

Trabajo Fin de Grado

Cálculo y diseño de un elevador de cangilones de
40 toneladas/hora

Calculation and design of a 40 tons/hour bucket
elevator

Autor:

Rubén Blasco Brumos

Directora:

Paula Canalís Martínez

Grado en Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura
Año 2024

RESUMEN

En este trabajo se estudia el funcionamiento, los componentes y el mantenimiento que hay que realizar en un elevador de cangilones. Por otro lado, se calculan, diseñan o seleccionan los distintos componentes de un elevador para una aplicación concreta, que es elevar 40 T/h de arcilla seca hasta una altura de 20 metros.

En primer lugar, se elige el tipo de tambores a utilizar, se calcula el diámetro de manera que la descarga del material se realice de forma centrífuga en el punto más alto del tambor motriz, y se calcula la trayectoria que seguirá el material hasta el conducto de descarga.

A continuación, se elige un tipo de cangilón adecuado para esta aplicación, y se determina el volumen y el número de cangilones necesario. Tras esto, se calcula la fuerza que se necesita que haga el tambor motriz para elevar la carga, se selecciona un modelo de banda con la resistencia suficiente y se determinan sus dimensiones teniendo en cuenta el tamaño de los cangilones y el tipo de empalme a realizar para unir los extremos de la banda. También se seleccionan los tornillos para la fijación de los cangilones a la banda.

Después de esto, se pasa al cálculo y diseño del sistema de accionamiento que permite transmitir la potencia al tambor motriz. Se selecciona un motor que cumpla los requisitos necesarios, verificando además el tiempo de arranque, se diseña el reductor y se selecciona un acoplamiento elástico que una los ejes del reductor y del tambor motriz.

Una parte amplia del trabajo se centra en el cálculo y diseño del reductor (engranajes, ejes y rodamientos). De esta forma, se calcula la relación de transmisión necesaria con el motor seleccionado, se elige el tipo de reductor más adecuado (tipo de engranajes, número de etapas y relación de transmisión de cada etapa), se elige el tamaño y características geométricas de los engranajes, y a partir de esto, se determina el material de los engranajes para que no fallen a flexión ni a desgaste. Tras esto se determina el material y diámetro de los ejes realizando tanto el cálculo estático como el cálculo a fatiga, se seleccionan los rodamientos adecuados según las cargas que van a tener que soportar, y se comprueba el material de las chavetas.

Además, se explican los tipos de sistemas para tensar la banda, se elige uno de ellos y se calcula la tensión mínima que hay que aplicar para evitar el deslizamiento de la banda con el tambor.

Una vez establecido el sistema de tensión de la banda, se calcula el diámetro y el material de los ejes de los tambores, realizando la comprobación a fatiga, y se seleccionan sus rodamientos y soportes de rodamiento.

Por último, se hace una breve explicación de los tipos de frenos antirretorno y se selecciona uno de ellos para evitar el giro de la banda en sentido contrario al de elevación en caso de parada del equipo y evitar la consiguiente caída del material que llevan los cangilones al fondo del elevador. Por su parte, para el estudio del mantenimiento se realiza un AMFE que permite identificar los fallos de mayor importancia y las revisiones y tareas a realizar para evitarlos.

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN	7
1.1.	Objetivo.....	7
1.2.	Metodología.....	7
2.	INTRODUCCIÓN SOBRE LOS ELEVADORES DE CANGILONES	9
2.1.	Historia	9
2.2.	Aplicaciones	10
2.3.	Ventajas	10
2.4.	Tipos de elevadores de cangilones	10
3.	FUNCIONAMIENTO Y COMPONENTES	13
3.1.	Conductos de subida y de bajada	14
3.2.	Banda	15
3.3.	Cangilones.....	16
3.4.	Tambor motriz	17
3.5.	Tambor tensor (dispositivo tensor)	17
3.6.	Freno antirretorno	18
3.7.	Sensor de detección de giro	18
3.8.	Unidad de accionamiento	18
4.	DATOS DE PARTIDA	19
5.	DIÁMETRO Y TIPO DE TAMBORES. TRAYECTORIA DE DESCARGA.....	20
6.	SELECCIÓN DE LOS CANGILONES.....	23
6.1.	Elección del tipo de cangilón	23
6.2.	Número de cangilones	25
6.3.	Volumen del cangilón (Selección del modelo concreto)	25
7.	CÁLCULO DE LA FUERZA NECESARIA EN EL TAMBOR MOTRIZ PARA ELEVAR LA CARGA.....	27
8.	SELECCIÓN DE LA BANDA Y EL EMPALME	28
9.	SELECCIÓN DE LOS TORNILLOS PARA UNIÓN DE BANDA Y CANGILÓN	31
10.	MOTOR	32
10.1.	Selección del motor	32
10.2.	Verificación del motor seleccionado: tiempo de arranque	33
11.	REDUCTOR	35
11.1.	Relación de transmisión.....	35
11.2.	Elección del tipo de reductor	35
11.3.	Características geométricas y tamaño de los engranajes elegidos	37
11.4.	Cálculo y selección del material de los engranajes	38
11.5.	Material y diámetro de los ejes (Cálculo estático)	39

11.6. Cálculo a fatiga de los ejes	41
11.7. Rodamientos	42
11.8. Chavetas: material y dimensiones	43
12. SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO ELÁSTICO	44
13. SISTEMA TENSOR.....	45
13.1. Tipo de sistema tensor.....	45
13.2. Tensión mínima en la banda para evitar el deslizamiento	47
13.3. Tensión de la banda para el cálculo de los ejes de los tambores.....	49
13.4. Comparación de fuerzas sobre el eje del tambor tensor según el tipo de sistema tensor	50
14. EJES DE LOS TAMBORES	51
14.1. Cálculo del eje del tambor tensor.....	51
14.2. Cálculo del eje del tambor motriz.....	52
14.3. Cálculo a fatiga de los ejes	53
14.4. Rodamientos y soportes en el eje del tambor tensor	54
14.5. Rodamientos y soportes en el eje del tambor motriz	55
15. SELECCIÓN DE UN FRENO ANTIRRETORNO.....	56
16. MANTENIMIENTO DEL ELEVADOR	57
17. CONCLUSIONES.....	58
18. BIBLIOGRAFÍA	59
ANEXOS	61
ANEXO 1. FRENO ANTIRRETORNO	62
A1.1. Tipos	63
A1.2. Selección del freno antirretorno	66
ANEXO 2. VENTAJAS DEL MODELO DE CANGILÓN SELECCIONADO.....	68
ANEXO 3. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD DE LA UNIÓN ATORNILLADA DE LOS CANGILONES A LA BANDA	69
ANEXO 4. DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES.....	72
A4.1. Número de dientes (Z) y diámetros primitivos (D_p)	72
A4.2. Ancho de los engranajes (Ancho de cara, b)	74
ANEXO 5. DETERMINACIÓN DEL MATERIAL DE LOS ENGRANAJES	75
A5.1. Coeficientes correctores utilizados en los cálculos.....	75
A5.2. Primera etapa.....	76
A5.2.1. Cálculo a flexión de la primera etapa.....	76
A5.2.2. Cálculo a desgaste de la primera etapa	78
A5.3. Segunda etapa.....	80
A5.3.1. Cálculo a flexión de la segunda etapa	80
A5.3.2. Cálculo a desgaste de la segunda etapa.....	81

A5.4. Tercera etapa	82
A5.4.1. Cálculo a flexión de la tercera etapa	82
A5.4.2. Cálculo a desgaste de la tercera etapa	84
A5.5. Tabla de equivalencias entre dureza Brinell y Rockwell C	85
ANEXO 6. CÁLCULO ESTÁTICO DE LOS EJES DEL REDUCTOR.....	86
A6.1. Eje 1	89
A6.2. Eje 2	89
A6.3. Eje 3	94
A6.4. Eje 4	97
A6.5. Selección del material	102
ANEXO 7. CÁLCULO ESTÁTICO DE LOS EJES DE LOS TAMBORES.....	104
A7.1. Eje del tambor tensor	104
A7.2. Eje del tambor motriz.....	107
ANEXO 8. CÁLCULO A FATIGA DE LOS EJES	111
A8.1. Eje 2	114
A8.2. Eje 3	117
A8.3. Eje 4	119
A8.4. Eje del tambor tensor	120
A8.5. Eje del tambor motriz.....	121
ANEXO 9. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	122
A9.1. En el eje 1	122
A9.2. En el eje 2	123
A9.3. En el eje 3	128
A9.4. En el eje 4	132
A9.5. En el eje del tambor tensor	136
A9.6. En el eje del tambor motriz.....	138
ANEXO 10. CÁLCULO RESISTENTE DEL MATERIAL DE LAS CHAVETAS.....	141
A10.1. Unión eje 1 – engranaje 1	141
A10.2. Unión eje 2 – engranaje 2	144
A10.3. Unión eje 2 – engranaje 3	145
A10.4. Unión eje 3 – engranaje 4	146
A10.5. Unión eje 3 – engranaje 5	147
A10.6. Unión eje 4 – engranaje 6	148
A10.7. Unión eje – tambor motriz.....	149
A10.8. Unión eje – tambor tensor	150
A10.9. Resumen de dimensiones y selección del material	151
ANEXO 11. CÁLCULO DEL TIEMPO DE ARRANQUE.....	152

ANEXO 12. MANTENIMIENTO	158
A12.1. AMFE	158
A12.2. Revisiones y operaciones periódicas.....	161
A12.3. Lubricantes a utilizar	162
A12.4. Plataformas de servicio y puertas de limpieza e inspección.....	164

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Objetivo

El objetivo de este trabajo es realizar el diseño de un elevador de cangilones que permita elevar 40 T/h de arcilla seca hasta una altura de 20 metros. Para ello, se seleccionarán o diseñarán sus distintos componentes, realizando los cálculos correspondientes en cada caso.

Con el fin de diseñarlo de la forma correcta, previamente se estudiarán los tipos de elevadores y las aplicaciones, funcionamiento y componentes de un elevador de cangilones. Se analizarán las distintas alternativas que existen en los distintos componentes para elegir la más adecuada en cada caso, y también se estudiarán los distintos fallos y averías que se pueden producir en un elevador con el fin de conocer las tareas de mantenimiento necesarias para evitar o solucionar estos fallos.

Los componentes principales a calcular serán la banda, los cangilones, los tambores, el sistema de accionamiento (compuesto por motor, reductor y un acoplamiento elástico que permita transmitir la potencia al eje del tambor motriz) y los ejes de los tambores con sus rodamientos.

Además, se elegirá un sistema para tensar la banda y un freno antirretorno que evite el giro de la banda en sentido contrario al de elevación en caso de parada del equipo, lo cual provocaría la descarga del material en el fondo del elevador.

Otro aspecto que se calculará será la trayectoria que describe el material cuando es descargado por los cangilones en la parte superior del elevador. Conocer la trayectoria es necesario para saber cómo diseñar la cabeza del elevador y a qué distancia colocar el conducto de descarga. Además, se seleccionará la unión de los extremos de la banda y los tornillos para la fijación de los cangilones a la banda.

1.2. Metodología

El estudio de los tipos, aplicaciones, funcionamiento y componentes de los elevadores de cangilones se realiza mediante la búsqueda de información en distintas páginas web, entre ellas páginas de fabricantes y distribuidores de elevadores o componentes de elevadores. Así mismo, se usan sus catálogos y distintos manuales de uso y mantenimiento en los que se explica el funcionamiento de los distintos componentes.

Para la selección de los componentes que conforman el elevador se hace uso de distintos catálogos: catálogos de cangilones, bandas, elementos de unión, motores, rodamientos, soportes de rodamiento o frenos antirretorno. En estos catálogos habitualmente se da información útil que te permite elegir el componente más adecuado.

Por su parte, para el diseño del reductor, que es la parte más amplia del trabajo, se utilizan principalmente los apuntes y conocimientos adquiridos en la asignatura de *Cálculo de elementos de máquinas* sobre engranajes, fatiga, rodamientos y cálculo de ejes.

También se utilizan los apuntes y conocimientos de la asignatura *Criterios de diseño de máquinas*, entre otras cosas, para el cálculo resistente de las chavetas, la selección del motor y el cálculo del tiempo de arranque del elevador, que se necesita para la verificación del motor seleccionado.

Para la realización de los diagramas de esfuerzos de los ejes se hace uso del programa *MEFI*, que fue utilizado en la asignatura de *Resistencia de materiales*.

Por otro lado, para el estudio del mantenimiento se ha realizado un AMFE (Análisis Modal de Fallos y Efectos), herramienta de análisis aprendida en la asignatura de *Tecnologías de Fabricación I*, y que permite identificar los posibles fallos y averías, y las medidas a tomar para evitarlos. Para este apartado del trabajo correspondiente al mantenimiento, se aplican algunos conocimientos adquiridos en las asignaturas de *Producción industrial* y *Medición y mantenimiento*, pero principalmente han sido de utilidad las indicaciones que se dan en distintos manuales consultados de uso y mantenimiento de elevadores de cangilones sobre inspecciones periódicas a realizar, posibles fallos que pueden ocurrir y cómo solucionarlos.

Utilizando las herramientas descritas, el trabajo ha quedado dividido en distintas secciones y anexos que, a grandes rasgos, se podrían agrupar en los siguientes bloques:

- Una parte introductoria y descriptiva sobre los elevadores de cangilones (historia, aplicaciones, ventajas, tipos, funcionamiento y componentes)
- Cálculo y selección de tambores, banda, cangilones, empalme de la banda y uniones de los cangilones a la banda.
- Cálculo y diseño de la unidad de accionamiento (motor, reductor y selección de un acoplamiento elástico)
- Explicación y elección del sistema tensor (que se encuentra en el eje del tambor inferior), y cálculo de los ejes de los tambores y sus rodamientos.
- Análisis AMFE para el mantenimiento del elevador.
- Anexos explicativos sobre el mantenimiento, las ventajas del cangilón seleccionado y los frenos antirretorno.
- Anexos con cálculos detallados (material de los engranajes del reductor, ejes del reductor y de los tambores, rodamientos, tornillos, chavetas y tiempo de arranque del elevador).

2. INTRODUCCIÓN SOBRE LOS ELEVADORES DE CANGILONES

2.1. Historia

Un elevador de cangilones es un mecanismo para la elevación de materiales, principalmente a granel, hasta una cierta altura. Es el equivalente vertical de la cinta transportadora, siendo necesario el uso de cangilones para poder realizar el transporte verticalmente.

Los precursores de los cangilones los encontramos en las norias, y es que los cangilones no dejan de ser recipientes como los que se utilizaban antiguamente en las norias para elevar agua hasta un canal de regadío (*Figuras 1 y 2*). Originalmente los cangilones estaban fabricados en arcilla, madera o metales. Hoy en día, gran parte de ellos son de plástico.

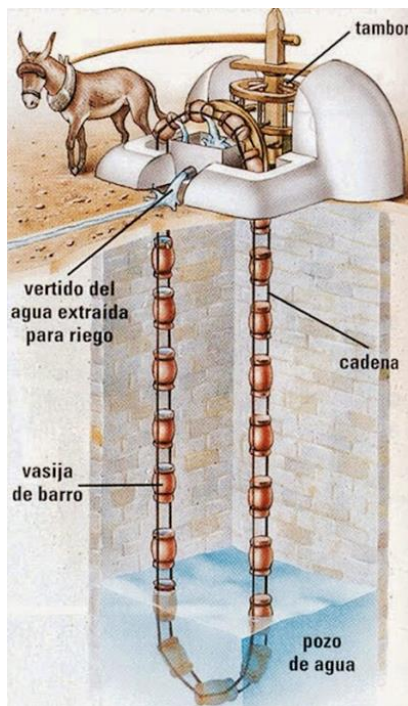


Figura 1. Noria para elevar agua accionada por la fuerza de un burro.

Fuente: historiadelascivilizaciones.com

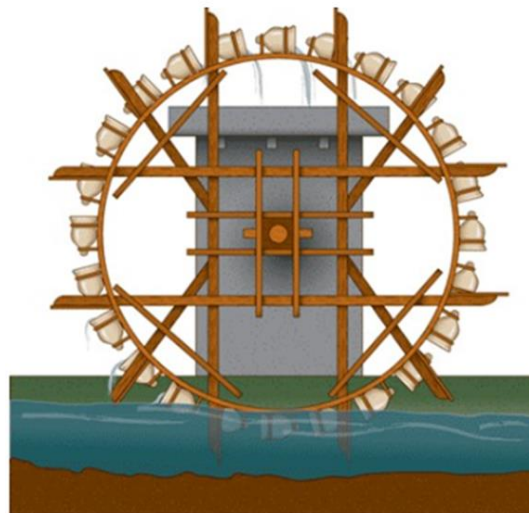


Figura 2. Noria para elevar agua aprovechando la corriente del río.

Fuente: noria.mx/lube-learn/la-historia-de-la-noria/

Con el paso de los años, la necesidad de elevar otros materiales hizo que se inventaran nuevos mecanismos con cangilones para aplicaciones como la elevación de cereales para el almacenamiento en silos.

Una gran innovación fue el elevador de Dart, construido en el estado de Nueva York en 1842, al ser el primer elevador de granos a vapor del mundo. Constaba de una banda transportadora vertical de cuero con cangilones y, ubicado junto al río, permitía descargar grano del interior de un barco de una forma mucho más rápida que con los métodos manuales que se utilizaban hasta el momento.

2.2. Aplicaciones

Actualmente se emplean principalmente para el llenado de silos con materiales a granel como granos, semillas o fertilizantes. También son utilizados en la industria cementera, la minería o la extracción de agua o lodo de pozos durante una excavación.

Aunque su aplicación principal es la elevación de productos a granel, también pueden ser utilizados para elevar fangos o líquidos.

Dentro de la industria agroalimentaria son ampliamente utilizados, ya que permite el manejo de distintas materias primas y productos como harinas, azúcar, arroz, semillas, piensos, productos químicos y todo tipo de grano. En la industria alimentaria encontramos cangilones de poliamida (nylon) o polietileno, materiales certificados para transportar alimentos y que cumplen con las normativas de seguridad alimentaria.

Normalmente los elevadores alcanzan alturas hasta los 30 metros, pero pueden ser mayores dependiendo de la aplicación.



Figura 3. Ejemplo de un elevador de cangilones para el llenado de un silo.

Fuente: jlm ingenieria.com

2.3. Ventajas

Los elevadores de cangilones presentan numerosas ventajas. Una de ellas es que requiere poco personal para su funcionamiento, ya que operan de forma autónoma y se producen pocas averías aún con pocas supervisiones y operaciones de mantenimiento.

Otra ventaja a destacar es que tienen un diseño compacto (más que una cinta transportadora inclinada), seguro y de fácil instalación debido a la rápida conexión entre sus componentes.

Además, al estar cerrados correctamente por todos sus lados, se evita la salida de polvo y la formación de una atmósfera de polvo, que sería perjudicial para la salud de los trabajadores y para el resto de las máquinas.

2.4. Tipos de elevadores de cangilones

- Según el tipo de carga:

○ **Directamente desde la tolva:**

Todo el material cae directamente en los cangilones sin acumularse en el fondo. Se utilizan principalmente para transportar materiales grandes y abrasivos, y la velocidad de desplazamiento de la banda o cadena es baja.

○ **Por dragado:**

Se recoge material al paso de los cangilones por el fondo ya que parte del material cae y se acumula en la parte baja. Se usan para elevar materiales en forma de polvo o de granulación fina.

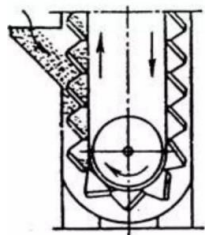


Figura 4. Carga directamente desde la tolva

Fuente: [12] (ver bibliografía)

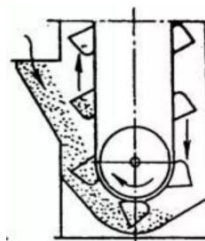


Figura 5. Carga por dragado

Fuente: [12] (ver bibliografía)

- Según el tipo de descarga:

○ **Elevadores de proyección (descarga centrífuga):**

Es el tipo más utilizado. La descarga se realiza debido a la fuerza centrífuga gracias a la elevada velocidad de desplazamiento de la banda o cadena. Las velocidades de desplazamiento varían entre 1 y 4 m/s. La carga se realiza generalmente por dragado. Son apropiados para materiales de grano fino y totalmente secos. La separación entre cangilones es de 2 a 3 veces la altura del cangilón.

○ **Elevadores por gravedad:**

La velocidad de desplazamiento es reducida (0.5 – 1 m/s), lo que provoca que el material no salga despedido sino que se descargue por gravedad. Los cangilones se pueden situar seguidos, sin espacio entre ellos, y la descarga se produce sobre la parte inferior del cangilón que le precede (ver Figura 7). Este tipo se utiliza para materiales frágiles o pegajosos. En elevadores con cierto grado de inclinación se puede realizar este tipo de descarga sin que sea necesario que los cangilones estén seguidos sin separación.

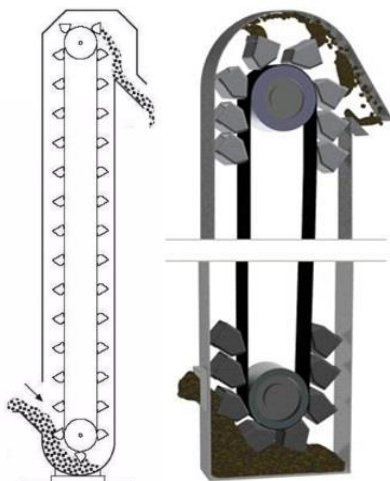


Figura 6. Elevadores de proyección

Fuente: mecanotecnia.blogspot.com

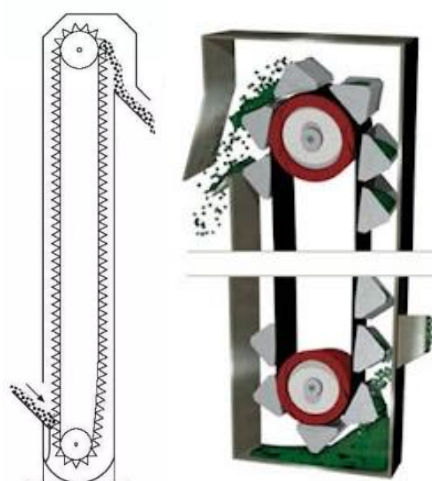


Figura 7. Elevadores por gravedad

Fuente: mecanotecnia.blogspot.com

- Según la separación entre cangilones:

○ **De cangilones continuos:**

No existe separación entre cangilones. En este caso, el material que no entra en un cangilón lo hace en el siguiente, evitando que se acumule en el fondo. La descarga se realiza por gravedad sobre la parte inferior del cangilón que le precede, debido a la baja velocidad de desplazamiento. Así se consigue no estropear el material, siendo indicado para materiales frágiles. Su mayor aplicación es para elevar materiales de gran granulometría.

- **De cangilones distanciados:**

En este caso la carga de los cangilones se suele realizar por dragado. Los elevadores de descarga centrífuga son de cangilones distanciados.

- **Según el elemento tractor:**

- Elevadores con cadena: los cangilones van unidos a una o varias cadenas.
- Elevadores con banda/correa: los cangilones van unidos a una banda.



Figura 8. Elevadores con cadena

Fuente: begamaquinaria.com

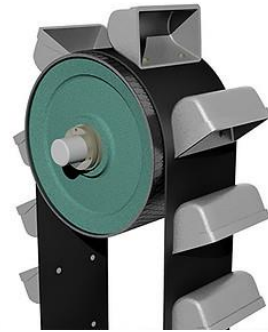


Figura 9. Elevadores con banda

Fuente: begamaquinaria.com

- **Según la inclinación:**

- Verticales: son los más habituales.
- Inclinados: pueden realizar la descarga por gravedad aún a muy bajas velocidades.

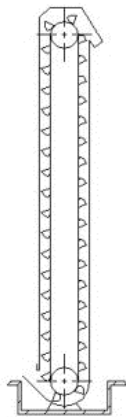


Figura 10. Elevador vertical

Fuente: [14] (ver bibliografía)



Figura 11 .Elevador inclinado

Fuente: [14] (ver bibliografía)

3. FUNCIONAMIENTO Y COMPONENTES

En este trabajo, el tipo de elevador de cangilones que se va a calcular y diseñar va a ser el más habitual: un elevador vertical, de cangilones separados, con descarga centrífuga y con banda, similar al que se muestra en la *Figura 12*. Por lo tanto, a partir de ahora nos vamos a centrar en el funcionamiento de este tipo de elevador.

Su funcionamiento básico es el siguiente:

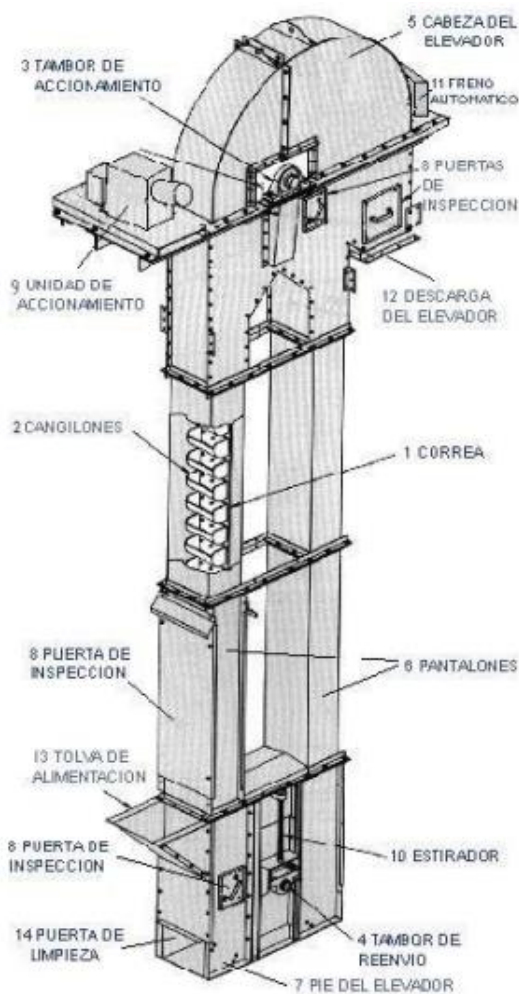


Figura 12. Partes de un elevador de cangilones.

Fuente: [13] (ver bibliografía)

La carga se hace a través de una tolva de alimentación situada en la parte inferior del elevador, de forma que el material se deposita dentro de los cangilones. Parte del material no cae directamente dentro de los cangilones y se va depositando en el fondo. Así, el cangilón se llena en parte con material recogido del fondo del elevador por dragado y en parte por material que cae desde la tolva directamente dentro del cangilón.

Los cangilones, unidos a la banda o correa, suben a una velocidad determinada y generalmente con una carga parcial (no completamente llenos). En la parte superior se produce la descarga por acción de la fuerza centrífuga, de forma que el material es lanzado hacia la boca de salida. Posteriormente los cangilones bajan vacíos por el conducto de bajada para volver a ser cargados.

Un elevador tiene como componentes principales los cangilones, la banda, el tambor motriz que va unido al sistema de accionamiento (motor y reductor) y que permite el movimiento de la banda, el tambor tensor, un freno antirretorno que impide el giro del tambor motriz en sentido contrario al de elevación, las bocas de entrada y salida, y dos conductos por los que circulan los cangilones. Por uno de ellos suben los cangilones llenos de material y por el otro bajan vacíos.

Toda la estructura está cerrada, tanto los conductos de subida y bajada como la parte superior (cabeza del elevador) y la inferior (pie del elevador), para evitar el escape de material y la formación de una atmósfera de polvo en el exterior o la entrada de agua. Para este mismo fin, se pueden montar distintos tipos de sellos de eje que eviten la entrada o salida de polvo por el pequeño espacio que queda entre los ejes de los tambores y la carcasa.

Con el fin de poder mantener el correcto funcionamiento de todos los componentes del elevador y evitar fallos o averías imprevistas que supongan la parada del equipo, habrá que realizar distintas revisiones y tareas de mantenimiento. Más adelante, en el *Apartado 15* del trabajo, se tratará el tema del **mantenimiento** del elevador.



Figura 13. Cabeza (parte superior) y pie (parte inferior) de un elevador.
Fuente: agriexpo.online

3.1. Conductos de subida y de bajada

Los conductos de subida y bajada están formados por distintos módulos (tramos) fabricados en chapa que se unen entre sí por medio de bridas atornilladas. En función del número de tramos que se monten se puede conseguir una altura de elevación diferente. Deben tener las dimensiones suficientes para que pasen los cangilones con holgura.

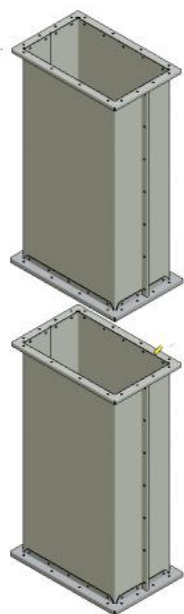


Figura 14. Módulos que forman los conductos de subida y de bajada.

Fuente: uk.jemaagro.dk



Figura 15. Elevador de cangilones con descarga centrífuga.

Fuente: cimbria.com

3.2. Banda

Es similar a las bandas que se emplean en las cintas transportadoras, pero deben tener una mayor robustez ya que su resistencia se ve afectada por las perforaciones realizadas para fijar los cangilones mediante unos tornillos. Debe resistir el peso del material transportado en los cangilones y el de los cangilones vacíos, y también la tensión que se le aplica para que no patine con los tambores.

Las bandas suelen tener un revestimiento de goma (caucho) o PVC y una carcasa interior de poliéster o poliamida, aunque pueden estar compuestas por otros materiales dependiendo de la carga que se tenga que elevar.

Si las bandas tienen una estructura multicapa, consiguen distribuir el esfuerzo de manera uniforme, reduciendo el estiramiento de la banda.

En resumen, las características deseables de la banda serán:

- Alta resistencia que permita una gran capacidad de carga
- Ligereza
- Bajo alargamiento
- Antiestaticidad (capacidad para no acumular carga electrostática)
- Resistencia a la abrasión

Por último, la forma de unir los extremos de la banda, de manera que ésta forme un camino cerrado alrededor de los tambores, se puede realizar con distintas configuraciones (*Figura 16*). La opción más habitual es la primera, usando grapas como las de la *Figura 17*. La longitud de banda necesaria será una u otra dependiendo de la forma de unión.

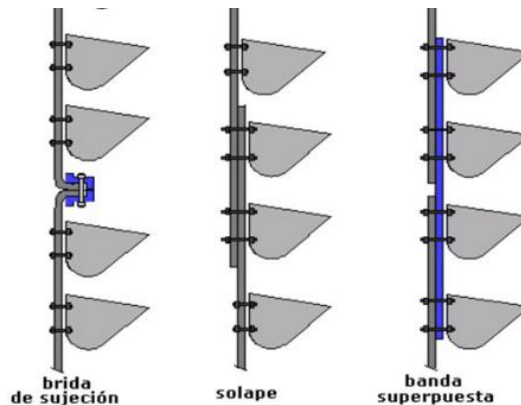


Figura 16. Maneras de unir los extremos de la banda.

Fuente: Apuntes de Universidad del Atlántico

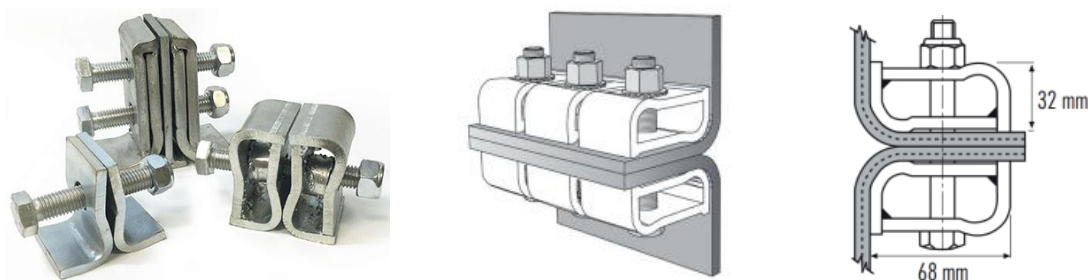


Figura 17. Grapas para unir los extremos de la banda.

Fuente: masanes.com

3.3. Cangilones

Son los recipientes encargados del transporte del material y existen de distintas formas y dimensiones. Están fijados a la banda a través de unos tornillos de cabeza plana, como se ve en las Figuras 18, 19 y 20, para que la cabeza de los tornillos no sobresalga, no cree ningún resalte y no interfiera en la superficie de rodadura de la banda con los tambores.

Algunos de los tornillos que se pueden utilizar tienen 2 o 4 pines/orejetas que se clavan en la banda evitando que el tornillo gire durante el apriete de la tuerca, o unos colmillos que hacen la misma función (Figura 20). Si los extremos de la banda están unidos por solape en vez de con grapas de unión (ver Figura 16), algunos cangilones estarán unidos con tornillos de este mismo tipo pero de mayor longitud para poder atravesar los dos espesores de banda. En ese caso, esos tornillos realizan a la vez la unión de los cangilones a la banda y la unión de los extremos de la banda (ver Figura 18).

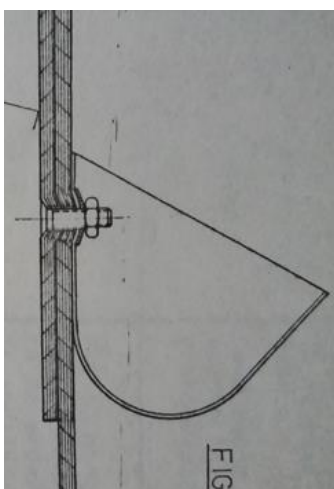


Figura 18. Unión de un cangilón a la banda (en un caso en el que los extremos de la banda están unidos por solape)

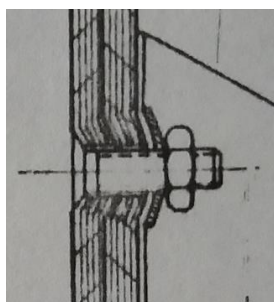


Figura 19. Detalle de la unión



Figura 20. Ejemplos de tornillo (con 4 pines y acollado), tuerca y arandela para realizar la fijación

Según para que vayan a ser utilizados, podemos encontrar cangilones de distintos materiales:

- **Polietileno (HDP):** usados en aplicaciones donde el calor y la abrasión no son elementos determinantes (harina, arroz, maíz, trigo, café...).
- **Nylon:** especialmente para el manejo de materiales abrasivos o compactos (arena, arcillas, minerales no ferrosos, sal, fertilizantes...)
- **Poliuretano:** son los más resistentes a la abrasión. Tienen gran resistencia mecánica y flexibilidad. Indicados para aplicaciones donde la abrasión es muy alta y puede causar desgastes prematuros (arena, vidrio molido...)
- **Acero:** usados cuando se requieren cangilones de mayor resistencia al roce que los cangilones plásticos. Los cangilones metálicos son adecuados para materiales afilados y cortantes, y para materiales de alta temperatura. Además, son recomendables cuando la carga se realiza por dragado ya que la resistencia al desgaste es mayor que en los cangilones de plástico.
- **Hierro o aluminio:** para elevar materiales como piedras, arenas de fundición o carbón.

PROPIEDAD	ACERO DULCE	INOXIDABLE 304	INOXIDABLE 316	HDP	NYLON 6	NYLON REFORZADO	POLIURETANO
Coste	1	3	4	1	2	3	4
Resistencia al desgaste	3	4	4	1	2	3	3
Resistencia al impacto	2	2	2	1	2	3	2
Antiadherente	1	3	3	2	3	3	4
Aprobado para alimentos por la FDA	✗	✓	✓	✓	✓	✓	✗
Temp. máx. °C de trabajo ^a	180+	250+	250+	70	100	150	60

Tabla 1. Tabla extraída del catálogo de cangilones de '4B Group': propiedades de los cangilones según el material del que estén fabricados. Código: 1=Bajo; 4=Alto.

Fuente: go4b.co.uk

3.4. Tambor motriz

Es el elemento que transmite el movimiento a la banda. Se encuentra en la cabeza del elevador (parte superior) y su eje va unido al sistema de accionamiento (motorreductor) a través de un acoplamiento elástico.

Es aconsejable que estén recubiertos con caucho para evitar el desgaste del tambor, el desgaste prematuro de la banda, evitar el deslizamiento y hacer un uso eficaz de la potencia ahorrando energía. Pueden no ser totalmente cilíndricos sino tener una ligera biconicidad para centrar la banda.



Figura 21. Tambor liso con recubrimiento.

Fuente: es.martinsprocket.com

3.5. Tambor tensor (dispositivo tensor)

Se encuentra en la pie del elevador (parte inferior) y consta de un **dispositivo tensor** sobre su eje. Este dispositivo permite ajustar la posición vertical del eje del tambor de forma que la banda adquiera la tensión adecuada para un correcto funcionamiento. Si el dispositivo tensor es de tornillos (varillas roscadas), con el tiempo, la banda se puede alargar y destensar, por lo que es necesario comprobar su tensión cada cierto tiempo y tensarla cuando sea necesario.

En ocasiones es recomendable que sea de tipo "jaula de ardilla" (Figura 22) para evitar que el material se pueda introducir entre el tambor y la banda.



Figura 22. Tambores de jaula de ardilla.

Fuente: es.martinsprocket.com

3.6. Freno antirretorno

Permite el giro solamente en el sentido de elevación, impidiendo el retroceso de la banda en caso de que el elevador se detenga con los cangilones llenos, lo que causaría que el material se descargara en el fondo del elevador.

En el **ANEXO 1** se pueden ver más detalles sobre cómo son los frenos antirretorno utilizados en los elevadores.

3.7. Sensor de detección de giro

Detecta el giro en el eje del tambor tensor. Cuando no se detecta rotación, se emite una alarma y se detiene todo el sistema para que deje de caer material por la tolva de alimentación y así evitar el emboce del elevador.

3.8. Unidad de accionamiento

Se encuentra en la parte superior del elevador. Está constituida por un motorreductor que se une al eje del tambor motriz mediante un **acoplamiento elástico** para conseguir el giro del tambor y el movimiento de la banda.

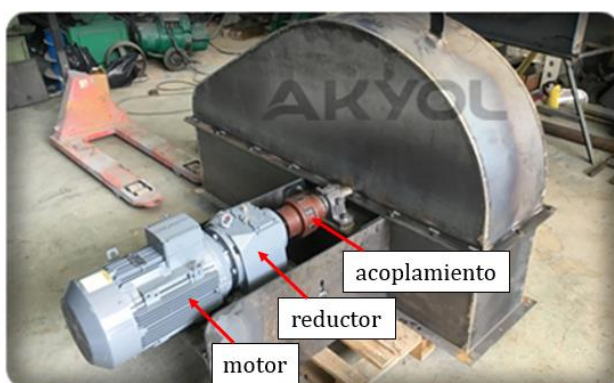


Figura 23. Motor, reductor y acoplamiento elástico para el accionamiento de un elevador.

Fuente: akyol.net



Figura 24. Sistema de accionamiento de un elevador de cangilones.

Fuente: akyol.net

4. DATOS DE PARTIDA

Con el elevador del cual se van a calcular, seleccionar o diseñar sus distintos elementos, se pretende elevar 40 Tn/h de arcilla seca cuya densidad es 1800 kg/m^3 a una altura de 20 metros. Dado que queremos que la descarga sea centrífuga, y en esos casos la velocidad de la banda suele estar entre 1 y 4 m/s, seleccionamos una velocidad de 2 m/s.

Además, los cálculos de los distintos componentes del elevador se harán para asegurar 30 000 horas de funcionamiento (que equivalen a más de 10 años trabajando 8 horas al día todos los días del año).

De este modo, los datos de partida son:

- Capacidad (caudal de material): **40 Tn/h = 11,11 kg/s**
- Altura (Distancia entre los centros de los tambores): **20 m**
- Densidad del material (arcilla seca): **1800 kg/m³**
- Velocidad de la banda: **2 m/s**
- Horas de funcionamiento mínimas deseadas: **30 000 horas**

5. DIÁMETRO Y TIPO DE TAMBORES. TRAYECTORIA DE DESCARGA

Diámetro de los tambores

La condición deseada de descarga centrífuga es que la fuerza centrífuga sea igual al peso del material transportado. De esta forma, cuando el cangilón está en el punto superior del tambor motriz, la fuerza resultante es nula y el material queda en estado de ingravidez, comenzándose la descarga un instante después.

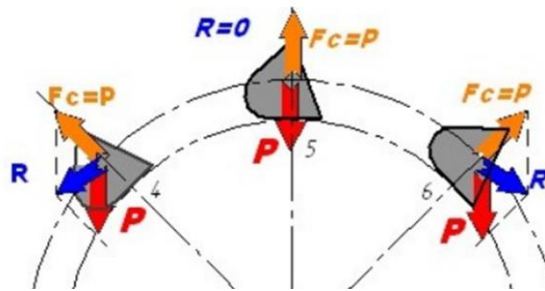


Figura 25. Esquema de fuerzas ejercidas sobre el material transportado en distintas posiciones del tambor motriz. (Fc=fuerza centrífuga; P=peso; R=resultante).

Fuente: [14] (ver bibliografía)

Por lo tanto, para determinar el diámetro del tambor motriz que haga que la descarga comience en el punto más alto del tambor, igualamos la fuerza centrífuga al peso:

$$F_c = \text{peso} \rightarrow m \cdot \frac{v^2}{R} = m \cdot g \rightarrow R = \frac{v^2}{g} = \frac{2^2}{9,81} = 0,408 \text{ m} = 408 \text{ mm} \approx 400 \text{ mm}$$

Elegimos un tambor de **800 mm de diámetro**. Decidimos que el tambor motriz y el tambor tensor tengan el mismo diámetro, que es lo más habitual, aunque en ocasiones el tambor tensor es más pequeño.

