		
Dimensiones Dimensions	$\phi 135 \times 70$	Ejercicio N°:				
Escala Scale	1:1	Mecanismo Elevación		Denominación Part name TAPA SUPERIOR		



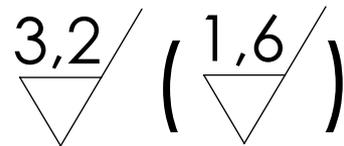
13 POLEA



DETALLE A
ESCALA 2 : 5

Notas:

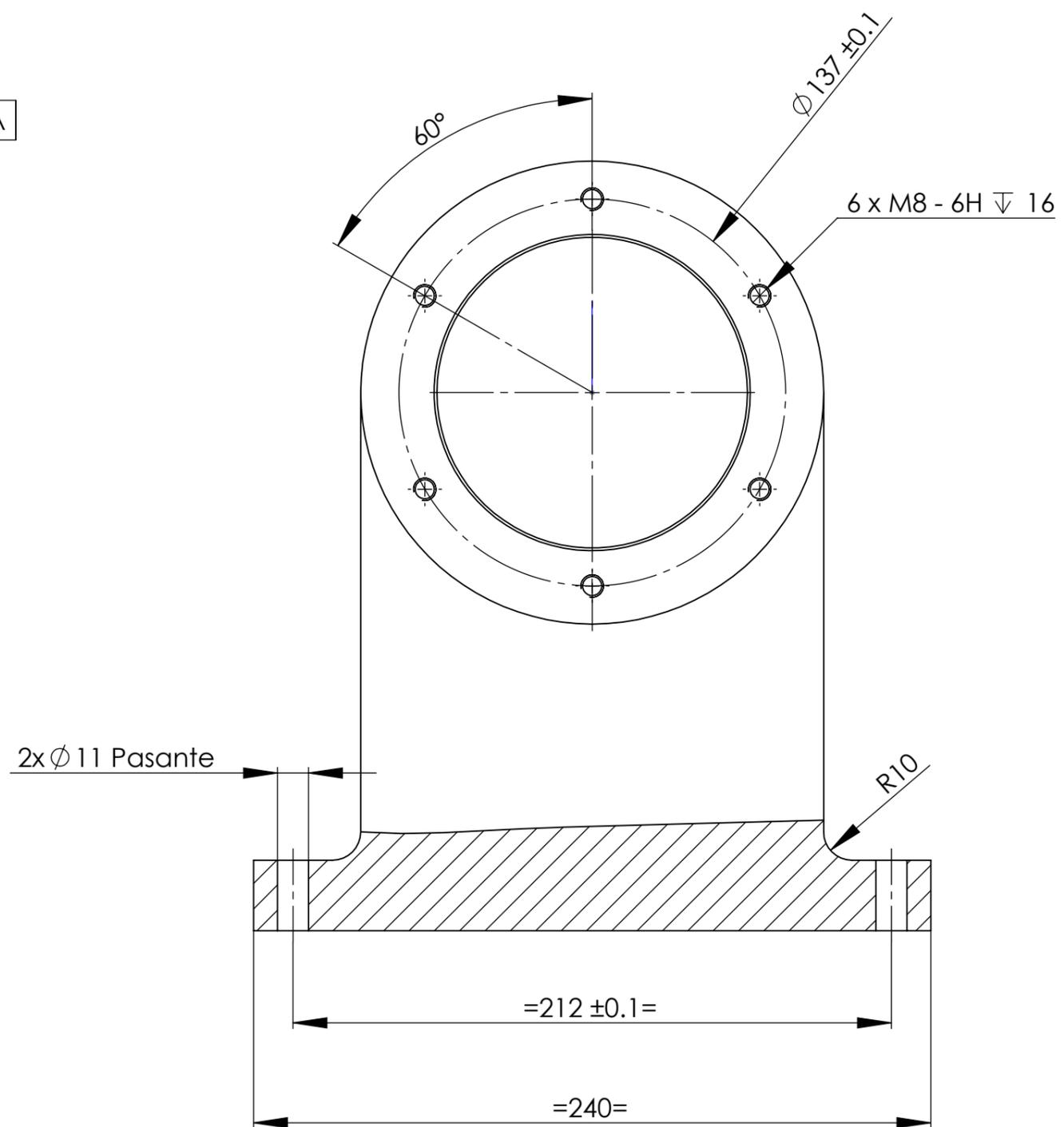
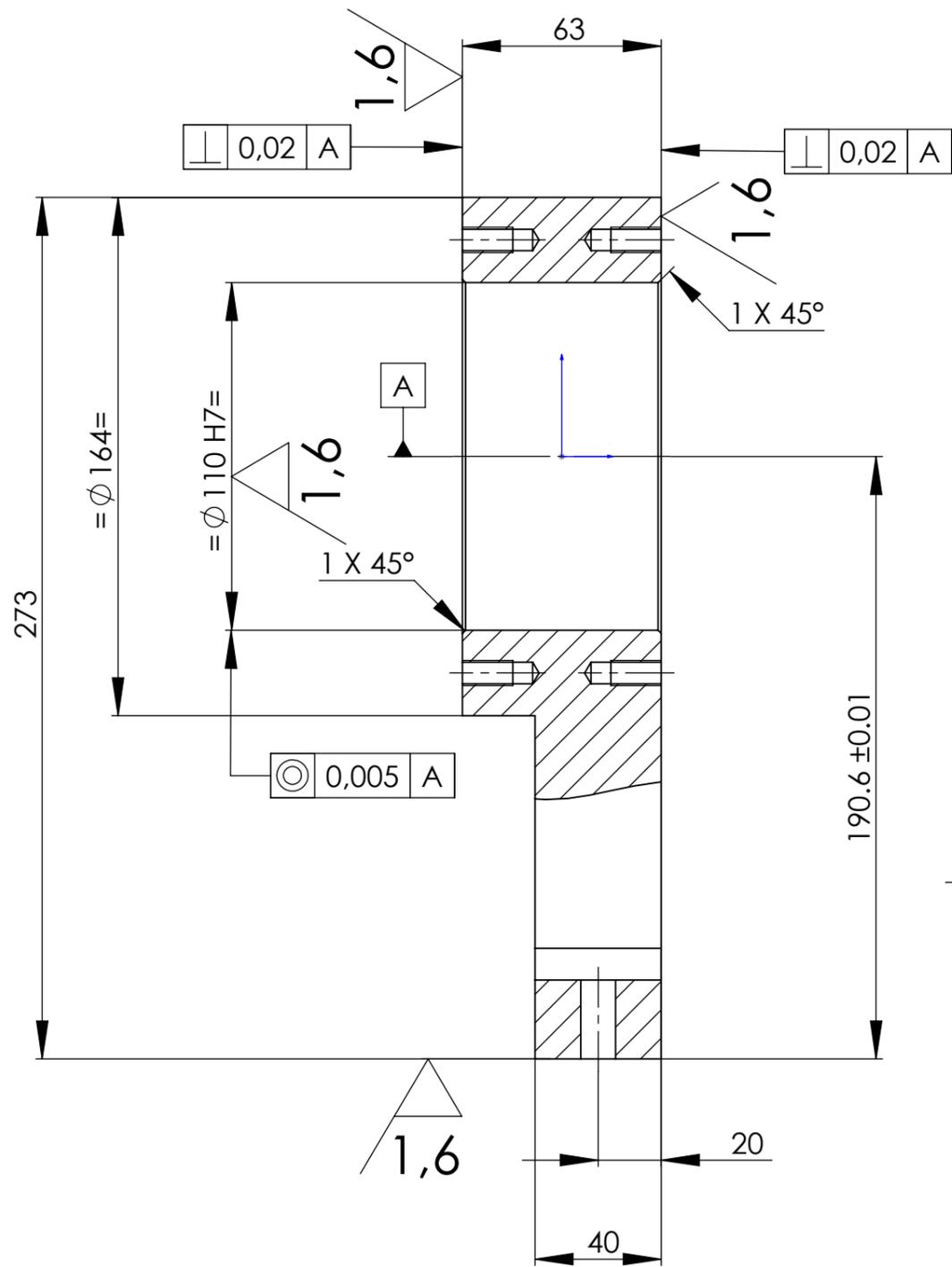
- Partir de comercial MP ascensores AS30T85K