Para una misma velocidad, si se eligiera un tambor de radio más pequeño, la fuerza centrífuga ($m \cdot \frac{v^2}{R}$) sería mayor y la descarga comenzaría antes de llegar al punto superior del tambor, como en el caso de la *Figura 26*. Sin embargo, si el radio fuera bastante mayor, la descarga se retrasaría y sería por gravedad.

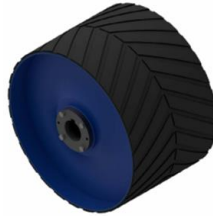


Figura 26. Descarga centrífuga a alta velocidad.

Fuente: go4b.co.uk

Tipo de tambores

En cuanto al tipo de tambores, dato que necesitaremos conocer para determinar la tensión que hay aplicar a la banda y la resistencia de la banda, elegimos tambores lisos recubiertos, lo que permite evitar el desgaste y el deslizamiento haciendo un uso eficaz de la potencia.



**Figura 27. Tipo de tambor elegido:
tambor liso con recubrimiento.**

Fuente: es.martinsprocket.com

Trayectoria del material hasta la tolva de descarga

Con el diámetro de tambor elegido, la descarga comienza cuando los cangilones llegan al punto más alto del tambor. De esta forma, el material sale impulsado con velocidad horizontal (en dirección tangencial al tambor), describiendo una **trayectoria parabólica** que es necesario conocer para determinar las dimensiones y el diseño de la cabeza del elevador y la tolva de descarga.

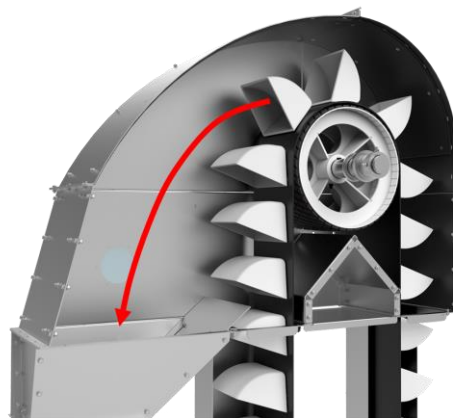


Figura 28. Tolva de descarga en la cabeza del elevador

Fuente: metalmont.it

En este caso de movimiento parabólico, la velocidad inicial v_0 del material (en el punto más alto del tambor) tiene solamente componente horizontal. Esta componente horizontal, despreciando el rozamiento con el aire, no tiene aceleración y, por lo tanto, tiene velocidad constante. Sin embargo, la componente vertical de la velocidad (que tiene sentido descendente), aunque al inicio es nula, será cada vez mayor por efecto de la aceleración de la gravedad.

Así, las ecuaciones de la velocidad horizontal (MRU) y vertical (MRUA) son:

$$v_x = v_0 = \text{velocidad de la banda} = 2 \text{ m/s}$$

$$v_y = -g \cdot t$$

Por su parte, las ecuaciones de la posición horizontal (MRU) y vertical (MRUA) en función del tiempo, considerando el origen de coordenadas el punto desde el que el material sale del cangilón, son:

$$x = v_0 \cdot t$$

$$y = -\frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2$$

Despejando el tiempo de la ecuación de la posición horizontal y sustituyendo en la ecuación de la posición vertical, se obtiene la **ecuación de la trayectoria**:

$$y = -\frac{1}{2} \cdot \frac{g}{v_0^2} \cdot x^2 = -\frac{1}{2} \cdot \frac{9,8}{2^2} \cdot x^2 = -1,225 \cdot x^2$$

De este modo, la gráfica que representa la trayectoria parabólica que sigue el material es la mostrada en la *Figura 29*:

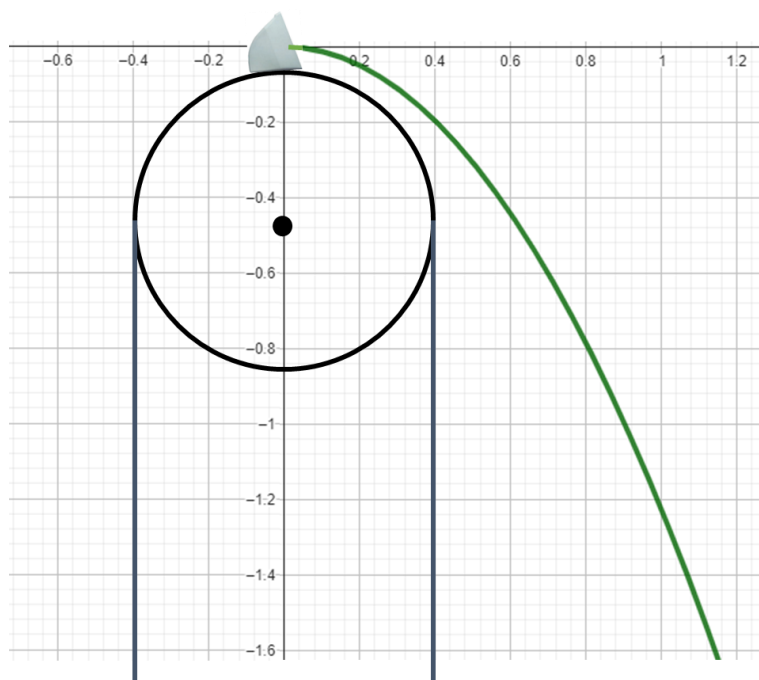


Figura 29. Gráfica de la trayectoria parabólica que describe el material (distancias en metros)

Conociendo la trayectoria que sigue el material, se podría diseñar la tolva de descarga y decidir la distancia y la altura a la que colocar la tolva de descarga evitando que el material choque excesivamente contra la chapa, lo que iría desgastando la estructura. Una posible colocación del centro del conducto de descarga sería a 1,08 metros de distancia en dirección horizontal respecto al eje del tambor y a 1,4 metros en dirección vertical (1,3 metros por debajo del punto más alto del tambor).

6. SELECCIÓN DE LOS CANGILONES

6.1. Elección del tipo de cangilón

En primer lugar hay que elegir un tipo de cangilón que sirva para el transporte de un material como la arcilla seca y que tenga una forma que permita una correcta descarga centrífuga.

Actualmente hay una amplia variedad de tipos de cangilones para distintas aplicaciones. Algunas de las muchas formas que pueden adoptar se muestran en la *Figura 30*. Los tipo AA o similares son los más habituales, especialmente en los elevadores de descarga centrífuga. Además de las distintas formas que adoptan, los podemos encontrar fabricados en diferentes materiales.

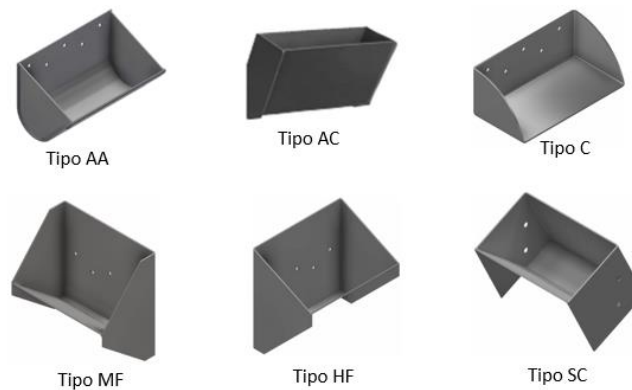


Figura 30. Algunos de los diferentes tipos de cangilones existentes en el mercado

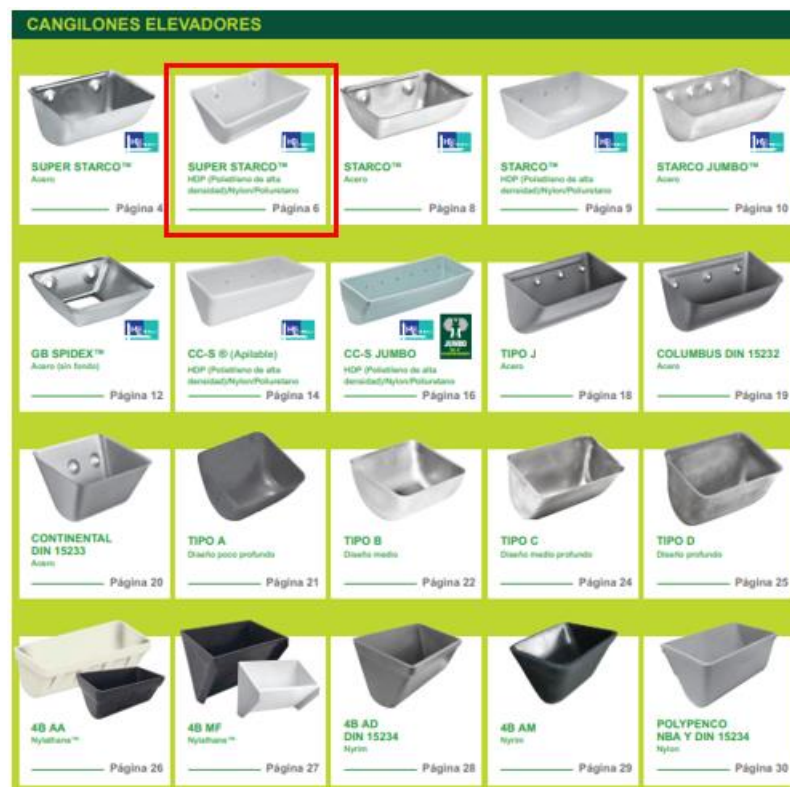


Figura 31. Catálogo de "4B Group". Marcado en rojo el cangilón seleccionado.

Fuente: go4b.co.uk

Mirando el catálogo de *4B Group*, elegimos el cangilón **SPS Super Starco** de nylon, ya que por su forma es adecuado para que se realice una descarga centrífuga, y además es un tipo de cangilón apto para transportar gran variedad de materiales, entre ellos arcillas. Las ventajas del cangilón seleccionado que indica el fabricante se pueden ver en el **ANEXO 2**.



Figura 32. Cangilón SPS Super Starco de HDP, Nylon o PU.

Fuente: go4b.co.uk

Se elige en **nylon** porque son más ligeros que los cangilones metálicos, tienen un coste menor que los de acero inoxidable o los de poliuretano, y al no ser la arcilla un material muy abrasivo, duro ni de gran tamaño, no es necesaria una resistencia al desgaste y al impacto tan elevada como en los cangilones metálicos o de poliuretano. Además, la arcilla a transportar no será un material a alta temperatura, por lo que los cangilones de nylon serán suficiente y no será necesario el uso de cangilones metálicos que aguantan altas temperaturas de trabajo.

En la tabla, extraída del catálogo del fabricante, se puede ver la comparativa de las propiedades de los cangilones de “nylon 6” elegidos con los cangilones de otros materiales.

PROPIEDAD	ACERO DULCE	INOXIDABLE 304	INOXIDABLE 316	HDP	NYLON 6	NYLON REFORZADO	POLIURETANO
Coste	1	3	4	1	2	3	4
Resistencia al desgaste	3	4	4	1	2	3	3
Resistencia al impacto	2	2	2	1	2	3	2
Antiadherente	1	3	3	2	3	3	4
Aprobado para alimentos por la FDA	✗	✓	✓	✓	✓	✓	✗
Temp. máx. °C de trabajo ^a	180+	250+	250+	70	100	150	60

Tabla 2. Tabla extraída del catálogo de cangilones de ‘4B Group’: propiedades de los cangilones según el material del que estén fabricados. Código: 1=Bajo; 4=Alto.

Fuente: go4b.co.uk

6.2. Número de cangilones

Como dato de partida elegimos un paso entre cangilones de 200 mm, es decir, tener 5 cangilones por metro de banda. En el caso de descarga centrífuga, el paso normalmente toma valores entre 2 y 3 veces la altura del cangilón, por lo tanto elegiremos un cangilón de altura (dimensión C en la Figura 33) entre 66,6 y 100 mm.

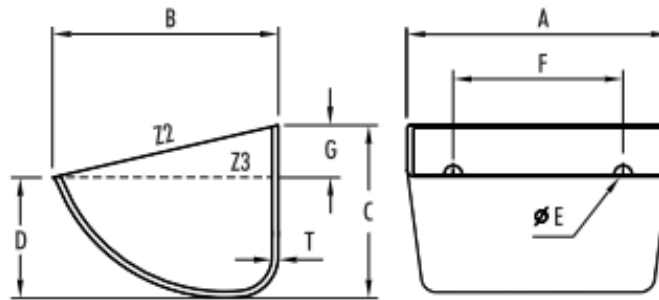
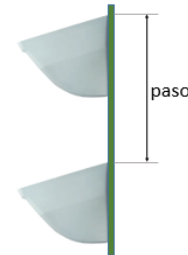


Figura 33. Dimensiones del cangilón SPS Super Starco.

Fuente: go4b.co.uk

Para calcular el nº de cangilones, primero hay que calcular la longitud de la banda, que es igual a dos veces la distancia entre los centros de los tambores (altura de elevación) más dos veces la longitud de media circunferencia de los tambores:

$$\text{Longitud de la banda} = 2H + 2\pi R = 2 \cdot 20 \text{ m} + 2\pi \cdot 0,4 \text{ m} = 42,513 \text{ m}$$

Con la longitud de la banda y el paso entre cangilones, se calcula el nº de cangilones:

$$N^{\circ} \text{ de cangilones} = \frac{\text{Longitud de la banda}}{\text{paso}} = \frac{42513 \text{ mm}}{200 \text{ mm}} = 212,6 \rightarrow \mathbf{213 \text{ cangilones}}$$

6.3. Volumen del cangilón (Selección del modelo concreto)

Y a continuación se calcula el peso y el volumen de material que se transportará en cada cangilón:

$$\text{Flujo de cangilones} = \frac{\text{velocidad de la banda}}{\text{paso}} = \frac{2 \text{ m/s}}{0,2 \text{ m}} = 10 \text{ cangilones/s}$$

$$\text{Peso transportado/cangilón} = \frac{\text{Caudal de material}}{\text{Flujo de cangilones}} = \frac{11,11 \text{ kg/s}}{10 \text{ cangilones/s}} = 1,111 \text{ kg/cangilón}$$

$$\text{Volumen transportado/cangilón} = \frac{\text{masa}}{\text{densidad}} = \frac{1,111 \text{ kg/cangilón}}{1,8 \text{ kg/l}} = 0,6172 \text{ litros/cangilón}$$

Pero el volumen de material transportado en cada cangilón no será el volumen del cangilón ya que éstos no suelen ir completamente llenos. El coeficiente de llenado suele oscilar entre 0,6 y

0,9. En nuestro caso queremos un coeficiente de llenado de aproximadamente 0,7. Para ello debemos seleccionar el cangilón **SPS 130-130**, de altura 90 mm y volumen 0,88 litros.

Modelo	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	T (mm)	HDP (kg)	Nylon (kg)	PU (kg)	Capacidad (litros)		Orificios					Máx. Ud./m.
									Z2 (total)	Z3 (agua)	Nº	E Ø (mm)	F (mm)	G (mm)	Tipo	
SPS80-80	90	85	63	43	4	0,08	0,09	0,10	0,24	0,20	2	9,0	43	18	R	15,00
SPS100-90	110	100	67	44	5	0,11	0,13	0,15	0,39	0,32	2	9,0	50	20	R	14,00
SPS120-100	129	110	80	55	5	0,15	0,18	0,20	0,61	0,48	2	9,0	67	25	R	12,00
SPS130-120	135	120	85	57	5	0,19	0,23	0,25	0,72	0,54	2	9,0	70	25	R	11,00
SPS140-120	145	120	90	62	5	0,18	0,22	0,24	0,81	0,62	2	9	70	25	R	10,80
SPS130-130	146	130	90	60	5	0,21	0,25	0,28	0,88	0,68	2	9,0	70	25	R	10,80
SPS160-140	172	152	113	78	6	0,34	0,40	0,45	1,55	1,25	2	9,0	100	30	R	8,60
SPS180-140	187	150	112	77	6	0,30	0,36	0,40	1,79	1,42	2	9,0	100	30	R	8,60
SPS200-150	205	150	112	75	6	0,35	0,42	0,46	1,89	1,39	2	9,0	100	32	R	8,60
SPS300-150	305	152	115	80	7	0,65	0,77	0,86	2,92	2,28	4	9,0	51/102/51	32	N/R	8,50

Tabla 3. EN VERDE: Cangilones que cumplen la condición de que el paso (200 mm) sea entre 2 y 3 veces la altura del cangilón (dimensión C). EN ROJO: Cangilón seleccionado.

Así el coeficiente de llenado de los cangilones queda exactamente 0,7 tal como queríamos:

$$\text{Coeficiente de llenado} = \frac{\text{Volumen de material}}{\text{Volumen total del cangilón}} = \frac{0,6172 \text{ litros}}{0,88 \text{ litros}} = 0,7$$

7. CÁLCULO DE LA FUERZA NECESARIA EN EL TAMBOR MOTRIZ PARA ELEVAR LA CARGA

Dado que, durante el funcionamiento del elevador, la mitad de los cangilones van cargados y la otra mitad descargados, el peso del material elevado es:

$$Carga\ a\ elevar = \frac{213}{2} \text{ cangilones} \cdot 1,111 \text{ kg/cangilón} = 118,3 \text{ kg}$$

Calculado de otra forma:

$$\begin{aligned} Carga\ a\ elevar &= Caudal(kg/s) \cdot Tiempo\ del\ recorrido\ de\ elevación(s) = \\ &= Caudal(kg/s) \cdot \frac{Mitad\ de\ la\ longitud\ de\ la\ banda\ (m)}{Velocidad\ de\ la\ banda\ (m/s)} = 11,11 \text{ kg/s} \cdot \frac{(42,51/2) \text{ m}}{2 \text{ m/s}} = 118,1 \text{ kg} \end{aligned}$$

En realidad, a la carga a elevar hay que sumarle la fuerza que hay que realizar para vencer la resistencia que opone el material del fondo al movimiento del cangilón durante la carga por dragado. Para ello se aplica un coeficiente experimental H_0 sobre la fórmula anterior.

De este modo, la fuerza necesaria que tiene que realizar el tambor motriz para mover la banda es:

$$\begin{aligned} Fuerza\ necesaria\ en\ el\ tambor\ motriz &= Caudal \cdot \frac{\frac{Longitud}{2} + H_0}{Velocidad} = \\ &= 11,11 \text{ kg/s} \cdot \frac{\left(\frac{42,51}{2} + 7,6\right) \text{ m}}{2 \text{ m/s}} = 160,3 \text{ kg} \end{aligned}$$

Tabla 4. Valores que toma el coeficiente H_0

Fuente: [12] (ver bibliografía)

Sistema de carga	Tamaño del material	Valor de H_0 (m)
Desde tolva		3,8
Por dragado	Pequeño	7,6
	Mediano	11,4
	Grande	15,3

Para este cálculo de la fuerza que tiene que realizar el tambor motriz no se tiene en cuenta el peso de los propios cangilones ya que el tambor no hace fuerza para elevar el peso de los cangilones del ramal de subida, esa fuerza la hace el peso de los cangilones del ramal de bajada. Es decir, los pesos de los cangilones de ambos lados se equilibran.

Visto de otra forma, en el caso de que los cangilones estén vacíos, al haber el mismo número de cangilones en el lado de subida y de bajada, la banda queda en equilibrio y el tambor motriz no tiene que hacer ninguna fuerza.

8. SELECCIÓN DE LA BANDA Y EL EMPALME

Ancho de la banda

Como los cangilones seleccionados tienen un ancho de 146 mm (dimensión A en la *Figura 33*), y el ancho de la banda suele ser entre 20 y 50 mm mayor que el de los cangilones, elegimos un ancho de banda de 180 mm.

Modelo de banda

Del catálogo de correas para elevadores del fabricante *4B* elegimos un tipo de correa adecuado para el transporte de la arcilla. Como no estamos en el caso de productos calientes, potencialmente inflamables o que contengan aceites o grasas, ni tampoco alimentos, nos servirá con una banda Standard **SBR** de estiramiento reducido (ver *Tabla 5*).

TIPO PROPIEDAD	ANTIESTÁTICA	ANTIABRASIVA	RESISTENTE AL ACEITE	IGNÍFUGA	FDA	TEMPERATURA	
					TIPO ALIMENTOS	MÍN.	MÁX.
SBR	✓	✓	✗	✗	✗	-20 °C	+70 °C
NBR	✓	✓	✓	✗	✗	-25 °C	+100 °C
NBR+K	✓	✓	✓	✓	✗	-25 °C	+120 °C
FRASOR	✓	✓	✓	✓	✗	-25 °C	+80 °C
T150	✓	✓	✗	✗	✗	-20 °C	+150 °C
HOT OIL	✓	✓	✓	✗	✗	-20 °C	+120 °C
FDA NBR	✓	✓	✓	✗	✓	-20 °C	+100 °C
FDA FRASOR	✓	✓	✓	✓	✓	-20 °C	+80 °C
STEEL WEB	✓	✓	✗	✗	✗	-20 °C	+130 °C

Tabla 5. Características de los distintos tipos de bandas de "4B Group".

Fuente: go4b.co.uk

Su estructura se compone de una carcasa de construcción textil con poliéster de estiramiento reducido (en sentido longitudinal) y poliamida resistente a los impactos (en sentido transversal) y una cubierta exterior de caucho de polibutadienoestireno (SBR).

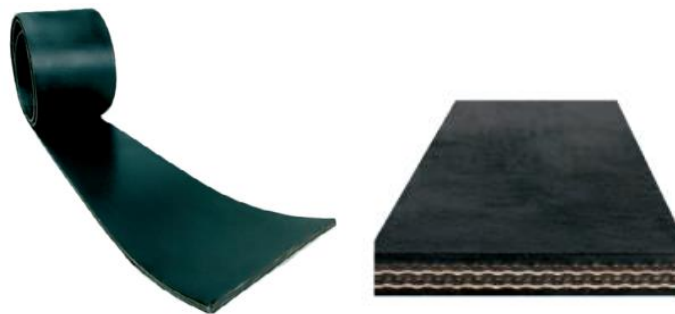


Figura 34. Banda SBR de estructura laminar con distintas capas.

Fuente: go4b.co.uk

Para calcular la tensión que hay que aplicarle a la banda de forma que la banda no patine con el tambor, hay que aplicar un coeficiente (k) que tiene en cuenta el tipo de tambor y que, para el caso de un tambor recubierto seco, toma un valor de 1,49. Esa tensión que es necesaria con un tambor recubierto, no sería suficiente con un tambor liso (la banda patinaría con el tambor) y habría que tensar más la banda, por eso k es mayor con un tambor liso.

Tabla 6. Valores del coeficiente k

Fuente: [12] (ver bibliografía)

Condiciones del tambor	k
Liso húmedo	3,20
Liso seco	1,64
Recubierto húmedo	1,73
Recubierto seco	1,49

Así, la tensión que deberá tener la banda para evitar el deslizamiento/patinamiento (sabiendo que la fuerza que debe realizar el tambor motriz para elevar el material es de 160,3 kg) es:

$$T = F_{tambor} \cdot k = 160,3 \text{ kg} \cdot 1,49 = 238,8 \text{ kg} = 2340,7 \text{ N} = 2,34 \text{ kN}$$

Esta tensión es la tensión en el punto más alto del lado de la banda donde los cangilones están llenos (ver la Figura 35). Conforme vas bajando, cada punto de la banda tiene cada vez menos tensión ya que va quedando menos material por debajo (menos peso a soportar). Por lo tanto, la tensión calculada (2,34 kN) es la tensión máxima en la banda y es la que tenemos que considerar a la hora de seleccionar la banda.

Debemos seleccionar un modelo de banda con la resistencia suficiente para aguantar esta tensión, que en kN/m (sabiendo que la banda tiene un ancho de 180 mm) será:

$$\frac{2,34 \text{ kN}}{0,180 \text{ m}} = 13 \text{ kN/m}$$

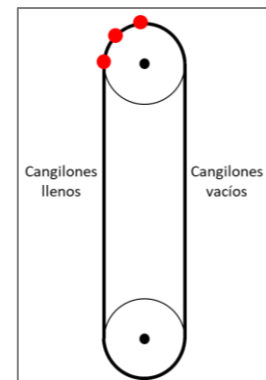


Figura 35. Puntos de la banda con mayor tensión.

Aunque la banda debe aguantar solamente los 13 kN/m calculados, la banda de menor resistencia que aparece en el catálogo tiene una tensión de servicio máxima de 50 kN/m. Por lo tanto, seleccionamos la banda **EP500/3 1+1 SBR**, cuya tensión de servicio máxima es 50 kN/m. Además, como nuestros tambores tienen un diámetro de 800 mm, cumplimos la condición de diámetro mínimo de tambor de 315 mm que tiene esta banda.

TIPO		EP500/3 1+1 SBR	EP630/4 1+1 SBR	EP630/4 2+2 SBR	EP800/5 2+2 SBR
Resistencia por cada capa	kN/m	160	160	160	160
Número de capas	-	3	4	4	5
Carga total de rotura	kN/m	500	630	630	800
Tensión de servicio máxima (factor de seguridad 10:1)	kN/m	50	63	63	80
Grosor de las cubiertas superior e inferior	mm	1,0	1,0	2,0	2,0
Grosor de la correa	mm	6,0	7,0	9,0	10,5
Peso	kg/m²	7,8	9,0	11,4	13,3
Ø mínimo de la polea	mm	315	500	500	630

Tabla 7. Catálogo de 4B Group: Características de las bandas SBR y banda seleccionada.

Fuente: go4b.co.uk

Longitud de la banda. Empalme de los extremos.

Tal como se ha explicado en el *Apartado 3.2*, la unión de los dos extremos de la banda se puede realizar de diferentes maneras, y la longitud de banda que se necesita varía dependiendo de la forma de unión. Nosotros vamos a realizar la unión de los extremos mediante grapas, aunque valdría cualquiera de las otras maneras, así que vamos a calcular la longitud total de banda que necesitaríamos con esta forma de unión.

A la longitud de 42,513 m, ya obtenida en el *Apartado 6.2*, que es la longitud de la banda que en algún momento del recorrido está en contacto con los tambores,

$$\text{Longitud de la banda} = 2H + 2\pi R = 2 \cdot 20 + 2\pi \cdot 0,4 = 42,513 \text{ m}$$

hay que sumarle los tramos de banda necesarios para realizar el empalme.

Para ello hay que saber qué tipo de grapas se van utilizar. Para la resistencia de nuestra banda es suficiente con las grapas Supergrip N°1 (*Figura 36*). Cada grapa tiene un ancho de 50 mm y la banda tiene 180 mm de ancho, así que se pueden poner 3 grapas (que suman 150 mm) como en la *Figura 37*. El número de grapas no afecta a la longitud de la banda.

Dado que las grapas seleccionadas tienen una longitud de 62 mm (tal como se ve en la *Figura 36*) y que la banda tiene que sobresalir algunos milímetros más (25 mm como mínimo según indica el catálogo), la longitud de banda que pediríamos sería:

$$\text{Longitud total de la banda} = 42\,513 + 2 \cdot (62 + 25) = 42\,687 \text{ mm}$$

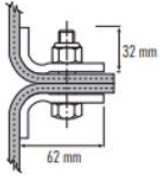
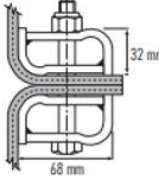
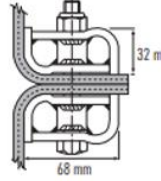
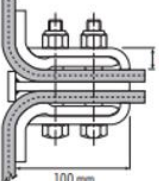
				
	Supergrip N.º 1	Supergrip N.º 2	Supergrip N.º 3	Supergrip N.º 4
Resistencia de la correa	500 kN/m	630 kN/m	800 kN/m	1,000/1,250 kN/m
Peso (por unidad)	0,5 Kgs/m	0,8 Kgs/m	0,85 Kgs/m	1,83 Kgs/m
Tamaño perno	Perno M14	Perno M14	Perno M14	Perno M16

Figura 36. Catálogo de 4B Group: Tipo de grapas seleccionadas y características.

Fuente: go4b.co.uk

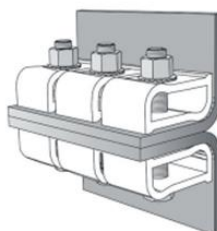


Figura 37. Ejemplo de colocación de 3 grapas Supergrip N.º 2 de 50 mm en una correa de entre 150 y 195 mm de ancho.

Fuente: go4b.co.uk

9. SELECCIÓN DE LOS TORNILLOS PARA UNIÓN DE BANDA Y CANGILÓN

Para la fijación de los cangilones a la banda se van a utilizar tornillos Euro Bolt de acero clase ISO 5.8. con 2 pines que se clavan en la banda y evitan que el tornillo gire mientras se aprieta la tuerca. Tienen la cabeza plana para que la cabeza de los tornillos no sobresalga y no interfiera en la superficie de rodadura de la banda con los tambores.

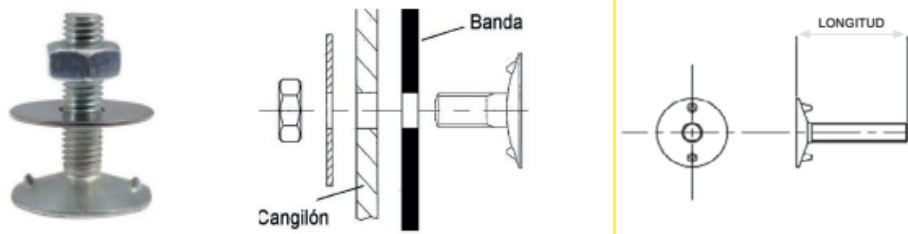


Figura 38. Tornillos Euro Bolt para la fijación de los cangilones a la banda. Fuente: go4b.co.uk

Dado que el modelo de cangilón seleccionado (SPS 130-130) tiene agujeros de diámetro 9 mm, se usan tornillos de métrica 8 (M8). Puesto que la banda seleccionada tiene un espesor de 6 mm, el cangilón un espesor de 5 mm y la tuerca una longitud de 8 mm (ver tabla de medidas de la Figura 39), la longitud del tornillo deberá ser mayor que $6+5+8+\text{arandela} \approx 20\text{mm}$, con un margen adecuado. Por lo tanto, se elige una **longitud de 30 mm**.

Tornillo, tuerca hexagonal, arandela pequeña (cajas de 100) - Peso Kg/100 unidades												
REF.	CABEZA Ø (mm)	PAR MÁXIMO DE APRIETE DEL TORNILLO (Nm)	LONGITUD DEL PERNO (medido totalmente)									
			20 (mm)	22 (mm)	25 (mm)	30 (mm)	35 (mm)	40 (mm)	45 (mm)	50 (mm)	60 (mm)	70 (mm)
M6 ¹⁾	21	8	1,28	-	1,38	1,50	-	-	-	-	-	-
M7	23	13	1,82	1,94	2,10	2,16	2,22	-	-	-	-	-
M8	28 / 25 ²⁾	20	2,98	2,00	3,00	3,02	3,37	3,72	3,88	3,94	-	-
M10	35 / 31 ²⁾	36	-	-	5,42	5,43	5,44	5,84	6,02	6,18	-	-
M12 ¹⁾	42	65	-	-	-	-	-	9,24	-	4,96*	5,36*	5,60*

1) No disponible en acero inoxidable / 2) Acero inoxidable / * Peso Kg/50 unidades

Tabla 8. Tabla de tornillos disponibles. Marcados en rojo los tornillos elegidos. Fuente: go4b.co.uk.

Para evitar que la tuerca pueda aflojarse, se utilizan tuercas autoblocantes DIN 985.



Figura 39. Tuercas autoblocantes DIN 985 y tabla de medidas.

Fuente: rationalstock.es

Para comprobar los tornillos elegidos se ha calculado el coeficiente de seguridad (CS) de la unión atornillada, obteniendo un $CS=1,33$. Este cálculo se muestra en el ANEXO 3.

10. MOTOR

10.1. Selección del motor

La potencia requerida en el tambor motriz se calcula a partir de la fuerza que se necesita en el tambor para elevar la carga (*Apartado 7*) y de la velocidad de la banda. Pero la potencia del motor debe ser mayor que la potencia útil en el tambor ya que existen pérdidas en el reductor. Como vamos a ver en el *Apartado 11.2*, se ha elegido usar un reductor con engranajes cilíndricos helicoidales de tres etapas. Por lo tanto, dado que las transmisiones con engranajes cilíndricos helicoidales tienen rendimientos entre 0.96 y 0.99, y nuestro reductor tiene tres etapas, se considera el siguiente rendimiento:

$$\eta = 0,96^3 = 0,885$$

De esta forma, la potencia requerida del motor es:

$$\begin{aligned} \text{Potencia} &= \frac{\text{Fuerza en el tambor motriz para elevar la carga (N)} \cdot \text{velocidad(m/s)}}{\eta} \\ &= \frac{160,3 \text{ [kg]} \cdot 9,81 \text{ [N/kg]} \cdot 2 \text{ [m/s]}}{0,885} = \frac{3145,1 \text{ N}}{0,885} = 3553,8 \text{ W} = 3,55 \text{ kW} \end{aligned}$$

Del catálogo de motores Cemer y dentro de los motores asíncronos trifásicos de aluminio serie IE2-MS de 4 polos – 1500 rpm, seleccionamos el motor IE2-MS 112 M de 4 kW (ver *Tabla 9*), que cumple con los requisitos de potencia.

Tabla 9. Motor seleccionado de catálogo

Fuente: Catálogo Motores CEMER

Velocidad síncrona 1500 rpm - 4 polos

400 V, 50 Hz

Motores de aluminio serie IE2-MS

TIPO	Potencia		M _N N.m	n rpm	Eficiencia clase IE2 EN 60034-2-1			I _L 400 V A	I _L /I _N	Cosφ	M _L /M _N	M _T /M _N	J Kg.m ²	Nivel sonoro dB(A)	m Kg
	kW	CV			100%	75%	50%								
IE2 - MS 80 2	- 0,75	1	5,16	1380	79,6	80	76,6	1,74	8	0,78	2,20	2,20	0,00206	58	11,2
IE2 - MS 80 3	- 1,1	1,5	7,517986	1390	81,4	81,7	79,2	2,5	8	0,775	2,2	2,2	0,00287	61	12,8
IE2 - MS 90 S	- 1,1	1,5	7,52	1390	81,4	81,7	80,1	2,50	8	0,79	2,20	2,20	0,00287	61	14
IE2 - MS 90 L	- 1,5	2	10,18	1400	82,8	81,8	81	3,26	8	0,79	2,20	2,20	0,00371	61	16,9
• IE2 - MS 90 L2	- 2,2	3	14,8227	1410	84,3	84,7	81,8	4,7	8,5	0,79	2,2	2,2	0,00731	64	22,3
IE2 - MS 100 L1	- 2,2	3	14,8	1410	84,3	83,5	82,5	4,70	8,5	0,79	2,20	2,20	0,00731	64	22,5
IE2 - MS 100 L2	- 3	4	20,1	1420	85,5	85,7	84	6,25	8,5	0,80	2,20	2,20	0,00905	64	26,1
• IE2 - MS 100 L3	- 4	5,5	26,57343	1430	86,6	86,9	85,1	8,13	8,5	0,81	2,2	2,2	0,01331	65	28,2
IE2 - MS 112 M	- 4	5,5	26,6	1430	86,6	86,9	85,9	8,13	8,5	0,81	2,20	2,20	0,01331	65	32,3
• IE2 - MS 112 L	- 5,5	7,5	36,28472	1440	87,7	87,9	86,9	10,9	8,5	0,82	2,2	2,2	0,02774	71	39,3
IE2 - MS 132 S	- 5,5	7,5	36,3	1440	87,7	87,9	86,8	10,90	8,5	0,82	2,20	2,20	0,02774	71	43,2
IE2 - MS 132 M	- 7,5	10	49,1	1450	88,7	88,9	88,1	14,52	8,5	0,84	2,20	2,20	0,03586	71	53
• IE2 - MS 132 L1	- 9,2	12,5	60,27586	1450	88,7	88,9	88,8	17,82	8,5	0,838	2,2	2,2	0,04195	72	59
• IE2 - MS 132 L2	- 11	15	71,57534	1460	89,8	90	89	21,04	8,5	0,836	2,2	2,2	0,08963	75	60,5
IE2 - MS 160 M	- 11	15	71,57534	1460	89,8	90	90,7	21,04	8,5	0,858	2,2	2,2	0,08963	75	83,5
IE2 - MS 160 L	- 15	20	97,60274	1460	90,6	90,8	90,7	27,46	8,5	0,865	2,2	2,2	0,11835	75	102

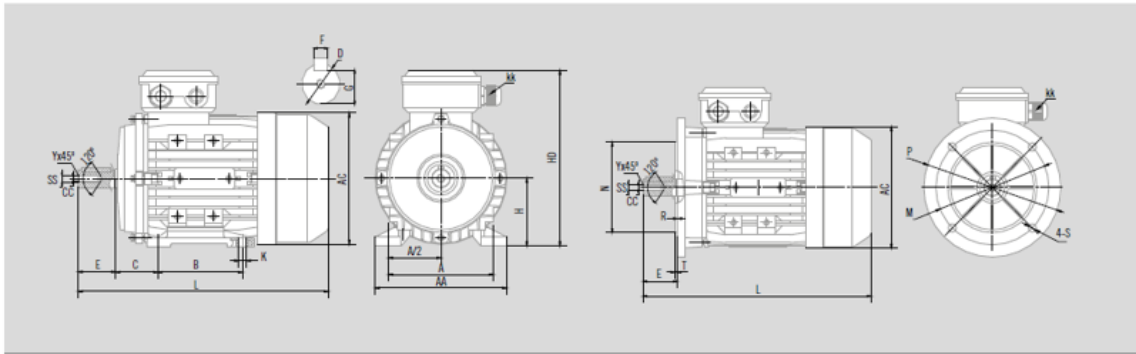
Sus características son:

$$P = 4 \text{ kW}; n_m = 1430 \text{ rpm}; M_N = 26,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Sus dimensiones son las siguientes:

Tabla 10. Dimensiones del motor seleccionado

Fuente: Catálogo Motores CEMER



	IM B3 / IM 1001										EXTREMO DE EJE Tolerancia j6					IM B5 / IM 3001 4 Agujeros a 45°				
Tamaño	A	AA	AC	B	C	H	HD	K	KK	L	D	SS	E	F	G	M	N	P	S	T
80	125	155	158	100	50	80	210	10	1-M20x1,5	295	19	M6	40	6	15,5	165	130	200	12	3,5
90S	140	180	179	100	56	90	228	10	1-M20x1,5	320	24	M8	50	8	20	165	130	200	12	3,5
90L	140	180	179	125	56	90	228	10	1-M20x1,5	345	24	M8	50	8	20	165	130	200	12	3,5
100	160	200	202	140	63	100	260	12	1-M20x1,5	385	28	M10	60	8	24	215	180	250	15	4,0
112	190	233	225	140	70	112	285	12	2-M25x1,5	410	28	M10	60	8	24	215	180	250	15	4,0
132S	216	255	260	140	89	132	325	12	2-M25x1,5	470	38	M12	80	10	33	265	230	300	15	4,0
132M	216	255	260	178	89	132	325	12	2-M25x1,5	510	38	M12	80	10	33	265	230	300	15	4,0

10.2. Verificación del motor seleccionado: tiempo de arranque

(El cálculo completo del tiempo de arranque del elevador se muestra en el **ANEXO 11**).

Una vez seleccionado el motor, verificamos que el tiempo necesario para el arranque del elevador es inferior al tiempo de arranque máximo característico del motor, y que por lo tanto, nos sirve el motor seleccionado.

Aunque todavía no se ha definido el reductor, y para el cálculo del tiempo de arranque del elevador hay que tener en cuenta las inercias de todos los elementos del elevador que estarán en movimiento, entre ellos los engranajes del reductor, sus inercias se pueden despreciar frente a las de los otros elementos. Así, se ha comprobado que nos sirve el motor seleccionado. De todas formas, el cálculo que se muestra a continuación es el realizado para comprobar una vez definido el reductor, teniendo en cuenta las inercias de los engranajes del reductor.

En primer lugar, mirando las características del motor seleccionado en el catálogo (Tabla 9), vemos que $M_A/M_N = 2,2$. Con esto, calculamos el par de arranque:

$$M_A = 2,2 \cdot M_N = 2,2 \cdot 26,6 \text{ N} \cdot \text{m} = 58,52 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Después se calcula el par de inercia (M_i) en el arranque a partir del rendimiento del reductor, del par de arranque y del par útil en el eje del motor:

$$M_A = \frac{M_u + M_i}{\eta} \rightarrow M_i = \eta \cdot M_A - M_{\text{útil}} = 0,885 \cdot 58,52 - 20,96 = 30,83 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tras esto, se ha calculado la inercia del sistema reducida al eje del motor a partir de la inercia de los distintos elementos del elevador (este cálculo aparece detallado en el ANEXO 11), y se ha obtenido el siguiente valor:

$$I_{eq} = 0,08838 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Con esto, se calcula la aceleración angular de arranque en el eje del motor:

$$\alpha_{arr} = \frac{M_i}{I_{eq}} = \frac{30,83 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,08838 \text{ kg} \cdot \text{m}^2} = 348,84 \text{ rad/s}^2$$

Por último, se obtiene el tiempo de arranque del elevador:

$$\alpha_{arr} = \frac{\omega_{motor}}{t_{arranque}} \rightarrow t_{arranque} = \frac{\omega_{motor}}{\alpha_{arr}} = \frac{1430 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi}{60}}{348,84 \text{ rad/s}^2} = \frac{149,75 \text{ rad/s}}{348,84 \text{ rad/s}^2} = 0,43 \text{ s}$$

$$t_{arranque} = 0,43 \text{ s} < 15 \text{ s} = t_{arranque \text{ máximo del motor}} \rightarrow OK$$

Como el tiempo necesario para el arranque del elevador es menor que el tiempo de arranque máximo característico del motor con cualquiera de los dos métodos de arranque, se verifica que el motor seleccionado es válido para esta aplicación.

Tabla 11. Tiempos de arranque máximos de los motores en segundos

Fuente: [2] (ver bibliografía)

Tamaño del motor	Método de arranque	Número de polos	
		2	4
63	D.O.L.	25	40
71	D.O.L.	20	20
80	D.O.L.	15	20
90	D.O.L.	10	20
100	D.O.L.	10	15
112	D.O.L.	20	15
	Y/Δ	60	45

11. REDUCTOR

11.1. Relación de transmisión

Conocida la velocidad de giro del motor, para calcular la relación de transmisión del reductor, necesitamos saber la velocidad de giro del tambor motriz para mover la banda a la velocidad de 2 m/s:

$$\omega_{tambor} = \frac{v}{R} = \frac{2 \text{ m/s}}{0,4 \text{ m}} = 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$n_{tambor} = 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 47,746 \text{ rpm}$$

Así, la relación de transmisión del reductor para conseguir con el motor elegido la velocidad deseada del tambor y, por consiguiente, de la banda es:

$$i = \frac{n_m}{n_{tambor}} = \frac{1430}{47,746} = 29,95 \approx 30$$

11.2. Elección del tipo de reductor

Tipo de engranajes

Tras valorar distintos tipos de engranajes (tornillo sinfín-corona, engranajes de dientes helicoidales o engranajes de dientes rectos) para conformar el reductor, se elige un reductor con **engranajes cilíndricos de dientes helicoidales** de tres etapas (la primera con $i=2,5$; la segunda con $i=3$ y la última con $i=4$).

Se elige este tipo de engranajes porque aunque es necesario que el tambor motriz sólo gire en un sentido y eso se podría conseguir con un reductor tornillo sinfín-corona ya que pueden ser irreversibles actuando como freno mecánico o sistema autoblocante, el elevador tendrá un freno antirretorno que ya hace esa función, tal como se explica en el *Apartado 3.6*. El freno antirretorno que se ha seleccionado para este elevador se muestra en el *Apartado 15*.

Además, en la parte superior de los elevadores donde se ubica el motorreductor no hay problema de espacio, por lo que el diseño compacto de los reductores tornillo sinfín-corona (que podría realizar la reducción en una sola etapa) tampoco es algo necesario. Y a esto hay que añadir que los engranajes de dientes helicoidales tienen un rendimiento bastante superior, menos fricción y menor riesgo de desgaste.

Respecto a los engranajes de dientes rectos, se eligen los de dientes helicoidales porque son más duraderos, se desgastan menos al ser la transmisión más suave y sin choque brusco entre los dientes, y porque pueden transmitir cargas más elevadas y utilizarse con mayores velocidades tangenciales. Pueden transmitir mayores cargas que los de dientes rectos para una misma anchura porque engrana más de un diente a la vez.

Al estar formado el reductor por engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, los ejes serán paralelos entre sí. El eje de salida del reductor se unirá al eje del tambor motriz a través de un acoplamiento elástico.

Nº de etapas

Se eligen **3 etapas** en vez de 2 porque para que los dientes de los engranajes no fallen a flexión o a desgaste es mejor cuanto mayor es el módulo, pero en ese caso el tamaño (diámetro) de los engranajes es más grande. Con 2 etapas, la relación de transmisión de cada una de las etapas es mayor, resultando ruedas conducidas de tamaños demasiado grandes.

Por eso se eligen 3 etapas, para poder escoger un módulo lo suficientemente elevado como para que no se produzcan fallos por flexión o desgaste con los materiales disponibles, pero con engranajes que no tengan un tamaño excesivo.

Relación de transmisión de cada etapa (la mayor reducción se realizará en la última etapa)

Se elige que la última etapa sea la de mayor relación de transmisión (mayor reducción) y la primera etapa la de menor, ya que se ha comprobado que de esta forma los engranajes no necesitan estar fabricados con materiales tan duros y resistentes. Para un material dado, los engranajes aguantarán mayor número de horas sin que se produzca fallo por desgaste.

Esto se debe a que, al hacer la mayor reducción de velocidad en la última etapa, el piñón de la última etapa (engranaje 5) tendrá mayor velocidad, pero menor par a transmitir a la rueda (engranaje 6). Al transmitir menos par, la fuerza que hacen los dientes del piñón sobre los de la rueda es menor, produciendo menos desgaste y siendo también menos crítico el fallo por flexión de los dientes.

Esto se comprueba en las fórmulas utilizadas para los cálculos a flexión y a desgaste. Se puede ver que cuanto mayor es el par que transmite el piñón, mayor es el módulo necesario (M_n), o para un módulo dado, mayor es la resistencia (σ_{adm}) y dureza (HB) necesarias del material.

$$M_n = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{tc}}{\delta \cdot Z \cdot y \cdot \sigma_{adm}}} \cdot \frac{\cos \mu}{1,5} \quad \text{donde } M_{tc} = \text{par a transmitir}$$

$$M_n = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot M_{tc} \cdot \cos^3 \mu}{\delta \cdot Z^2 \cdot K_r \cdot \sin(2\alpha)}} \cdot \frac{1+i}{i} \quad ; \quad K_{r,adm} = 0,677 \cdot \frac{HB^2}{E \cdot L^{1/3}}$$

Se han realizado los cálculos correspondientes, y la comparación de las propiedades necesarias en los engranajes (σ_{adm} y dureza), realizando la mayor reducción en la 1ª etapa ($i_{1-2} = 4$; $i_{3-4} = 3$; $i_{5-6} = 2,5$) o en la última etapa ($i_{1-2} = 2,5$; $i_{3-4} = 3$; $i_{5-6} = 4$), es la siguiente:

**En la primera etapa no se obtienen diferencias ya que en los 2 casos el par que transmite el piñón es el mismo.*

Tabla 12. Mayor reducción en 1ª o última etapa (material engranajes de la 2ª etapa).

	Segunda etapa	
	Mayor reducción en la 1ª etapa	Mayor reducción en la última etapa
σ_{adm} (MPa)	122,84	82,79
Dureza	609 HB \approx 60 HRC	541 HB \approx 55 HRC

Tabla 13. Mayor reducción en 1ª o última etapa (material engranajes de la 3ª etapa).

	Tercera etapa	
	Mayor reducción en la 1ª etapa	Mayor reducción en la última etapa
σ_{adm} (MPa)	232,55	162,23
Dureza	699 HB > 65 HRC	611 HB \approx 60 HRC

A la vista de estos resultados, se demuestra que realizando la mayor reducción en la última etapa, los materiales de los engranajes no necesitan tener tanta dureza y resistencia.

Para verlo de otra forma, se ha hecho también el siguiente cálculo: eligiendo un material de 60 HRC para los engranajes (piñón y rueda) de la tercera etapa, si la mayor reducción se hace en la tercera etapa, se consiguen 30 000 horas de funcionamiento sin que se produzca fallo por desgaste. Sin embargo, si la mayor reducción se hace en la primera etapa, solamente se consiguen 13 299 horas de funcionamiento, menos de la mitad.

El método de cálculo que se ha utilizado para obtener estos resultados es el empleado en el ANEXO 5, en el cual se muestra el cálculo detallado para la opción elegida (mayor reducción en la última etapa).

11.3. Características geométricas y tamaño de los engranajes elegidos

1. Ángulo de inclinación del diente (μ) y ángulo de presión del diente (α)

En primer lugar elegimos un valor para el ángulo de inclinación del diente μ , que al estar en el caso de transmisión entre ejes paralelos, será el mismo en el piñón que en la rueda ($\mu_1 = \mu_2 = \mu$). Considerando que los engranajes trabajarán a velocidades medias, se elige un ángulo $\mu = 20^\circ$. El ángulo de presión del diente (α) se elige también de 20° , que es uno de los ángulos de presión normalizados.

2. Módulo normal o de tallado (M_n)

Se ha comprobado que con módulo normal $M_n = 2$ y los aceros disponibles para fabricar los engranajes, no se puede evitar el fallo por desgaste para las 30 000 horas de funcionamiento deseadas. Por ese motivo, se elige un módulo mayor: $M_n = 3$ mm, que es otro de los módulos normalizados.

3. Número de dientes (Z) y diámetros primitivos (D_p)

Para la elección del número de dientes de cada engranaje hay que tener en cuenta el mínimo número de dientes para que no exista interferencia entre los dientes del piñón y de la rueda, que en nuestro caso ($\mu = 20^\circ$ y $\alpha = 20^\circ$) es de 15 dientes. A partir de esto y de la relación de transmisión de cada etapa, se calcula el nº de dientes de cada engranaje. El procedimiento detallado para la elección del nº de dientes y cálculo de los diámetros primitivos de los engranajes de cada etapa se muestra en el **ANEXO 4.1**.

Mediante la expresión correspondiente al módulo normal de engranajes helicoidales:

$$M_n = \frac{D_p}{Z} \cdot \cos \mu$$

se obtiene el diámetro primitivo de los engranajes.

De esta forma, el número de dientes y diámetro primitivo de cada engranaje es el que se muestra en la *Tabla 14*.

4. Ancho de los engranajes (Ancho de cara, b)

Para el ancho de los engranajes se establece un valor máximo dependiendo del tipo de montaje, que en nuestro caso es de 75 mm tal como se puede ver en el **ANEXO 4.2**. Conociendo esto, y sabiendo que los engranajes de las últimas etapas, al transmitir mayor par, necesitan tener un mayor ancho de cara (b) si se quisieran fabricar de un mismo material, se elige un mayor ancho de cara para las últimas etapas sin sobrepasar el valor límite, tal como se recoge en la *Tabla 14*.

5. TABLA RESUMEN DE CARACTERÍSTICAS

Tabla 14. Resumen de características de los engranajes

	Primera etapa	Segunda etapa	Tercera etapa
i	2,5	3	4
Z	$Z_1=16, Z_2=40$	$Z_3=15, Z_4=45$	$Z_5=15, Z_6=60$
M_n	3	3	3
D_p (mm)	$D_{p1}=51,08; D_{p2}=127,7$	$D_{p3}=47,89; D_{p4}=143,66$	$D_{p5}=47,89; D_{p6}=191,55$
b (mm)	30	45	60

11.4. Cálculo y selección del material de los engranajes

Para elegir el material de los engranajes que nos permita evitar el fallo tanto por flexión como por desgaste de los dientes, se han realizado los dos cálculos correspondientes (cálculo a flexión y cálculo a desgaste) para cada una de las tres etapas. Los cálculos completos se detallan en el **ANEXO 5**, aquí solo se van a indicar los resultados obtenidos.

Los resultados que se muestran son los correspondientes al piñón (engranaje motriz de cada etapa) ya que la rueda, al tener más dientes, no tiene por qué ser de un material tan duro y resistente como el piñón. Aunque en cada etapa, la rueda podría estar fabricada en un material de menor dureza que el piñón, dado que la resistencia y dureza necesarias en el piñón y en la rueda son bastante similares, se elige el mismo material para ambos engranajes.

De esta forma, los resultados obtenidos y materiales elegidos para evitar el fallo por flexión y por desgaste durante 30 000 horas de funcionamiento han sido los siguientes:

Tabla 15. Cálculo del material de los engranajes.

	Cálculo a flexión	Cálculo a desgaste	Material
	σ_{adm} (MPa)	Dureza	
1ª etapa	60,36	539 HB \approx 55 HRC	Acero F-155 ($\sigma_{adm}=310$ MPa; 58 HRC)
2ª etapa	82,79	541 HB \approx 55 HRC	Acero F-155 ($\sigma_{adm}=310$ MPa; 58 HRC)
3ª etapa	162,23	611 HB \approx 60 HRC	Acero F-156 ($\sigma_{adm}=420$ MPa; 60 HRC)

Dado que los aceros F-155 y F-156 tienen propiedades similares, se podría optar por que todos los engranajes se fabricaran con el mismo material, con el F-156 (que es el que cumple los requisitos para las tres etapas).

En la siguiente tabla de aceros para engranajes (*Tabla 16*) aparecen los aceros de cementación seleccionados y sus propiedades:

Tabla 16. Aceros de cementación para engranajes.

Fuente: [1] (ver bibliografía).

ACEROS DE CEMENTACIÓN					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	σ_{ace} daN/mm ² (kp/mm ²)
F-153		Acero al Cr-Ni duro	110-125	58 HRC	39
F-154		Acero al Cr-Ni tenaz	90-95	58 HRC	31
F-155		Acero al Cr-Mo	90-95	58 HRC	31
F-156		Acero al Cr-Ni-Mo duro	120-135	60 HRC	42

Como se puede ver en los resultados obtenidos, el cálculo a desgaste es más crítico que el cálculo a flexión, por lo que **el material a elegir nos lo marca el cálculo a desgaste**. Para que los engranajes cumplieran a flexión nos bastaría con un acero al carbono. Sin embargo, el cálculo a desgaste nos exige que el material tenga mayor dureza, teniendo que elegir un acero endurecido por cementación.

11.5. Material y diámetro de los ejes (Cálculo estático)

(El cálculo completo del material y diámetro de los ejes se muestra en el **ANEXO 6**).

Para calcular el diámetro y material necesario de los ejes del reductor, hay que conocer la disposición de los ejes, engranajes y rodamientos, y las distancias entre ellos. Conociendo la anchura de los engranajes (30 mm en la primera etapa, 45 mm en la segunda etapa y 60 mm en la tercera etapa), se han decidido las siguientes distancias entre engranajes y rodamientos (*Figura 40*) de forma que el reductor sea compacto y ocupe poco espacio:

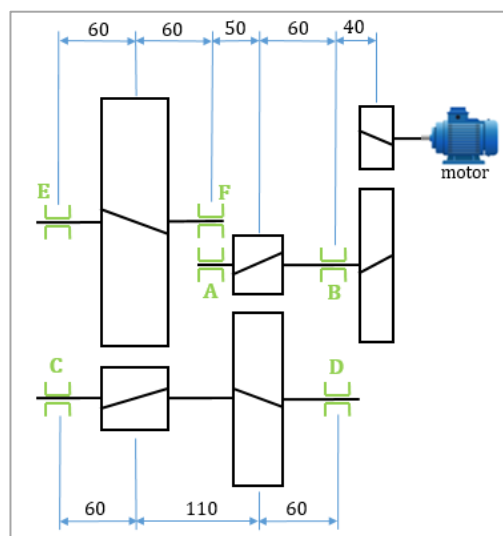


Figura 40. Distancias entre los engranajes y rodamientos de cada eje.

En los engranajes aparecen cargas como consecuencia del par transmitido. Para calcular los esfuerzos a los que estará sometido cada eje, en primer lugar hay que determinar la dirección y el sentido de estas cargas:

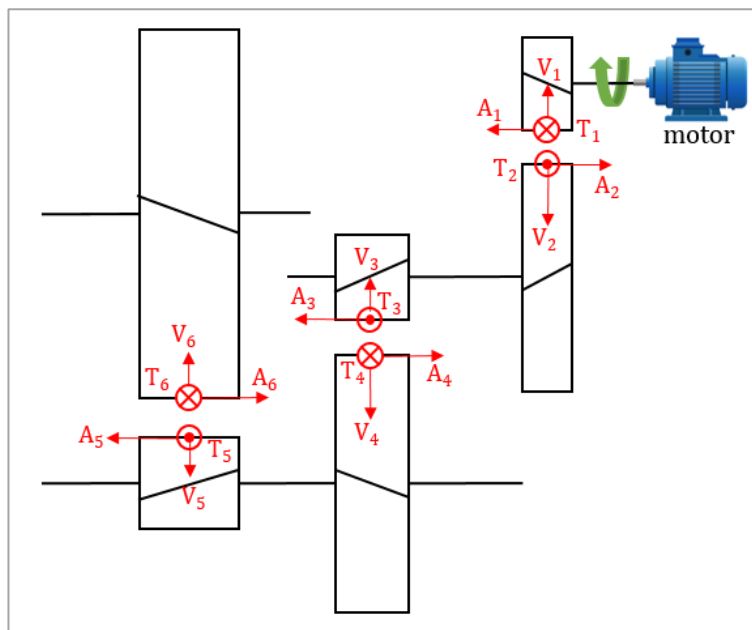


Figura 41. Dirección y sentido de las fuerzas generadas en los engranajes a partir del sentido de giro del motor.

Estas fuerzas son tangenciales (las que transmiten el movimiento), radiales (las que tienden a separar los engranajes) y axiales (las que aparecen en los engranajes de dientes helicoidales debido a la inclinación de los dientes).

Después de determinar la dirección y el sentido de las fuerzas en los engranajes, se ha calculado su valor. Y a continuación se han calculado las reacciones en los apoyos de los ejes, que son los rodamientos, obteniendo los valores que se muestran en la *Tabla 17*. En cada eje hay 2 rodamientos, y se ha decidido que sólo uno absorba las cargas axiales (en dirección X).

Tabla 17

		REACCIONES EN LOS APOYOS		
		R_x (N)	R_y (N)	R_z (N)
Eje 2	Rodamiento A	631,7	1173,52	1136,11
	Rodamiento B		501,22	2682,59
Eje 3	Rodamiento C	2021,7	2665,9	5433,65
	Rodamiento D		1636,9	120,75
Eje 4	Rodamiento E		806,76	4165,8
	Rodamiento F	3032,5	4033,86	4165,8

Conocidas tanto las fuerzas en los engranajes como las reacciones en los apoyos de cada eje, se han dibujado los diagramas de esfuerzos, se ha identificado la sección más desfavorable (más cargada) y se han calculado las tensiones en esa sección. Para calcular las tensiones, hay que tener en cuenta el diámetro de los ejes.

Por lo tanto, se ha tenido que elegir el **diámetro de cada uno de los ejes**, pudiéndose modificar posteriormente una vez visto el resultado del material necesario:

- Para el **eje 2**, al tener el engranaje 3 un diámetro primitivo $D_{p3} = 47,89 \text{ mm}$ y un diámetro interior $D_{i3} = 40,39 \text{ mm}$, se ha elegido un diámetro de eje de 30 mm (diámetro normalizado).
- Por su parte, el **eje 3** tiene al piñón engranaje 5, que igualmente tiene $D_p = 47,89 \text{ mm}$ y $D_i = 40,39 \text{ mm}$, por lo que también se ha elegido diámetro 30 mm.
- Por último, para el eje de salida del reductor (**eje 4**) se ha elegido un diámetro de 50 mm, mayor que el de los ejes 2 y 3, ya que va a tener un mayor par y mayores cargas. En este caso, el diámetro del engranaje (este eje sólo tiene el engranaje 6, de $D_{p6} = 191,55 \text{ mm}$ y $D_{i6} = 184,05 \text{ mm}$) no nos impediría coger un diámetro de eje mayor.

Aplicando la teoría de cortante máximo se ha calculado la tensión máxima en cada eje, e imponiendo un coeficiente de seguridad (CS) a fluencia de 3, se han obtenido los siguientes resultados de límite elástico (σ_F) necesario:

Tabla 18. Tensión máxima en los ejes y límite elástico necesario.

	Diámetro (mm)	$\tau_{\text{máx}}$ (MPa)	σ_F (MPa)
Eje 1	28*	Este eje es el del motor. No lo calculamos.	
Eje 2	30	20,21	121,26
Eje 3	30	79,41	476,46
Eje 4	50	34,13	204,78

**Este es el diámetro del eje del motor en su extremo, donde irá unido al engranaje 1. Los tramos de eje donde van los rodamientos son de diámetro 30 mm.*

A partir de estos resultados se elige un acero que tenga un límite elástico mayor. Por unificar, se elige fabricar todos los ejes con el mismo acero, el **acero F114/F1140 (límite elástico=530 MPa)**, que es un material muy común en la fabricación de ejes.

11.6. Cálculo a fatiga de los ejes

(El cálculo detallado a fatiga se muestra en el ANEXO 8).

Aunque los ejes se han diseñado realizando el cálculo estático de forma que aguanten los esfuerzos a los que están sometidos, es necesario comprobar que el material de los ejes no va a fallar por fatiga. La fatiga es debida a que los ejes están sometidos a flexión rotativa (flexión a la vez que giran), lo que provoca que se generen tensiones variables cíclicas en cada punto de una sección del eje. En el cálculo estático solamente se consideraban tensiones constantes.

Para ello se ha calculado la vida a fatiga comprobando si se obtiene vida infinita. Si se obtiene un número de ciclos mayor que 10^6 , se considera que el eje tendrá vida infinita a fatiga.

Tabla 19. Vida a fatiga de los ejes.

	Vida a fatiga (nº de ciclos)
Eje 2	$2,57 \cdot 10^8$ ciclos
Eje 3	$7,51 \cdot 10^4$ ciclos
Eje 4	$2,62 \cdot 10^9$ ciclos

En este caso, se ha obtenido vida infinita a fatiga ($N > 10^6$ ciclos) para los ejes 2 y 4, pero no para el eje 3. Debido a esto, se elige otro acero de mayor resistencia y tenacidad para la fabricación del eje 3, concretamente un **acero F-128 (SAE/AISI 4340)**, con el que se ha

comprobado que sí que se obtiene vida infinita. Este acero tiene **resistencia máxima a la tracción** $\sigma_{ut} = 1100 \text{ MPa}$ y **límite elástico** $= 900 \text{ MPa}$. El resto de ejes se fabricarán con el acero F114/F1140.

Realizando el cálculo a fatiga del eje 3 con el acero F-128 se ha obtenido la siguiente vida a fatiga:

$$N = 1,38 \cdot 10^6 \text{ ciclos} > 10^6$$

11.7. Rodamientos

(El procedimiento completo de selección de los rodamientos se muestra en el **ANEXO 9**).

En el eje 1 (eje del motor) no hay que seleccionar los rodamientos porque estos ya están dentro del motor. En el catálogo se nos indica que los rodamientos de nuestro motor (tamaño 112) son rígidos de bolas 6306 2RS C3 y 6206 2RS C3.

Los motores de las series **MS / MYT / MY / ML / MSEF** llevan rodamientos rígidos de bolas con obturaciones de caucho en ambos lados, están lubricados de por vida y no necesitan mantenimiento.

Motor		Rodamiento	
Tamaño	Polos	Delantero	Trasero
100	2-4-6-8	6206 2RS C3	6206 2RS C3
112	2-4-6-8	6306 2RS C3	6206 2RS C3 (** 6207 2RS C3)
132	2-4-6-8	6308 2RS C3	6308 2RS C3
160	2-4-6-8	6309 2RS C3	6309 2RS C3

* Entre paréntesis figura el rodamiento para los motores trifásicos serie IE1-MS y monofásicos serie MYT/ML.
** Entre paréntesis figura el rodamiento para motores con electro-freno, serie MSEF.

Tabla 20. Rodamientos del motor.

Fuente: Catálogo Motores CEMER

Para el resto de ejes (ejes 2, 3 y 4), que tienen 2 rodamientos cada uno, se han realizado los cálculos correspondientes necesarios para seleccionar los rodamientos (éstos se detallan en el **ANEXO 9**) para una duración de 30 000 horas de funcionamiento.

A partir de las reacciones en los apoyos (R_x, R_y, R_z) obtenidas en el cálculo de los ejes, que son las que se muestran en la *Tabla 17* del *Apartado 11.5*, se calculan las cargas que soportarán los rodamientos en dirección axial y radial de la siguiente forma:

$$F_a = f_a \cdot f_b \cdot R_x \quad ; \quad F_r = f_a \cdot f_b \cdot \sqrt{R_y^2 + R_z^2}$$

Donde f_a y f_b son coeficientes que mayoran las cargas en base a cómo se han tallado los engranajes y cuál es el tipo de máquina que se está accionando. En nuestro caso se ha tomado $f_a = 1,3$ y $f_b = 1,5$.

Tabla 21

		CARGAS AXIALES Y RADIALES EN LOS RODAMIENTOS	
		F _a (N)	F _r (N)
Eje 2	Rodamiento A	1231,8	3185,1
	Rodamiento B		5321,6
Eje 3	Rodamiento C	3942,3	11 802, 2
	Rodamiento D		3200,6
Eje 4	Rodamiento E		8274,2
	Rodamiento F	5913,4	11 307, 6

Para soportar las cargas anteriores, teniendo en cuenta el diámetro del eje y realizando el cálculo para 30 000 horas de funcionamiento, hemos seleccionado los siguientes rodamientos, de los cuales se muestra su capacidad de carga dinámica “C”:

Tabla 22. Rodamientos seleccionados para los ejes del reductor.

		Tipo de rodamiento	Rodamiento seleccionado	Capacidad de carga “C” del rodamiento (kN)
Eje 2 Ø30	Rodamiento A	Rígido de bolas	6406	42,5
	Rodamiento B	De rodillos cilíndricos	NU2206E.TVP2	49
Eje 3 Ø30	Rodamiento C	De rodillos cónicos	32306A	81,5
	Rodamiento D	De rodillos cónicos	32306A	81,5
Eje 4 Ø50	Rodamiento E	Rígido de bolas	6310	62
	Rodamiento F	Rígido de bolas	6410	81,5

11.8. Chavetas: material y dimensiones

(Los cálculos completos del material de las chavetas se encuentran en el **ANEXO 10**).

Cada engranaje del reductor va unido a su correspondiente eje a través de una chaveta. El diámetro del eje nos fija las dimensiones b x h de la chaveta. La longitud se ha elegido en función de la anchura de cada engranaje.

Analizando los posibles fallos a cortadura de la chaveta, por aplastamiento entre el eje y la chaveta, y por aplastamiento entre el engranaje y la chaveta, se ha determinado la tensión de fluencia mínima que tiene que tener el material de las chavetas si se aplica un coeficiente de seguridad CS=3. Para ello se ha aplicado la teoría de cortante máximo.

El fallo a aplastamiento entre el engranaje y la chaveta ha resultado el más crítico, obteniéndose los valores de tensión de fluencia o límite elástico (σ_F) necesario que se muestran en la *Tabla 23*. Además, en la tabla también se indican las dimensiones de las chavetas que se van a utilizar.

Tabla 23. Chavetas para la unión de los ejes y engranajes del reductor.

	Eje-engranaje a unir	b x h (mm)	L (mm)	σ_F (MPa)
Chaveta 1	Eje 1 – Engranaje 1	8 x 7	30	63,33
Chaveta 2	Eje 2 – Engranaje 2	8 x 7	30	147,78
Chaveta 3	Eje 2 – Engranaje 3	8 x 7	45	98,52
Chaveta 4	Eje 3 – Engranaje 4	8 x 7	45	295,56
Chaveta 5	Eje 3 – Engranaje 5	8 x 7	60	221,67
Chaveta 6	Eje 4 – Engranaje 6	14 x 9	60	456

Las chavetas DIN 6885 que hemos encontrado a la venta por parte de distintos proveedores están disponibles en acero C45 (denominado también F-114 o SAE 1045) y en acero inoxidable AISI 316.

El acero **C45 (F-114)** tiene un límite elástico de 530 MPa, mayor que el límite elástico necesario para cada una de las chavetas, por lo cual utilizaremos chavetas de este material. Como para el material de los ejes también se había elegido el F-114 y el material de los engranajes es de una resistencia aún mayor, se confirma que no habrá fallo por aplastamiento.

12. SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO ELÁSTICO

Para transmitir el par del eje de salida del reductor (eje 4) al eje del tambor motriz, se va a utilizar un acoplamiento elástico con elementos de caucho sintético. Este tipo de acoplamiento permite una perfecta transmisión aún en el caso de desalineaciones entre los ejes, una transmisión silenciosa y amortiguan las vibraciones producidas. Además están diseñados para una completa amortiguación de arranques y sobrecargas, y sus elementos de caucho evitan el desgaste por fricción, asegurando una mayor durabilidad.

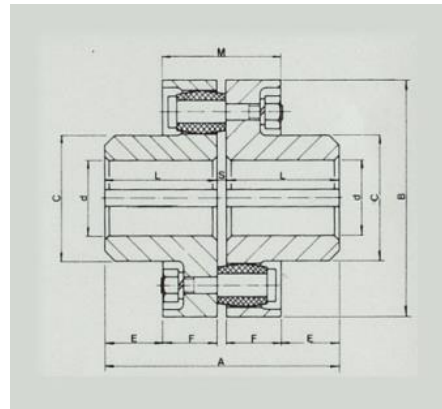


Figura 42. Acoplamiento elástico seleccionado.

Fuente: aldo-saton.com/productos/

Los acoplamientos elásticos ALDO AE con elementos de caucho sintético cuentan con modelos para transmitir pares de hasta 7500 kg.m. En nuestro caso el par a transmitir es $M_{eje\ 4} = M_{N\ motor} \cdot i = 798\ N \cdot m = 81,4\ kg \cdot m$. Así, el acoplamiento que seleccionamos es el AE-180, que permite transmitir hasta un par máximo de 97 kg.m. La velocidad de giro máxima (3700 rpm) y el diámetro máximo de los ejes a unir (60 mm) de este acoplamiento son correctos para nuestro caso ya que los ejes que vamos a unir giran a 47,746 rpm y tienen diámetro de 50 mm.

ACOPLAMIENTOS ELÁSTICOS

DIMENSIONES Y CARACTERÍSTICAS

TIPO DE ACOPLAMIENTO	C.V. a 1 r.p.m.	PAR en m/kg	Velocidad máx. en r.p.m.	A	B	C	Agujero d máximo	E	F	L	M	S
AE - 80	0,0058	4,2	8300	78	80	32	20	13	24	37	52	4
AE - 90	0,010	7,2	7500	94	90	40	25	21	24	45	52	4
AE - 99	0,017	12,3	6700	104	100	50	30	26	24	50	52	4
AE - 112	0,029	21	6000	114	112	62	35	31	24	55	52	4
AE - 125	0,045	32	5300	124	124	65	40	32	28	60	60	4
AE - 140	0,070	50	4800	144	140	80	45	42	28	70	60	4
AE - 160	0,098	70	4200	164	160	85	50	45	35	80	74	4
AE - 180	0,135	97	3700	184	180	104	60	55	35	90	74	4
AE - 199	0,23	165	3400	207	200	110	65	58	42	100	91	7
AE - 225	0,32	230	3000	227	225	128	75	68	42	110	91	7
AE - 250	0,44	315	2700	247	250	140	82	66	54	120	115	7
AE - 280	0,72	518	2400	267	280	158	90	76	54	130	115	7

Tabla 24. Dimensiones y características del acoplamiento elástico seleccionado.

Fuente: aldo-saton.com/productos/

13. SISTEMA TENSOR

13.1. Tipo de sistema tensor

El tambor tensor (tambor inferior) cuenta con un dispositivo que permite subir y bajar su eje para darle la tensión adecuada a la banda. Este sistema para tensar la banda puede basarse en el uso de contrapesos o de varillas roscadas.



Figura 43. Ajuste de la posición vertical del eje del tambor tensor.

1) SISTEMA TENSOR CON VARILLAS ROSCADAS

Su funcionamiento se basa en unos tornillos ajustables, uno a cada lado del tambor, que permiten modificar la posición vertical del eje y dejarla fija para que la banda adquiriera la tensión adecuada. Si con el tiempo la banda se alarga, hay que volver a tensarla (hay que volver a ajustar la posición del eje con los tornillos o varillas).

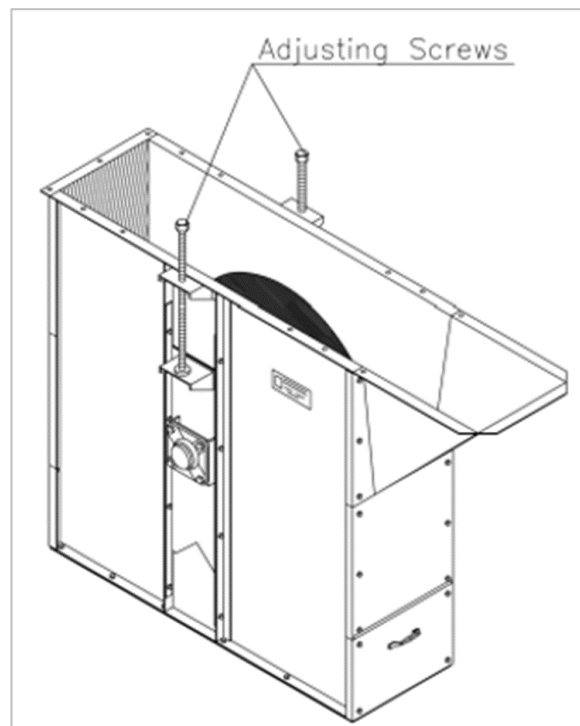


Figura 44. Sistema tensor con varillas roscadas.

Fuente: sweetmfg.com

2) SISTEMA TENSOR DE GRAVEDAD CON CONTRAPESOS

Su funcionamiento se basa en la colocación de unos contrapesos de masa conocida para aplicar la tensión deseada a la banda. En algunos elevadores se coloca un mismo número de contrapesos a ambos lados del eje. En otros, los contrapesos están colocados en el centro, de forma que el peso se reparte igualmente a ambos lados, este caso es más habitual. Con este sistema, el eje no queda en una posición fija sino que la posición se va ajustando automáticamente a través de las guías si la banda se alarga.



Figura 45. Sistema tensor con contrapesos colocados a los dos lados.

Fuente: solaustral.com.ar



Figura 46. Sistema tensor con contrapesos colocados en el centro.

Fuente: MYTA

En nuestro caso vamos a utilizar un sistema tensor con contrapesos ya que presenta las siguientes ventajas:

Ventajas del sistema tensor con contrapesos

- Dado que con el tiempo, la banda puede alargarse y destensarse, con el sistema de varillas roscadas (que deja el eje en una posición fija) es necesario comprobar la tensión cada cierto tiempo y tensar la banda cuando sea necesario. Sin embargo, con contrapesos el ajuste de tensión es automático ya que el eje no queda en una posición fija, proporcionando en todo momento una tensión constante a la banda aunque ésta se alargue (si la banda se alarga, el eje baja automáticamente).
- Con contrapesos, tienes gran precisión a la hora de aplicar la tensión ya que sabes con exactitud el peso que estás colocando, puedes aplicar la tensión que se ha calculado para un correcto funcionamiento. Mientras que con varillas roscadas, se aplica la tensión de manera manual, de forma que puedes tensar más de la cuenta (con el consiguiente riesgo de rotura), o menos (pudiéndose producir deslizamiento entre la banda y el tambor).
- Por último, con el sistema de varillas roscadas puede ocurrir que se haya tensado más en un lado que en el otro pudiéndose descentrar la banda, mientras que el sistema de contrapesos es un sistema fijo en el que el peso se distribuye igualmente a ambos lados del eje.

El inconveniente del sistema con contrapesos es que la acumulación de suciedad o la falta de lubricación en las guías puede hacer que no se aplique correctamente la tensión deseada.

13.2. Tensión mínima en la banda para evitar el deslizamiento

TENSIONES EN LA BANDA

En las bandas de los elevadores, al igual que en las cintas transportadoras, **hay un lado de la banda que está más tenso que el otro**. El lado más tenso es el que tiene los cangilones llenos de material (ramal de subida).

En ambos lados de la banda (en el punto más alto) tenemos el peso de la mitad de los cangilones, el propio peso de cada mitad de la banda y la mitad de la fuerza F que realizamos para tensar la banda ya sea con contrapesos o con varillas roscadas. La diferencia entre la tensión de un lado y del otro es que en el ramal que tiene los cangilones llenos hay una tensión debida al peso del material que se está transportando (ver Figura 47).

Además, **la tensión en todos los puntos de un mismo lado de la banda no es la misma**. Conforme nos vamos moviendo a puntos más bajos de un lado de la banda, cada vez tenemos menos peso por debajo y por lo tanto, la tensión es cada vez menor. Así, la mayor tensión se da a la altura del tambor motriz (tambor superior). A la altura del tambor tensor (tambor inferior) la banda ya no tiene tensión debida al peso del material, banda y cangilones, y la tensión es debida solamente a la fuerza F aplicada con el sistema tensor (contrapesos o varillas roscadas).

A la tensión del lado más tenso, a la altura del tambor superior, le vamos a denominar T_1 y a la tensión del lado menos tenso T_2 .

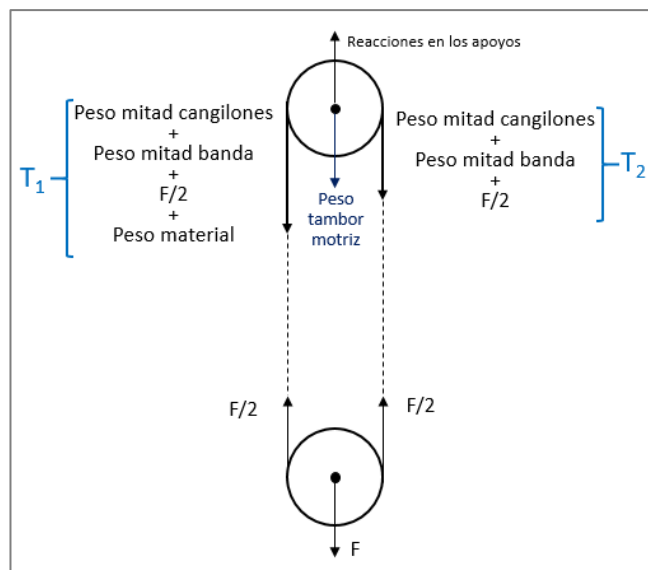


Figura 47. Esquema de fuerzas sobre los ejes de los tambores.

Así, la tensión en cada lado de la banda (a la altura del tambor motriz) es la siguiente:

$$T_1 = \frac{\text{Peso cangilones}}{2} + \frac{\text{Peso banda}}{2} + \frac{F}{2} + \text{Peso material} = \frac{53,25}{2} + \frac{59,93}{2} + \frac{F}{2} + 160,3 = 216,9 \text{ kg} + \frac{F}{2}$$

$$T_2 = \frac{\text{Peso cangilones}}{2} + \frac{\text{Peso banda}}{2} + \frac{F}{2} = \frac{53,25}{2} + \frac{59,93}{2} + \frac{F}{2} = 56,6 \text{ kg} + \frac{F}{2}$$

El peso de los cangilones y la banda se ha calculado a partir del número total de cangilones (213), el peso de cada cangilón (0,25 kg), el área de la banda ($A = 42,687 \text{ m} \times 0,180 \text{ m} = 7,68366 \text{ m}^2$) y el peso de la banda seleccionada ($7,8 \text{ kg/m}^2$):

$$\text{Peso cangilones} = 0,25 \frac{\text{kg}}{\text{cangilón}} \cdot 213 \text{ cangilones} = 53,25 \text{ kg}$$

$$\text{Peso banda} = 7,68366 \text{ m}^2 \cdot 7,8 \text{ kg/m}^2 = 59,93 \text{ kg}$$

Para el peso del material, se considera la fuerza que tiene que hacer el tambor motriz para elevar el material (160,3 kg).

FUERZA A APLICAR CON EL SISTEMA TENSOR PARA EVITAR EL DESLIZAMIENTO

Para la selección de un modelo de banda con la resistencia suficiente en el *Apartado 8*, ya se calculó de forma aproximada la tensión que había que dar a la banda para que ésta no patinara con el tambor. Esa era una estimación para seleccionar la banda. Ahora, considerando el propio peso de la banda seleccionada (que también tensa la banda), se va a volver a calcular de forma más precisa la tensión a aplicar para que no haya deslizamiento entre la banda y el tambor. Se va a calcular la fuerza que hay que aplicar con el sistema tensor, es decir, el peso a colocar con los contrapesos.

Para que no haya deslizamiento entre banda y tambor, se debe cumplir una relación entre la tensión del lado más tenso y el lado menos tenso que viene dada por la ecuación de Euler-Eytelwein:

$$\frac{T_1}{T_2} < e^{\mu \cdot \alpha}$$

Donde:

α = ángulo de contacto entre banda y tambor (radianes)

μ = coeficiente de fricción entre banda y tambor

Tabla 25. Valores del coeficiente de fricción (μ)

Fuente: [18] (ver bibliografía)

Valores del coeficiente de fricción (μ)		
Superficie del tambor	Sin recubrimiento	Con recubrimiento
Alta adherencia	0,35	0,45
Seca	0,35	0,40
Húmeda	0,20	0,35
Mojada	0,10	0,30

En nuestro caso, con un tambor seco con recubrimiento, tenemos un coeficiente $\mu = 0,40$. De esta forma:

$$e^{\mu \cdot \alpha} = e^{0,4 \cdot \pi} = 3,51$$

Para el peso de material que queremos elevar, la fuerza F mínima que tenemos que aplicar con el sistema tensor para que no haya deslizamiento entre la banda y el tambor es:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{216,9 + F/2}{56,6 + F/2} < 3,51 \quad \rightarrow \quad F/2 > 7,3 \text{ kg} \quad \rightarrow \quad F > 14,6 \text{ kg}$$

Con un sistema tensor con contrapesos, esta fuerza es la suma del peso del tambor tensor y del peso colocado con los contrapesos (ambos elementos tensan la banda).

$$F = \text{Contrapesos} + \text{Peso tambor tensor} = \text{Contrapesos} + 100 \text{ kg}$$

Como el tambor tiene un peso aproximado de 100 kg, solamente con el peso del tambor (sin colocar contrapesos) sería suficiente para evitar el deslizamiento ($F=100 \text{ kg} > 14,6 \text{ kg}$).