Marca Item	20	Unidad Quantity	1		Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:			
Conjunto Assembly				Proyectado Designed	Comprobado Checked	Fecha Date		
Material	Partir de comercial			K. Fonseca	Carlos Vila	Sep-2015		N° Plano:
Tratamiento Finish treat.								1000-1001
T.superficial Heat treat.								
Dimensiones Dimensions				Ejercicio N°				
Escala Scale	1:5	Mecanismo Elevación		Denominación Part name				POLEA

*Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.*

14 SOPORTE EJE



3,2 / (1,6 /)

Notas:

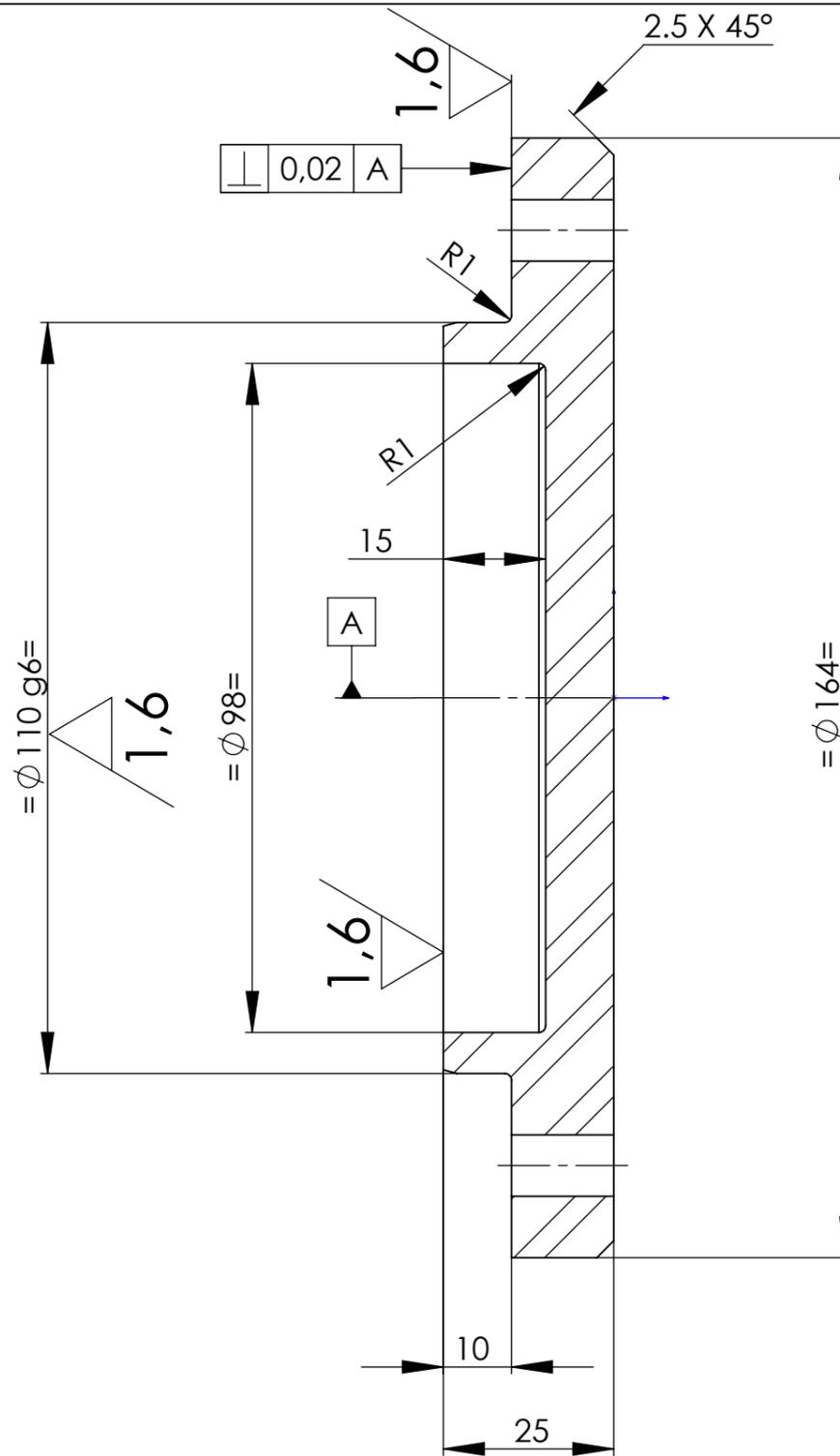
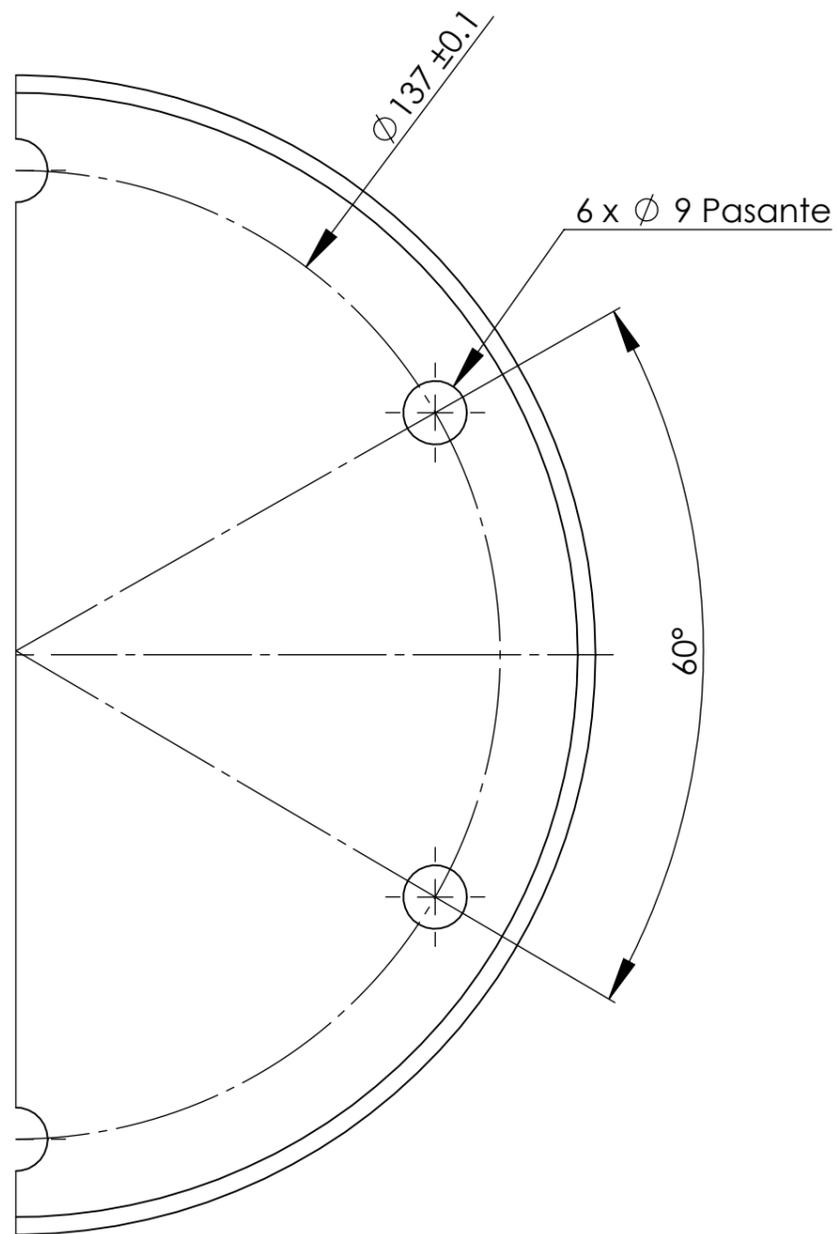
1. Por ambas caras llevara 6 x M8 prof. 16 para el atado de tapas.

*Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.*

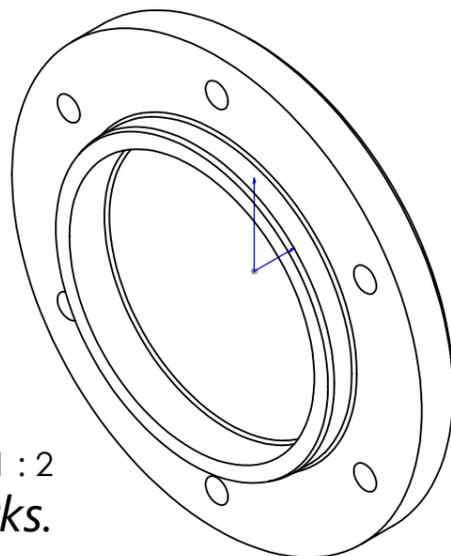
Marca Item	22	Unidad Quantity	1	Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:		
Conjunto Assembly		Proyectado Designed	K. Fonseca	Comprobado Checked	Carlos Vila	Fecha Date Sep-2015
Material Material	F-114 NIKIM 500-5u					Nº Plano:
Tratamiento Finish treat.	PAVONADO					1000-1401
T.superficial Heat treat.						
Dimensiones Dimensions	275x245x65	Ejercicio Nº:				
Escala Scale	1:2	Mecanismo Elevación		Denominación Part name SOPORTE EJE		



15 TAPA SOPORTE



3,2 / (1,6 /)

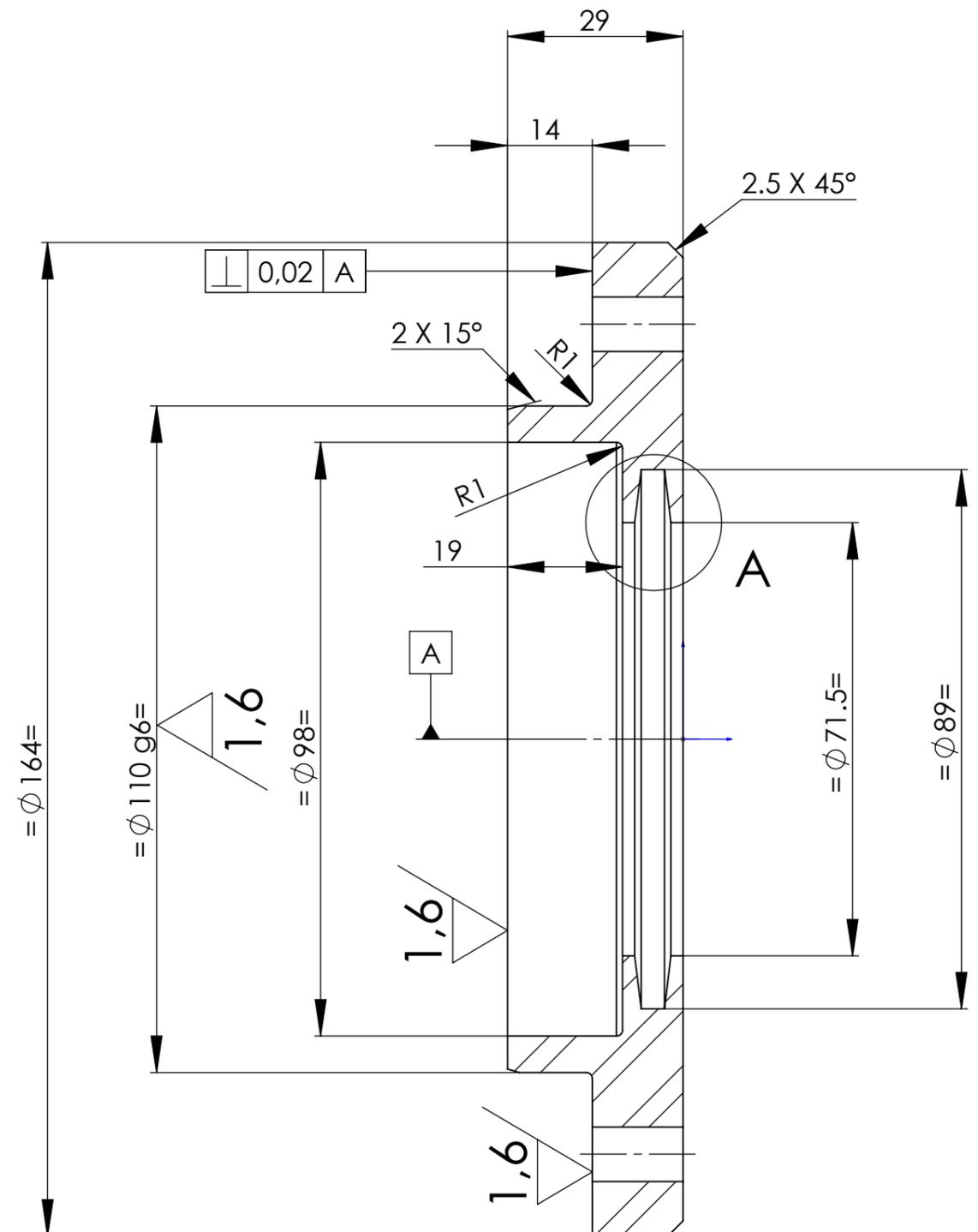
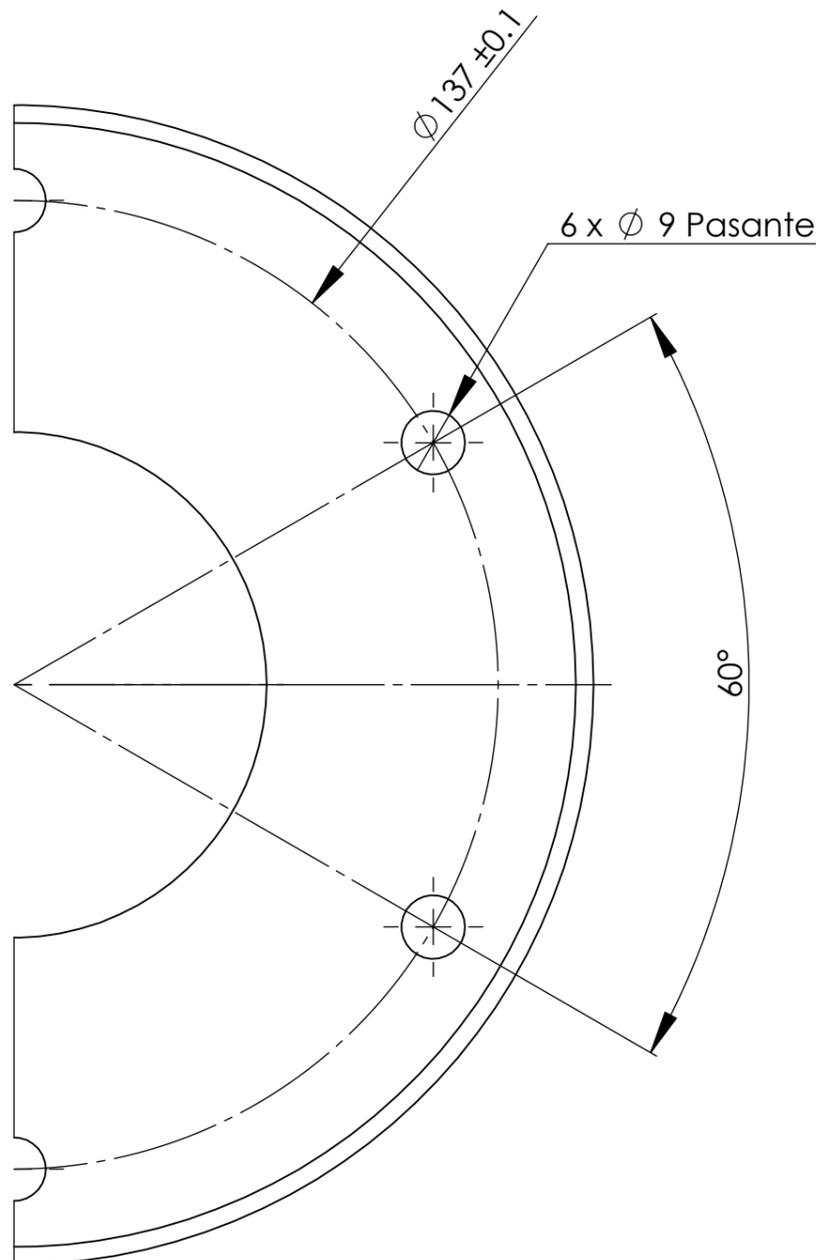