Sin embargo, debido al rozamiento entre los soportes de rodamiento y las guías, que se puede ver acrecentado por la falta de lubricación o la acumulación de suciedad en las guías, y para asegurar con cierto margen que no habrá deslizamiento entre la banda y el tambor, es recomendable aplicar algo más de peso con la colocación de contrapesos.

En un sistema tensor con varillas roscadas, la fuerza F se aplica directamente con las varillas y no afecta el peso del tambor (el peso del tambor no tensa la banda ya que el eje queda fijado en una posición).

13.3. Tensión de la banda para el cálculo de los ejes de los tambores

Tensión máxima a la que puede trabajar la banda seleccionada

La banda seleccionada en el *Apartado 8* tenía una tensión de servicio máxima de 50 kN/m y un ancho de 180 mm. De esta forma, la tensión máxima a la que podrá ser sometida es:

$$50 \frac{\text{kN}}{\text{m}} \cdot 0,180 \text{ m} = 9 \text{ kN} = 918,4 \text{ kg}$$

Esto quiere decir que la fuerza F a aplicar no podrá superar los 1403 kg, y los contrapesos que podremos colocar no podrán superar los 1303 kg:

$$T_1 = 216,9 + F/2 < 918,4 \text{ kg} \quad \rightarrow \quad F/2 < 701,5 \text{ kg} \quad \rightarrow \quad F < 1403 \text{ kg}$$

Tensión a considerar en el cálculo de los ejes de los tambores

Entre los 14,6 kg a aplicar ($F=14,6 \text{ kg}$) para evitar el deslizamiento entre banda y tambor, y los 1403 kg ($F=1403 \text{ kg}$) a los que puede trabajar la banda, se puede elegir cuánto tensar la banda. Pero cuánto más peso coloquemos, mayores serán las cargas en los ejes de los tambores.

Aunque con el peso del tambor ($F=100 \text{ kg}$), sin colocar contrapesos, en condiciones ideales ya sería suficiente para que no haya deslizamiento entre la banda y el tambor, ya hemos comentado que es recomendable colocar algo más de peso debido al rozamiento con las guías y para asegurar que no habrá deslizamiento con cierto margen.

De esta forma, consideramos que la fuerza F que se aplicaría estaría entre los 100 y los 150 kg. Pero para el cálculo y diseño de los ejes vamos a considerar un caso más crítico en el que se colocaran **100 kg de contrapesos** ($F=100+100=200 \text{ kg}$). Además, así se calculan unos ejes que servirían también para utilizarse con un sistema tensor con varillas roscadas, en el que no sabes exactamente la tensión que estás aplicando al ser un procedimiento manual y que puede hacer que la tenses en exceso.

13.4. Comparación de fuerzas sobre el eje del tambor tensor según el tipo de sistema tensor

Aunque se va a utilizar un sistema tensor con contrapesos, se va a mostrar que utilizando un sistema tensor con contrapesos o un sistema tensor con varillas roscadas, el esquema de cargas que actúan sobre el eje del tambor tensor es diferente (aunque si la fuerza F es mayor que el peso del tambor, las cargas sobre el eje terminan siendo las mismas).

En ambos casos (sistema con contrapesos o con varillas roscadas), se aplica una fuerza F (en color rojo en las Figuras 48 y 49) que desplaza el eje hacia abajo tensando la banda. Y la banda, por el principio de acción y reacción, y debido a la tensión que adquiere, realiza una fuerza (en color verde en las Figuras 48 y 49) del mismo valor pero de sentido contrario (hacia arriba).

Sin embargo, en un sistema con varillas roscadas el peso del tambor no tensa la banda (el peso del tambor no contribuye a realizar la fuerza F) al quedar el eje en una posición fija, mientras que en un sistema con contrapesos la fuerza F se aplica en parte con los contrapesos (a los lados del eje) y en parte con el peso del tambor (en el centro del eje), estando el eje en una posición que puede variar automáticamente si la banda se alarga.

Así, con un sistema de contrapesos, el peso del tambor se anula y no genera flexión (el peso del tambor se apoya sobre la banda al no estar el eje en una posición fija). Por el contrario, en un sistema con varillas roscadas, el peso del tambor se apoya sobre el eje ya que éste está en una posición fija. De esta forma, el diagrama de fuerzas para cada caso es el siguiente:

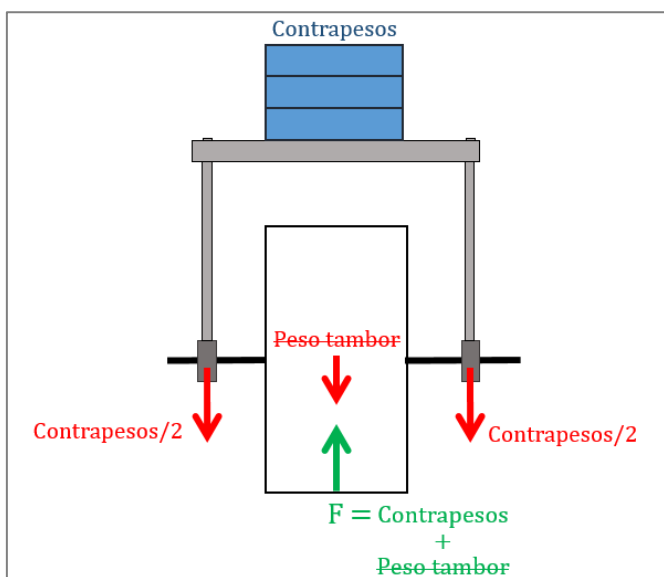


Figura 48. Fuerzas sobre el eje del tambor tensor en el caso de un sistema tensor con contrapesos.

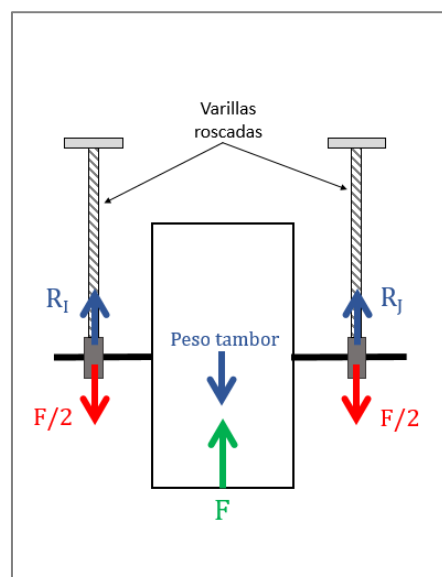


Figura 49. Fuerzas en el eje del tambor tensor con un sistema de varillas roscadas.

14. EJES DE LOS TAMBORES

14.1. Cálculo del eje del tambor tensor

Fuerzas sobre el eje

La fuerza de los contrapesos colocados se reparte por igual a los dos extremos del eje, desplazándolo hacia abajo y tensando la banda. El peso del tambor también hace una fuerza hacia abajo tensando la banda, pero en el centro del eje. Esto hace que la banda, debido a la tensión que adquiere, haga una fuerza igual a la de los contrapesos y el peso del tambor empujando el tambor hacia arriba.

El peso del tambor, al actuar sobre el centro del eje, se anula. La banda hace la misma fuerza que el peso del tambor hacia arriba, del mismo modo que hace la misma fuerza que los contrapesos. Pero como el peso del tambor se ejerce en el centro del eje (y no en los extremos), el peso del tambor no genera flexión (se anula).

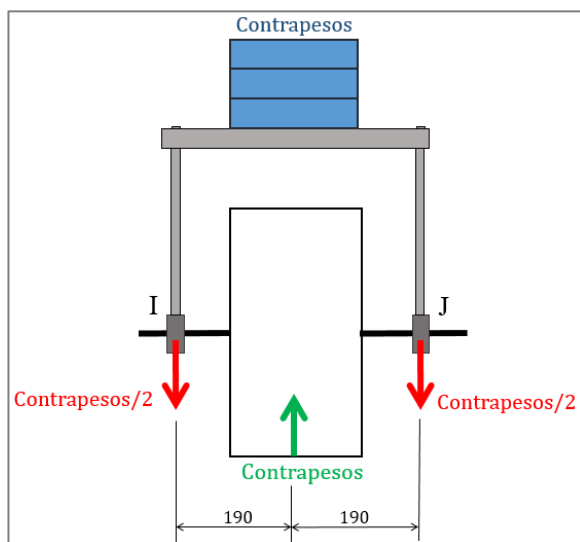


Figura 50. Fuerzas sobre el eje del tambor tensor.

Como ya se ha dicho en el *Apartado 13.3*, para el cálculo de los ejes se va a considerar el caso de que se colocasen 100 kg de contrapesos. De esta forma, los rodamientos deberán soportar 50 kg cada uno.

La distancia entre el centro del tambor y cada rodamiento se ha elegido que sea de 190 mm. El **diámetro** del eje se ha elegido de **40 mm**, menor que el del tambor motriz ($d=50$ mm), ya que no está sometido a momento torsor y además los esfuerzos de flexión también son menores.

Material del eje

(El cálculo detallado del material del eje para el diámetro seleccionado se puede ver en el **ANEXO 7**).

Conocidas las fuerzas que aparecen en el eje, se han dibujado los diagramas de esfuerzos y se han calculado las tensiones en la sección más cargada. Aplicando la teoría de cortante máximo e imponiendo un coeficiente de seguridad $CS=3$, se ha obtenido el siguiente límite elástico:

$$\sigma_F = 44,6 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, se puede utilizar el mismo acero que para los ejes del reductor: **el F114/F1140** ($\sigma_F=531$ MPa).

14.2. Cálculo del eje del tambor motriz

Al eje del tambor motriz se le transmite el par del eje de salida del reductor a través del acoplamiento elástico. La separación entre los rodamientos del eje del tambor será de 500 mm.

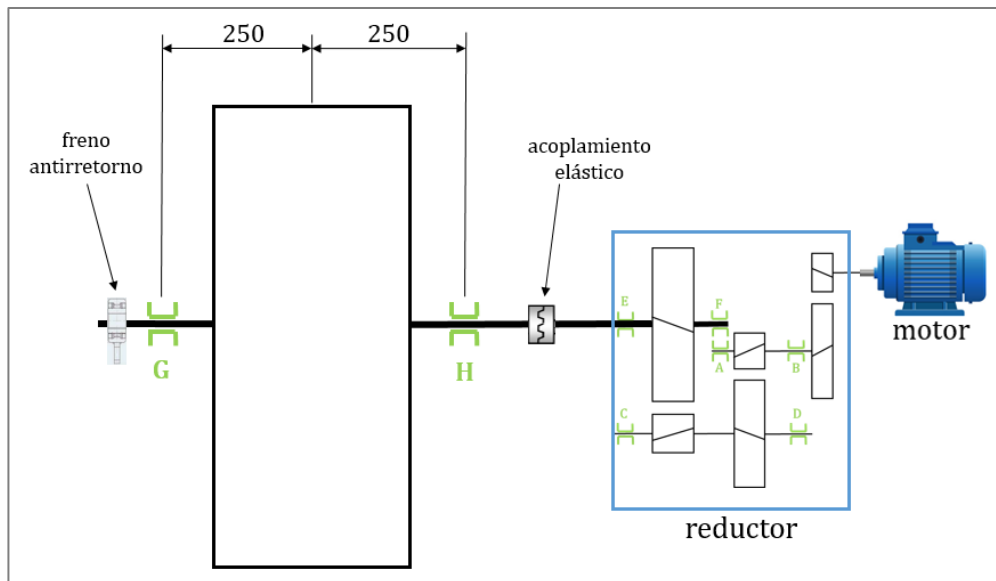


Figura 51. Esquema de la transmisión desde el motor hasta el tambor motriz.

Fuerzas sobre el eje

El eje del tambor motriz debe soportar el peso del tambor motriz, el peso de los cangilones, el peso de la banda, la fuerza (F) que hace la banda hacia abajo (debido a la tensión que ha adquirido por acción de los contrapesos y del peso del tambor tensor) y el peso del material. Como el peso del material solo está en un ramal de la banda, hay un momento motriz (momento a la salida del reductor que se transmite a través del acoplamiento elástico) para vencer esa carga; esto genera torsión en el eje.

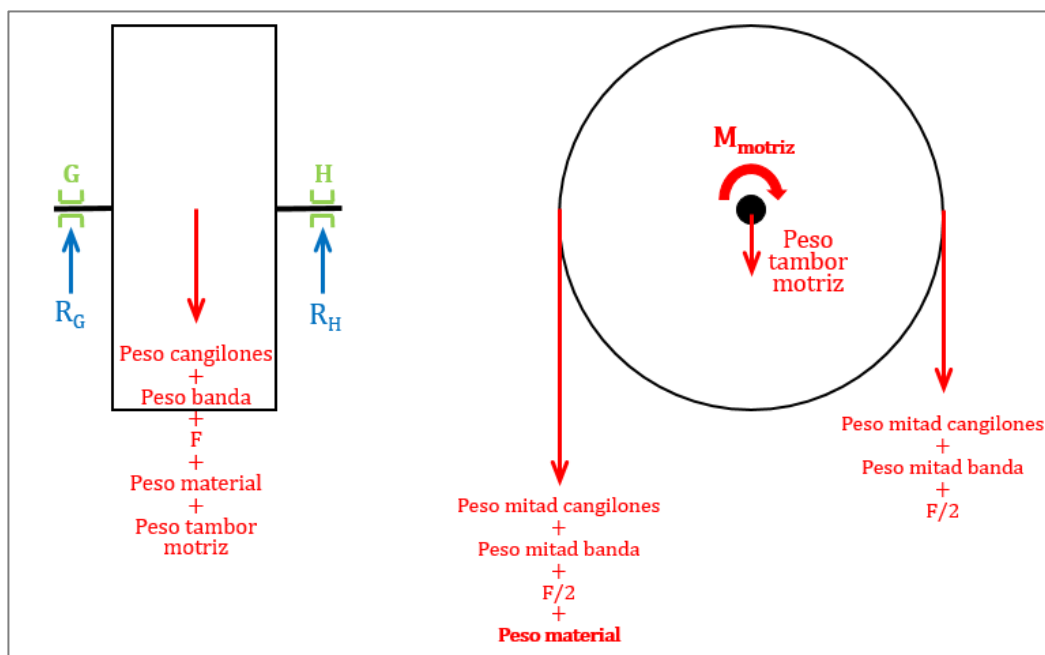


Figura 52. Esquema de fuerzas sobre el eje del tambor motriz.

La fuerza F que se aplica para tensar la banda tiene el valor ya comentado:

$$F = \text{Contrapesos} + \text{Peso tambor tensor} = 100 \text{ kg} + 100 \text{ kg} = 200 \text{ kg}$$

El resto de fuerzas tienen el siguiente valor:

$$\text{Peso cangilones} = 53,25 \text{ kg}$$

$$\text{Peso banda} = 59,93 \text{ kg}$$

$$\text{Peso tambor motriz} = 100 \text{ kg}$$

$$\text{Peso material} \approx F_{\text{tambor motriz}} = 160,3 \text{ kg}$$

La suma de todas estas fuerzas es:

$$F_{\text{total}} = 573,5 \text{ kg} = 5620 \text{ N}$$

De esta forma, el valor de la carga en cada rodamiento es la mitad de esta fuerza total:

$$R_G = 2810 \text{ N} ; R_H = 2810 \text{ N}$$

El eje del tambor motriz debe tener un diámetro mayor que el eje del tambor tensor (diámetro 40 mm) ya que en este eje sí hay torsión debida a la fuerza que debe hacer el tambor para elevar la carga y además los esfuerzos de flexión también son mayores ya que este eje debe aguantar el peso del material, de los cangilones y de la banda. Así, el **diámetro del eje del tambor motriz** se elige de **50 mm**.

Material del eje

Conocidas las fuerzas que actúan sobre el eje, se han dibujado los diagramas de esfuerzos y se han calculado las tensiones en la sección central (este cálculo se puede ver en el **ANEXO 7**).

Aplicando la teoría de cortante máximo e imponiendo un coeficiente de seguridad a fluencia $CS=3$, se ha obtenido el siguiente límite elástico:

$$\sigma_F = 259,88 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, se utilizará el mismo acero que para los ejes del reductor y el eje del tambor tensor: **el F114/F1140 ($\sigma_F=531 \text{ MPa}$)**.

14.3. Cálculo a fatiga de los ejes

Igual que con los ejes del reductor, se ha realizado el cálculo a fatiga para comprobar que los ejes cumplan a vida infinita. La vida a fatiga, en número de ciclos, que se ha obtenido para cada eje es la siguiente:

Tabla 26. Vida a fatiga de los ejes.

	Vida a fatiga (nº de ciclos)
Eje del tambor tensor	$4,64 \cdot 10^9$ ciclos
Eje del tambor motriz	$6,47 \cdot 10^6$ ciclos

Como se obtienen valores superiores a un millón de ciclos (10^6 ciclos), se considera que los ejes tendrán vida infinita a fatiga.

*El cálculo detallado a fatiga se puede ver en el **ANEXO 8**.*

14.4. Rodamientos y soportes en el eje del tambor tensor

(El procedimiento completo de selección de los rodamientos se muestra en el **ANEXO 9**).

Dado que el eje del tambor tensor necesita desplazarse no se podrán montar soportes de rodamiento fijos. Por ello, se montarán soportes tensores que pueden desplazarse por unas guías y que son utilizados cuando los ejes deben efectuar desplazamientos longitudinales.



Figura 53. Soporte tensor de rodamiento.
Fuente: rodavigo.net

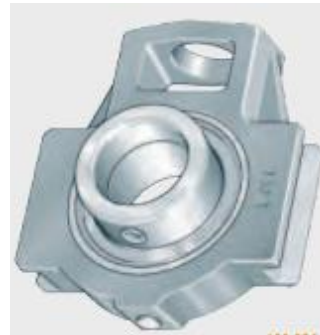


Figura 54. Soporte tensor INA.
Fuente: Catálogo INA

En este caso, vamos a seleccionar del catálogo de INA una unidad de soporte con rodamiento. Son unidades listas para el montaje, y se componen de soportes de fundición gris en los que se han integrado los rodamientos insertables.

Los rodamientos de estas unidades son **rígidos de bolas**, lo que es correcto ya que en nuestro caso sólo deben soportar cargas radiales y de magnitud no muy elevada.

Tal como se obtuvo en el cálculo de los ejes, las cargas que deben soportar los rodamientos I y J son:

$$R_I = R_J = 490 \text{ N}$$

Estas cargas son puramente radiales:

$$F_r = 490 \text{ N}$$

Para soportar esta carga radial y para 30 000 horas de funcionamiento, la capacidad de carga del rodamiento de bolas debe ser como mínimo $C = 2162 \text{ N}$.

La unidad (soporte + rodamiento) que se ha seleccionado ha sido la unidad **TTUE40**, que tiene un rodamiento rígido de bolas insertable GE40-KTT-B con capacidad de carga $C = 32\,500 \text{ N}$.

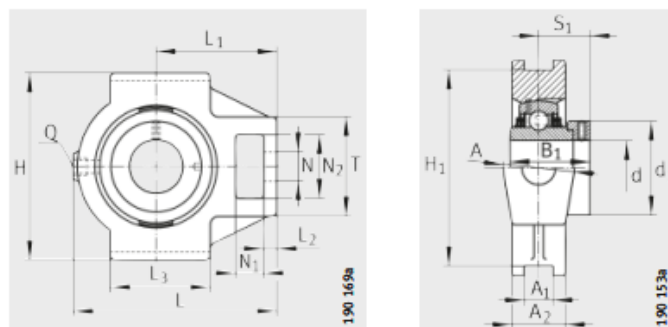


Figura 55. Soporte tensor con rodamiento rígido de bolas TTUE.
Fuente: Catálogo INA

14.5. Rodamientos y soportes en el eje del tambor motriz

(El procedimiento completo de selección de los rodamientos se muestra en el **ANEXO 9**).

Para el eje del tambor motriz, a diferencia del eje del tambor tensor, se pueden colocar soportes de rodamientos fijos. De este modo, vamos a utilizar soportes para rodamientos del tipo que se muestra en la *Figura 56*. Al igual que se ha hecho para el eje del tambor tensor, se va a seleccionar una unidad en la que se integra el soporte con un rodamiento insertable.

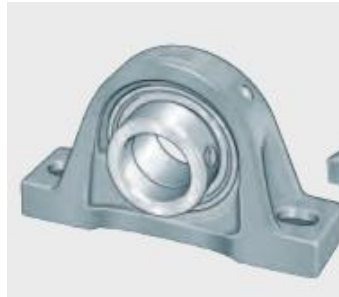


Figura 56. Soporte de rodamiento de apoyo INA.

Fuente: Catálogo INA

Los rodamientos de estas unidades, igual que en las unidades con soportes tensores, son rígidos de bolas.

Tal como se obtuvo en el cálculo de los ejes, las cargas que deben soportar los rodamientos G y H son:

$$R_G = 2810 \text{ N} ; R_H = 2810 \text{ N}$$

Estas cargas son puramente radiales:

$$F_r = 2810 \text{ N}$$

Así, la capacidad de carga que deben tener como mínimo los rodamientos es: $C = 12\,400 \text{ N}$.

De esta manera, la unidad (soporte + rodamiento) que se ha seleccionado ha sido la unidad **TASE50-N**, que tiene un rodamiento rígido de bolas insertable GE50-KTT-B con capacidad de carga **C= 35 000 N**.

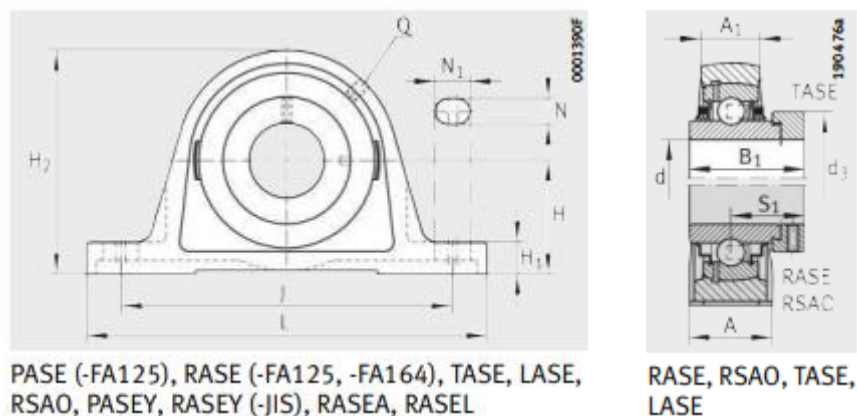


Figura 57. Soporte de rodamiento TASE.

Fuente: Catálogo INA

15. SELECCIÓN DE UN FRENO ANTIRRETORNO

Para impedir que la banda con los cangilones llenos gire en sentido contrario al deseado en caso de parada del motor, lo cual provocaría que el material se descargara en el fondo del elevador, se colocará un freno antirretorno.

Aunque el freno antirretorno podría estar en uno de los ejes del reductor, se ha elegido que esté colocado **en el eje del tambor motriz** (concretamente en el extremo del eje contrario a dónde se encuentra el acoplamiento elástico), igual que en la *Figura 58*, ya que esto permite retirar la unidad de accionamiento con los cangilones cargados. Al estar colocado en este eje, será un **antirretorno de baja velocidad**.

Aunque conocemos el par del eje del tambor motriz en el que irá colocado, en el catálogo de antirretornos de Ringspann se nos indica la manera de calcular el par de selección del antirretorno teniendo en cuenta los altos pares punta que se producen al tratarse de un proceso altamente dinámico. Así, tras realizar el cálculo (que se puede ver en el **ANEXO 1.2**), se ha obtenido un par de selección del antirretorno de 702,49 N.m.

El antirretorno que se ha seleccionado es un antirretorno FAV 50 (para eje de diámetro 50 mm), como el de la *Figura 59*, válido para un par de hasta 1600 N.m. Existen antirretornos para cargas más pesadas (pares más altos), pero en nuestro caso uno de este tipo es más que suficiente.

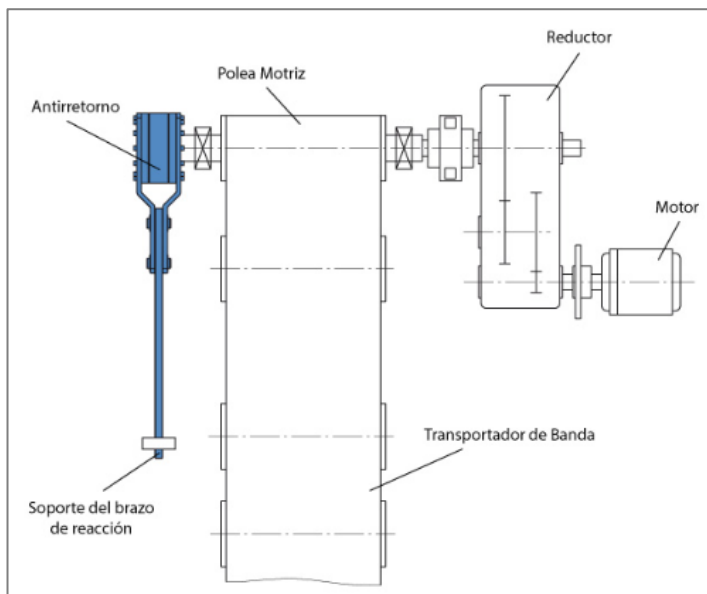


Figura 58. Colocación del freno antirretorno.
Fuente: ringspann.es



Figura 59. Antirretorno seleccionado.
Fuente: ringspann.es

Este antirretorno está compuesto por **rodillos de bloqueo** que, tal como se ve en el **ANEXO 1.1**, permiten el giro en un sentido, bloqueándolo en sentido contrario. Está provisto de grasa, es libre de mantenimiento y está listo para su montaje.

Su forma de montaje más habitual es la mostrada en la *Figura 60*, con un perno que no aprieta (está libre, con un juego de 0,5 a 2 mm) alojado en el agujero alargado del antirretorno, impidiendo el giro de la palanca.

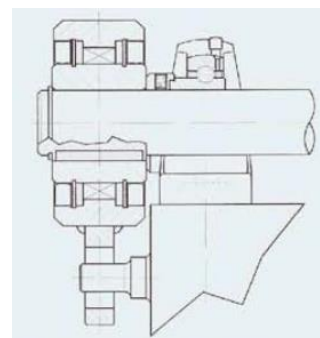


Figura 60. Montaje del antirretorno.
Fuente: trame.es

16. MANTENIMIENTO DEL ELEVADOR

Una vez diseñados los distintos componentes del elevador, para poder anticiparnos a la aparición de fallos y averías, y determinar qué tareas de mantenimiento preventivo es necesario llevar a cabo, se ha realizado un Análisis Modal de Fallos y Efectos (**AMFE**) que se puede ver en el **ANEXO 12**. Este análisis permite identificar los modos de fallo más graves, frecuentes o difíciles de detectar, determinando sobre qué tipo de fallo hay que prestar especial atención en función de cuál ha obtenido un mayor valor del parámetro NPR (Número de prioridad de riesgo). A partir de esto, se determinan acciones correctivas para el caso de que se haya llegado a producir un fallo, pero sobre todo revisiones y operaciones periódicas para detectar o evitar los fallos antes de que se produzcan.

1) Fallos más importantes

A la vista de los resultados obtenidos en el AMFE, se puede decir que los fallos a los que habría que prestar especial atención, por haber obtenido un valor de NPR mayor que 100, son la avería de los rodamientos de los ejes de los tambores por lubricación inapropiada o contaminación del lubricante, la rotura de los cangilones, el fallo de los rodamientos del motor y la rotura de rodamientos o engranajes del reductor por lubricación deficiente.

Por lo tanto, para evitar estos fallos, será importante lubricar apropiadamente los rodamientos, revisar periódicamente el estado de las obturaciones de los rodamientos, realizar análisis de vibraciones, comprobar periódicamente el nivel y el estado del aceite lubricante del reductor, o realizar cambios de aceite programados.

También se tendría que prestar gran atención al estado del empalme de la banda ya que, aunque es muy difícil que se rompa si está montado correctamente y se revisa periódicamente el apriete de los tornillos, su rotura se ha puntuado como el fallo de mayor gravedad (G).

Hay otros fallos, como el desgaste de los cangilones o la acumulación de suciedad en las aletas de refrigeración del motor, que aunque es más frecuente que aparezcan, no tienen tanta importancia ya que no suponen tanta gravedad.

2) Revisiones y operaciones periódicas

A partir del análisis AMFE realizado, se han determinado las revisiones y operaciones periódicas que es necesario llevar a cabo para detectar y evitar los fallos relativos a cada componente del elevador. Entre ellas están comprobar el desgaste de la banda, cangilones y tambores, revisar el apriete de tornillos o realizar cambios de aceite programados en el reductor. La lista completa de revisiones y operaciones periódicas se puede consultar en el **ANEXO 12.2**.

3) Lubricantes a utilizar

Otro aspecto importante en la lubricación de los rodamientos y del reductor, aparte de realizar las revisiones y operaciones periódicas ya comentadas (comprobar el nivel y estado del aceite del reductor, realizar cambios de aceite programados o realizar relubricaciones programadas de los rodamientos), es utilizar un lubricante adecuado.

De esta forma, se ha visto que un lubricante adecuado para el reductor sería un aceite ISO VG 220 sintético o mineral. Para los rodamientos de los ejes de los tambores sería recomendable utilizar grasas con un número de consistencia NLGI de 2 o 3. Los detalles de la elección de estos lubricantes se pueden consultar en el **ANEXO 12.3**.

17. CONCLUSIONES

El objetivo de este trabajo era entender el funcionamiento y los componentes de un elevador de cangilones, y diseñar uno de ellos para una aplicación específica. Aunque el diseño del elevador tenía la finalidad de elevar 40 T/h de arcilla seca, el elevador podría usarse para elevar otro material siempre que no se sobrepase la capacidad del elevador (40 T/h), aunque si el material fuera menos denso, el volumen de los cangilones seleccionados no sería suficiente. Por el contrario, si el material fuera más denso, podrían quitarse cangilones. En estos casos, habría que tener en cuenta siempre que el tipo de cangilones fuera adecuado para el material a transportar, y que podrían cambiarse la banda y cangilones para adecuarse al nuevo material. Así, en el caso de un material más denso, en lugar de quitar cangilones, se podrían poner cangilones de menor volumen.

De las distintas partes del elevador, las que más problemas a resolver han planteado han sido los ejes de los tambores (el cálculo de las tensiones en la banda, fuerzas que se aplican con el sistema tensor y cargas que éstas generan sobre los ejes) ya que en clase no se había visto el cálculo de tensiones en bandas ni estos tipos de sistemas tensores, y el reductor, que es el apartado más amplio del trabajo ya que se ha diseñado en vez de simplemente seleccionarlo como se ha hecho con otros componentes. Así, se ha tenido que decidir el tipo de reductor más adecuado priorizando un elevado rendimiento. Una vez elegido un reductor de engranajes cilíndricos helicoidales, se ha tenido que decidir el número de etapas y el módulo de los engranajes. Aunque al principio se habían planteado 2 etapas con engranajes de un módulo pequeño, se ha visto que para que los dientes de los engranajes no fallaran por flexión o desgaste, se necesitaba un módulo mayor. Pero con 2 etapas, eso significaba poner engranajes de un tamaño demasiado grande, por lo que finalmente se decidió poner 3 etapas ya que así los engranajes (ruedas) conducidos de cada etapa tienen menor tamaño.

También se tuvo que decidir si realizar la mayor reducción de velocidad en la primera o en la última etapa, haciendo los cálculos correspondientes para comprobar que realizando la mayor reducción en la última etapa no se necesitaban materiales de tanta resistencia, o que para un mismo material, los engranajes aguantaban más horas de funcionamiento sin que fallaran por desgaste. En resumen, como en el cálculo de los engranajes del reductor tenían influencia distintas variables como la anchura de los engranajes de cada etapa, el módulo, el diámetro de los engranajes, el número de etapas y la relación de transmisión de cada una de ellas, se ha tenido que ir probando distintas opciones hasta encontrar la mejor alternativa de diseño, lo que ha permitido el aprendizaje sobre este tipo de transmisiones. Igualmente, a los ejes del reductor también les afectaban los engranajes elegidos, ya que son estos los que generan las cargas en los ejes. Y en el cálculo de los ejes, se ha tenido que jugar con el diámetro y el material, para que todos los ejes cumplieran tanto el cálculo de resistencia estático como el cálculo a fatiga.

En definitiva, se ha conseguido calcular, diseñar o seleccionar distintos elementos de un elevador de cangilones, habiendo adquirido conocimientos sobre cada uno de ellos, profundizando en los componentes que se habían estudiado en distintas asignaturas y aprendiendo sobre los que no se habían tratado como pueden ser el cálculo de la tensión mínima en la banda para evitar el deslizamiento con el tambor (para el cual se tuvo que buscar información sobre la tensión de cintas transportadoras dada su similitud con los elevadores de cangilones y la falta de información sobre estos últimos), los frenos antirretorno, los sistemas tensores, los soportes de rodamiento de estos sistemas, o las consideraciones a tener en cuenta en el cálculo de los ejes de los tambores.

18. BIBLIOGRAFÍA

Libros y apuntes:

- [1] Canalís Martínez, P., Abad Blasco, J. *Apuntes de la asignatura Cálculo de elementos de máquinas*. Universidad de Zaragoza, Departamento de Ingeniería Mecánica.
- [2] Abad Blasco, J., Canalís Martínez, P., Valladares Hernando, D. *Apuntes de la asignatura Criterios de diseño de máquinas*. Universidad de Zaragoza, Departamento de Ingeniería Mecánica.
- [3] Sanchez Marín, F.T., Pérez González, A., Sancho Bru, J.L., Rodríguez Cervantes, P.J. (2007). *Mantenimiento Mecánico de Máquinas*. Universitat Jaume I.

Catálogos:

- [4] Catálogo de rodamientos FAG
- [5] Catálogo Soportes de rodamiento INA
- [6] Catálogo Ruedas libres RINGSPANN
- [7] Catálogo 4B (cangilones, bandas, tornillos para elevadores, uniones de los extremos de la banda)

Manuales de elevadores de cangilones:

- [8] https://es.martinsprocket.com/docs//safety/material%20handling/3_elevadores%20de%20cangilones/01_manual_elevadores.pdf (MARTIN. Instrucciones de instalación, operación y mantenimiento Elevadores de cangilones)
- [9] https://www.aggrowth.com/globalassets/brands-section/tramco/support-resources/tramco_bucket_elevator_manual_uk_tem002_r01_1_sp.pdf (TRAMCO. Manual de operación, seguridad y mantenimiento. Elevador de cangilones de descarga centrífuga)
- [10] <https://m4ts.cl/wp-content/uploads/2018/05/MANUAL-DE-OPERACION-Y-MTTO-ELEV-MOLY-.pdf> (M4TS, Molyb, FMC Technologies. Manual de operación y mantenimiento)
- [11] <https://uk.jemaagro.dk/Files/Images/uk-jema-agro/pdf/manual/manual-e300-bucket-elevator-non-zone-uk-jema-agro.pdf> (Jema Agro. Manual Bucket elevator E300)

Páginas web:

- [12] <https://studylib.es/doc/5351130/elevadores-de-cangilones---ocw---universidad-carlos-iii-d> (Apuntes sobre elevadores de cangilones realizados por el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid)
- [13] <https://docplayer.es/211005373-Tema-elevadores-de-cangilones-y-transportadores-sinfin-tipos-y-caracteristicas-constructivas-modalidad-de-calculo-y-eleccion-de-equipo-indice.html> (Apuntes sobre Elevadores de cangilones. Tipos y características constructivas. Departamento Mecánica Universidad Tecnológica Nacional)

- [14] <https://www.uned.es/universidad/dam/facultades/industriales/RIBIM/volumenes%20hasta%202019/Vol18N2Octubre2014/V18N2A04-Garofoli.pdf> (A. Garofoli, J. Garofoli. *Elevadores a cangilones de descarga centrífuga. Pérdidas ocasionadas por problemas de diseño*. Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica 18(2), 55-67 (2014)).
- [15] <https://go4b.co.uk/es> (Fabricante de componentes para elevadores de cangilones)
- [16] <https://masanes.com/es/ct/cangilones-4> (Componentes para elevadores de cangilones)
- [17] https://es.martinsprocket.com/docs//catalogs/material%20handling/4_elevadores%20de%20cangilones/seccion_h_elevadores.pdf (Elevadores de cangilones del fabricante Martin)
- [18] <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn84.html> (Tutorial sobre cálculo y diseño de cintas transportadoras utilizado para el cálculo de tensión en los dos ramales de la banda)
- [19] <https://www.skecon.com/es/noticias/conocimiento/%C2%BFC%C3%B3mo-calculer-la-tensi%C3%B3n-m%C3%A1xima-de-funcionamiento-de-la-cinta-transportadora.html>
(Información sobre la tensión de funcionamiento de bandas y cintas transportadoras)
- [20] <https://aldo-saton.com/productos/acoplamiento/01.html> (Catálogo de acoplamientos elásticos)
- [21] <https://www.ringspann.es/es> (Fabricante de componentes: información y catálogo de ruedas libres y frenos antirretorno)



ANEXOS

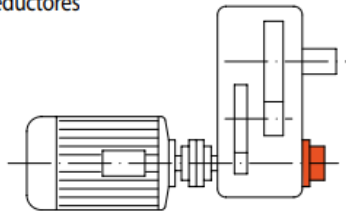
ANEXO 1. FRENO ANTIRRETORNO

Disponer de un freno antirretorno es necesario para impedir el giro de la banda en sentido contrario al de elevación en el caso de que los cangilones estuvieran cargados y se parara el motor, ya que esto provocaría que el material se descargara en el fondo provocando el emboque del elevador. Además, previene la rotación inversa del motor en caso de que falle la red eléctrica.

Además de en los elevadores, los frenos antirretroceso también son ampliamente utilizados en las cintas transportadoras inclinadas, y los podemos encontrar colocados en el eje del tambor motriz, en alguno de los ejes del reductor o en el propio motor.

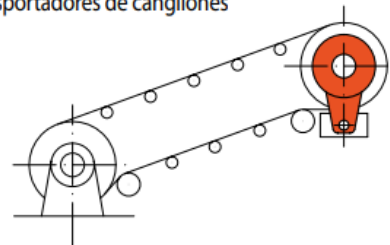
► Campos de aplicación de los antirretrocesos

Cajas de cambio
Motores eléctricos
Motorreductores



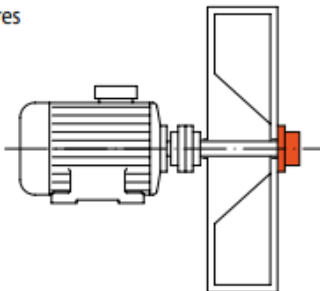
El antirretroceso previene la rotación inversa del motor de un equipo transportador si falla la red eléctrica o al parar el motor de accionamiento de los equipos transportadores éstos retrocedan.

Cintas transportadoras inclinadas
Elevadores
Transportadores de cangilones



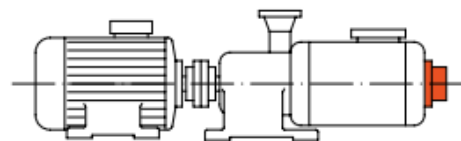
Asimismo, el antirretroceso impide que, en caso de fallo de la red eléctrica o con el motor parado, el material transportado retroceda.

Soplantes
Ventiladores



El antirretroceso impide que el medio transportado retroceda bajo su propia carga, una vez se haya parado el motor.

Bombas
Compresores



El antirretroceso impide el arranque en el sentido de giro erróneo.

Figura 61. Campos de aplicación de los frenos antirretorno.

Fuente: ringspann.es

A1.1. Tipos

De esta forma, en los elevadores de cangilones, podemos diferenciar principalmente entre dos tipos de frenos antirretorno:

- **Antirretornos de alta velocidad:** que se colocan en uno de los ejes del primer o segundo tren de engranajes del reductor.
- **Antirretornos de baja velocidad:** que se colocan en el eje del tambor motriz. Estos antirretornos permiten retirar la unidad de accionamiento cuando el elevador tiene carga. También se pueden colocar en el eje de salida del reductor, pero en ese caso no se podría retirar el reductor con los cangilones cargados sin que el material cayera al fondo del elevador.

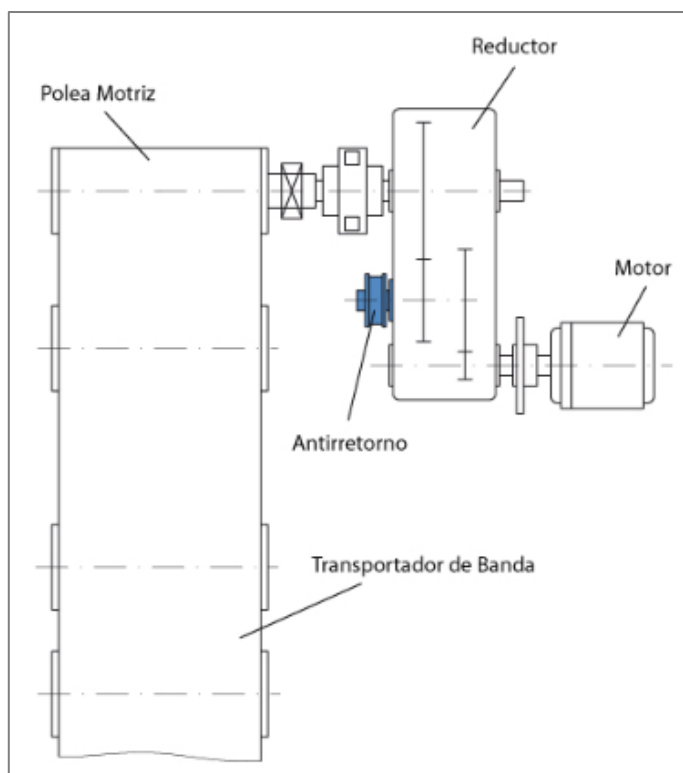


Figura 62. Ejemplo de aplicación de un antirretorno de alta velocidad (antirretorno colocado en un eje del reductor).

Fuente: ringspann.es



Figura 63. Ejemplo antirretorno de alta velocidad.

Fuente: ringspann.es

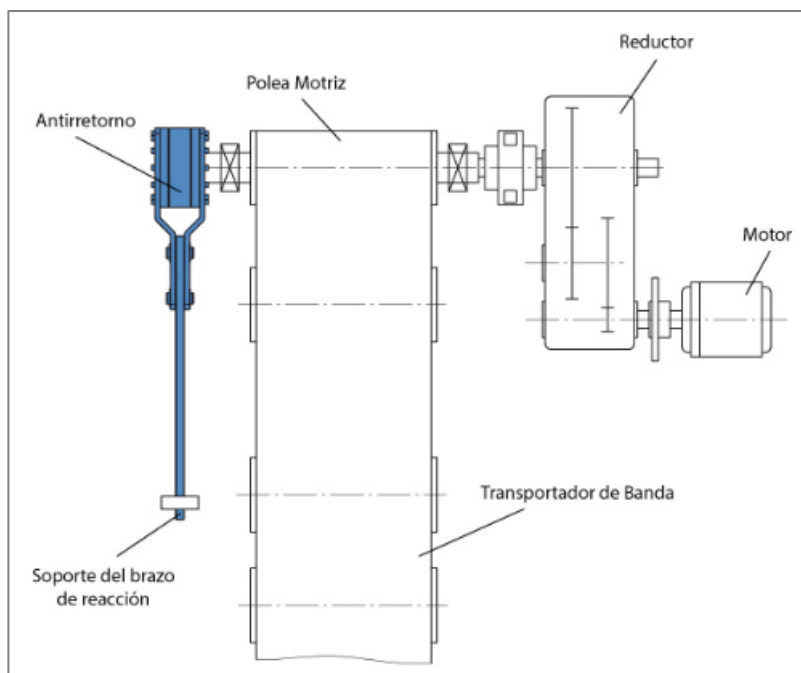


Figura 64. Ejemplo de aplicación de un antirretorno de baja velocidad (antirretorno colocado en el eje del tambor motriz).

Fuente: ringspann.es



Figura 65. Ejemplo antirretorno de baja velocidad.

Fuente: ringspann.es



Figura 66. Ejemplo de colocación de un antirretorno de baja velocidad con el extremo del brazo de reacción (palanca) en un soporte.

Fuente: ringspann.es

Los frenos antirretorno, que pertenecen a las llamadas ruedas libres, permiten el giro libre en un sentido, bloqueando el giro en sentido contrario gracias a elementos de bloqueo. Estos **elementos de bloqueo** pueden ser:

- **Elementos de forma.** En estos casos, las ruedas libres tienen pistas de rodadura cilíndricas en los aros interior y exterior. Los elementos de bloqueo constan de unos resortes y pueden tener diferentes formas según la aplicación. En la *Figura 67*, si el aro exterior está fijo como en el caso de los frenos antirretroceso, el aro interior puede girar libremente en sentido antihorario, bloqueándose si gira en sentido contrario.
- **Rodillos de bloqueo.** En este caso, a diferencia de las ruedas libres con elementos de forma, la pista de rodadura de uno de los aros no es cilíndrica, sino que forma rampas o cuñas de bloqueo. En la *Figura 68*, igual que antes, si el aro exterior está fijo, el aro interior puede girar libremente en sentido antihorario debido a los muelles pretensados, bloqueándose si gira en sentido contrario.

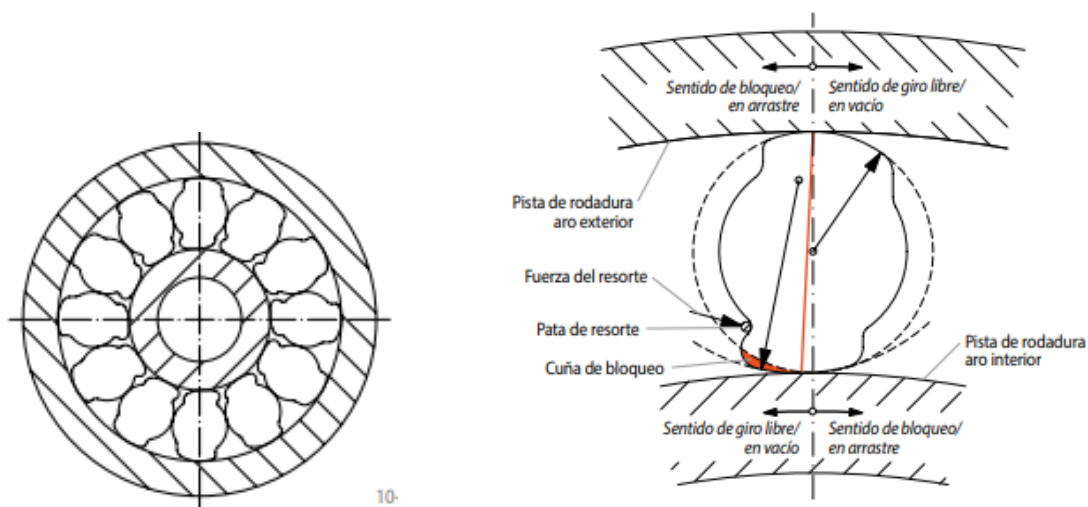


Figura 67. Ruedas libres con elementos de forma de bloqueo.

Fuente: ringspann.es

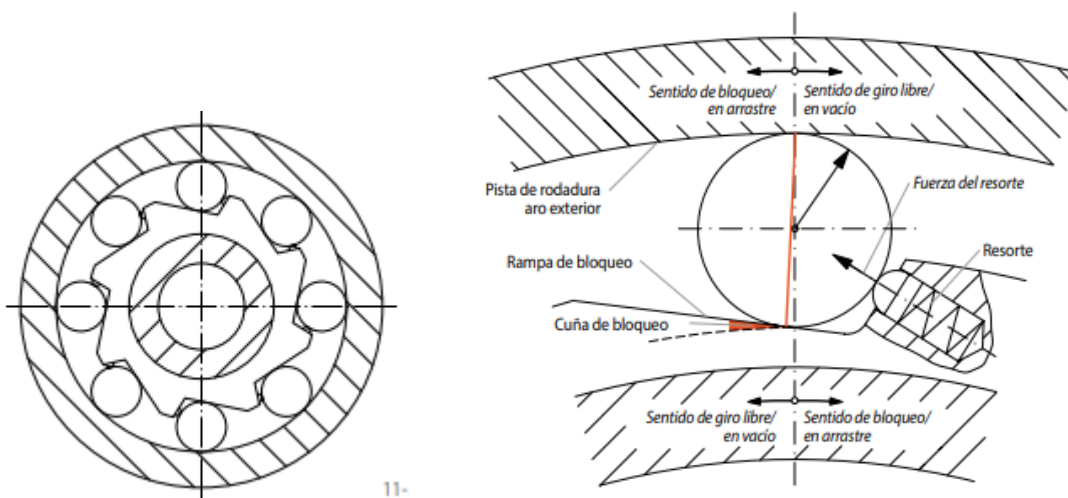


Figura 68. Ruedas libres con rodillos de bloqueo.

Fuente: ringspann.es

A1.2. Selección del freno antirretorno

En nuestro caso vamos a elegir un antirretorno de baja velocidad, para colocarlo en el extremo del eje del tambor motriz contrario a donde se encuentra el motorreductor, ya que son más económicos, no requieren acoplarlos al reductor, y permiten, si fuera necesario, retirar la unidad de accionamiento con los cangilones llenos (cuando el elevador tiene carga).

El par en el eje del tambor motriz (donde se va a colocar el antirretorno) era:

$$M_{\text{eje tambor motriz}} = F_{\text{tambor}} \cdot R_{\text{tambor}} = 160,3 \text{ [kg]} \cdot 9,81 \text{ [N/kg]} \cdot 0,4 \text{ m} = 629 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Sin embargo, para determinar el par de selección del antirretorno hay que tener en cuenta que al tratarse de un proceso altamente dinámico se producen pares punta altos. De este modo, en el catálogo de Ringspann, se nos indica que el par de selección M_A hay que determinarlo de la siguiente manera:

$$M_A = 1,75 \cdot M_L$$

$$M_L = 9550 \cdot F \cdot P_L / n_{SP}$$

Donde cada elemento significa lo siguiente:

M_A = par de determinación del antirretroceso [Nm]
$M_L = 9550 \cdot F \cdot P_L / n_{SP}$ [Nm]
= par de retroceso estático de la carga con relación al eje del bloqueo [Nm]
P_L = carrera de la instalación de transporte bajo plena carga [kW]
= altura de transporte [m] multiplicada por la carga transportada por segundo [kN/s]
P_0 = potencia motor nominal [kW]
n_{SP} = número de revoluciones del eje del antirretroceso [min^{-1}]
F = Factor de selección (véase tabla contigua)

Tabla 27. Determinación del par del antirretroceso.

Fuente: ringspann.es

Valores orientativos para F:

Tipo de instalación	F
Cintas transportadoras, inclinación de hasta 6°	0,71
Cintas transportadoras, inclinación de hasta 8°	0,78
Cintas transportadoras, inclinación de hasta 10°	0,83
Cintas transportadoras, inclinación de hasta 12°	0,86
Cintas transportadoras, inclinación de hasta 15°	0,89
Bombas rascadoras de tornillo sinfin	0,93
Molinos cónicos, tambores de secado	0,85
Transportadores de cangilones, elevadores	0,92
Trituradoras de martillos	0,93
Sopladores, ventiladores	0,53

Tabla 28. Valores de F

Fuente: ringspann.es

De esta forma, se ha calculado el par necesario del antirretorno:

$$F = 0,92 \text{ (en el caso de elevadores de cangilones)}$$

$$40 \text{ Tn/h} = 0,10889 \text{ kN/s}$$

$$P_L = 20 \text{ m} \cdot 0,10889 \text{ kN/s} = 2,178 \text{ kW}$$

$$n_{SP} = 47,67 \text{ rpm (en el eje del tambor motriz)}$$

$$M_L = 9550 \cdot 0,92 \cdot 2,178 / 47,67 = 401,42 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_A = 1,75 \cdot 401,42 \text{ N} \cdot \text{m} = 702,49 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Concretamente se va a utilizar un antirretorno con palanca como el de la *Figura 69*, habitual en elevadores y que no sirve para pares tan elevados como el antirretorno de la *Figura 65* pero que es suficiente en nuestro caso, mientras que ese otro tipo de antirretorno se utiliza para aplicaciones más exigentes y con cargas más pesadas.



Figura 69. Antirretorno seleccionado.
Fuente: ringspann.es

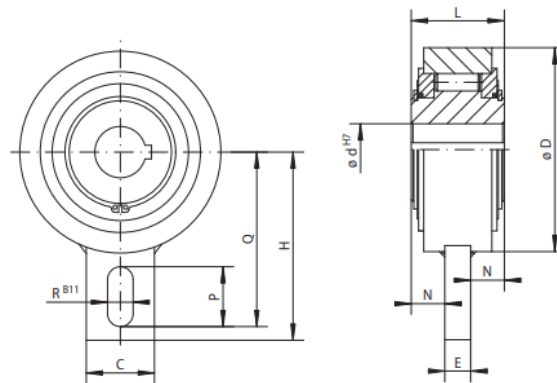


Figura 70. Vistas del antirretorno seleccionado
Fuente: ringspann.es

El modelo para el tamaño de nuestro eje (diámetro 50 mm) tiene un par superior al par M_A necesario y puede trabajar a las revoluciones de nuestro eje. Por lo tanto, nos sirve este tipo de antirretorno: seleccionamos un antirretorno FAV 50.

Rueda libre	Par nominal M_N Nm	Revoluciones máx. Aro interior gira libre min^{-1}	Diámetro d mm	C mm	D mm	E mm
FAV 20	220	500	20	40	83	12
FAV 25	220	500	25	40	83	12
FAV 30	1025	350	30	40	118	15
FAV 35	1025	350	35	40	118	15
FAV 40	1025	350	40	40	118	15
FAV 45	1600	250	45	80	155	20
FAV 50	1600	250	50	80	155	20
FAV 55	1600	250	55	80	155	20
FAV 60	1600	250	60	80	155	20
FAV 70	1600	250	70	80	155	20
FAV 80	2500	220	80	80	190	20

Tabla 29. Antirretorno FAV seleccionado.
Fuente: ringspann.es

ANEXO 2. VENTAJAS DEL MODELO DE CANGILÓN SELECCIONADO

Las ventajas del cangilón seleccionado (SPS Super Starco) que indica el fabricante son:

- Cangilón versátil, disponible en muchas medidas
- Se requieren menor número de tornillos y perforaciones. En los de menor tamaño solo son necesarias 2 perforaciones por cangilón
- Coste reducido de instalación de la banda y cangilones
- Opera de manera eficiente en un amplio rango de velocidades

Además, el cangilón seleccionado cuenta con un diseño de alta eficiencia con características que le hacen destacar frente a otros cangilones, como la capacidad de apilamiento, el diseño con caras frontales lisas y fondos de grosor decreciente que permiten una carga y descarga eficaz a altas velocidades, la ausencia de alas que añadirían costes y peso, y la posibilidad de reducir el espacio entre cangilones. Estas características se pueden ver más en detalle en la **Figura 71**.

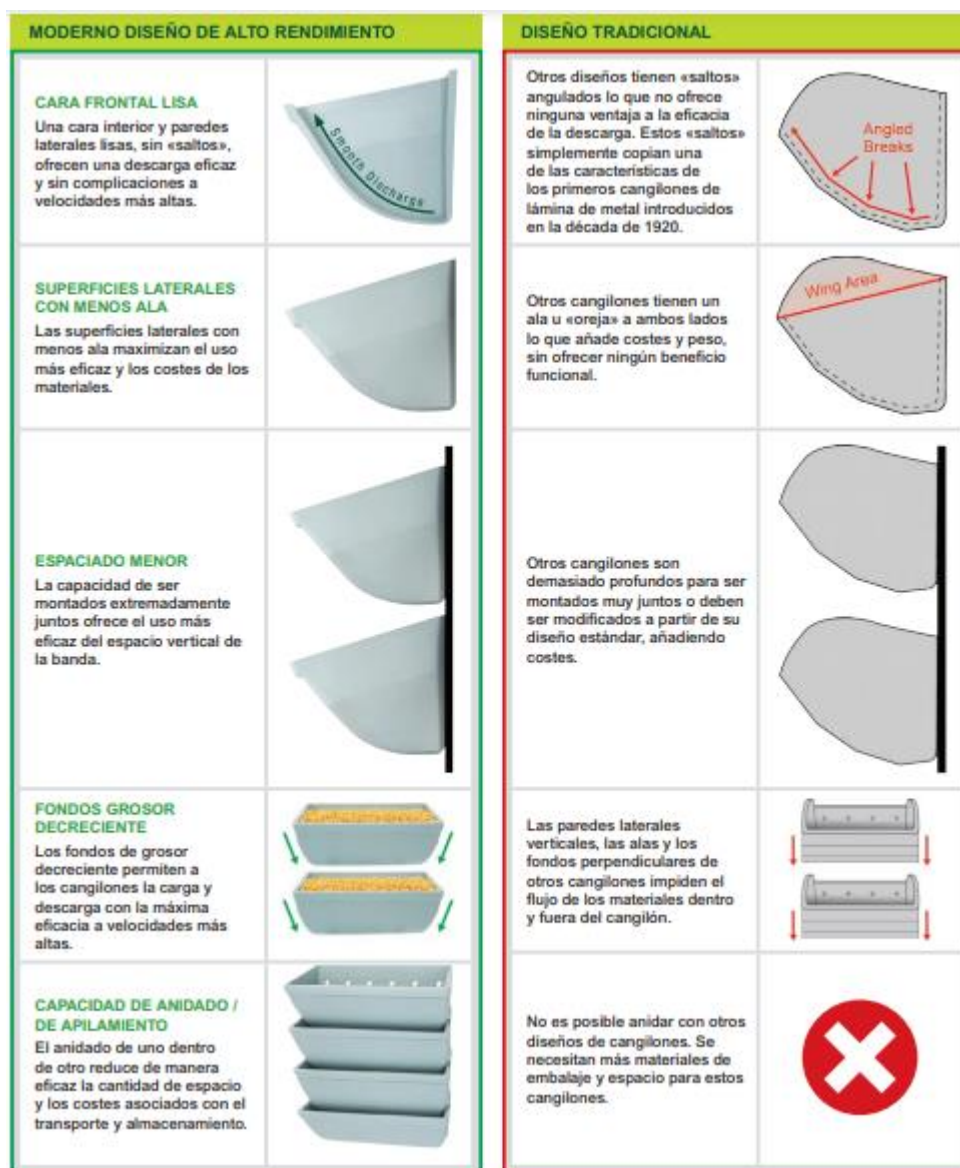


Figura 71. Características de los cangilones de alta eficacia del fabricante “4B”.

Fuente: go4b.co.uk

ANEXO 3. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD DE LA UNIÓN ATORNILLADA DE LOS CANGILONES A LA BANDA

Para realizar el cálculo de la unión a flexión, en primer lugar debemos saber el peso que tendrá que aguantar la unión atornillada:

$$\text{Peso} = \text{Peso del cangilón} + \text{Peso del material} = 0,25 + 1,111 = 1,361 \text{ kg} = 13,35 \text{ N}$$

Pero también debemos conocer el punto en el que está aplicada esa fuerza (peso), que es el centro de gravedad del volumen llenado del cangilón, no del cangilón entero ya que este no se llena por completo. Para calcular la posición del centro de gravedad, se considera de manera aproximada para simplificar el cálculo que ese volumen se puede dividir en un rectángulo y en un triángulo.

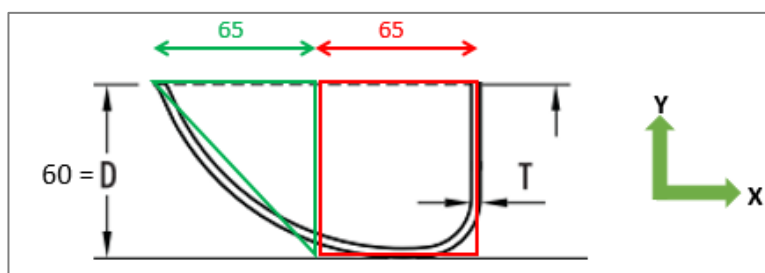


Figura 72. División aproximada del volumen llenado del cangilón para el cálculo del cdg.

Se ha calculado la coordenada X del centro de gravedad, y la fuerza estará aplicada a una distancia de 50,55 mm del extremo del cangilón en el que están los tornillos.

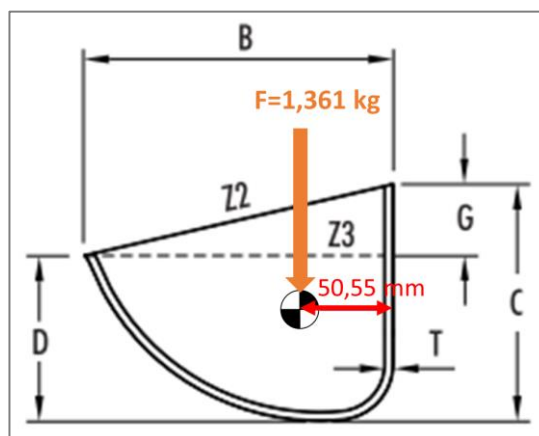


Figura 73. Punto de aplicación de la fuerza del peso del material (distancia al extremo atornillado)

Así, la situación se puede asemejar a una barra empotrada, sometida a flexión por acción de una fuerza, de la siguiente manera:

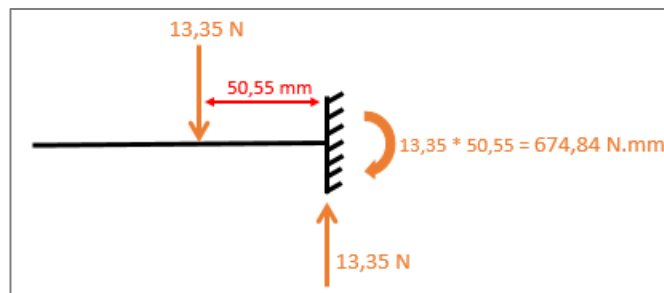


Figura 74. Situación de flexión debida al peso del material

De esta forma, sabiendo que nuestros cangilones tienen 2 tornillos, la **fuerza de cortadura** en cada tornillo es:

$$F' = \frac{F}{n^{\circ} \text{ de tornillos}} = \frac{13,35 \text{ N}}{2} = 6,675 \text{ N}$$

Por otra parte, debemos calcular la **fuerza a tracción** en los tornillos. Esta fuerza debe realizar el mismo momento (de sentido contrario) que el peso, con un radio de giro de 55 mm respecto al punto O, que es el punto sobre el que giraría el cangilón si no tuviéramos los tornillos.

$$2 [\text{tornillos}] \cdot F_{\text{tracción}} \cdot 55[\text{mm}] = M = 674,84 \text{ N} \cdot \text{mm} \rightarrow F_{\text{tracción}} = 6,135 \text{ N}$$

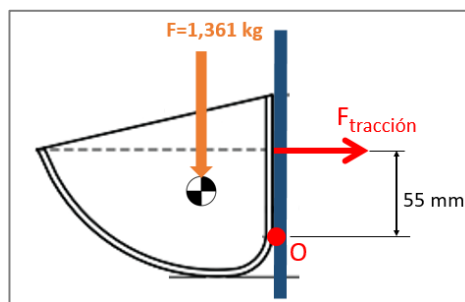


Figura 75. Cálculo de la fuerza de tracción exterior en los tornillos

Sin embargo, para la **fuerza total de tracción** en el tornillo también tenemos que tener en cuenta la precarga (F_i) debida al par de apriete aplicado en el tornillo:

$$F_{\text{total tracción}} = F_i + C \cdot F_{\text{tracción}}$$

Para conexiones reutilizables, el valor aproximado de la precarga (F_i) es:

$$F_i = 0,75 \cdot F_{\text{lim}} = 0,75 \cdot A_r \cdot \sigma_F = 0,75 \cdot 36,61 \text{ mm}^2 \cdot 420 \text{ N/mm}^2 = \mathbf{11\,532 \text{ N}}$$

El área resistente del tornillo, con diámetro nominal (métrica) de 8 mm y paso de la rosca de 1,25 mm, es:

$$A_r = \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{resistente}}}{2} \right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{nom}} - 0,9381 \cdot p}{2} \right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{8 - 0,9381 \cdot 1,25}{2} \right)^2 = 36,61 \text{ mm}^2$$

Y el límite elástico (σ_F) de los tornillos clase 5.8. es 420 MPa.

Tabla 30. Propiedades del tornillo según la clase de acero.

Fuente: [2] (ver bibliografía).

TORNILLOS DIN - ISO - EN 898						
Acero	Tensiones en MPa				DUREZA	
	Valores mínimos garantizados			Recomendación		
	σ_{rotura}	$\sigma_{elástica}$	Alarg. rot. %			
4.8	420	340	14	272	HRB	71 a 95
5.6	500	300	20	240		79 a 95
5.8	520	420	10	336		82 a 95
6.8	600	480	8	384		89 a 99
8.8	800	650	9	520	HRC	20 a 34
10.9	1040	940	12	752		31 a 39
12.9	1220	1100	8	880		38 a 44

La constante de reparto C indica qué parte de la fuerza de tracción exterior se traduce en tracción sobre el tornillo y qué parte en compresión entre los elementos unidos (la banda y el cangilón). Si la fuerza se traduce completamente en tracción sobre el tornillo, $C=1$. En el caso contrario, $C=0$. Como el cangilón es de un material plástico y la banda de un material elástico, el apriete comprimirá bastante al cangilón y a la banda, y consideraremos **$C=0,2$** .

Así, la **fuerza total de tracción** en el tornillo queda:

$$F_{total\ tracción} = F_i + C \cdot F_{tracción} = 11\ 532 + 0,2 \cdot 6,135 = 11\ 533\ N$$

Con la fuerza de cortadura F' y la fuerza total de tracción calculadas, las tensiones en el tornillo son:

$$\tau = \frac{F'}{A_r} = \frac{6,675\ N}{36,61\ mm^2} = 0,18\ MPa$$

$$\sigma = \frac{F_{total\ tracción}}{A_r} = \frac{11\ 533\ N}{36,61\ mm^2} = 315,02\ MPa$$

Finalmente, conocidas las tensiones en el tornillo, aplicamos la teoría de cortante máximo y calculamos el coeficiente de seguridad de la unión atornillada, que sería mayor en caso de considerar una precarga no tan elevada:

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{315,02}{2}\right)^2 + 0,18^2} = 157,51\ MPa$$

$$CS = \frac{\sigma_F/2}{\tau_{máx}} = \frac{420/2}{157,51} = 1,33$$

ANEXO 4. DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES

A4.1. Número de dientes (Z) y diámetros primitivos (D_p)

Para la elección del número de dientes de cada engranaje, en primer lugar miramos el mínimo número de dientes en el piñón para que no exista interferencia sea cual sea el número de dientes de la rueda. Mirando la *Tabla 31* vemos que para $\mu=20^\circ$ y $\alpha=20^\circ$, el mínimo número de dientes que tiene que tener el piñón es 15.

Tabla 31. Mínimo número de dientes del piñón para asegurar que no exista interferencia.

Fuente: [1] (ver bibliografía)

μ	α		
	$14\frac{1}{2}^\circ$	20°	25°
0º engranajes rectos	32	18	12
5º	32	17	12
10º	31	17	11
15º	29	16	11
20º	27	15	10
23º	26	14	10
25º	25	14	9
30º	22	12	8
35º	19	10	7
40º	15	9	6
45º	12	7	5

Primera etapa

Sabiendo que el mínimo número de dientes del piñón es 15, querríamos elegir $Z_1=15$ para que los engranajes fueran del menor tamaño posible, pero como la relación de transmisión de la primera etapa es $i_{1-2}=2.5$, el nº de dientes de la rueda no sale un número entero ($Z_2 = 2,5 \cdot 15 = 37,5$). Por lo tanto se elige:

$$Z_1 = 16 \text{ dientes}$$

Como la relación de transmisión de la primera etapa es $i_{1-2}=2.5$, el nº de dientes de la rueda es:

$$i_{1-2} = \frac{Z_2}{Z_1} = 2,5 \rightarrow Z_2 = 2,5 \cdot 16 = 40 \text{ dientes}$$

De esta forma los diámetros primitivos del piñón (engranaje 1) y de la rueda (engranaje 2) quedan:

$$M_n = \frac{D_p}{Z} \cdot \cos \mu \rightarrow D_{p1} = \frac{M_n \cdot Z_1}{\cos \mu} = \frac{3 \cdot 16}{\cos 20^\circ} = 51,08 \text{ mm}$$

$$M_n = \frac{D_p}{Z} \cdot \cos \mu \rightarrow D_{p2} = \frac{M_n \cdot Z_2}{\cos \mu} = \frac{3 \cdot 40}{\cos 20^\circ} = 127,7 \text{ mm}$$

El diámetro primitivo del engranaje 1 (que irá en el eje del motor) es adecuado teniendo en cuenta el diámetro del eje del motor ($D=28 \text{ mm}$).

Tamaño	A	AA	AC	B	C	H	HD	K	KK	L	D	SS	E	F	G
80	125	155	158	100	50	80	210	10	1-M20x1,5	295	19	M6	40	6	15,5
90S	140	180	179	100	56	90	228	10	1-M20x1,5	320	24	M8	50	8	20
90L	140	180	179	125	56	90	228	10	1-M20x1,5	345	24	M8	50	8	20
100	160	200	202	140	63	100	260	12	1-M20x1,5	385	28	M10	60	8	24
112	190	233	225	140	70	112	285	12	2-M25x1,5	410	28	M10	60	8	24

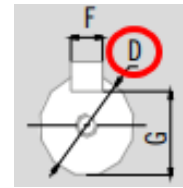


Figura 76. Diámetro del eje del motor.

Fuente: Catálogo Motores CEMER

Segunda etapa

Para la segunda etapa, el mínimo nº de dientes del piñón (engranaje 3) para que no haya interferencia es, igual que antes, 15 dientes. En este caso, a diferencia de la primera etapa, con un piñón de 15 dientes, sí que se obtiene un número entero de dientes en la rueda. Por lo tanto, elegimos:

$$Z_3 = 15 \text{ dientes}$$

En este caso, la relación de transmisión es $i_{3-4}=3$. De esta forma, el nº de dientes de la rueda (engranaje 4) será:

$$i_{3-4} = \frac{Z_4}{Z_3} = 3 \rightarrow Z_4 = 3 \cdot 15 = 45 \text{ dientes}$$

Y sabiendo que $M_n=3$, los diámetros primitivos del piñón (engranaje 3) y de la rueda (engranaje 4) serán:

$$D_{p3} = \frac{M_n \cdot Z_3}{\cos \mu} = \frac{3 \cdot 15}{\cos 20^\circ} = 47,89 \text{ mm}$$

$$D_{p4} = \frac{M_n \cdot Z_4}{\cos \mu} = \frac{3 \cdot 45}{\cos 20^\circ} = 143,66 \text{ mm}$$

Tercera etapa

En la tercera etapa, igual que en la segunda, se elige el menor número de dientes del piñón para que no haya interferencia:

$$Z_5 = 15 \text{ dientes}$$

Como la relación de transmisión de la tercera etapa es $i_{5-6}=4$, el nº de dientes de la rueda (engranaje 6) será:

$$i_{5-6} = \frac{Z_6}{Z_5} = 4 \rightarrow Z_6 = 4 \cdot 15 = 60 \text{ dientes}$$

Y sabiendo que $M_n=3$, los diámetros primitivos del piñón (engranaje 5) y de la rueda (engranaje 6) serán:

$$D_{p5} = \frac{M_n \cdot Z_5}{\cos \mu} = \frac{3 \cdot 15}{\cos 20^\circ} = 47,89 \text{ mm}$$

$$D_{p6} = \frac{M_n \cdot Z_6}{\cos \mu} = \frac{3 \cdot 60}{\cos 20^\circ} = 191,55 \text{ mm}$$

A4.2. Ancho de los engranajes (Ancho de cara, b)

El coeficiente de rigidez (δ) es un parámetro que indica la relación entre el ancho de cara y el módulo.

$$\delta = \frac{b}{M_n}$$

Este coeficiente tiene unos valores límite dependiendo del tipo de montaje. En nuestro caso, al tratarse de engranajes con buen asiento en una caja reductora, δ podría tomar valores de hasta 25 (ver *Tabla 32*). Esto significa que el máximo ancho de cara (b) que podrán tener nuestros engranajes será:

$$b_{\max} = \delta \cdot M_n = 25 \cdot 3 = 75 \text{ mm.}$$

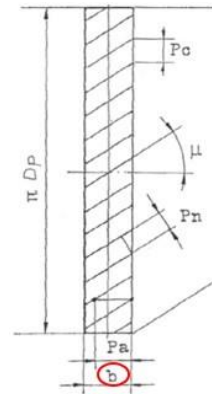


Tabla 32. Valores máximos del coeficiente de rigidez.

Fuente: [1] (ver bibliografía)

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

Si los engranajes de las 3 etapas estuvieran fabricados con el mismo material (teniendo el mismo módulo), los engranajes de la última etapa, al transmitir mayor par, necesitarían tener un ancho de cara (b) mayor para que los dientes no fallaran por flexión o por desgaste. Si tuvieran el mismo ancho de cara, los de la última etapa necesitarían estar fabricados con un material de mayor dureza y resistencia.

En nuestro caso, en el *Apartado 11.4.*, vamos a calcular el material necesario para cada pareja de engranajes. Para que los engranajes de las 3 etapas necesiten materiales similares, y que los de las primeras etapas no tengan un ancho de cara tan grande (permitiéndonos ahorrar espacio), se elige un mayor ancho de cara para las últimas etapas:

Primera etapa: $\delta = 10 \rightarrow b = \delta \cdot M_n = 10 \cdot 3 = 30 \text{ mm}$

Segunda etapa: $\delta = 15 \rightarrow b = \delta \cdot M_n = 15 \cdot 3 = 45 \text{ mm}$

Tercera etapa: $\delta = 20 \rightarrow b = \delta \cdot M_n = 20 \cdot 3 = 60 \text{ mm}$

ANEXO 5. DETERMINACIÓN DEL MATERIAL DE LOS ENGRANAJES

A5.1. Coeficientes correctores utilizados en los cálculos

Dado que hay dos coeficientes que se van a utilizar en los cálculos a flexión y a desgaste de cada una de las 3 etapas, estos se detallan previamente a comenzar los cálculos.

El par a considerar en cada engranaje, para los cálculos a flexión y desgaste, es mayor que el par en el eje correspondiente debido a que, entre otros aspectos, la geometría del perfil de los dientes y la calidad superficial no son perfectas, y a que en las máquinas se producen vibraciones. Por ello, para calcular el par, deben aplicarse dos coeficientes correctores (f_d y f_s) que mayoran las cargas y que tienen en cuenta la calidad del engranaje y el tipo de máquina que se está accionando.

Factor de esfuerzos dinámicos (f_d)

El factor de esfuerzos dinámicos (f_d) permite tener en cuenta la calidad del engranaje. En este caso los engranajes son tallados por generación, sin rectificar. De este modo, f_d es:

$$f_d = 1 + \frac{V [m/min]}{360}$$

Tabla 33. Factor de esfuerzos dinámicos, V en m/min.

Fuente: [1] (ver bibliografía).

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

En cada etapa habrá que calcular el valor de este factor, ya que depende de la velocidad tangencial del piñón correspondiente.

Factor de servicio (f_s)

Por su parte, el factor de servicio tiene en cuenta el tipo de máquina que se está accionando. Observando la *Tabla 34* se puede ver que dentro de las máquinas para cargas con choque fuerte ($f_s=1,5$ a 2) aparece “maquinaria de dragados”. Como en nuestro caso, la recogida del material se hace por dragado pero la arcilla es un material fino que no supondrá choques tan fuertes como otro tipo de máquinas, se elige el mínimo factor de los correspondientes a cargas con choque fuerte: se elige $f_s = 1,5$.

Tabla 34. Factor de servicio.

Fuente: [1] (ver bibliografía).

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

A5.2. Primera etapa

A5.2.1. Cálculo a flexión de la primera etapa

Los cálculos a flexión y a desgaste se hacen para el piñón por ser el que tiene menor número de dientes. Eso supone que el material de la rueda no tiene por qué ser tan duro y resistente como el del piñón, aunque lo habitual es que estén fabricados con el mismo material.

De la expresión del mínimo módulo necesario para que no exista fallo por flexión, deberemos despejar la σ_{adm} necesaria para el material del engranaje 1.

$$M_n = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{eje\ 1,c}}{\delta \cdot Z_1 \cdot y_1 \cdot \sigma_{adm\ 1}} \cdot \frac{\cos \mu}{1,5}}$$

Para ello, primero debemos obtener los valores de las demás variables que aparecen en la fórmula.

El par en el eje de entrada del reductor (eje 1) donde se ubica el engranaje 1 es:

$$M_{eje\ 1} = M_{N\ motor} = 26,6\ N \cdot m$$

Sin embargo, el par a considerar sobre el engranaje es mayor que el anterior. Se deben aplicar los dos coeficientes correctores (f_d y f_s) que tienen en cuenta la calidad del engranaje y el tipo de máquina que se está accionando.

El factor de esfuerzos dinámicos (f_d) con la velocidad del engranaje 1 es:

$$f_d = 1 + \frac{V [m/min]}{360} = 1 + \frac{229,48}{360} = 1,64$$

$$V = n_{eje 1} \cdot 2\pi \cdot \frac{D_{p1}}{2} = 1430 \text{ rpm} \cdot 2\pi \cdot \frac{51,08 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{2} = 229,48 \text{ m/min}$$

Como ya se ha comentado, el factor de servicio es el mismo en todas las etapas: $f_s = 1,5$.

Ahora ya podemos calcular el par $M_{eje 1,c}$ corregido con los coeficientes:

$$M_{eje 1,c} = M_{eje 1} \cdot f_d \cdot f_s = 26,6 \cdot 1,64 \cdot 1,5 = 65,436 \text{ N} \cdot \text{m} = 65\,436 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Por su parte, para obtener el factor de forma del diente o coeficiente de Lewis (y) del engranaje 1, habrá que usar la *Tabla 35* pero entrando no con el número de dientes real sino con un número de dientes ficticio (Z'):

$$Z'_1 = \frac{Z_1}{\cos^3 \mu} = \frac{16}{(\cos 20^\circ)^3} = 19,28 \approx 19$$

Entrando a la tabla con nº de dientes=19 y sabiendo que los dientes tienen $\alpha=20^\circ$ y altura normal, se obtiene $y_1 = 0,1$.

Tabla 35. Factor de forma del diente o coeficiente de Lewis.

Fuente: [1] (ver bibliografía).

FACTOR DE FORMA DEL DIENTE "y"							
Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°	Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°
10	0,084	0,056	0,083	25	0,108	0,097	0,133
11	0,072	0,061	0,092	27	0,111	0,099	0,136
12	0,078	0,067	0,099	30	0,114	0,101	0,139
13	0,083	0,071	0,103	34	0,118	0,104	0,142
14	0,088	0,075	0,108	38	0,122	0,106	0,145
15	0,092	0,078	0,111	43	0,126	0,108	0,147
16	0,094	0,081	0,115	50	0,130	0,110	0,151
17	0,096	0,084	0,117	60	0,134	0,113	0,154
18	0,098	0,086	0,120	75	0,138	0,115	0,158
19	0,100	0,088	0,123	100	0,142	0,117	0,161
20	0,102	0,090	0,125	150	0,146	0,119	0,165
21	0,104	0,092	0,127	300	0,150	0,122	0,170
23	0,106	0,094	0,130	Crumakera	0,154	0,124	0,175

Una vez conocidos los valores del resto de variables, ya podemos calcular la σ_{adm} necesaria en el engranaje 1 para que no falle a flexión:

$$M_n = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{1c}}{\delta \cdot Z_1 \cdot y_1 \cdot \sigma_{adm1}} \cdot \frac{\cos \mu}{1,5}} \rightarrow 3 = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{65\,436}{10 \cdot 16 \cdot 0,1 \cdot \sigma_{adm1}} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{1,5}}$$

$$\rightarrow \sigma_{adm1} = 60,36 \text{ MPa}$$

Como el piñón y la rueda tienen el mismo módulo, pero el piñón tiene menor número de dientes, la rueda podría estar fabricada en un material menos resistente. Así, la σ_{adm} necesaria en la rueda (engranaje 2) es:

$$\sigma_{adm2} = \sigma_{adm1} \cdot \frac{y_1}{y_2} = 60,36 \cdot \frac{0,1}{0,129} = 46,79 \text{ MPa}$$

Para la obtención del coeficiente de Lewis y_2 de la rueda se ha tenido que calcular el número de dientes ficticio del mismo modo que con el piñón (engranaje 1):

$$Z'_2 = \frac{Z_2}{\cos^3 \mu} = \frac{40}{(\cos 20^\circ)^3} = 48,2 \rightarrow y_2 \approx 0,129$$

A5.2.2. Cálculo a desgaste de la primera etapa

Habitualmente el fallo a desgaste resulta más crítico que el fallo a flexión, por lo que probablemente el material a seleccionar nos lo marcará el cálculo a desgaste. Es decir, el material que cumpla de forma ajustada con el requisito del cálculo a flexión, probablemente no tenga la dureza necesaria para evitar el fallo por desgaste.

Igual que en el caso de fallo por flexión, el cálculo del material necesario para que no se produzca fallo por desgaste se hace con el piñón ya que al tener menor número de dientes, estos sufren mayor desgaste, por lo que obtenemos una mayor dureza necesaria que en la rueda.

Para calcular la dureza mínima del material del engranaje, primero tenemos que obtener el valor del coeficiente de presión de rodadura K_r :

$$K_r = \frac{4 \cdot M_{1c} \cdot \cos^3 \mu}{\delta \cdot M_n^3 \cdot Z_1^2 \cdot \sin(2\alpha)} \cdot \frac{1+i}{i} = \frac{4 \cdot 65\,436 \cdot (\cos 20^\circ)^3}{10 \cdot 3^3 \cdot 16^2 \cdot \sin(2 \cdot 20^\circ)} \cdot \frac{1+2,5}{2,5} = 6,844 \text{ MPa}$$

Se quiere que la duración del reductor sea de unas 30 000 horas de funcionamiento (que equivalen a más de 10 años trabajando 8 horas al día todos los días del año). De esta forma, los millones de vueltas que dará el engranaje son:

$$L = \frac{L_h \cdot n_1 \cdot 60}{10^6} = \frac{30\,000 \cdot 1430 \cdot 60}{10^6} = 2574 \text{ millones de vueltas}$$

Conocidos K_r y L , ya se puede calcular la dureza mínima necesaria en el caso límite $K_r = K_{r,adm}$. Como el material que seleccionaremos va a ser un tipo de acero con la dureza suficiente, el módulo de Young a introducir es el característico del acero: $E=210 \cdot 10^3$ MPa.

$$K_{r,adm} = 0,677 \cdot \frac{HB_1^2}{E \cdot L^{1/3}}$$

$$6,844 = 0,677 \cdot \frac{HB_1^2}{210 \cdot 10^3 \cdot (2574)^{1/3}} \rightarrow HB_1 = 5394 MPa \rightarrow 539 HB \approx 55 HRC$$

Como el piñón y la rueda tienen el mismo módulo, pero el piñón tiene menor número de dientes, la rueda (engranaje 2) podría estar fabricada en un material de menor dureza:

$$HB_2 = HB_1 \cdot \sqrt[6]{\frac{n_2}{n_1}} = HB_1 \cdot \sqrt[6]{\frac{1}{i_{1-2}}} = 5394 \cdot \sqrt[6]{\frac{1}{2,5}} = 4630 MPa \rightarrow 463 HB \approx 48 HRC$$

La tabla utilizada para establecer las equivalencias entre dureza Brinell (HB) y Rockwell C (HRC) se encuentra en el *Apartado A5.5*.