ESCALA 1 : 2

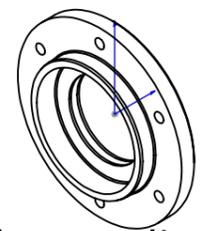
Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.

Marca Item	25	Unidad Quantity	1	Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:			
Conjunto Assembly		Proyectado Designed	K. Fonseca	Comprobado Checked	Carlos Vila	Fecha Date	
Material Material	F-114 NIKIM 500-5u	Tratamiento Finish treat.	ZINCADO				
Dimensiones Dimensions	Ø170xx30			Ejercicio N°:			
Escala Scale	1:1			Denominación Part name			TAPA SOPORTE

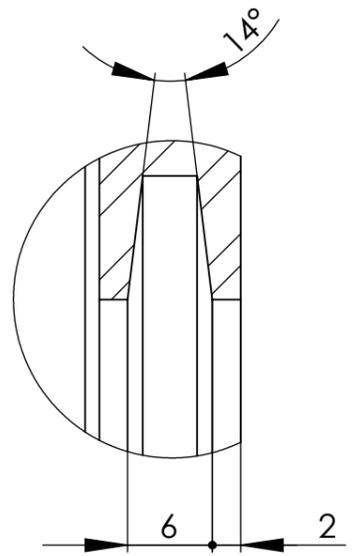
16 CASQUILLO SOPORTE



3,2 / (1,6 /)



DETALLE A
ESCALA 2 : 1



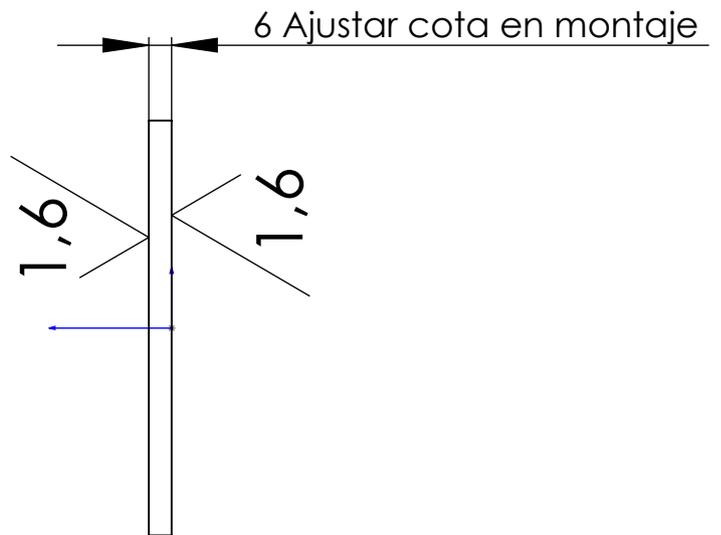
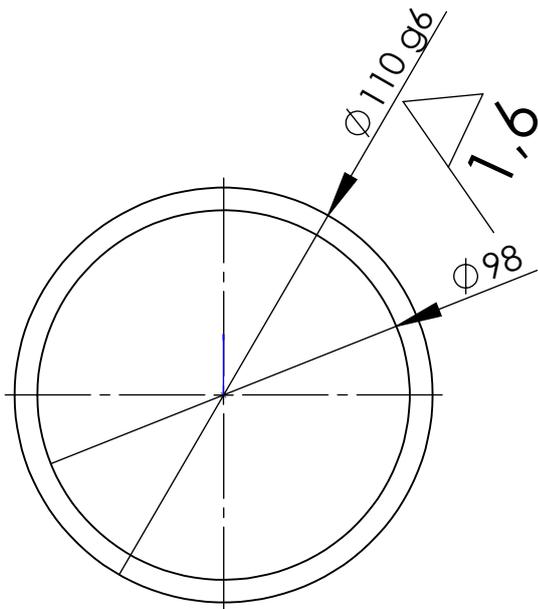
Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.

ESCALA 1 : 5

Marca Item	23	Unidad Quantity	1	Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:		
Conjunto Assembly		Proyectado Designed	K. Fonseca	Comprobado Checked	Carlos Vila	Fecha Date Sep-2015
Material Material	F-114 NIKIM 500-5u					Nº Plano: 1000-1402
Tratamiento Finish treat.	ZINCADO					
T.superficial Heat treat.						
Dimensiones Dimensions	Ø165x30	Ejercicio Nº:				
Escala Scale	1:1	Mecanismo de Elevación		Denominación Part name CASQUILLO SOPORTE EJE		