Dado que la resistencia y dureza necesarias en el piñón y en la rueda son bastante similares, se elige el mismo material para ambos engranajes. El acero a elegir debe tener como mínimo las características calculadas para el piñón: $\sigma_{adm}=60,36$ MPa y Dureza=539 HB=55 HRC.

Para cumplir con el cálculo a flexión nos bastaría con uno de los aceros al carbono (que tienen valores de σ_{adm} superiores a 140 MPa), pero estos no tienen la dureza suficiente para cumplir con el cálculo a desgaste. Por lo tanto, de los aceros disponibles para engranajes elegiríamos un acero endurecido por cementación, concretamente el F-155 ($\sigma_{adm}=310$ MPa y Dureza=58 HRC) por ser, junto al F-154, el acero con menor σ_{adm} de los que cumplen los requisitos de dureza.

Tabla 36. Propiedades de algunos aceros al carbono.
Fuente: [1] (ver bibliografía).

MATERIALES PARA ENGRANAJES					
ACEROS AL CARBONO					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm ² (kp/mm ²)
F-111	F-1110	Extrasuave Normalizado	38-48	110-135 HB	14
F-113	F-1130	Semi-suave Normalizado	55-62	150-170 HB	19
F-114	F-1140	Semi-duro, Normalizado	62-70	190-210 HB	22
F-114	F-1140	Semi-duro Templado y revenido	68-87	247-277 HB	26

Tabla 37. Propiedades de algunos aceros de cementación para engranajes.

Fuente: [1] (ver bibliografía).

ACEROS DE CEMENTACIÓN					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	σ _{adm} daN/mm ² (kp/mm ²)
F-153		Acero al Cr-Ni duro	110-125	58 HRC	39
F-154		Acero al Cr-Ni tenaz	90-95	58 HRC	31
F-155		Acero al Cr-Mo	90-95	58 HRC	31
F-156		Acero al Cr-Ni-Mo duro	120-135	60 HRC	42

A5.3. Segunda etapa

A5.3.1. Cálculo a flexión de la segunda etapa

Nuevamente, de la expresión del mínimo módulo necesario para que no exista fallo por flexión, debemos despejar la σ_{adm} mínima para el material del engranaje 3.

$$M_n = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{eje\ 2,c}}{\delta \cdot Z_3 \cdot \gamma_3 \cdot \sigma_{adm\ 3}}} \cdot \frac{\cos \mu}{1,5}$$

Para ello, primero debemos obtener los valores de las demás variables. El par en el segundo eje del reductor (eje 2), que es donde se ubica el engranaje 3, es:

$$M_{eje\ 2} = i_{1-2} \cdot M_{eje\ 1} = 2,5 \cdot 26,6 = 66,5\ N \cdot m$$

Sin embargo, hay que utilizar el par corregido con los coeficientes f_d y f_s . En este caso, el factor de esfuerzos dinámicos (f_d) tiene el siguiente valor:

$$f_d = 1 + \frac{V\ [m/min]}{360} = 1 + \frac{86,06}{360} = 1,24$$

$$V = n_{eje\ 2} \cdot 2\pi \cdot \frac{D_{p3}}{2} = 572\ rpm \cdot 2\pi \cdot \frac{47,89 \cdot 10^{-3}\ m}{2} = 86,06\ m/min$$

$$n_{eje\ 2} = \frac{n_{eje\ 1}}{i_{1-2}} = \frac{1430}{2,5} = 572\ rpm$$

Ahora ya podemos calcular el par $M_{eje\ 2,c}$ corregido con los coeficientes:

$$M_{eje\ 2,c} = M_{eje\ 2} \cdot f_d \cdot f_s = 66,5 \cdot 1,24 \cdot 1,5 = 123,69\ N \cdot m = 123\ 690\ N \cdot mm$$

Para obtener el factor de forma del diente o coeficiente de Lewis (y) del engranaje 3 habrá que usar la tabla correspondiente (*Tabla 35*) con el número de dientes ficticio (Z'):

$$Z'_3 = \frac{Z_3}{\cos^3 \mu} = \frac{15}{(\cos 20^\circ)^3} = 18,07 \approx 18$$

Entrando a la tabla con n° de dientes=18 y sabiendo que los dientes tienen $\alpha=20^\circ$ y altura normal, se obtiene $y_3 = 0,098$.

Una vez conocidos los valores del resto de variables, ya podemos calcular la σ_{adm} mínima del engranaje 3 para que no falle a flexión:

$$M_n = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{eje 2,c}}{\delta \cdot Z_3 \cdot y_3 \cdot \sigma_{adm 3}}} \cdot \frac{\cos \mu}{1,5} \rightarrow 3 = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{123\,690}{15 \cdot 15 \cdot 0,098 \cdot \sigma_{adm 3}}} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{1,5}$$

$$\rightarrow \sigma_{adm 3} = 82,79 \text{ MPa}$$

La rueda podría estar fabricada en un material menos resistente. Así, la σ_{adm} necesaria en la rueda (engranaje 4) es:

$$\sigma_{adm 4} = \sigma_{adm 3} \cdot \frac{y_3}{y_4} = 82,79 \cdot \frac{0,098}{0,132} = 61,46 \text{ MPa}$$

Para la obtención del coeficiente de Lewis y_4 de la rueda se ha tenido que calcular el número de dientes ficticio del mismo modo que con el piñón:

$$Z'_4 = \frac{Z_4}{\cos^3 \mu} = \frac{45}{(\cos 20^\circ)^3} = 54,23 \rightarrow y_4 \approx 0,132$$

A5.3.2. Cálculo a desgaste de la segunda etapa

Igual que se ha hecho en el cálculo a desgaste de la primera etapa, en primer lugar tenemos que obtener el valor del coeficiente de presión de rodadura K_r :

$$K_r = \frac{4 \cdot M_{eje 2,c} \cdot \cos^3 \mu}{\delta \cdot M_n^3 \cdot Z_3^2 \cdot \sin(2\alpha)} \cdot \frac{1+i}{i} = \frac{4 \cdot 123\,690 \cdot (\cos 20^\circ)^3}{15 \cdot 3^3 \cdot 15^2 \cdot \sin(2 \cdot 20^\circ)} \cdot \frac{1+3}{3} = 9,345 \text{ MPa}$$

Como se quiere que la duración del reductor sea de unas 30 000 horas de funcionamiento, los millones de vueltas que dará el engranaje son:

$$L = \frac{L_h \cdot n_{eje 2} \cdot 60}{10^6} = \frac{30\,000 \cdot 572 \cdot 60}{10^6} = 1029,6 \text{ millones de vueltas}$$

Conocidos K_r y L , ya se puede calcular la dureza mínima del engranaje 3:

$$K_{r,adm} = 0,677 \cdot \frac{HB_3^2}{E \cdot L^{1/3}}$$

$$9,345 = 0,677 \cdot \frac{HB_3^2}{210 \cdot 10^3 \cdot (1029,6)^{1/3}} \rightarrow HB_3 = 5410 \text{ MPa} \rightarrow \mathbf{541 HB \approx 55 HRC}$$

Por su parte, la dureza mínima del material de la rueda (engranaje 4) es:

$$HB_4 = HB_3 \cdot \sqrt[6]{\frac{n_4}{n_3}} = HB_3 \cdot \sqrt[6]{\frac{1}{i_{3-4}}} = 5410 \cdot \sqrt[6]{\frac{1}{3}} = 4505 \text{ MPa} \rightarrow 450 HB \approx 47 HRC$$

Dado que la resistencia y dureza necesarias en el piñón y en la rueda son bastante similares, se elige el mismo material para ambos engranajes. El acero a elegir debe tener como mínimo $\sigma_{adm}=82,79 \text{ MPa}$ y Dureza=55 HRC.

Igual que en la primera etapa, para cumplir con el cálculo a flexión nos bastaría con uno de los aceros al carbono, pero estos no tienen la dureza suficiente para cumplir con el cálculo a desgaste. Por lo tanto, elegiríamos otra vez el acero endurecido por cementación F-155 ($\sigma_{adm}=310 \text{ MPa}$ y Dureza=58 HRC), que vuelve a ser de entre los aceros que cumplen los requisitos, el de menor σ_{adm} .

Tabla 38. Propiedades de algunos aceros de cementación para engranajes.

Fuente: [1] (ver bibliografía).

ACEROS DE CEMENTACIÓN					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm ² (kp/mm ²)
F-153		Acero al Cr-Ni duro	110-125	58 HRC	39
F-154		Acero al Cr-Ni tenaz	90-95	58 HRC	31
F-155		Acero al Cr-Mo	90-95	58 HRC	31
F-156		Acero al Cr-Ni-Mo duro	120-135	60 HRC	42

A5.4. Tercera etapa

A5.4.1. Cálculo a flexión de la tercera etapa

Nuevamente, de la expresión del mínimo módulo necesario para que no exista fallo por flexión, debemos despejar la σ_{adm} mínima del material del piñón.

$$M_n = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{eje 3,c}}{\delta \cdot Z_5 \cdot \gamma_5 \cdot \sigma_{adm 5}}} \cdot \frac{\cos \mu}{1,5}$$

Para ello, primero debemos obtener los valores de las demás variables. El par en el tercer eje del reductor (eje 3), que es donde se ubica el engranaje 5, es:

$$M_{eje\ 3} = i_{3-4} \cdot M_{eje\ 2} = 3 \cdot 66,5 = 199,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Sin embargo, hay que utilizar el par corregido con los coeficientes f_d y f_s . En este caso, el factor de esfuerzos dinámicos (f_d) tiene el siguiente valor:

$$f_d = 1 + \frac{V \text{ [m/min]}}{360} = 1 + \frac{28,69}{360} = 1,08$$

$$V = n_{eje\ 3} \cdot 2\pi \cdot \frac{D_{p5}}{2} = 190,67 \text{ rpm} \cdot 2\pi \cdot \frac{47,89 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{2} = 28,69 \text{ m/min}$$

$$n_{eje\ 3} = \frac{n_{eje\ 1}}{i_{1-2} \cdot i_{3-4}} = \frac{1430}{2,5 \cdot 3} = 190,67 \text{ rpm}$$

Ahora ya podemos calcular el par $M_{eje\ 3,c}$ corregido con los coeficientes:

$$M_{eje\ 3,c} = M_{eje\ 3} \cdot f_d \cdot f_s = 199,5 \cdot 1,08 \cdot 1,5 = 323,19 \text{ N} \cdot \text{m} = 323\ 190 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para obtener el coeficiente de Lewis (y) del engranaje 5 habrá que usar la tabla correspondiente (Tabla 35) con el número de dientes ficticio (Z'):

$$Z'_5 = \frac{Z_5}{\cos^3 \mu} = \frac{15}{(\cos 20^\circ)^3} = 18,07 \approx 18$$

Entrando a la tabla con n° de dientes=18 y sabiendo que los dientes tienen $\alpha=20^\circ$ y altura normal, se obtiene $y_5 = 0,098$.

Una vez conocidos los valores del resto de variables, ya podemos calcular la σ_{adm} mínima del engranaje 5 para que no falle a flexión:

$$M_n = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{eje\ 3,c}}{\delta \cdot Z_5 \cdot y_5 \cdot \sigma_{adm\ 5}} \cdot \frac{\cos \mu}{1,5}} \rightarrow 3 = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{323\ 190}{20 \cdot 15 \cdot 0,098 \cdot \sigma_{adm\ 5}} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{1,5}}$$

$$\rightarrow \sigma_{adm\ 5} = 162,23 \text{ MPa}$$

La rueda podría estar fabricada en un material menos resistente. Así, la σ_{adm} necesaria en la rueda (engranaje 6) es:

$$\sigma_{adm\ 6} = \sigma_{adm\ 5} \cdot \frac{y_5}{y_6} = 162,23 \cdot \frac{0,098}{0,137} = 116,05 \text{ MPa}$$

Para la obtención del coeficiente de Lewis y_6 de la rueda se ha tenido que calcular el número de dientes ficticio del mismo modo que con el piñón:

$$Z'_6 = \frac{Z_6}{\cos^3 \mu} = \frac{60}{(\cos 20)^\circ} = 72,3 \rightarrow y_6 \approx 0,137$$

A5.4.2. Cálculo a desgaste de la tercera etapa

En primer lugar obtenemos el valor del coeficiente de presión de rodadura K_r :

$$K_r = \frac{4 \cdot M_{eje\ 3,c} \cdot \cos^3 \mu}{\delta \cdot M_n^3 \cdot Z_5^2 \cdot \sin(2\alpha)} \cdot \frac{1+i}{i} = \frac{4 \cdot 323\ 190 \cdot (\cos 20)^\circ}{20 \cdot 3^3 \cdot 15^2 \cdot \sin(2 \cdot 20)^\circ} \cdot \frac{1+4}{4} = 17,169\ MPa$$

Como se quiere que la duración del reductor sea de unas 30 000 horas de funcionamiento, los millones de vueltas que dará el engranaje son:

$$L = \frac{L_h \cdot n_{eje\ 3} \cdot 60}{10^6} = \frac{30\ 000 \cdot 190,67 \cdot 60}{10^6} = 343,2\ \text{millones de vueltas}$$

Conocidos K_r y L , ya se puede calcular la dureza mínima del engranaje 5:

$$K_{r,adm} = 0,677 \cdot \frac{HB_5^2}{E \cdot L^{1/3}}$$

$$17,169 = 0,677 \cdot \frac{HB_5^2}{210 \cdot 10^3 \cdot (343,2)^{1/3}} \rightarrow HB_5 = 6106\ MPa \rightarrow \mathbf{611\ HB \approx 60\ HRC}$$

Por su parte, la dureza mínima del material de la rueda (engranaje 6) es:

$$HB_6 = HB_5 \cdot \sqrt[6]{\frac{n_6}{n_5}} = HB_5 \cdot \sqrt[6]{\frac{1}{i_{5-6}}} = 6106 \cdot \sqrt[6]{\frac{1}{4}} = 4846\ MPa \rightarrow 485\ HB \approx 50\ HRC$$

Dado que la resistencia y dureza necesarias en el piñón y en la rueda son bastante similares, se elige el mismo material para ambos engranajes. El acero a elegir debe tener como mínimo $\sigma_{adm}=162,23\ MPa$ y Dureza=60 HRC.

En este caso ya no nos vale el acero F-155 (Dureza 58 HRC) que nos servía en la 1ª y 2ª etapa, y habría que elegir el F-156 ($\sigma_{adm}=420\ MPa$ y Dureza=60 HRC).

Tabla 39. Propiedades de algunos aceros de cementación para engranajes.

Fuente: [1] (ver bibliografía).

ACEROS DE CEMENTACIÓN					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm ² (kp/mm ²)
F-153		Acero al Cr-Ni duro	110-125	58 HRC	39
F-154		Acero al Cr-Ni tenaz	90-95	58 HRC	31
F-155		Acero al Cr-Mo	90-95	58 HRC	31
F-156		Acero al Cr-Ni-Mo duro	120-135	60 HRC	42

A5.5. Tabla de equivalencias entre dureza Brinell y Rockwell C

Tabla utilizada en los cálculos para establecer las equivalencias entre dureza Brinell y Rockwell C:

Tabla 40. Equivalencias entre durezas.

Fuente: [1] (ver bibliografía).

Brinell Diámetro Huella	Brinell Dureza HB	Rockwell Dureza Ha	Rockwell Dureza HRb	Rockwell Dureza HRc	Vickers Dureza HV	Shore	Resistencia a la tracción Kg/mm ²
2.35	682	64.0	-	65	885	91.0	232.9
2.40	652	83.0	-	63	820	87.2	221.5
2.45	627	81.5	-	61	765	84.8	213.5
2.5	600	80.5	-	59	633	76.5	188.7
2.55	578	79.5	-	59	717	81.5	204.0
2.60	555	79.0	120	57	675	78.5	195.1
2.65	534	78.0	119	54	598	73.5	181.3
2.70	514	77.0	119	52	567	71.0	174.9
2.75	495	76.5	117	51	540	68.5	168.0
2.80	477	75.5	117	49	515	66.7	162.2
2.85	461	74.4	116	48	494	65.0	157.0
2.90	444	73.5	115	46	472	63.0	150.6
2.95	429	73.0	115	45	454	61.0	145.6
3.00	415	72.5	114	44	437	59.0	140.0
3.05	401	71.5	113	42	420	57.2	136.0
3.10	388	71.0	112	41	404	65.8	132.0
3.15	375	70.5	112	40	389	54.0	127.5
3.20	363	70.0	110	39	375	52.2	123.4
3.25	352	69.5	110	38	363	50.5	120.0
3.30	341	68.5	109	36	350	49.2	115.9
3.35	331	68.0	109	35	339	48.0	112.4
3.40	321	67.5	108	34	327	46.7	109.1
3.45	311	67.0	108	33	316	45.2	105.6
3.50	302	66.5	107	32	305	44.5	102.7
3.55	293	66.0	106	31	296	43.2	99.6
3.60	285	65.5	105	30	287	42.0	96.9

ANEXO 6. CÁLCULO ESTÁTICO DE LOS EJES DEL REDUCTOR

Sobre los ejes del reductor aparecen distintas cargas que son debidas a los engranajes que están unidos a ellos.

Debido al par transmitido por los engranajes, sobre ellos actúan distintas fuerzas:

- Fuerzas tangenciales (T): son las que transmiten el movimiento y la potencia. Sobre el eje generan torsión y flexión.
- Fuerzas radiales (V): tienden a separar los engranajes, y sobre el eje provocan flexión igual que las tangenciales pero en la otra dirección.
- Fuerzas axiales (A): aparecen por tratarse de engranajes de dientes helicoidales como consecuencia de la inclinación del diente (en dientes rectos no se generan). Su sentido depende del sentido de tallado de los dientes (a derechas o a izquierdas) y del sentido de giro del piñón motriz. Sobre el eje generan esfuerzos de tracción o compresión, pero al actuar en el extremo de las ruedas también provocan momentos flectores puntuales.

Por su parte, los rodamientos actúan como apoyos donde se asientan los ejes, apareciendo en ellos reacciones que habrá que calcular.

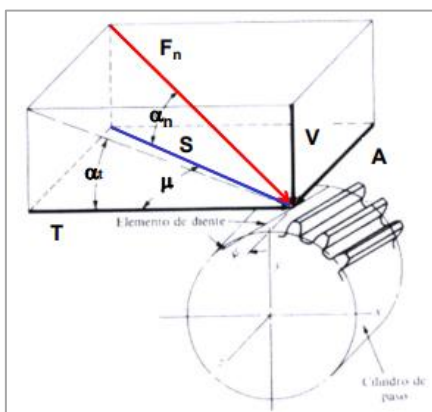


Figura 77. Fuerzas generadas en engranajes cilíndricos helicoidales.

Fuente: [1] (ver bibliografía)

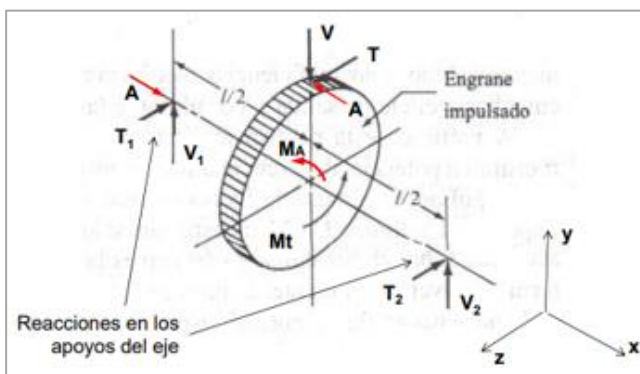


Figura 78. Cargas que se generan sobre el eje en la transmisión con engranajes cilíndricos helicoidales.

Fuente: [1] (ver bibliografía)

Para calcular los esfuerzos y tensiones que se generan en los ejes, hay que conocer las distancias entre engranajes y rodamientos de cada eje.

En las 2 siguientes imágenes (*Figuras 79 y 80*) se muestran dos ejemplos de reductor de 3 etapas con engranajes cilíndricos donde se puede ver la disposición de sus engranajes y rodamientos.



Figura 79. Disposición de engranajes y rodamientos en un reductor de 3 etapas con engranajes cilíndricos helicoidales.

Fuente: amazon.com

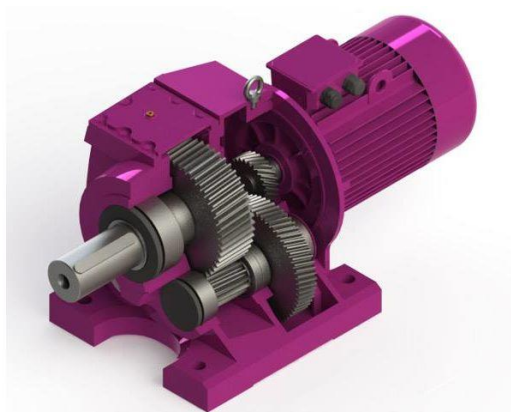


Figura 80. Ejemplo de un reductor de 3 etapas con engranajes cilíndricos

Fuente: usinenouvelle.com

Conociendo la anchura de los engranajes (30 mm en la primera etapa, 45 mm en la segunda etapa y 60 mm en la tercera etapa) y buscando que el reductor ocupe poco espacio, se ha decidido que las distancias entre los engranajes y los rodamientos de cada eje sea la siguiente:

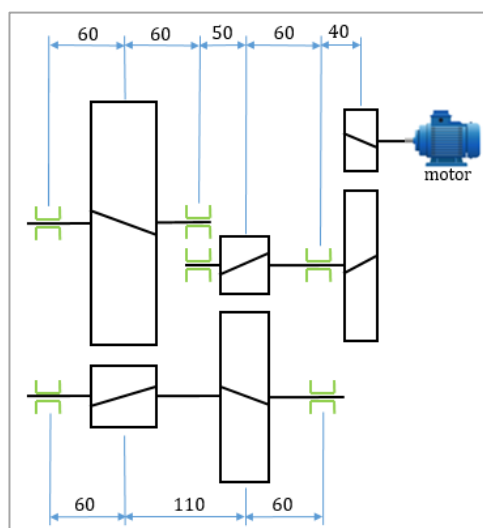


Figura 81. Distancias entre los engranajes y rodamientos de cada eje.

1) Dirección y sentido de las fuerzas

Antes de empezar a calcular las cargas que aparecen sobre cada eje, primero determinamos la dirección y el sentido de las fuerzas en los engranajes, que son los siguientes:

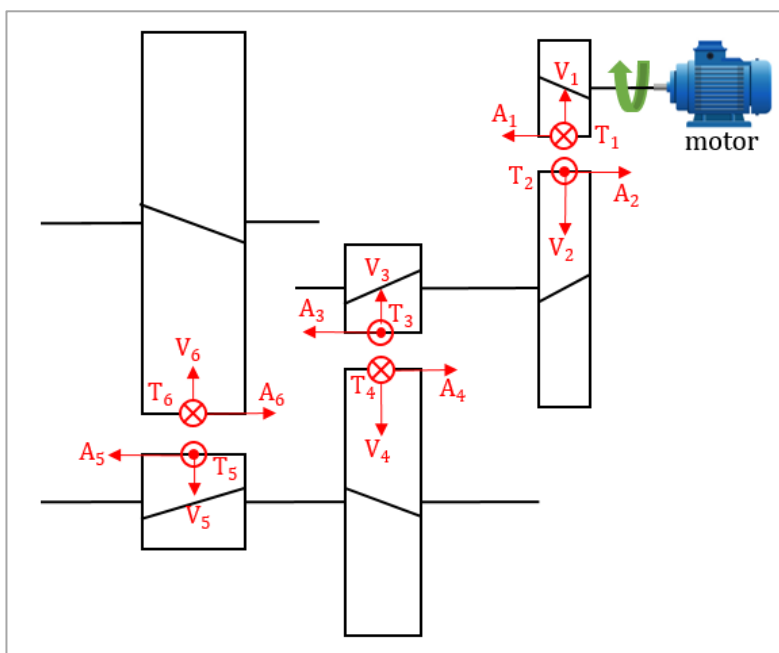


Figura 82. Dirección y sentido de las fuerzas generadas en los engranajes a partir del sentido de giro del motor.

2) Módulo de las fuerzas

Una vez conocidos la dirección y el sentido de las fuerzas, calculamos el módulo de estas cargas.

En el piñón y en la rueda de cada una de las etapas aparecen las mismas fuerzas pero de sentido contrario. Así, el valor de las cargas en cada engranaje es el siguiente:

En el engranaje 1:

$$T_1 = \frac{M_{eje 1}}{D_{p1}/2} = \frac{M_{N motor}}{D_{p1}/2} = \frac{26\,600\,N \cdot mm}{51,08/2} = 1041,5\,N$$

$$V_1 = \frac{T_1}{\cos \mu} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{1041,5}{\cos 20} \cdot \operatorname{tg} 20 = 403,4\,N$$

$$A_1 = T_1 \cdot \operatorname{tg} \mu = 1041,5 \cdot \operatorname{tg} 20 = 379,1\,N$$

En el engranaje 2:

Las fuerzas tienen el mismo valor que en el engranaje 1 pero sentido contrario:

$$T_2 = T_1 ; V_2 = V_1 ; A_2 = A_1$$

En el engranaje 3:

$$M_{eje 2} = i_{1-2} \cdot M_{eje 1} = 2,5 \cdot 26\,600 = 66\,500\,N \cdot mm$$

$$T_3 = \frac{M_{eje 2}}{D_{p3}/2} = \frac{66\,500\,N \cdot mm}{47,89/2} = 2777,2\,N$$

$$V_3 = \frac{T_3}{\cos \mu} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{2777,2}{\cos 20} \cdot \operatorname{tg} 20 = 1075,7 \text{ N}$$

$$A_3 = T_3 \cdot \operatorname{tg} \mu = 2777,2 \cdot \operatorname{tg} 20 = 1010,8 \text{ N}$$

En el engranaje 4:

$$T_4 = T_3 ; V_4 = V_3 ; A_4 = A_3$$

En el engranaje 5:

$$M_{\text{eje } 3} = i_{3-4} \cdot M_{\text{eje } 2} = 3 \cdot 66\,500 = 199\,500 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_5 = \frac{M_{\text{eje } 3}}{D_{p5}/2} = \frac{199\,500 \text{ N} \cdot \text{mm}}{47,89/2} = 8331,6 \text{ N}$$

$$V_5 = \frac{T_5}{\cos \mu} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{8331,6}{\cos 20} \cdot \operatorname{tg} 20 = 3227,1 \text{ N}$$

$$A_5 = T_5 \cdot \operatorname{tg} \mu = 8331,6 \cdot \operatorname{tg} 20 = 3032,5 \text{ N}$$

En el engranaje 6:

$$T_6 = T_5 ; V_6 = V_5 ; A_6 = A_5$$

A6.1. Eje 1

El eje 1 es el eje del motor y, por lo tanto, no vamos a tener que calcular su diámetro y material, que ya nos vienen dados en las características del motor.

Tal como se indica en el catálogo del motor seleccionado, el eje del motor tiene un diámetro de 28 mm en su extremo, donde irá unido al engranaje 1, y consta de 2 rodamientos rígidos de bolas (6306 el delantero y 6206 el trasero).

Tamaño	A	AA	AC	B	C	H	HD	K	KK	L	D	SS	E	F	G
80	125	155	158	100	50	80	210	10	1-M20x1,5	295	19	M6	40	6	15,5
90S	140	180	179	100	56	90	228	10	1-M20x1,5	320	24	M8	50	8	20
90L	140	180	179	125	56	90	228	10	1-M20x1,5	345	24	M8	50	8	20
100	160	200	202	140	63	100	260	12	1-M20x1,5	385	28	M10	60	8	24
112	190	233	225	140	70	112	285	12	2-M25x1,5	410	28	M10	60	8	24

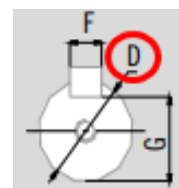


Figura 83. Diámetro del eje del motor

A6.2. Eje 2

En el eje 2 se encuentran los engranajes 2 y 3, además de los rodamientos A y B. El rodamiento A será el que soporte las cargas axiales.

Como el engranaje 3 tiene un diámetro primitivo $D_{p3} = 47,89 \text{ mm}$ y un diámetro interior $D_{i3} = D_{p3} - 2 \cdot 1,25 \cdot M_n = 47,89 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 = 40,39 \text{ mm}$, se elige un diámetro de eje de 30 mm. Este es uno de los diámetros normalizados para ejes.

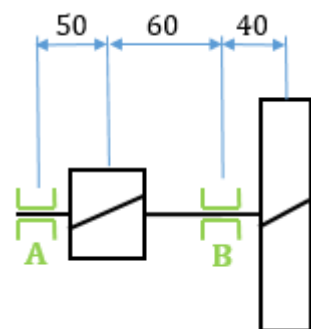


Figura 84. Distancia entre los engranajes y rodamientos del eje 2.

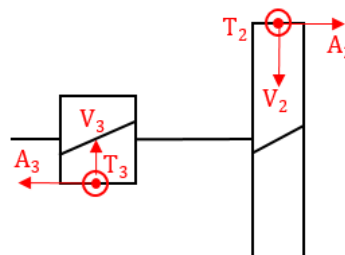


Figura 85. Dirección y sentido de las fuerzas generadas en los engranajes del eje 2.

1) Reacciones en los apoyos:

Conocido el valor de las cargas que actúan sobre los engranajes, se calculan las reacciones en los apoyos (rodamientos):

PLANO XY:

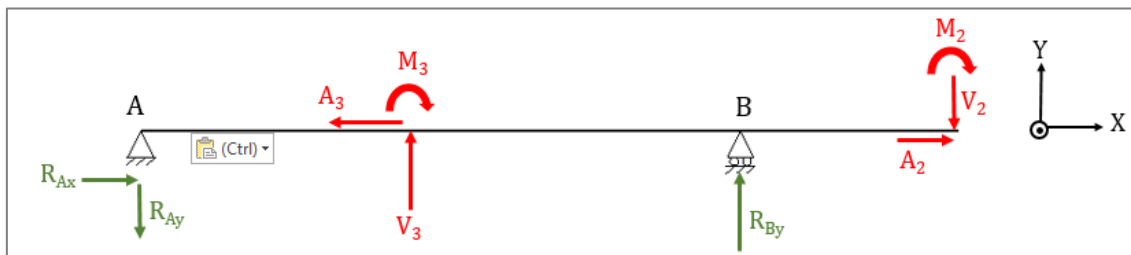


Figura 86. Fuerzas sobre el eje 2 en el plano XY

$$M_2 = A_2 \cdot \frac{D_{p2}}{2} = 379,1 \cdot \frac{127,7}{2} = 24\,205,54 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_3 = A_3 \cdot \frac{D_{p3}}{2} = 1010,8 \cdot \frac{47,89}{2} = 24\,203,61 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Ax} = A_3 - A_2 = 1010,8 - 379,1 = 631,7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow V_3 \cdot 50 - M_3 + R_{By} \cdot 110 - V_2 \cdot 150 - M_2 = 0 \rightarrow R_{By} = 501,22 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{Ay} + R_{By} + V_3 - V_2 = 0 \rightarrow R_{Ay} = 1173,52 \text{ N}$$

PLANO XZ:

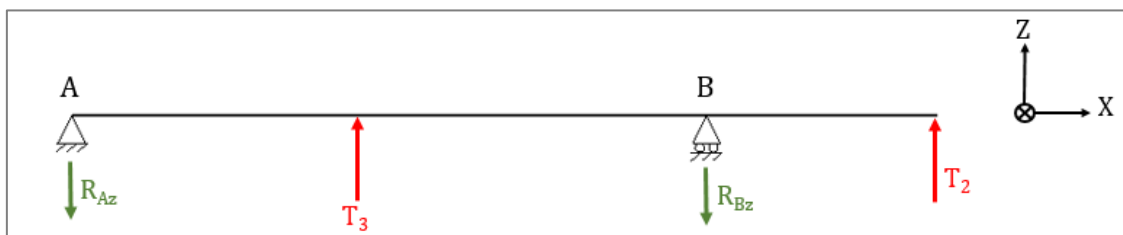


Figura 87. Fuerzas sobre el eje 2 en el plano XZ

$$\sum M_A = 0 \rightarrow T_3 \cdot 50 - R_{Bz} \cdot 110 + T_2 \cdot 150 = 0 \rightarrow R_{Bz} = 2682,59 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow -R_{Az} - R_{Bz} + T_3 + T_2 = 0 \rightarrow R_{Az} = 1136,11 \text{ N}$$

2) Diagramas de esfuerzos

Las fuerzas que actúan en los engranajes generan sobre el eje distintos esfuerzos:

- **Axil N_x de tracción o compresión** debido a la acción de las fuerzas axiales (A).
- **Flexión** desviada (en los dos ejes) causada por la acción de las fuerzas tangenciales y radiales (T y V). Por este hecho, se dibuja el diagrama de momentos flectores en ambos planos (M_{fz} y M_{fy}). En el diagrama de momentos flectores en dirección z (M_{fz}) hay que tener en cuenta los momentos flectores puntuales provocados por la acción de las fuerzas axiales (A).
- **Torsión** debido a la acción de las fuerzas tangenciales (T).

Ahora se dibujan los diagramas de esfuerzos, obtenidos utilizando el programa MEFi, para después identificar la sección más cargada.

PLANO XY:

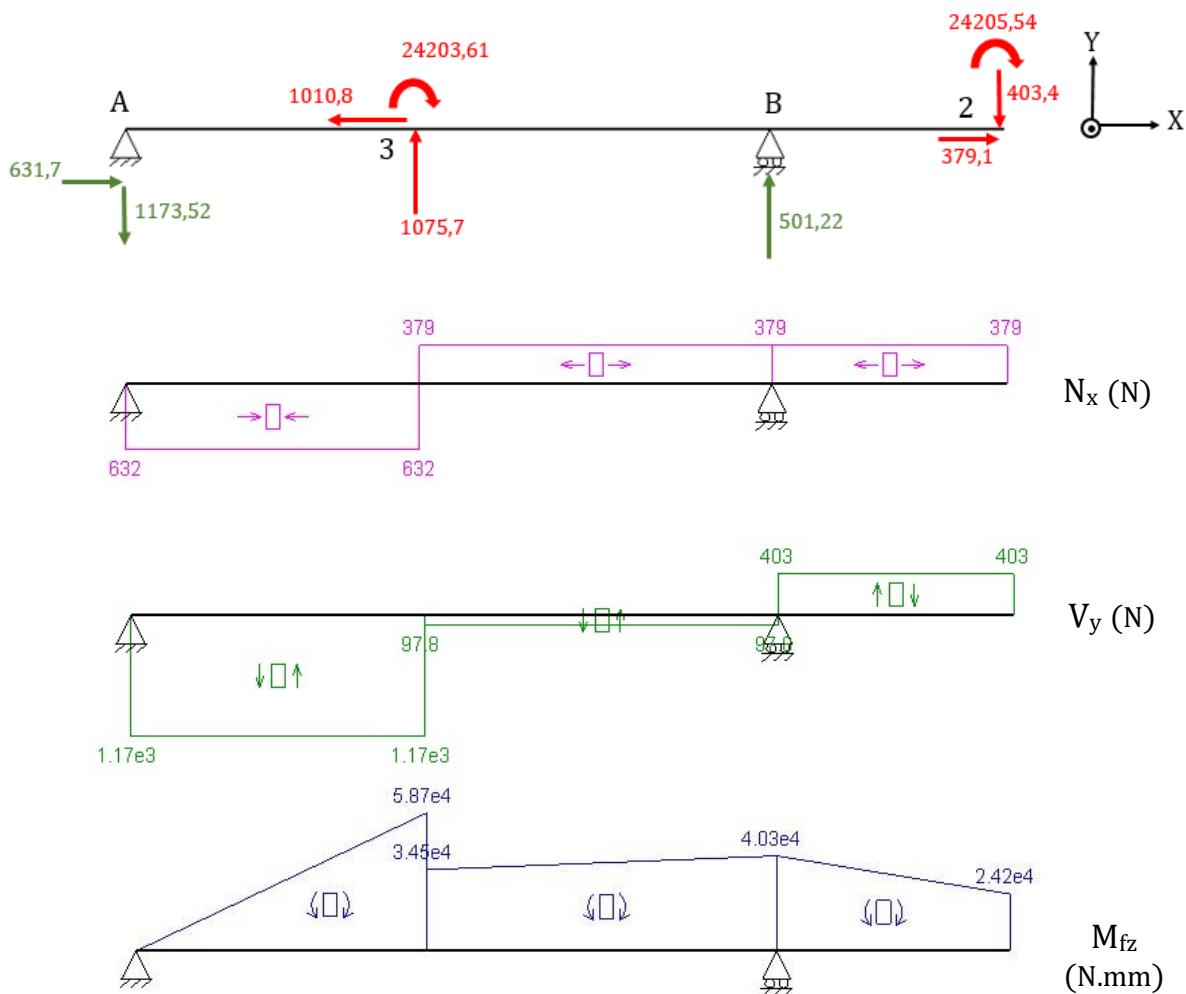


Figura 88. Diagramas de esfuerzos sobre el eje 2 en el plano XY

PLANO XZ:

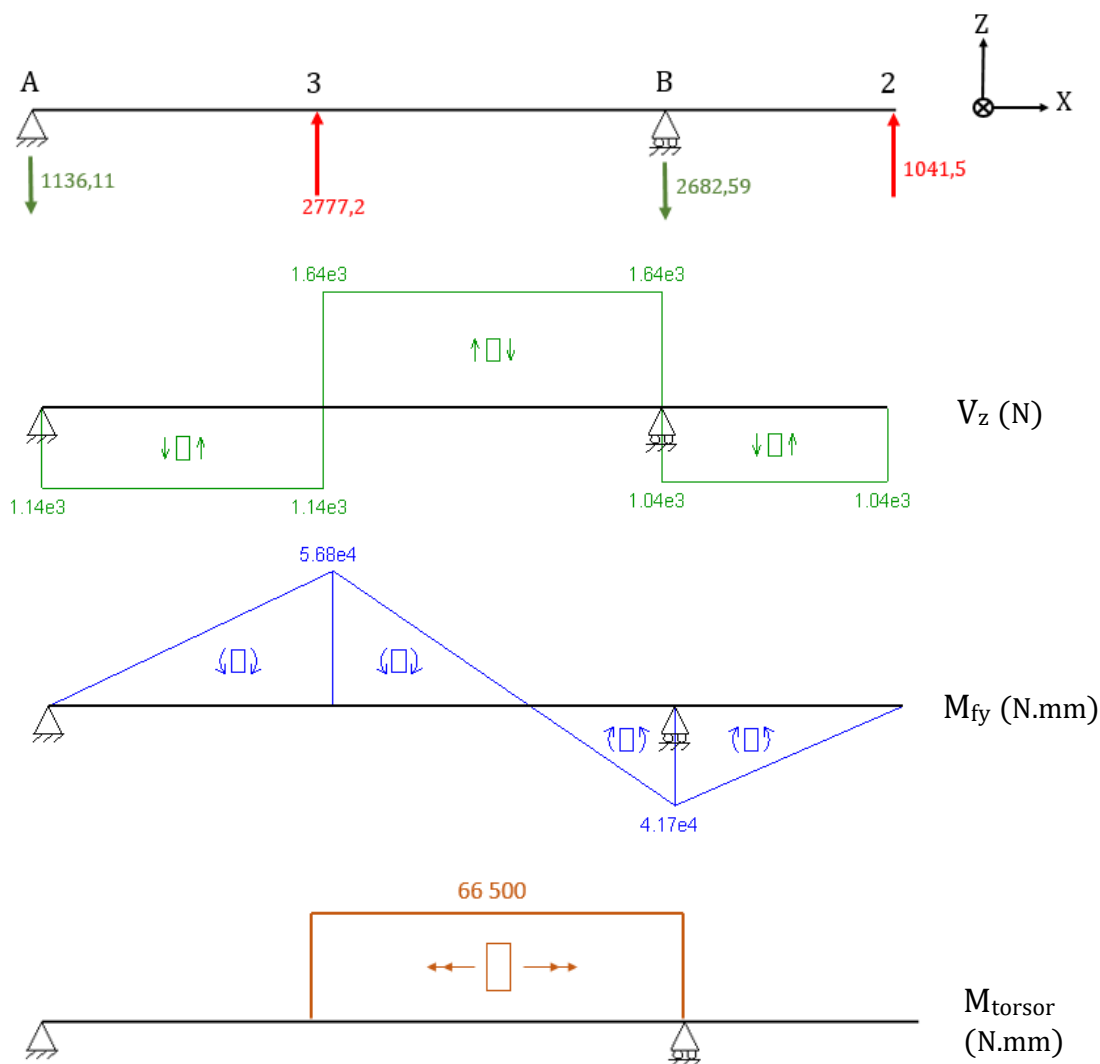


Figura 89. Diagramas de esfuerzos sobre el eje 2 en el plano XZ

3) Sección más desfavorable

Para determinar cuál es la sección más desfavorable debemos observar cuál tiene mayor momento flector (en ambos ejes) y momento torsor, siendo la contribución del axil despreciable frente a la del momento flector.