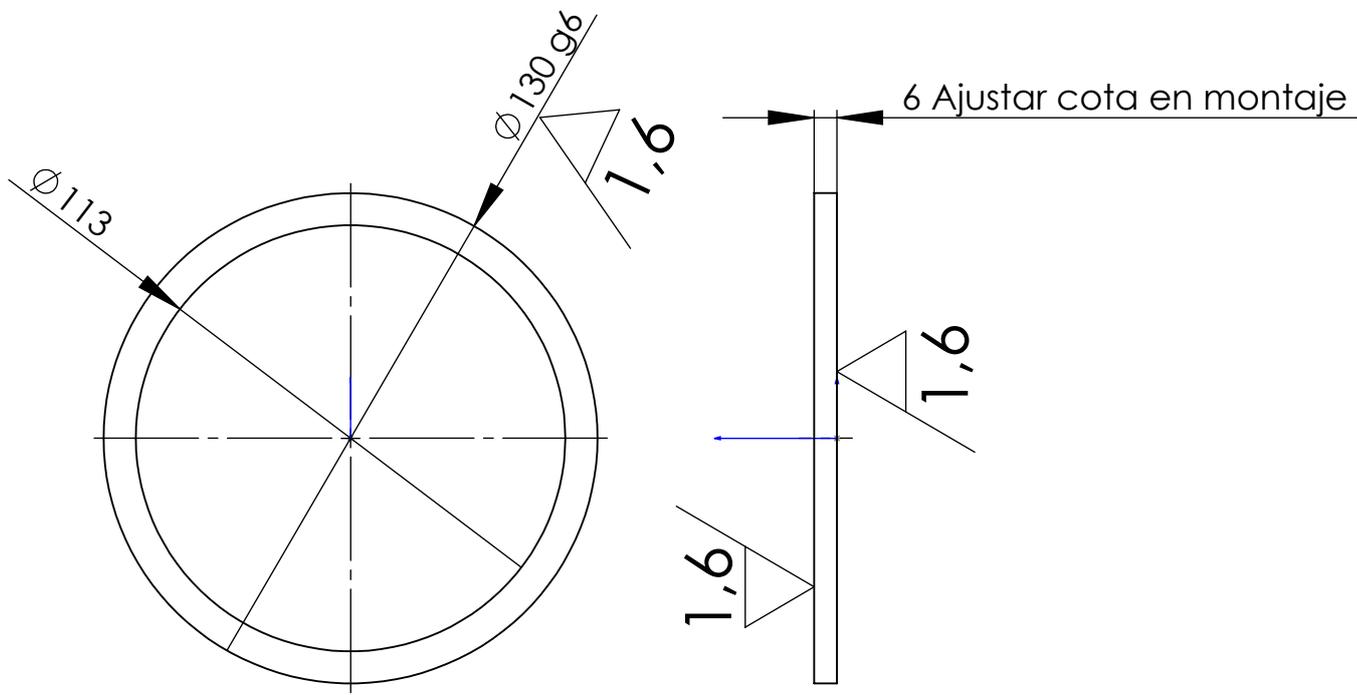
17 CASQUILLO DE AJUSTE



3,2 / (1,6 /)

Marca Item	13	Unidad Quantity	2		Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:			
Conjunto Assembly				Proyectado Designed	Comprobado Checked	Fecha Date		
Material	F-114	NIKIM 500-5u	K. Fonseca	Carlos Vila	Sep-2015	N° Plano: 1000-1107		
Tratamiento Finish treat.				Ejercicio N°			Edición de estudiante de SolidWorks. Solo para uso académico.	
T.superficial Heat treat.				Denominación Part name CASQUILLO AJUSTE				
Dimensiones Dimensions	2115x10			Escala Scale 1:2			Mecanismo Elevación	

18 CASQUILLO DE AJUSTE CENTRAL



3,2 / (1,6 /)

Marca Item	14	Unidad Quantity	1	Tolerancia general: DIN 7168 m General tolerances:	
Conjunto Assembly				Projectado Designed Comprobado Checked Fecha Date	
Material	F-114	NIKIM 500-5u	K.. Fonseca	Carlos Vila	Sep-2015
Tratamiento Finish treat.					Nº Plano:
T.superficial Heat treat.					1000-1108
Dimensiones Dimensions	Ø113x8			Ejercicio Nº	
Edición de estudiante de SolidWorks. Solo para uso académico.	Escala Scale		Denominación Part name		
1:2	Mecanismo Elevación		CASQUILLO AJUSTE CENTRAL		

IV.- PLIEGO DE CONDICIONES

IV: PLIEGO DE CONDICIONES

1	Condiciones Generales y Económicas.....	2
1.1	Objetivo.....	2
1.2	Precio mecanismo.....	2
1.3	Condiciones generales de la venta	2
1.4	Plazo de entrega	3
1.5	Condiciones de pago.....	3
1.6	Gastos y revisión de precios	4
1.7	Garantía	4
1.8	Control de calidad	4
1.9	Tribunales competentes	5
1.10	Recepción y verificación.....	5
1.10.1	Verificaciones geométricas	5
1.10.2	Pruebas prácticas	5
2	Condiciones técnicas y particulares.....	7
2.1	Datos técnicos individuales.....	7
2.1.1	Ejes	7
2.1.2	Apoyos.....	8
2.1.3	Carcasa	8
2.2	Lubricación.....	8
2.3	Controles individuales.....	10
2.4	Verificación de montaje.....	10
2.4.1	Ruido	10

1 *CONDICIONES GENERALES Y ECONÓMICAS*

1.1 *OBJETIVO*

Este apartado tiene como objetivo las condiciones facultativas que han de regir en la construcción, venta y verificación del mecanismo de accionamiento de un ascensor.

1.2 *PRECIO MECANISMO*

El presupuesto que se adjunta, para la fecha especificada y las condiciones expuestas en el pliego de condiciones, se ha establecido en un valor por unidad del mecanismo de accionamiento de un ascensor (sin tener en cuenta el coste del sistema de maniobra) de 2.950,72 euros. (I.V.A. incluido).

El sistema de maniobra no ha sido incluido en el precio final del ascensor al no ser considerado como tema a tratar en el desarrollo del proyecto.

1.3 *CONDICIONES GENERALES DE LA VENTA*

El presupuesto que se adjunta tendrá validez hasta la aceptación en firme del pedido del cliente. La realización de un pedido por parte de un cliente, lleva anexa el consentimiento total de las condiciones establecidas en el siguiente pliego, salvo expreso acuerdo de ambas partes en contra.

Los originales de los planos y documentos que forman parte del desarrollo de este proyecto quedan como Copyright exclusivo de la empresa vendedora, quedando terminantemente prohibida la reproducción parcial o total de los mismos, así como su entrega a terceros. En caso de ser violados estos derechos de autor, la casa se pronunciara legalmente por la vía jurídica contra las personas a priori culpables.

Todo pedido se entiende que es firme y no se puede anular.

El fabricante se regirá por cuantos planos, documentos y cálculos, se detallan en el siguiente proyecto, ajustándose a todas las características del mismo. De no hacerlo así, la empresa no se responsabilizará de los errores personales y/o materiales que se produzcan.

1.4 PLAZO DE ENTREGA

En el caso de que el mecanismo proyectado no conlleve ninguna clase de particularidades solicitadas por la empresa, el plazo de entrega se fijara en seis meses.

Por el contrario, si es necesario el ajuste de extras en la instalación, el plazo se fijara acorde con las particularidades solicitadas.

1.5 CONDICIONES DE PAGO

Las condiciones de pago serán establecidas una vez se proceda a la firma del contrato entre la parte solicitante y la empresa constructora. Así mismo también existen unas normas obligatorias de forma de pago, que deberán ser puntualmente seguidas por la parte solicitante a no ser previo pacto por ambas partes en contra de ellas.

Los periodos de pago estipulados son:

- El 25% sobre el importe total a la firma del contrato.
- Abono de 25% sobre la cantidad total en el mes siguiente a la recepción y aceptación de la mercancía por parte del cliente.
- Abonos del 25% del coste total de la mercancía en los meses 6 y 12 a partir de formalizarse el contrato.

El impago de uno de los efectos anteriormente notados, supone la facultad de la parte redactante para rescindir la venta.

El dominio de la mercancía suministrada al cliente, no se entiende como propiedad de éste mientras no se haya satisfecho el precio total de la mercancía y sus gastos anexos.

El no cumplimiento de esta cláusula, supone la nulidad del contrato hasta entonces vigente.

1.6 GASTOS Y REVISIÓN DE PRECIOS

Los precios indicados en el presupuesto, no incluirán los gastos derivados de la puesta a punto de los sistemas en el lugar de la instalación de las mismas. Dichos gastos correrán a cuenta del cliente, así como cualquier trabajo de mantenimiento y reparación fuera del periodo de garantía.

Los precios son susceptibles de cualquier variación, siempre que una vez redactado el presupuesto a petición del cliente, éste sea confirmado tras un periodo de tiempo en el cual se haya producido una alteración oficial en el precio de los costes con carácter retroactivo sobre la mercancía.

1.7 GARANTÍA

La empresa constructora garantiza los mecanismos de accionamiento del ascensor por un periodo de 12 meses a partir de la fecha de entrega de la mercancía, una vez realizada la verificación de los sistemas contra todo defecto humano y/o material.