De acuerdo con esto, vemos que la sección más desfavorable, por estar más cargada, es la **sección del eje donde se encuentra el engranaje 3**. En esta sección hay un salto del momento flector M_{fz} , por lo tanto, no tiene el mismo momento flector a la derecha que a la izquierda y hay que considerar el momento flector de mayor valor (situación más desfavorable), que en este caso es a la izquierda de la sección. Así, la sección del engranaje 3 tiene el mismo momento torsor que la sección del rodamiento B, pero mayor momento flector en los dos ejes (M_{fz} y M_{fy}).

De esta forma, los esfuerzos a considerar en la sección del eje donde se encuentra el engranaje 3 son:

$$M_{f3} = \sqrt{M_{fz}^2 + M_{fy}^2} = \sqrt{58\,676^2 + 56\,805^2} = 81\,668,5 \, N \cdot mm$$

$$M_{t3} = 66\,500 \, N \cdot mm$$

$$N_3 = 631,7 \, N$$

4) Cálculo de tensiones

Dado que el engranaje 3 tiene un diámetro primitivo $D_{p3} = 47,89 \, mm$ y un diámetro interior $D_{i3} = D_{p3} - 2 \cdot 1,25 \cdot M_n = 47,89 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 = 40,39 \, mm$, se ha elegido un diámetro de eje de 30 mm (diámetro normalizado).

Con este diámetro de eje, en la sección más desfavorable aparecen las siguientes tensiones normales y tangenciales:

$$\sigma_x = \frac{M_{f3}}{W_f} + \frac{N_3}{A} = \frac{81\,668,5 \, N \cdot mm}{2650,72 \, mm^3} + \frac{631,7 \, N}{706,86 \, mm^2} = 30,81 + 0,89 = 31,7 \, MPa$$

$$\tau = \frac{M_{t3}}{W_0} = \frac{66\,500 \, N \cdot mm}{5301,44 \, mm^3} = 12,54 \, MPa$$

Donde:

$$W_f = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2650,72 \, mm^3$$

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = \pi \cdot \frac{30^2}{4} = 706,86 \, mm^2$$

$$W_0 = 2 \cdot W_f = \frac{\pi \cdot D^3}{16} = 5301,44 \, mm^3$$

5) Cálculo del material necesario para el eje

Aplicando la teoría de cortante máximo e imponiendo un coeficiente de seguridad a fluencia de 3, se obtiene el siguiente límite elástico:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{31,7}{2}\right)^2 + 12,54^2} = 20,21 \, MPa$$

$$CS = \frac{\sigma_F/2}{\tau_{m\acute{a}x}} \rightarrow 3 = \frac{\sigma_F/2}{20,21} \rightarrow \sigma_F = 121,26 \, MPa$$

Deberemos buscar un material que tenga un límite elástico mayor o igual que este.

A6.3. Eje 3

En el eje 3 se encuentran los engranajes 4 y 5. Además se colocarán los rodamientos C y D en los extremos del eje, separados 230 mm entre sí. El rodamiento C será el que soporte las cargas axiales.

Como el engranaje 5 tiene un diámetro primitivo $D_{p5} = 47,89 \text{ mm}$ y un diámetro interior $D_{i3} = 40,39 \text{ mm}$ igual que el engranaje 3, se elige un diámetro de eje de 30 mm del mismo modo que en el eje 2.

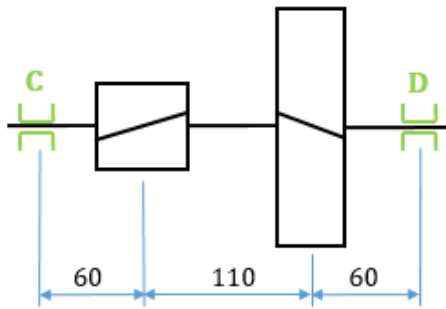


Figura 90. Distancia entre los engranajes y rodamientos del eje 3.

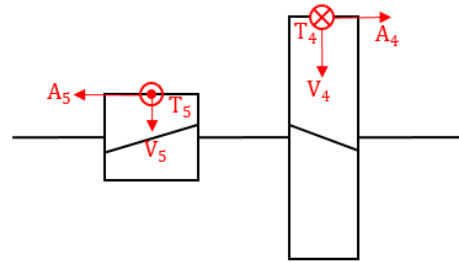


Figura 91. Dirección y sentido de las fuerzas generadas en los engranajes del eje 3.

1) Reacciones en los apoyos:

Conocido el valor de las cargas que actúan sobre los engranajes, se calculan las reacciones en los apoyos (rodamientos):

PLANO XY:

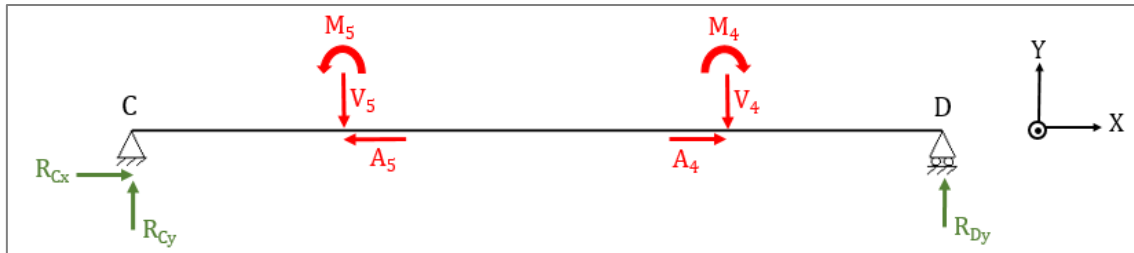


Figura 92. Fuerzas sobre el eje 3 en el plano XY

$$M_4 = A_4 \cdot \frac{D_{p4}}{2} = 1010,8 \cdot \frac{143,66}{2} = 72\,605,76 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_5 = A_5 \cdot \frac{D_{p5}}{2} = 3032,5 \cdot \frac{47,89}{2} = 72\,613,21 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Cx} = A_5 - A_4 = 3032,5 - 1010,8 = \mathbf{2021,7 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

$$\sum M_C = 0 \rightarrow -V_5 \cdot 60 + M_5 - V_4 \cdot 170 - M_4 + R_{Dy} \cdot 230 = 0 \rightarrow \mathbf{R_{Dy} = 1636,9 \text{ N}}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Cy} + R_{Dy} - V_5 - V_4 = 0 \rightarrow \mathbf{R_{Cy} = 2665,9 \text{ N}}$$

PLANO XZ:

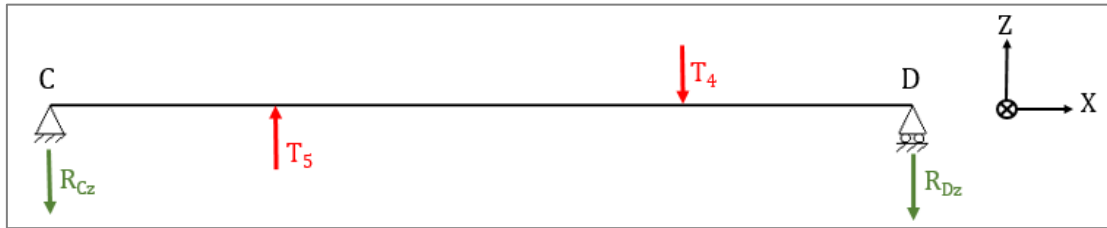


Figura 93. Fuerzas sobre el eje 3 en el plano XZ

$$\sum M_C = 0 \rightarrow T_5 \cdot 60 - T_4 \cdot 170 + R_{Dz} \cdot 230 = 0 \rightarrow R_{Dz} = 120,75 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow -R_{Cz} - R_{Dz} + T_5 - T_4 = 0 \rightarrow R_{Cz} = 5433,65 \text{ N}$$

2) Diagramas de esfuerzos

Ahora se dibujan los diagramas de esfuerzos, obtenidos utilizando el programa MEFI, para después identificar la sección más cargada.

PLANO XY:

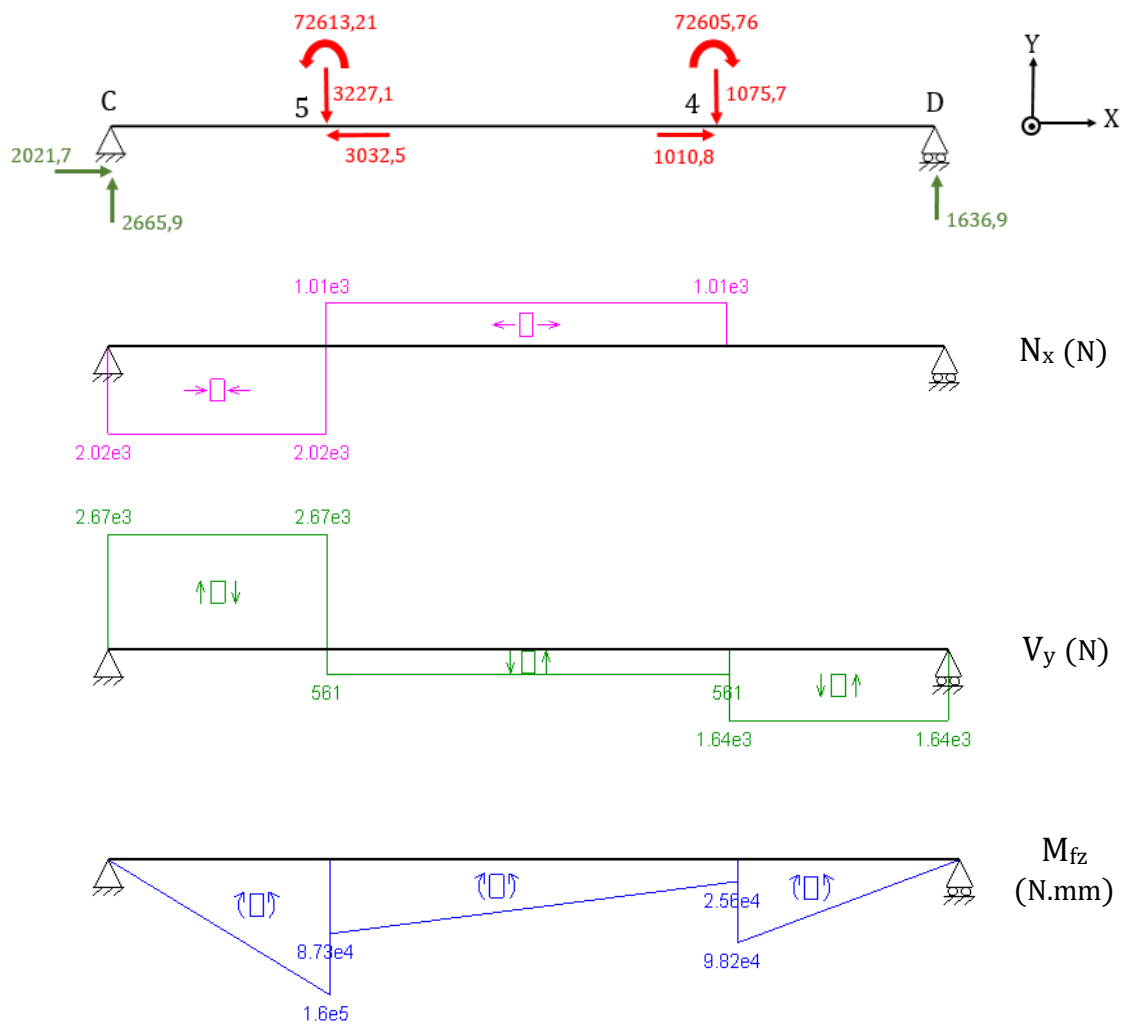


Figura 94. Diagramas de esfuerzos sobre el eje 3 en el plano XY

PLANO XZ:

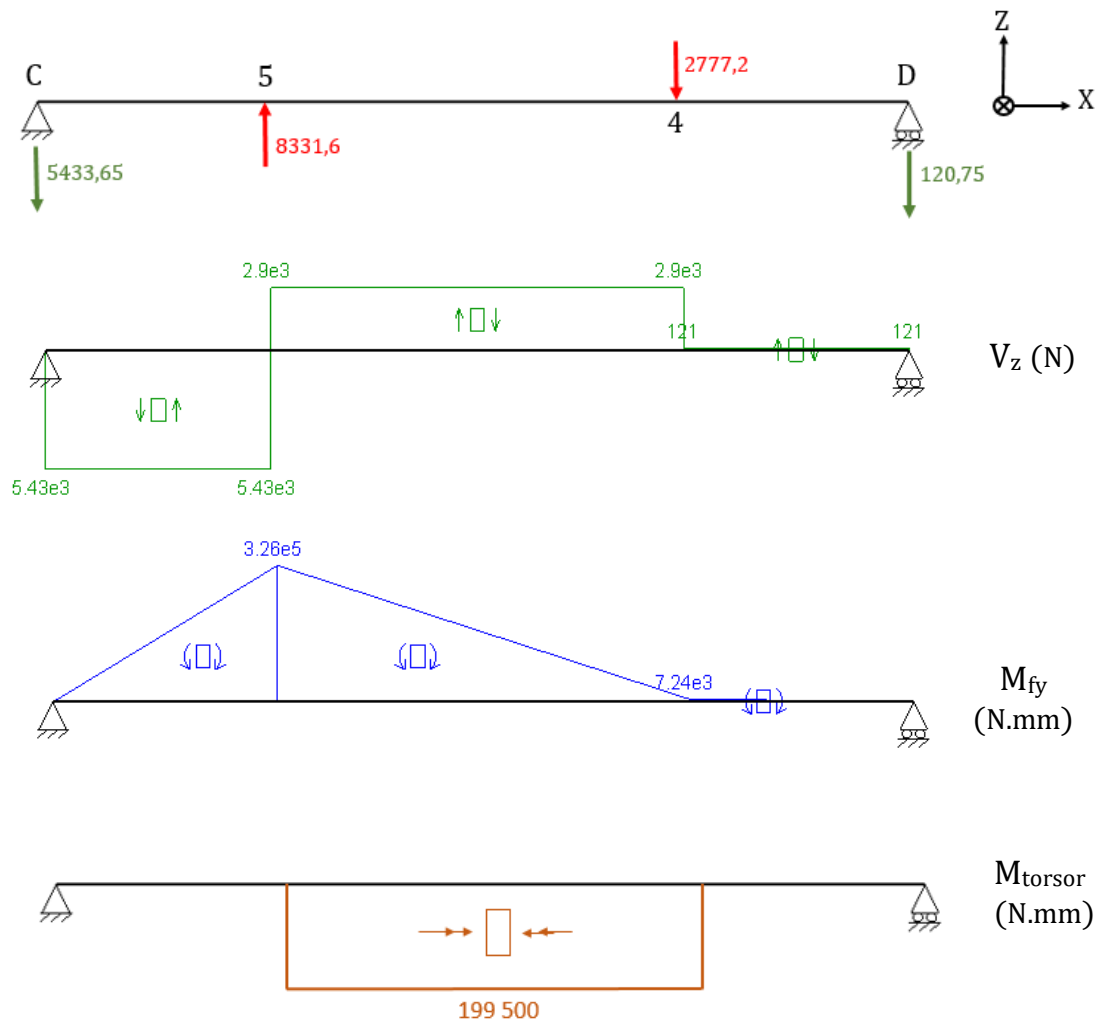


Figura 95. Diagramas de esfuerzos sobre el eje 3 en el plano XZ

3) Sección más desfavorable

Para determinar cuál es la sección más desfavorable debemos observar cuál tiene mayor momento flector (en ambos ejes) y momento torsor, siendo la contribución del axil despreciable frente a la del momento flector.

De acuerdo con esto, vemos que la sección más desfavorable, por estar más cargada, es la **sección del eje donde se encuentra el engranaje 5**. Tiene el mismo momento torsor que la sección del engranaje 4, pero mayores momentos flectores M_{fz} y M_{fy} . Igual que pasaba en el eje 2, hay saltos del momento flector M_{fz} en las secciones de los engranajes, habiendo distintos valores del momento flector a la derecha que a la izquierda de cada sección, por lo que se consideran las situaciones más desfavorables (mayor valor del momento flector).

Así, los esfuerzos a considerar en la sección del eje donde se encuentra el engranaje 5 son:

$$M_{f5} = \sqrt{M_{fz}^2 + M_{fy}^2} = \sqrt{159\,954^2 + 326\,019^2} = 363\,144,15 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{t5} = 199\,500 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$N_5 = 2021,7 \text{ N}$$

4) Cálculo de tensiones

Dado que el engranaje 5 tiene un diámetro primitivo $D_{p3} = 47,89 \text{ mm}$ y un diámetro interior $D_{i3} = 40,39 \text{ mm}$, se ha elegido un diámetro de eje de 30 mm (diámetro normalizado).

Con este diámetro de eje, en la sección más desfavorable aparecen las siguientes tensiones normales y tangenciales:

$$\sigma_x = \frac{M_{f5}}{W_f} + \frac{N_5}{A} = \frac{363\,144,15 \text{ N} \cdot \text{mm}}{2650,72 \text{ mm}^3} + \frac{2021,7 \text{ N}}{706,86 \text{ mm}^2} = 137 + 2,86 = 139,86 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_{t3}}{W_0} = \frac{199\,500 \text{ N} \cdot \text{mm}}{5301,44 \text{ mm}^3} = 37,63 \text{ MPa}$$

Donde:

$$W_f = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2650,72 \text{ mm}^3$$

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = \pi \cdot \frac{30^2}{4} = 706,86 \text{ mm}^2$$

$$W_0 = 2 \cdot W_f = \frac{\pi \cdot D^3}{16} = 5301,44 \text{ mm}^3$$

5) Cálculo del material necesario para el eje

Aplicando la teoría de cortante máximo e imponiendo un coeficiente de seguridad a fluencia de 3, se obtiene el siguiente límite elástico:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{139,86}{2}\right)^2 + 37,63^2} = 79,41 \text{ MPa}$$

$$CS = \frac{\sigma_F/2}{\tau_{\max}} \rightarrow 3 = \frac{\sigma_F/2}{79,41} \rightarrow \sigma_F = 476,46 \text{ MPa}$$

Deberemos buscar un material que tenga un límite elástico mayor que este.

A6.4. Eje 4

En el eje 4 se encuentra solamente el engranaje 6. Los rodamientos de este eje serán los rodamientos E y F, y el rodamiento F será el que soporte las cargas axiales. Este eje estará unido al eje del tambor motriz mediante un acoplamiento elástico, por lo que al eje del tambor sólo se le transmitirá la torsión y no los efectos de flexión.

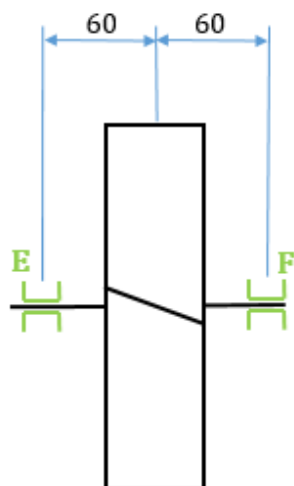


Figura 96. Distancia entre el engranaje y los rodamientos del eje 4.

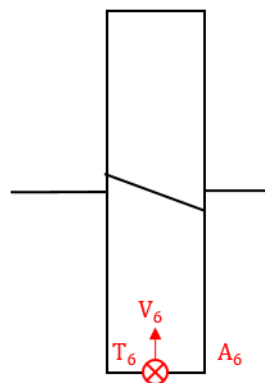


Figura 97. Dirección y sentido de las fuerzas generadas en el engranaje del eje 4.

Para el eje 4 se elige un diámetro de eje de 50 mm, mayor que el de los ejes 2 y 3, ya que al ser el último eje del reductor transmite mayor par y, por lo tanto, está sometido a un mayor momento torsor. En este caso, no estamos tan limitados como en el eje 2 y 3 a la hora de elegir un diámetro mayor ya que el único engranaje del eje 4 tiene diámetro primitivo $D_{p6} = 191,55 \text{ mm}$ y diámetro interior $D_{i6} = 184,05 \text{ mm}$, por lo que podríamos elegir un diámetro de eje bastante mayor.

Si este diámetro no fuera suficiente o necesitáramos utilizar un material excesivamente resistente con este diámetro de eje, elegiríamos un diámetro mayor y volveríamos a recalcular el material necesario.

1) Reacciones en los apoyos:

Conocido el valor de las cargas que actúan sobre los engranajes, se calculan las reacciones en los apoyos (rodamientos):

PLANO XY:

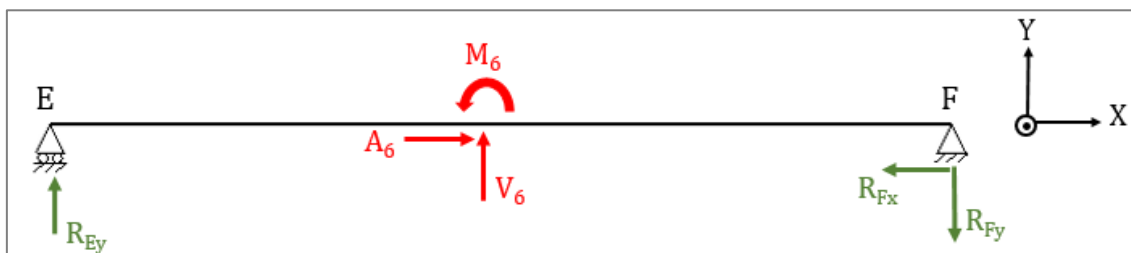


Figura 98. Fuerzas sobre el eje 4 en el plano XY

$$M_6 = A_6 \cdot \frac{D_{p6}}{2} = 3032,5 \cdot \frac{191,55}{2} = 290\,437,7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Fx} = A_6 = 3032,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sum M_E = 0 \rightarrow V_6 \cdot 60 + M_6 - R_{Fy} \cdot 120 = 0 \rightarrow R_{Fy} = 4033,86 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ey} + V_6 - R_{Fy} = 0 \rightarrow R_{Ey} = 806,76 \text{ N}$$

PLANO XZ:

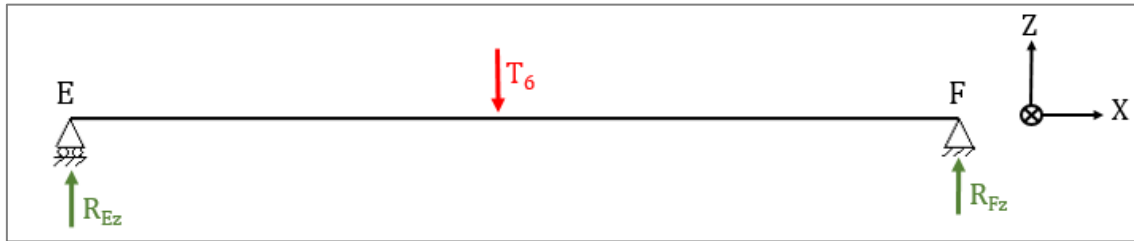


Figura 99. Fuerzas sobre el eje 4 en el plano XZ

$$\sum M_E = 0 \rightarrow -T_6 \cdot 60 + R_{Fz} \cdot 120 = 0 \rightarrow R_{Fz} = 4165,8 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{Ez} + R_{Fz} - T_6 = 0 \rightarrow R_{Ez} = 4165,8 \text{ N}$$

2) Diagramas de esfuerzos

Ahora se dibujan los diagramas de esfuerzos, obtenidos utilizando el programa MEFi, para después identificar la sección más cargada.

PLANO XY:

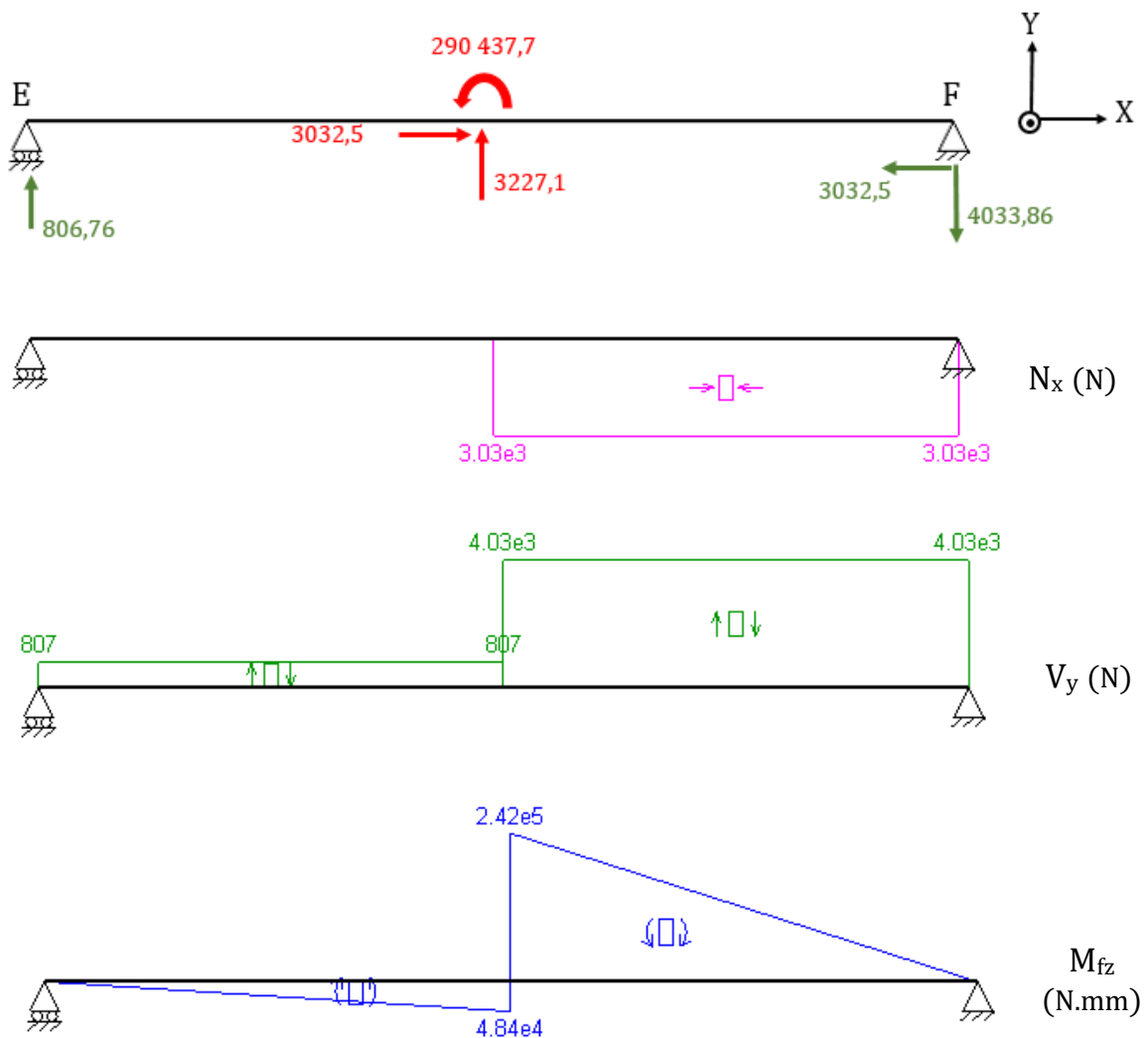


Figura 100. Diagramas de esfuerzos sobre el eje 4 en el plano XY

PLANO XZ:

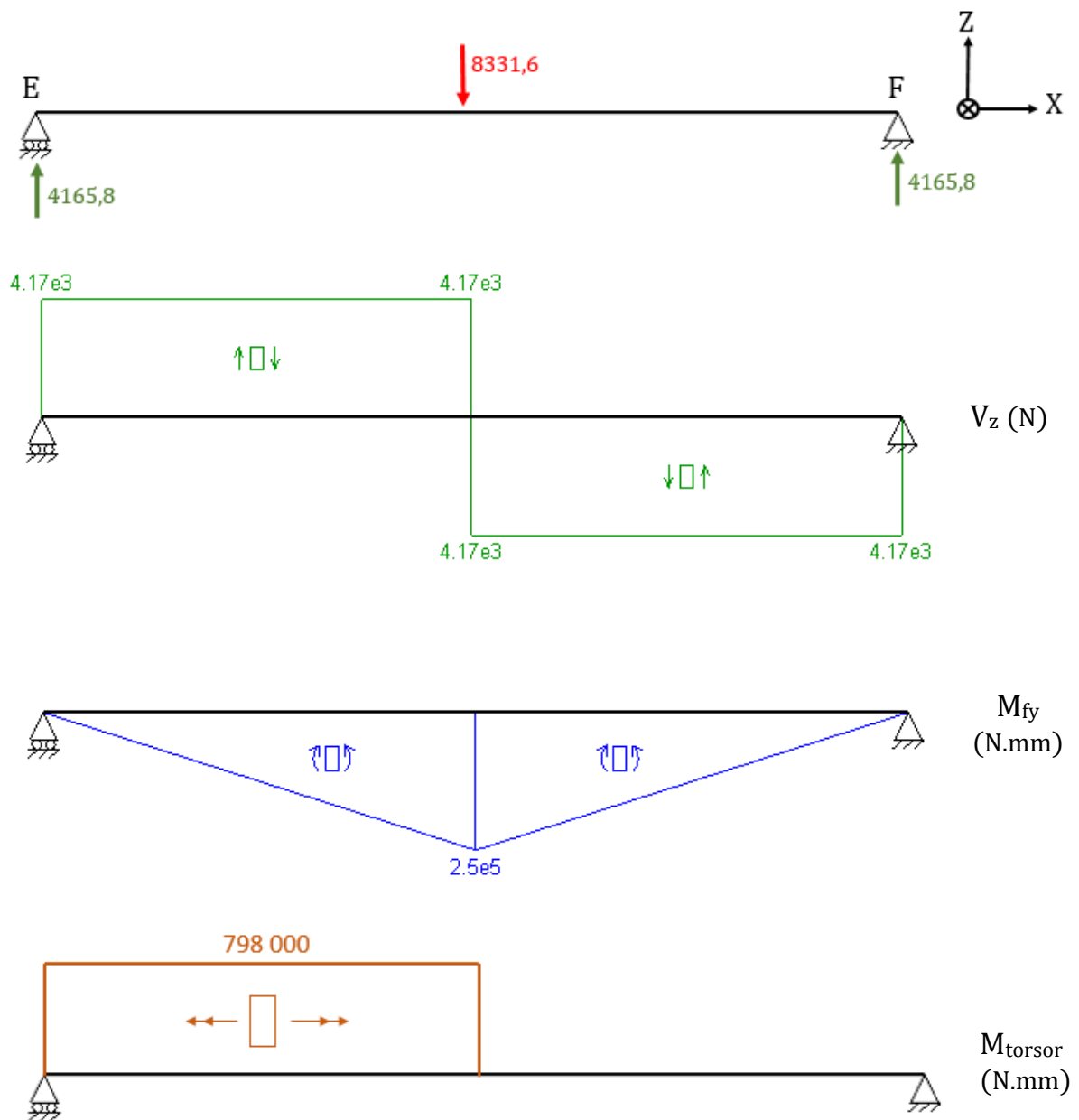


Figura 101. Diagramas de esfuerzos sobre el eje 4 en el plano XZ

3) Sección más desfavorable

Para determinar cuál es la sección más desfavorable debemos observar cuál tiene mayor momento flector (en ambos ejes) y momento torsor, siendo la contribución del axil despreciable frente a la del momento flector.

En este caso, está claro que la sección más cargada es la **sección central (donde se encuentra el engranaje 6)**, pero hay que ver si las mayores tensiones se dan a la izquierda o la derecha:

A la izquierda:

$$M_{f6\ izda} = \sqrt{M_{fz\ izda}^2 + M_{fy\ izda}^2} = \sqrt{48\ 405,6^2 + 249\ 948^2} = 254\ 592\ N \cdot mm$$

$$M_{t6\ izda} = M_{eje\ 4} = M_{N\ motor} \cdot i_{reductor} = 26\ 600 \cdot 30 = 798\ 000\ N \cdot mm$$

$$N_{6\ izda} = 0$$

A la derecha:

$$M_{f6\ dcha} = \sqrt{M_{fz\ dcha}^2 + M_{fy\ dcha}^2} = \sqrt{242\ 032^2 + 249\ 948^2} = 347\ 927,4\ N \cdot mm$$

$$M_{t6\ dcha} = 0$$

$$N_{6\ dcha} = 3032,5\ N$$

Aunque a la izquierda el esfuerzo axil es cero, el axil es despreciable frente al momento flector y al momento torsor. Por lo tanto, debemos fijarnos en los momentos flectores y torsores. Aunque a la izquierda el momento flector resultante es algo menor, como el momento torsor es muy grande mientras que a la derecha es cero, resulta más crítico el lado izquierdo.

4) Cálculo de tensiones

El diámetro de eje que se ha elegido ha sido 50 mm (diámetro normalizado). Con este diámetro de eje:

$$W_f = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 12\ 271,85\ mm^3$$

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = \pi \cdot \frac{50^2}{4} = 1963,5\ mm^2$$

$$W_0 = 2 \cdot W_f = \frac{\pi \cdot D^3}{16} = 24\ 543,7\ mm^3$$

Así, en la sección más desfavorable aparecen las siguientes tensiones normales y tangenciales:

$$\sigma_{x\ izda} = \frac{M_{f6\ izda}}{W_f} + \frac{N_{6\ izda}}{A} = \frac{254\ 592\ N \cdot mm}{12\ 271,85\ mm^3} + 0 = 20,75\ MPa$$

$$\tau_{izda} = \frac{M_{t6\ izda}}{W_0} = \frac{798\ 000\ N \cdot mm}{24\ 543,7\ mm^3} = 32,51\ MPa$$

$$\sigma_{x\ dcha} = \frac{M_{f6\ dcha}}{W_f} + \frac{N_{6\ dcha}}{A} = \frac{347\ 927,4\ N \cdot mm}{12\ 271,85\ mm^3} + \frac{3032,5\ N}{1963,5\ mm^2} = 29,9\ MPa$$

$$\tau_{dcha} = \frac{M_{t6\ dcha}}{W_0} = 0$$

Se comprueba lo dicho en el apartado 3 ("Sección más desfavorable"), resulta más crítico el lado izquierdo:

$$\tau_{m\acute{a}x\ izda} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{20,75}{2}\right)^2 + 32,51^2} = 34,13\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x\ dcha} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{29,9}{2}\right)^2 + 0} = 14,95\ MPa$$

5) Cálculo del material necesario para el eje

Aplicando la teoría de cortante máximo e imponiendo un coeficiente de seguridad a fluencia de 3, se obtiene el siguiente límite elástico:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{20,75}{2}\right)^2 + 32,51^2} = 34,13\ MPa$$

$$CS = \frac{\sigma_F/2}{\tau_{m\acute{a}x}} \rightarrow 3 = \frac{\sigma_F/2}{34,13} \rightarrow \sigma_F = 204,78\ MPa$$

Deberemos buscar un material que tenga un límite elástico mayor o igual que este.

A6.5. Selección del material

Tal como se acaba de calcular, el límite elástico necesario para el material de cada uno de los ejes es el siguiente:

Tabla 41. Límite elástico necesario en los ejes del reductor.

	Diámetro (mm)	σ_F (MPa)
Eje 2	30	121,26
Eje 3	30	476,46
Eje 4	50	204,78

Por unificar, se va a buscar un único material que nos permita fabricar todos los ejes. Por lo tanto, necesitamos un material con límite elástico superior a 476,46 MPa.

Tabla 42. Propiedades de Aceros al carbono

Fuente: thyssenkruppmaterials-iberica.com

Aceros al Carbono								Estado de suministro
Marca	Designación Simbólica	Númérica	Norma Vigente	UNE	AFNOR	DIN	AISI/SAE	
C25E	C25E	1.1158	EN 10083-1	F112 / F1120	XC 25	Ck 25	1025	Acero al carbono con una buena soldabilidad para piezas de bajo límite elástico (250 - 400 N/mm ²) para el sector marítimo y la construcción de máquinas. Buena capacidad de embutición y plegado.
C35E	C35E	1.1181	EN 10083-1	F113 / F1130	XC 32/XC38	Ck 35	1035 / 1038	Acero al carbono para piezas que requieren un límite elástico de 400 a 500 N/mm ² para el sector marítimo y la construcción de máquinas. Admite la soldadura.
C45E	C45E	1.1191	EN 10083-1	F114 / F1140	XC 45/XC 48	Ck 45	1045	Acero al carbono de uso general, para piezas con una resistencia media (650 - 800 N/mm ²) en estado Bonificado, apto para el temple superficial.
C55E	C55E	1.1203	EN 10083-1	F115 / F1150	XC 55H1	Ck 55	1055	Para piezas de deben poseer una resistencia de 700 a 900 N/mm ² , para el sector marítimo, la construcción de maquinaria agrícola, permite el temple en aceite en perfiles menores de 15 mm.
C60E	C60E	1.1221	EN 10083-1	-	XC 60	Ck 60	1060 / 1064	Acero al carbono para piezas para el sector marítimo y la construcción de máquinas con una resistencia de 750 a 950 N/mm ² . Apto para el temple superficial.

Consultando la tabla de aceros al carbono que nos aporta la empresa dedicada a la comercialización y distribución de los aceros Thyssenkrupp Materials Ibérica, vemos que el F112 tiene un límite elástico como mínimo de 250 MPa, por lo que este acero nos podría valer para los ejes 2 y 4, pero no para el eje 3.

Dado que el F112 y F113 no nos aseguran un límite elástico mayor de 400 MPa y queremos un material con límite elástico mayor que 476 MPa, pensamos escoger el F114. El F113 está cerca de cumplir el valor requerido, por lo que seguramente el F114 lo cumplirá. Sin embargo, como la tabla que hemos consultado, de la empresa dedicada a la comercialización y distribución de los aceros *Thyssenkrupp Materials Ibérica*, indica la resistencia media pero no especifica el límite elástico de este acero (AISI 1045), se busca en otras fuentes.

Finalmente se encuentra que el límite elástico del acero AISI 1045 (**F114**) laminado en frío es 531 MPa, por lo que se comprueba que efectivamente este acero podría valer para fabricar también el eje 3. Por lo tanto, podríamos fabricar todos los ejes del reductor con un acero F114.

Tabla 43. Límite elástico de algunos aceros al carbono

Fuente: ingemecanica.com/tutoriales/materiales.html

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179

ANEXO 7. CÁLCULO ESTÁTICO DE LOS EJES DE LOS TAMBORES

Para el cálculo de ejes, hay que tener en cuenta que la fuerza F que realizamos con el sistema tensor (peso del tambor tensor + contrapesos) para tensar la banda, la hace la banda sobre los tambores en sentido contrario (principio de acción y reacción) debido a la tensión que adquiere. Además, el eje del tambor motriz (tambor superior) deberá soportar el peso de los cangilones, el peso del material, el peso de la banda y el peso del tambor motriz, tal como se ve en la *Figura 102*.

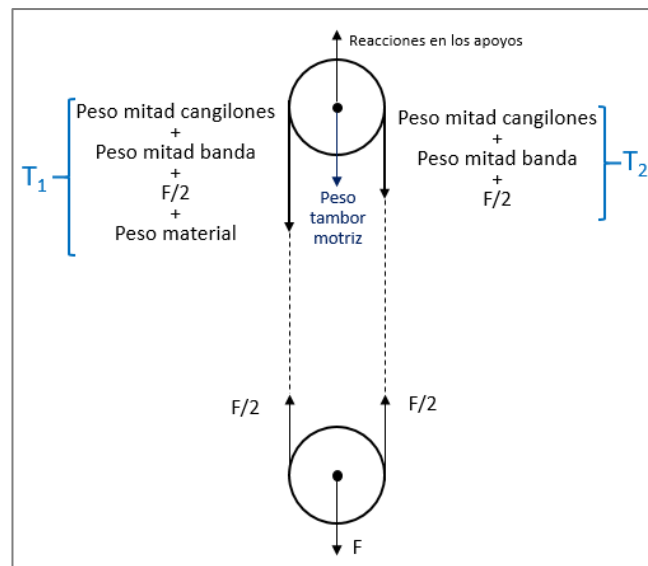


Figura 102. Esquema de fuerzas sobre los ejes de los tambores.

A7.1. Eje del tambor tensor

En el eje del tambor tensor, la fuerza de los contrapesos colocados se reparte por igual a ambos lados (sobre ambos rodamientos) y tensa la banda. El peso del tambor hace una fuerza hacia abajo en el centro del eje que también tensa la banda. Esto hace que la banda, debido a la tensión que adquiere, haga una fuerza igual a la de los contrapesos y el peso del tambor empujando el tambor hacia arriba.