Esta garantía no implica ninguna otra y la empresa no se hace responsable de daños o perjuicios ocasionados por la mala utilización del sistema.

Una vez realizada la recepción del mecanismo por parte del cliente, en caso de deficiencia, y siempre en el plazo de 15 días, se deberá presentar una reclamación por escrito. De no ser así se sobre entiende la conformidad del cliente con el suministro recibido.

Todas las piezas defectuosas deberán ser remitidas a la empresa suministradora, la cual se compromete a la reparación o sustitución de las mismas, siempre en el plazo de 12 meses.

1.8 CONTROL DE CALIDAD

La empresa no posee por falta de recursos técnicos y económicos un laboratorio de control de calidad adecuado; no obstante se responsabiliza del contrato con un laboratorio de control de calidad que efectuara el control adecuado sobre cada uno de los elementos de responsabilidad del mecanismo vendido.

1.9 TRIBUNALES COMPETENTES

Nuestros clientes renuncian a sus propios domicilios y fueros, y se someten a la jurisdicción y competencia de los juzgados y tribunales de Pamplona, que en caso de cualquier pleito o divergencia que pudiera producirse entre el cliente y nuestra empresa debido a todo lo relacionado con el pedido solicitado, serán los únicos facultados para encargarse del asunto.

1.10 RECEPCIÓN Y VERIFICACIÓN

El objetivo de este apartado es el de exponer una serie de requisitos que el mecanismo debe de cumplir. Estos requisitos son criterios de control en la recepción y verificación.

1.10.1 Verificaciones geométricas

Es condición indispensable que los errores geométricos sean inferiores o iguales a los valores admisibles, garantizando en el mecanismo la precisión necesaria para su correcto funcionamiento.

Los valores obtenidos por cada elemento significativo del conjunto serán indicados figurando el número de serie del mismo, demás datos identificativos y firma del responsable técnico del control.

1.10.2 Pruebas prácticas

Tiene como objetivo comprobar tanto el funcionamiento como el comportamiento del mecanismo sobre una bancada de pruebas, de manera que nos proporcione los resultados deseados y comprometidos.

2 CONDICIONES TÉCNICAS Y PARTICULARES

2.1 DATOS TÉCNICOS INDIVIDUALES

2.1.1 Ejes

Los dos ejes están contruidos por el mismo material.

MATERIAL F-1250

Características:

1. Serie: F-1000. Aceros normales de construcción general.
2. Grupo : Aceros aleados de gran resistencia
3. Tipo: Acero al Cr-Mo (tenaz y resistente).
4. Especificación: Normas nacionales UNE 36012.
5. Composición química :

Composición química	Nominal	Tolerancias
C (carbono)	0,35	0,32 ÷ 0,38
Mn (manganeso)	0,75	0,60 ÷ 0,90
Si (silicio)	0,25	0,15 ÷ 0,40
P (fosfato)	0,02	<0,035
S (azufre)	0,02	<0,035
N (níquel)	0,5	0,4 ÷ 0,70
Cr (cromo)	1,15	0,85 ÷ 1,15
Mo (molibdeno)	0,25	0,15 ÷ 0,25

6. Características mecánicas:

Características Mecánicas	
Resistencia: 95 kg/mm ²	Dureza Brinell: 285 HB
Limite elástico: 80 kg/mm ²	Alargamiento: 11%

7. Tratamiento térmico en el eje del tornillo Sinfin:

Temple por inducción	870º - 890º en aceite
Revenido	630º enfriado en aire

2.1.2 Apoyos

Se han elegido como elementos encargados de los apoyos para los ejes del sistema, rodamientos rígidos de bolas en el eje de la corona - polea, y rodamientos de rodillos cónicos en el eje del tornillo sin fin.

2.1.3 Carcasa

MATERIAL: Fundición gris ordinaria.

El material ha sido elegido porque satisfaciendo las condiciones técnicas exigidas, tiene un coste inferior al de otras fundiciones con una mejor calidad

Composición química	Nominal	Tolerancias
C (carbono)	3,0	2,7 ÷ 3,6
Mn (manganeso)	0,70	0,50 ÷ 0,80
Si (silicio)	1,5	1,0 ÷ 2,5
P (fosfato)	-----	<0,2
S (azufre)	-----	<0,15

La carcasa está garantizada por la empresa de fundición constructora con una vida mínima superior a las 35.000 horas de trabajo en las peores condiciones y cumpliendo las condiciones necesarias para el funcionamiento correcto del sistema.

2.2 LUBRICACIÓN

Se recomienda la lubricación de los rodamientos por aceite cuando la forma o disposición de los mismos no permite regular la afluencia de grasa a las hendiduras o cuando el control de lubricante a las zonas de difícil acceso es complicado.

La lubricación del sistema reductor se hará por borboteo al ser la carcasa totalmente estanca. El mantenimiento del equipo exige cada 1.000 horas de funcionamiento se efectúe un cambio de aceite, a excepción del primer cambio que se ha de realizar a las 200 horas.

En el caso que se nos presenta, debido a las características del sistema elevador, es preferible la lubricación por grasa de los cojinetes, ya que es más duradero, sencillo y cómodo de efectuar.

El lubricante elegido como correcto para la lubricación del sistema en función de las características de éste es un SAE 90 EP, de la casa REPSOL; la cual nos cubre todas nuestras necesidades y garantiza una vida mínima de 1.000 horas. La cantidad es de 4,4 kg.

Para proteger todos los órganos interiores del mecanismo de elevación es precisa la utilización de un lubricante que nos asegure:

- Protección contra las elevadas presiones que se originan en los dientes del sin fin - corona.
- Protección contra las elevadas temperaturas que pudieran desarrollarse durante el servicio.

Para conseguir tales protecciones, utilizamos el lubricante EP-90 (Repsol) que ente sus principales características tiene:

1. **Propiedades de extrema presión** que le proporciona su especial aditivación, defendiendo a los dientes del sin fin - corona d los efectos de las altas presiones y temperaturas desarrolladas en el esfuerzo de deslizamiento y rodadura.
2. **Elevada estabilidad a la oxidación** que evita la degradación del aceite por efecto de las altas temperaturas a las que está sometido.
3. **Protección contra sobrecargas** que defiende a los engranajes y cojinetes de estos efectos.
4. **Propiedades antidesgaste** que reducen el deterioro de dientes del sin fin - corona.
5. **Propiedades antiespumantes** que aseguran la continuidad del aceite en la superficie del diente.
6. **Características de densidad y viscosidad.**

Densidad a 15 ° C	0,91 ÷ 0.925
Viscosidad a 100 ° F	223 ÷ 227 cst
Viscosidad a 210 ° F	18,05 ÷ 19,20 cst

Tiene además propiedades frente a la corrosión y a la herrumbre, por las que los elementos del mecanismo de elevación quedan protegidos contra estos perniciosos efectos.

2.3 CONTROLES INDIVIDUALES

Todas las piezas serán controladas individualmente antes de producirse el montaje total del conjunto. Las piezas serán controladas por la casa contratada a dichos efectos. Las condiciones de dicho control serán definidas por el laboratorio de control de calidad.

2.4 VERIFICACIÓN DE MONTAJE

Los elementos de ajuste principales a tener en cuenta en nuestro mecanismo son:

Juego de acoplamiento de engranajes	0,2-0,3 mm
Límite de desgaste	0,15 mm
Juego radial de los cojinetes	0,05 mm
Juego radial de los cojinetes	0,05 mm

2.4.1 Ruido

Según normas nacionales sobre conservación del medio ambiente y de sus ocupantes, los ruidos producidos por el mecanismo de elevación nunca deberán de ser superiores a los 60 dB a una distancia de 60 cm.

V.- PRESUPUESTO

V: PRESUPUESTO

1	Precios unitarios	2
1.1	Coste de materiales	2
1.2	Coste de transformación piezas.....	2
1.3	Coste de tratamientos térmicos	3
2	Presupuestos parciales	5
2.1	Precios de piezas procesadas.....	5
2.1.1	Eje sin fin	5
2.1.2	Eje Polea-Corona	6
2.1.3	Corona y núcleo	7
2.1.4	Polea motriz	8
2.1.5	Coste total de piezas procesadas	8
2.2	Precio de las piezas no procesadas	9
2.3	Precio de piezas normalizadas	10
3	Presupuesto general.....	11
3.1	Presupuesto de producción	11
3.2	Presupuesto de montaje.....	11
3.3	Presupuesto de verificación y control	11
3.4	Presupuesto final	13

1 PRECIOS UNITARIOS

1.1 COSTE DE MATERIALES

El coste de los materiales está designado en euro/kilogramo. Normalmente la producción de las piezas principales de este sistema elevador, parte siempre de barras del material necesario, las cuales han sido cortadas a unas dimensiones brutas en la sierra mecánica.

Aquellas piezas que estén formadas por acero F-1250, se obtienen de fábrica con un tratamiento de bonificado (temple + revenido), ya que es una característica exigible al material.

Los costes de los materiales empleados para la fabricación han sido¹:

F-1250	0,85 €/kg
C-6415	6,22 €/kg
Fundición gris	0,5 €/kg

1.2 COSTE DE TRANSFORMACIÓN PIEZAS

En este apartado se establece el precio de la mano de obra por hora de trabajo. Para el cálculo de este precio, en euros/hora, me baso en datos facilitados por empresas que trabajan en el sector.

Los factores principales que intervienen en la obtención de dicho precio son:

- | | |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> ➤ Costo de la mano de obra directa : <ul style="list-style-type: none"> • Salarios. • Horas extra • Primas. • Varios. | <ul style="list-style-type: none"> ➤ Coste directo de las máquinas : <ul style="list-style-type: none"> • Amortización. • Energía. • Modernización. |
|--|--|
-
- Coste directo de las máquinas :
 - Amortización.
 - Energía.
 - Modernización.

¹¹ Precios extraídos del programa CES Edupack y empresas de colaboración.

En función de todos los criterios que he definido anteriormente, se establece como precio general para la utilización de las maquinas un valor de 8,5 euros/hora.

Este valor es independiente de la máquina que se utilice y se ha obtenido teniendo en cuenta el número total de piezas que han sido solicitadas.

1.3 COSTE DE TRATAMIENTOS TÉRMICOS

Los únicos tratamientos térmicos que nos interesa definir económicamente, son aquellos a los que vamos a someter a ambos ejes del sistema.

TEMPLAR + REVENIR	20 €/PIEZA
-------------------	------------

2 PRESUPUESTOS PARCIALES

2.1 PRECIOS DE PIEZAS PROCESADAS

El precio total de las piezas viene dado por la siguiente expresión:

$$C_t = C_p + C_m + C_r$$

Dónde:

- C_t : Coste total de la pieza.
- C_p : Coste de fabricación de la pieza. Implica los costes de todos los procesos necesarios para la obtención final de la pieza.
- C_m : coste del material del cual está realizado la pieza.
- C_r : Coste de rechazos. Establecemos los rechazos en un 3 %.

2.1.1 Eje sin fin

Coste de fabricación:

Maquina (Tipo)	Tiempo de fabricación (h, min)	Coste/hora (€/h)	Coste total (€)
Torno	2h 55 min	8,43	24,57
Fresadora	15 min	8,43	2,11
Rectificadora	1h 32 min	8,43	13

$$C_p = 39,69 \text{ €}$$

Coste del material

$$C_m = \text{Precio del material por kilogramo} * \text{Densidad} *$$

$$\text{Precio del material por kilogramo} = 0,85 \text{ €/kg}$$

$$\text{Densidad} = 7800 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Volumen} = \frac{\pi * 0,080^2}{4} * 0,425 = 2,14 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$C_m = 0,85 * 7800 * 2,14 * 10^{-3}$$

$$C_m = 14,19 \text{ €}$$

Coste de los tratamientos.

$$\text{Templado} + \text{revenido} = 20 \text{ €}$$

Coste de rechazos.

$$C_r = \% * (C_m + C_p) \quad \begin{aligned} C_r &= 0,03 * (39,69 + 14,19) \\ C_r &= 1,61 \text{ €} \end{aligned}$$

El coste total del eje Sinfín asciende a:

$$C_{TOTAL} = 75,49 \text{ €}$$

2.1.2 Eje Polea-CoronaCoste de fabricación:

Maquina (Tipo)	Tiempo de fabricación (h, min)	Coste/hora (€/h)	Coste total (€)
Torno	2h 36 min	8,43	21,94
Fresadora	28 min	8,43	3,95
Rectificadora	1h 50 min	8,43	15,48
		C_p =	41,37

Coste del material

$$C_m = \text{Precio del material por kilogramo} * \text{Densidad} *$$

$$\text{Precio del material por kilogramo} = 0,85 \text{ €/kg}$$

$$\text{Densidad} = 7.800 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Volumen} = \frac{\pi * 0,090^2}{4} * 0,475 = 3,02 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$C_m = 0,85 * 7800 * 3,02 * 10^{-3}$$

$$C_m = 20,03 \text{ €}$$

Coste de los tratamientos.

$$\text{Templado} + \text{revenido} = 20 \text{ €}$$

Coste de rechazos.

$$C_r = \% * (C_m + C_p) \quad \left. \begin{aligned} C_r &= 0,03 * (41,37 + 20,03) \\ C_r &= 1,84 \text{ €} \end{aligned} \right\}$$

El coste total del eje Polea-Corona asciende a:

$$C_{TOTAL} = 83,24 \text{ €}$$

2.1.3 Corona y núcleo

Coste de fabricación:

Maquina (Tipo)	Tiempo de fabricación (h, min)	Coste/hora (€/h)	Coste total (€)
Torno Núcleo	1h 26 min	8,43	12,05
Brochadora Núcleo	14 min	8,43	1,86
Torno Corona	43 min	8,43	6,04
Prensa Conjunto	19 min	8,43	2,65
Taladradora Conjunto	13 min	8,43	1,77
Banco Conjunto	14 min	8,43	1,94
Torno Conjunto	43 min	8,43	5,93
Fresadora Conjunto	1h 14 min	8,43	10,39

C_p = 42,63 €

Coste del material

- Núcleo:

$$C_m = \text{Precio del material por kilogramo} * \text{Densidad} *$$

Precio del material por kilogramo = 0,5 €/kg

Densidad = 7.140 kg/m³

$$\text{Volumen} = \frac{\pi * (0,21^2 - 0,08^2)}{4} * 0,085 = 2,52 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$C_m = 0,5 * 7140 * 2,52 * 10^{-3}$$

$$C_m = 8,99 \text{ €}$$

- Corona:

$$C_m = \text{Precio del material por kilogramo} * \text{Densidad} *$$

Precio del material por kilogramo = 6,22 €/kg

Densidad = 8.800 kg/m³

$$\text{Volumen} = \frac{\pi * (0,25^2 - 0,17^2)}{4} * 0,04 = 1,06 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$C_m = 6,22 * 8800 * 1,06 * 10^{-3}$$

$$C_m = 58,02 \text{ €}$$

Coste de rechazos.

$$C_r = \% * (C_m + C_p) \quad \left\{ \begin{array}{l} C_r = 0,03 * (42,63 + 8,99 + 58,02) \\ C_r = 3,29 \text{ €} \end{array} \right.$$

El coste total de la Corona asciende a:

$$C_{TOTAL} = 112,93 \text{ €}$$

2.1.4 Polea motrizCoste de fabricación:

Maquina (Tipo)	Tiempo de fabricación (h, min)	Coste/hora (€/h)	Coste total (€)
Torno	15 min	8,43	2,11
Taladro	21 min	8,43	2,93
Brochadora	14 min	8,43	1,93

$$C_p = 6,97 \text{ €}$$

Coste del material

El precio de la polea sin procesar viene dado por catálogo y asciende a:

Polea MP Ø435 AS30T85K, sin procesar = 130 €

El coste total de la Polea asciende a:

$$C_{TOTAL} = 136,97 \text{ €}$$

2.1.5 Coste total de piezas procesadas

Cantidad	Denominación	Coste
1	Eje Sinfín	75,49
1	Eje Corona- Polea	83,24
1	Corona + Núcleo	112,93
1	Polea Tractora	136,97
Total piezas procesadas:		408,63 €

2.2 PRECIO DE LAS PIEZAS NO PROCESADAS

Existen una serie de piezas que no son consideradas como muy importantes a la hora de definir su proceso de fabricación, lo que no implica de ninguna manera que no deban de ser considerados sus costes a efecto del coste final de la pieza. El coste de estas piezas se representa de una manera total, incluyendo en este, el coste de todos los procesos de fabricación y maquinas utilizadas.

Cantidad	Denominación	Coste
1	Soporte del Motor	23,49
1	Tapa Superior (en eje Sinfín)r	12,04
1	Tapa Inferior (en eje Corona)	15,66
1	Casquillo carcasa (en eje Corona)	12,04
1	Casquillo carcasa (en eje Sinfín	10,84
1	Soporte	18,07
1	Tapa soporte	15,66
1	Casquillo Soporte	11,99
2	Casquillo de ajuste	5,86
1	Casquillo de ajuste central	3,12
Total piezas no procesadas:		128,77 €

Todas estas piezas han sido fabricadas en la empresa. Sin embargo, existe además una pieza fundamental en el reductor como es la carcasa.

La carcasa, junto con todos los elementos de ajuste necesarios para el acoplamiento al sistema elevador han sido construidos por CASA SANCENA S.A., y el precio de este elemento asciende a:

Carcasa inferior	72,28 €
Carcasa intermedia	67,46 €
Carcasa superior	41,57 €

El precio total d la carcasa asciende a:

Carcasa = 181,31 €

Según todo esto el coste total de las piezas no procesadas asciende a:

Coste total de piezas no procesadas = 310,08 €

2.3 PRECIO DE PIEZAS NORMALIZADAS

En el conjunto total, además de los costes de las piezas cuyos costes hasta ahora han sido tratados, existen una serie de piezas de unión, de ajuste, de soporte, etc., cuyos costes no pueden ser olvidados a la hora de presentar el presupuesto final. Los precios de estas piezas están normalizados y pueden verificarse fácilmente mediante la utilización de los catálogos adecuado.

Denominación	Codificación	Cantidad	Precio Unidad	Total
Motor eléctrico ABB	M3ARF 112M 3GAR 112401-ASE 086	1	983	983
Chaveta paralela Eje Polea y Corona OPAC	Chaveta A 20 x 12 x 56 DIN 6885	2	2.95	5.9
Chaveta paralela Eje del Sinfín OPAC	Chaveta A 10 x 8 x 25 DIN 6885	1	1.06	1.06
Chaveta paralela acoplamiento del motor OPAC	Chaveta A 8 x 7 x 25 DIN 6885	1	0.86	0.86
Rodamiento rígido de una hilera de bolas Øint=70 mm	Rodamiento SKF 6014	2	5.1	10.2
Rodamiento rígido de una hilera de bolas Øint=75 mm	Rodamiento SKF 6215	1	5.9	5.9
Rodamiento rígido de una hilera de rodillos conicos Øint=35 mm	Rodamiento SKF 32007 J2/Q	2	19.95	39.9
Anillo retención de aceite	Anillo SKF CR75x90x10 HMSS RG	1	4.75	4.75
Anillo de fieltro DIN 5419	Anillo de fieltro DIN 5419	1	0.4	0.4
Anillo retención de aceite	Anillo SKF CR35x47x6 HMSS RG	1	3.9	3.9
Maneta superior	Maneta Norelem 06901-214008	1	7.2	7.2
Tapon llenado aceite	Tapon llenado NORELEM 28028-1211615	1	0.44	0.44
Visor de aceite	Visor Norelem 28004-2221615	1	0.88	0.88
Tapon vaciado aceite	Tapon Norelem 28028-3191415	1	0.37	0.37
Acoplamiento motor	Acoplamiento Lovejoy L100	1	20.95	20.95
Tornillo hexagonal M12-50 ISO 4018	Tornillo hexagonal M12-50 calidad C ISO 4018	8	0.25	2
Arandela achafalnada M12 Ø13,5 calidad A ISO 7090	Arandela achafalnada M12 Ø13,5 calidad A ISO 7090	16	0.019	0.304
Tuerca hexagonal M12 ISO 4033	Tuerca hexagonal M12 ISO 4033	16	0.055	0.88
Tornillo hexagonal M12-40 ISO 4018	Tornillo hexagonal M12-40 calidad C ISO 4018	4	0.22	0.88
Tornillo hexagonal M12-45 ISO 4018	Tornillo hexagonal M12-45 calidad C ISO 4018	4	0.24	0.96
Tornillo hexagonal M10-50 ISO 4017	Tornillo hexagonal M10-50 calidad C ISO 4017	8	0.21	1.68
Tuerca hexagonal M10 Ø10,5 ISO 4032	Tuerca hexagonal M10 Ø10,5 ISO 4032	8	0.051	0.408
Arandela achafalnada M10 Ø10,5 calidad A ISO 7090	Arandela achafalnada M10 Ø10,5 calidad A ISO 7090	8	0.018	0.144
Tornillo hexagonal M10-45 ISO 4014	Tornillo hexagonal M10-45 calidad C ISO 4014	28	0.2	5.6
Tornillo de fijación ranurada M8x12	Tornillo de fijación ranurada M8x12 ISO 7434	2	0.15	0.3
Tornillo hexagonal M8-40 ISO 4014	Tornillo hexagonal M8-40 calidad C ISO 4014	12	0.19	2.28
			Subtotal	1101,15

3 PRESUPUESTO GENERAL

Para obtener el precio definitivo del sistema de accionamiento del montacargas obtendré la suma total de los presupuestos parciales anteriores y a eso añadiremos el coste de montaje y control de calidad.

3.1 PRESUPUESTO DE PRODUCCIÓN

Precio de las piezas procesadas	408,63 €
Precio de las piezas no procesadas	310,08 €
Precio de las piezas normalizadas	1.101,15
TOTAL	1.819,85 €

3.2 PRESUPUESTO DE MONTAJE

Tiempo de montaje (h)	2
Coste montaje	12,5 €
TOTAL	25 €

3.3 PRESUPUESTO DE VERIFICACIÓN Y CONTROL

TOTAL **31 €**

3.4 PRESUPUESTO FINAL

El coste total del mecanismo de accionamiento del ascensor es de:

TOTAL **1.875,85 €**

El coste que se ha definido anteriormente, es el coste de fábrica. A este coste se le añade el beneficio industrial considerado por la empresa fabricante y el impuesto de valor añadido (I.V.A) aplicado por el estado.

Coste del mecanismo)	1.875,85 €
Beneficio industrial (30%)	562,76 €
I.V.A. (21%)	512,11 €

El precio de venta al mercado del mecanismo de accionamiento del ascensor es de:

COSTE TOTAL POR UNIDAD **2.950,72 €**

Coste total:

Dos mil novecientos cincuenta con setenta y dos euros