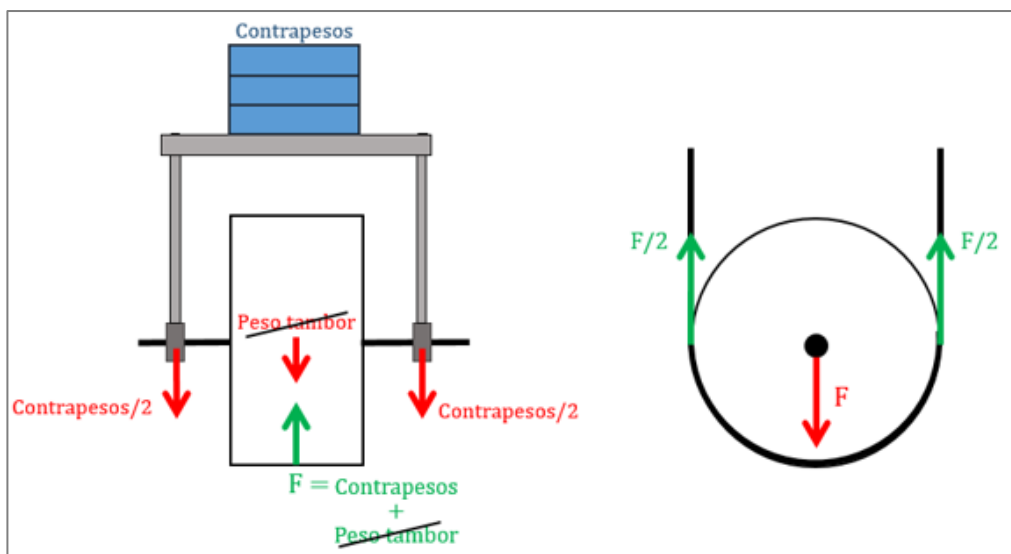


Figura 103. Fuerzas que tensan la banda (en rojo) y fuerza que realiza la banda como reacción (en verde)

La fuerza del peso del tambor, al actuar en el centro del eje, se anula. Así, sólo genera flexión la fuerza de los contrapesos. La distancia entre el centro del tambor y cada rodamiento se elige que sea de 190 mm.

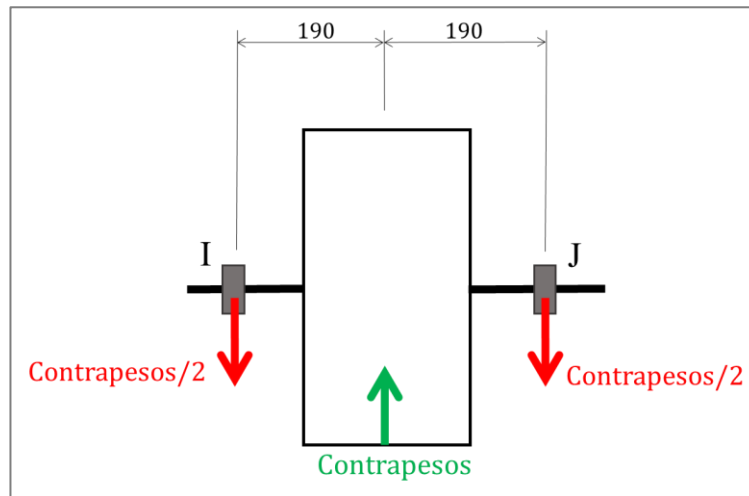


Figura 104. Esquema de fuerzas sobre el eje del tambor tensor

1) Fuerzas en el eje y en los rodamientos

La fuerza de los contrapesos que vamos a considerar va a ser de 100 kg. El peso del tambor, al actuar en el centro del eje, se anula.

$$\text{Contrapesos} = 100 \text{ kg} = 980 \text{ N}$$

De esta forma, las cargas que deberán soportar los rodamientos I y J son:

$$R_I = R_J = \frac{\text{Contrapesos}}{2} = 490 \text{ N}$$

2) Diagramas de esfuerzos

Conocidas las fuerzas en el eje, se dibujan los diagramas de esfuerzos. Las fuerzas que actúan sobre el eje generan momento flector en una sola dirección. En este caso no hay momento torsor ya que al no ser un eje motriz, el eje gira libremente sin tener que vencer ninguna fuerza.

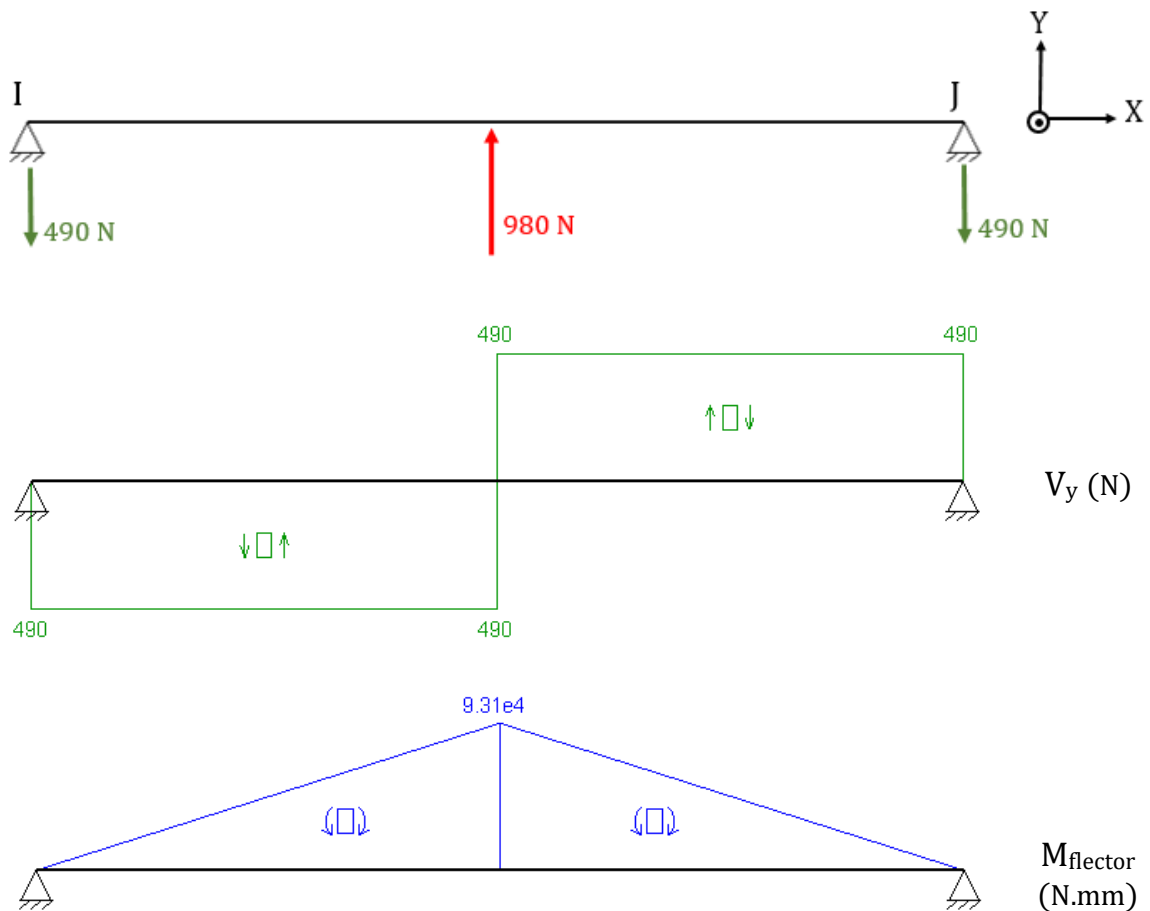


Figura 105. Diagramas de esfuerzos en el eje del tambor tensor

3) Esfuerzos en la sección central del eje

Los esfuerzos que se generan en la sección más cargada son:

$$M_f = 93\,100 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{\text{torsor}} = 0$$

4) Cálculo de tensiones

El eje del tambor motriz tiene un diámetro de 50 mm. Sin embargo, el eje del tambor tensor está menos solicitado al no transmitir momento torsor y tener menores esfuerzos de flexión, por lo tanto, se elige un diámetro de 40 mm.

Con este diámetro, las tensiones que se producen en el eje son:

$$\sigma_x = \frac{M_f}{W_f} = \frac{93\,100 \text{ N} \cdot \text{mm}}{6283,18 \text{ mm}^3} = 14,82 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_{\text{torsor}}}{W_0} = 0$$

Donde: $W_f = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} = 6283,18 \text{ mm}^3$

5) Cálculo del material necesario para el eje

Aplicando la teoría de cortante máximo e imponiendo un coeficiente de seguridad a fluencia $CS=3$, se obtiene el siguiente límite elástico:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{14,82}{2} = 7,41 \text{ MPa}$$

$$CS = \frac{\sigma_F/2}{\tau_{m\acute{a}x}} \rightarrow 3 = \frac{\sigma_F/2}{7,41} \rightarrow \sigma_F = 44,46 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, se puede utilizar el mismo acero que para los ejes del reductor: **el F114/F1140 ($\sigma_F=531 \text{ MPa}$)**.

A7.2. Eje del tambor motriz

Al eje del tambor motriz se le transmite el par del eje de salida del reductor a través del acoplamiento elástico. La separación entre los dos rodamientos del eje del tambor será de 500 mm.

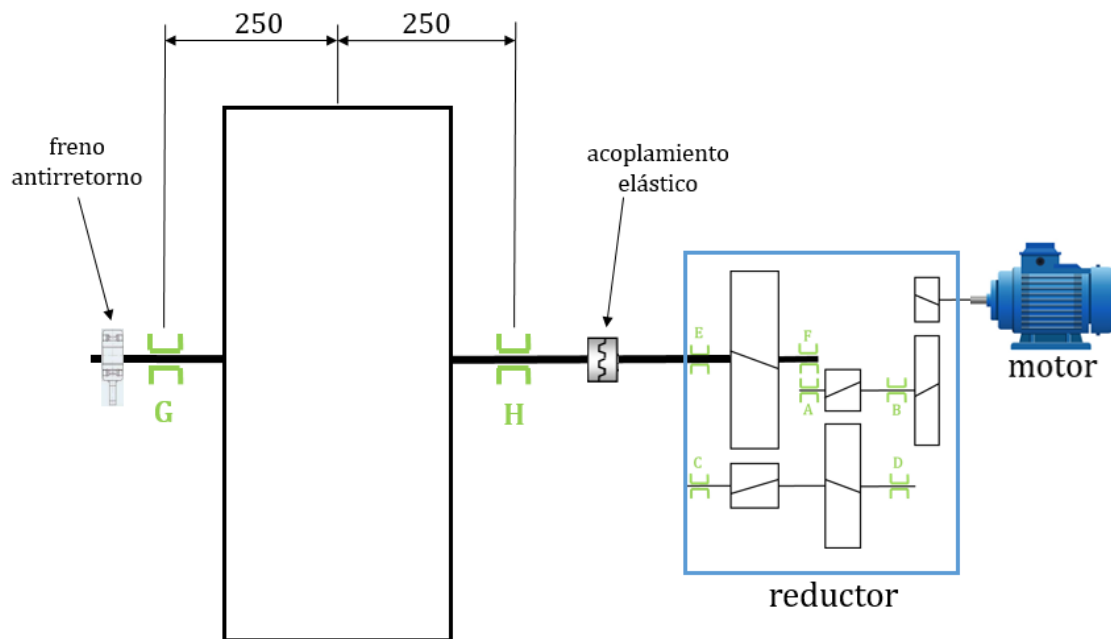


Figura 106. Esquema de la transmisión desde el motor hasta el tambor motriz.

El eje del tambor motriz debe soportar el peso del tambor motriz, el peso de los cangilones, el peso de la banda, la fuerza (F) que hace la banda hacia abajo (debido a la tensión que ha adquirido por acción de los contrapesos y del peso del tambor tensor) y el peso del material. Este eje además estará sometido a un momento torsor.

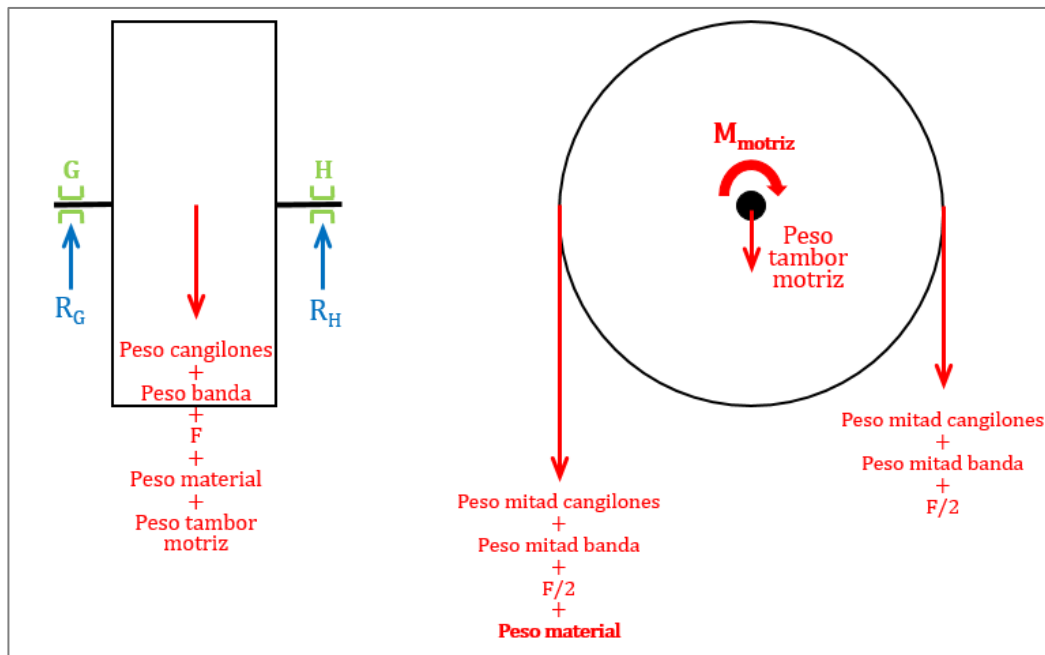


Figura 107. Esquema de fuerzas sobre el eje del tambor motriz.

1) Fuerzas y reacciones en el eje

Los valores de todas estas fuerzas que actúan sobre el eje son:

$$F = \text{Contrapesos} + \text{Peso tambor tensor} = 100 \text{ kg} + 100 \text{ kg} = 200 \text{ kg}$$

$$\text{Peso cangilones} = 0,25 \frac{\text{kg}}{\text{cangilón}} \cdot 213 \text{ cangilones} = 53,25 \text{ kg}$$

$$\text{Peso banda} = 7,68366 \text{ m}^2 \cdot 7,8 \text{ kg/m}^2 = 59,93 \text{ kg}$$

$$\text{Peso tambor motriz} = 100 \text{ kg}$$

$$\text{Peso material} \approx F_{\text{tambor motriz}} = 160,3 \text{ kg}$$

La suma de estas fuerzas es:

$$F_{\text{total}} = F + \text{Peso cangilones} + \text{Peso banda} + \text{Peso tambor motriz} + F_{\text{tambor motriz}} = 573,5 \text{ kg} = 5620 \text{ N}$$

De esta forma, las reacciones en los apoyos (rodamientos) son:

$$R_G = 2810 \text{ N} ; R_H = 2810 \text{ N}$$

2) Diagramas de esfuerzos

Las fuerzas que actúan sobre este eje generan momento flector, pero debido a la carga que hay que elevar, en este eje también hay momento torsor.

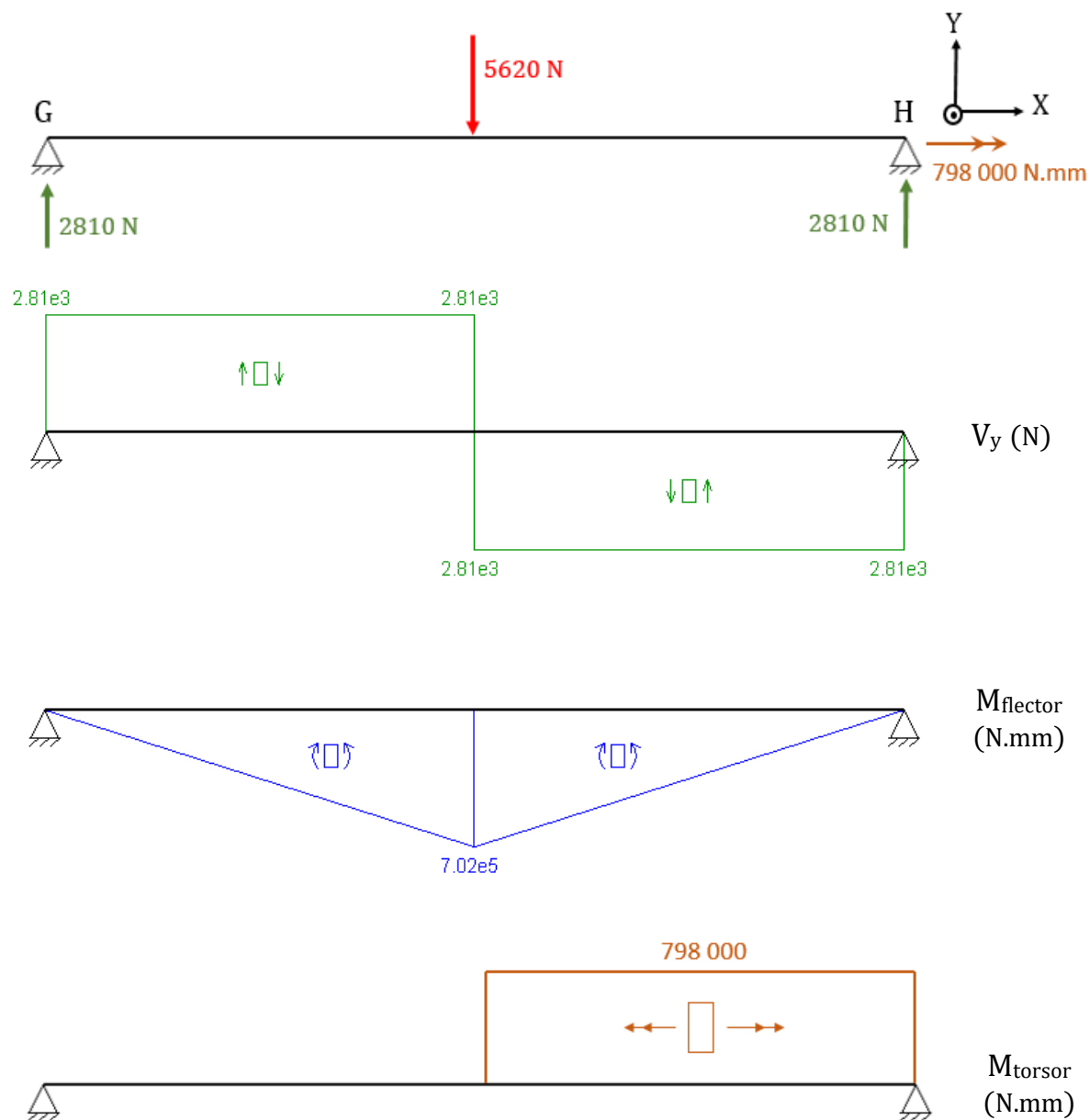


Figura 108. Diagramas de esfuerzos en el eje del tambor motriz

3) Esfuerzos en la sección central del eje

Los esfuerzos que se generan en la sección más cargada son los siguientes:

$$M_f = 702\,500 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{\text{torsor}} = M_{\text{eje 4}} = M_{N \text{ motor}} \cdot i_{\text{reductor}} = 26\,600 \cdot 30 = 798\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Aunque para elevar la carga se necesita un par algo menor, se considera el momento torsor correspondiente al caso de que el motor trabajara a par nominal ya que ese caso es más crítico.

4) Cálculo de tensiones

Para el eje del tambor motriz se ha elegido un diámetro de 50 mm, ya que está más solicitado que el eje del tambor tensor (diámetro de 30 mm).

Con este diámetro, las tensiones que se aparecen en el eje son:

$$\sigma_x = \frac{M_f}{W_f} = \frac{702\,500\,N \cdot mm}{12\,271,85\,mm^3} = 57,24\,MPa$$

$$\tau = \frac{M_{torsor}}{W_0} = \frac{798\,000\,N \cdot mm}{24\,543,7\,mm^3} = 32,51\,MPa$$

Donde:

$$W_f = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 12\,271,85\,mm^3$$

$$W_0 = 2 \cdot W_f = \frac{\pi \cdot D^3}{16} = 24\,543,7\,mm^3$$

5) Cálculo del material necesario para el eje

Aplicando la teoría de cortante máximo e imponiendo un coeficiente de seguridad a fluencia $CS=3$, se obtiene el siguiente límite elástico:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{57,24}{2}\right)^2 + 32,51^2} = 43,31\,MPa$$

$$CS = \frac{\sigma_F/2}{\tau_{m\acute{a}x}} \rightarrow 3 = \frac{\sigma_F/2}{43,31} \rightarrow \sigma_F = 259,88\,MPa$$

Por lo tanto, se puede utilizar el mismo acero que para los ejes del reductor: **el F114/F1140 ($\sigma_F=531\,MPa$)**.

ANEXO 8. CÁLCULO A FATIGA DE LOS EJES

Los ejes tanto del reductor como de los tambores están sometidos a flexión rotativa (flexión a la vez que giran), lo que supone que los puntos situados en el diámetro exterior de una sección del eje, que son los que sufren mayores tensiones debidas al momento flector y torsor, están sometidos a tensiones variables cíclicas que provocan efectos de fatiga.

En la *Figura 109* se puede apreciar como el punto P, sometido a un momento flector y a un momento torsor constantes, está sometido a tensiones normales variables con el tiempo por efecto de la flexión rotativa.

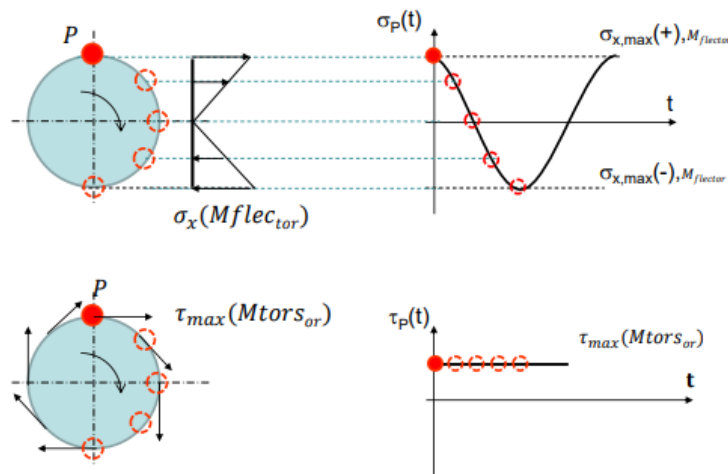


Figura 109. Tensiones en un eje sometido a flexión rotativa.

Fuente: [1] (ver bibliografía)

Por lo tanto, es necesario comprobar la vida a fatiga de cada uno de los ejes.

Para ello debemos determinar la curva S-N (tensión frente a vida) de cada uno de los ejes. Como todos ellos estarán fabricados con acero F-114 (resistencia a la tracción $\sigma_{Ut} = 650 \text{ MPa}$ y límite elástico $\sigma_{yp} = 530 \text{ MPa}$), los valores de resistencia a la fatiga para 1000 ciclos (σ'_g) y límite a fatiga (σ'_{-1}) del material serán:

$$\sigma'_g = 0,9 \cdot \sigma_{Ut} = 0,9 \cdot 650 = 585 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{-1} = 0,5 \cdot \sigma_{Ut} = 0,5 \cdot 650 = 325 \text{ MPa}$$

Estos valores corresponden al material de los ejes. Para determinar los valores del eje real, con su acabado superficial, su tamaño y geometría o su forma de trabajo, hay que aplicar unos coeficientes modificativos obtenidos empíricamente.

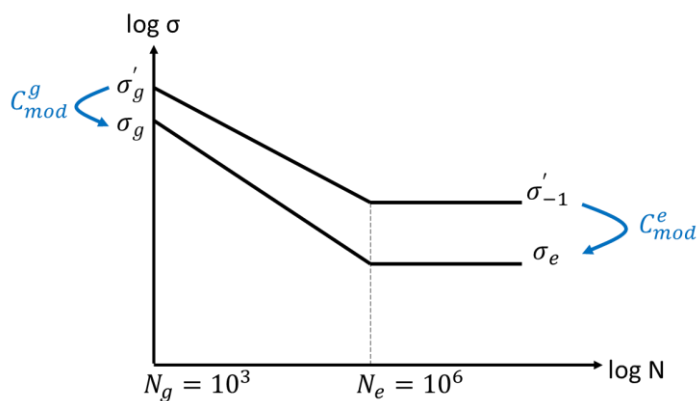


Figura 110. Curva S-N con coeficientes modificativos

COEFICIENTES MODIFICATIVOS

- **Acabado superficial o rugosidad:**

Para ejes fabricados mediante torneado se toman los siguientes valores:

$$C_s^g = 1$$

$$C_s^e = a \cdot (\sigma_{Ut})^b = 4,51 \cdot (650)^{-0,265} = 0,81$$

Tabla 44. Valores para calcular el coeficiente modificativo de acabado superficial

Fuente: [1] (ver bibliografía)

Acabado Superficial	Factor a	Exponente b
Esmerilado	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	54,7	-0,718
Como sale de forja	272	-0,995

- **Forma de trabajo:**

Al estar los ejes sometidos a flexión y torsión simultáneamente, y sólo flexión en el caso del eje del tambor tensor, se toma:

$$C_t^g = 1$$

$$C_t^e = 1$$

Tabla 45. Coeficiente modificativo de forma de trabajo

Fuente: [1] (ver bibliografía)

	FLEXIÓN	AXIAL	TORSIÓN (τ)	TORSIÓN (σ _{EQV})
C_t^g	1	0,83	0,72	1
C_t^e	1	0,9	0,577	1

- **Dimensiones y geometría:**

Para $N_g = 1000$ ciclos, el coeficiente es igual a la unidad.

$$C_d^g = 1$$

Sin embargo, para el límite de fatiga N_e , la resistencia a fatiga disminuye con el tamaño. Como los ejes tienen distintos diámetros, el coeficiente C_d^e tendrá distintos valores para cada eje.

Para los ejes 2 y 3 del reductor (diámetro = 30 mm):

$$C_d^e = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 1,24 \cdot 30^{-0,107} = 0,862$$

Para el eje del tambor tensor (diámetro = 40 mm):

$$C_d^e = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 1,24 \cdot 40^{-0,107} = 0,836$$

Para el eje 4 del reductor y el eje del tambor motriz (diámetro = 50 mm):

$$C_d^e = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 1,24 \cdot 50^{-0,107} = 0,816$$

$$C_d^e = \begin{cases} 2,79 \leq d \leq 51mm \rightarrow C_d^e = 1,24d^{-0,107} \\ 51 \leq d \leq 254mm \rightarrow C_d^e = 1,51d^{-0,157} \end{cases}$$

Figura 111. Coeficiente modificativo de dimensiones y geometría.

Fuente: [1] (ver bibliografía)

- **Fiabilidad:**

Si se quiere tener una fiabilidad del 99,99% los coeficientes toman el siguiente valor:

$$C_R^g = C_R^e = 0,702$$

- **Temperatura:**

Si trabajan a temperatura ambiente:

$$C_T^g = C_T^e = 1$$

- **Choque:**

También se aplica un coeficiente de choque para tener en cuenta choques que se puedan producir.

$$C_k^g = C_k^e = 0,9$$

Los coeficientes modificativos finales teniendo en cuenta todos estos factores se obtienen del producto de todos ellos:

$$C_{mod}^g = C_s^g \cdot C_t^g \cdot C_d^g \cdot C_R^g \cdot C_T^g \cdot C_k^g$$

$$C_{mod}^e = C_s^e \cdot C_t^e \cdot C_d^e \cdot C_R^e \cdot C_T^e \cdot C_k^e$$

Los valores de los coeficientes modificativos obtenidos se recogen en la siguiente tabla (Tabla 46):

Tabla 46. Coeficientes modificativos para cada eje.

	C_{mod}^g	C_{mod}^e		
		Ejes 2 y 3	Eje tambor tensor	Eje 4 y Eje tambor motriz
Acabado superficial	1	0,81		
Forma de trabajo	1	1		
Dimensiones y geometría	1	0,862	0,836	0,816
Fiabilidad	0,702	0,702		
Temperatura	1	1		
Choque	0,9	0,9		
TOTAL	0,632	0,441	0,428	0,418

Así, el valor de resistencia a fatiga para $N_g = 1000$ ciclos es:

$$\sigma_g = C_{mod}^g \cdot \sigma'_g = 0,632 \cdot 585 = 369,7 \text{ MPa}$$

Por su parte, los valores de σ_e para cada uno de los ejes son los siguientes:

$$\text{Ejes 2 y 3} \rightarrow \sigma_e = C_{mod}^e \cdot \sigma'_{-1} = 0,441 \cdot 325 = 143,3 \text{ MPa}$$

$$\text{Eje del tambor tensor} \rightarrow \sigma_e = C_{mod}^e \cdot \sigma'_{-1} = 0,428 \cdot 325 = 139,1 \text{ MPa}$$

$$\text{Eje 4 y Eje del tambor motriz} \rightarrow \sigma_e = C_{mod}^e \cdot \sigma'_{-1} = 0,418 \cdot 325 = 135,8 \text{ MPa}$$

A8.1. Eje 2

Las tensiones máximas que aparecen en el eje ya se calcularon en el ANEXO 6, y son las siguientes:

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_f}{W_f} = 30,81 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{axil} = \frac{N}{A} = 0,89 \text{ MPa}$$

$$\tau_{torsión} = \frac{M_t}{W_0} = 12,54 \text{ MPa}$$

La tensión debida al momento flector es una tensión alterna con tensión media nula ($\sigma_m = 0$). Sin embargo, las tensiones debidas a la fuerza axial y al momento torsor son tensiones constantes (tensión alterna = 0).

Método de tensión alterna equivalente

De esta forma, las tensiones de Von Mises alterna y media son:

$$\sigma_{VM,a} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{\sigma_a^2} = \sigma_a = \sigma_{flexión} = 30,81 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM,m} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{\sigma_{axil}^2 + 3 \cdot \tau_{torsión}^2} = \sqrt{0,89^2 + 3 \cdot 12,54^2} = 21,74 \text{ MPa}$$

Y la tensión alterna equivalente (como si la tensión media fuera igual a cero) es:

$$\sigma_N = \sigma_{yp} \cdot \frac{\sigma_{VM,a}}{\sigma_{yp} - \sigma_{VM,m}} = 530 \cdot \frac{30,81}{530 - 21,74} = 32,13 \text{ MPa}$$

Como los chaveteros de los ejes son concentradores de tensiones, el límite a fatiga también se verá modificado por el valor del concentrador de tensiones reducido a fatiga K_f del chavetero.

Para ejes que no están endurecidos y que tienen chaveteros de tipo “perfil”:

$$K_{f,flexión} = 1,6$$

$$K_{f,torsión} = 1,3$$

Tabla 47. Concentrador de tensiones reducido a fatiga según el tipo de chavetero. Fuente: [1]

Tipo de chavetero	Concentrador de tensiones reducido $\rightarrow K_f$		Concentrador de tensiones reducido $\rightarrow K_f$	
	Recocido, dureza < 200HB		Endurecido, dureza > 200HB	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Perfil	1.6	1.3	2.0	1.6
Patín	1.3	1.3	1.6	1.6

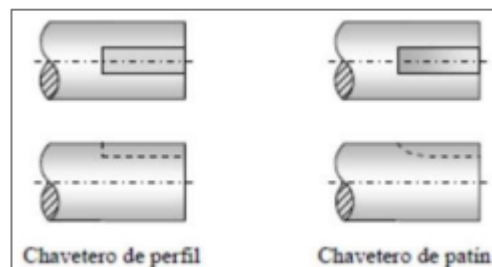


Figura 112. Tipo de chavetero.

Fuente: [1]

De esta forma, el valor del concentrador de tensiones reducido a fatiga global queda:

$$K_{f,GLOBAL} = \frac{\sqrt{(K_{f,flexión} \cdot \sigma_{flexión} + \sigma_{axil})^2 + 3 \cdot (K_{f,torsión} \cdot \tau_{torsión})^2}}{\sqrt{(\sigma_{flexión} + \sigma_{axil})^2 + 3 \cdot (\tau_{torsión})^2}} = \frac{\sqrt{(1,6 \cdot 30,81 + 0,89)^2 + 3 \cdot (1,3 \cdot 12,54)^2}}{\sqrt{(30,81 + 0,89)^2 + 3 \cdot 12,54^2}} = 1,50$$

Así, el límite de fatiga del eje (que es la tensión por debajo de la cual la duración es ilimitada), teniendo en cuenta el concentrador de tensiones que supone el chavetero, será:

$$\sigma_e / K_{f,GLOBAL} = 143,3 / 1,50 = 95,53 \text{ MPa}$$

Como σ_N es menor que el límite de fatiga, se obtendrá vida infinita.

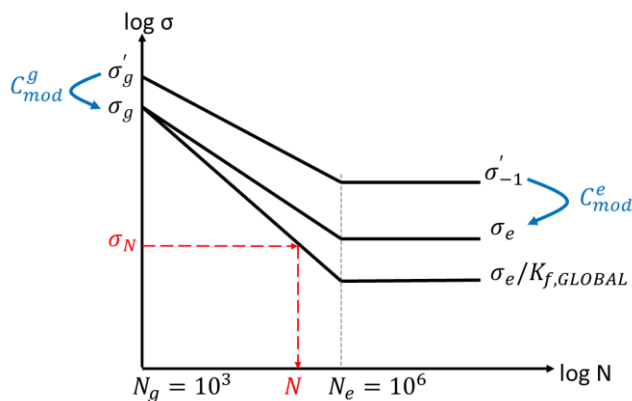


Figura 113. Curva S-N con concentrador de tensiones.

Aplicando la ecuación de Basquin se determina la vida a fatiga (nº de ciclos):

$$m = \frac{\log N_e - \log N_g}{\log \sigma_g - \log(\sigma_e/K_{f,GLOBAL})} = \frac{\log 10^6 - \log 10^3}{\log 369,7 - \log(143,3/1,50)} = 5,1$$

$$\alpha = \log \sigma_g + \frac{\log N_g}{m} = \log 369,7 + \frac{3}{5,1} = 3,156 \rightarrow \sigma_0 = 10^\alpha = 1432,5 \text{ MPa}$$

$$N = \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_N}\right)^m = \left(\frac{1432,5}{32,13}\right)^{5,1} = 2,57 \cdot 10^8 \text{ ciclos} > 10^6 \rightarrow \text{Vida infinita}$$

Como se obtiene más de un millón de ciclos, se determina vida infinita para este eje.

Método de tensión estática equivalente

Otra forma de comprobar si se obtiene vida infinita es calculando el coeficiente de seguridad a vida infinita mediante el método de tensión estática equivalente.

Se calcula la tensión normal equivalente:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e/K_{f,flexión}} \cdot \sigma_a + \sigma_m = \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e/K_{f,flexión}} \cdot \sigma_{flexión} + \sigma_{axil} = \frac{530}{143,3/1,6} \cdot 30,81 + 0,89 = 183,21 \text{ MPa}$$

Y la tensión cortante equivalente:

$$\tau_{eq} = \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e/K_{f,torsión}} \cdot \tau_a + \tau_m = \tau_m = \tau_{torsión} = 12,54 \text{ MPa}$$

Se calcula la tensión de Von Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{eq}^2 + 3 \cdot \tau_{eq}^2} = \sqrt{183,21^2 + 3 \cdot 12,54^2} = 184,5 \text{ MPa}$$

Y finalmente el coeficiente de seguridad a vida infinita:

$$CS = \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_{VM}} = \frac{530}{184,5} = 2,87$$

Como el $CS > 1$, se considera que cumple a vida infinita.

A8.2. Eje 3

Las tensiones máximas que aparecen en el eje ya se calcularon en el ANEXO 6, y son las siguientes:

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_f}{W_f} = 137 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{axil} = \frac{N}{A} = 2,86 \text{ MPa}$$

$$\tau_{torsión} = \frac{M_t}{W_0} = 37,63 \text{ MPa}$$

La tensión debida al momento flector es una tensión alterna con tensión media nula ($\sigma_m = 0$). Sin embargo, las tensiones debidas a la fuerza axial y al momento torsor son tensiones constantes (tensión alterna = 0).

En este eje y los siguientes se va a hacer la comprobación a vida infinita solamente con el **método de tensión alterna equivalente**.

Calculamos las tensiones de Von Mises alterna y media:

$$\sigma_{VM,a} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{\sigma_a^2} = \sigma_a = \sigma_{flexión} = 137 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM,m} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{\sigma_{axil}^2 + 3 \cdot \tau_{torsión}^2} = \sqrt{2,86^2 + 3 \cdot 37,63^2} = 65,24 \text{ MPa}$$

Y la tensión alterna equivalente:

$$\sigma_N = \sigma_{yp} \cdot \frac{\sigma_{VM,a}}{\sigma_{yp} - \sigma_{VM,m}} = 530 \cdot \frac{137}{530 - 65,24} = \mathbf{156,23 \text{ MPa}}$$

Ahora calculamos el valor del concentrador de tensiones reducido a fatiga global:

$$\begin{aligned} K_{f,GLOBAL} &= \sqrt{\frac{(K_{f,flexión} \cdot \sigma_{flexión} + \sigma_{axil})^2 + 3 \cdot (K_{f,torsión} \cdot \tau_{torsión})^2}{(\sigma_{flexión} + \sigma_{axil})^2 + 3 \cdot (\tau_{torsión})^2}} \\ &= \frac{\sqrt{(1,6 \cdot 137 + 2,86)^2 + 3 \cdot (1,3 \cdot 37,63)^2}}{\sqrt{(137 + 2,86)^2 + 3 \cdot 37,63^2}} = 1,54 \end{aligned}$$

Y finalmente la vida a fatiga (nº de ciclos) mediante la ecuación de Basquin:

$$\begin{aligned} m &= \frac{\log N_e - \log N_g}{\log \sigma_g - \log(\sigma_e/K_{f,GLOBAL})} = \frac{\log 10^6 - \log 10^3}{\log 369,7 - \log(143,3/1,54)} = 5,01 \\ \alpha &= \log \sigma_g + \frac{\log N_g}{m} = \log 369,7 + \frac{3}{5,01} = 3,167 \rightarrow \sigma_0 = 10^\alpha = 1468,8 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$N = \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_N} \right)^m = \left(\frac{1468,8}{156,23} \right)^{5,01} = 75\,123 \text{ ciclos} < 10^6 \rightarrow \text{NO cumple vida infinita}$$

Como se obtiene menos de un millón de ciclos, no se puede asegurar vida infinita para este eje.

Dado que estamos lejos de poder asegurar que, con un acero F-114, el eje cumpla vida infinita a fatiga, se va a elegir otro acero de mayor resistencia para la fabricación del eje. De este modo, se elige un **acero F-128 (SAE/AISI 4340)**, con el que se comprueba que sí que se obtiene vida infinita. Este acero tiene resistencia máxima a la tracción $\sigma_{Ut} = 1100 \text{ MPa}$ y límite elástico $\sigma_{yp} = 900 \text{ MPa}$.

Así, los valores de resistencia a la fatiga para 1000 ciclos (σ'_g) y límite a fatiga (σ'_{-1}) del material serán:

$$\sigma'_g = 0,9 \cdot \sigma_{Ut} = 0,9 \cdot 1100 = 990 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{-1} = 0,5 \cdot \sigma_{Ut} = 0,5 \cdot 1100 = 550 \text{ MPa}$$

Ahora calculamos el valor de resistencia a fatiga para $N_g = 1000 \text{ ciclos}$ del eje, y el valor de σ_e :

$$\sigma_g = C_{mod}^g \cdot \sigma'_g = 0,632 \cdot 990 = 625,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = C_{mod}^e \cdot \sigma'_{-1} = 0,441 \cdot 550 = 242,5 \text{ MPa}$$

Se calculan los nuevos parámetros de la ecuación de Basquin:

$$m = \frac{\log N_e - \log N_g}{\log \sigma_g - \log(\sigma_e / K_{f,GLOBAL})} = \frac{\log 10^6 - \log 10^3}{\log 625,7 - \log(242,5/1,54)} = 5,01$$

$$\alpha = \log \sigma_g + \frac{\log N_g}{m} = \log 625,7 + \frac{3}{5,01} = 3,395 \rightarrow \sigma_0 = 10^\alpha = 2484,1 \text{ MPa}$$

Y con el límite elástico σ_{yp} del nuevo material, la tensión alterna equivalente es:

$$\sigma_N = \sigma_{yp} \cdot \frac{\sigma_{VM,a}}{\sigma_{yp} - \sigma_{VM,m}} = 900 \cdot \frac{137}{900 - 65,24} = \mathbf{147,71 \text{ MPa}}$$

Finalmente, se calcula la vida a fatiga:

$$N = \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_N} \right)^m = \left(\frac{2484,1}{147,71} \right)^{5,01} = 1\,383\,736 \text{ ciclos} > 10^6 \rightarrow \text{Vida infinita}$$

Se comprueba que, con un acero F-128, sí que se obtiene vida infinita.

A8.3. Eje 4

Las tensiones máximas que aparecen en el eje ya se calcularon en el ANEXO 6, y son las siguientes:

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_f}{W_f} = 20,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{axil} = \frac{N}{A} = 0 \quad ; \quad \tau_{torsión} = \frac{M_t}{W_0} = 32,51 \text{ MPa}$$

La tensión debida al momento flector es una tensión alterna con tensión media nula ($\sigma_m = 0$). Sin embargo, la tensión debida al momento torsor es constante (tensión alterna = 0).

De esta forma, las tensiones de Von Mises alterna y media son:

$$\sigma_{VM,a} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{\sigma_a^2} = \sigma_a = \sigma_{flexión} = 20,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM,m} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{3 \cdot \tau_{torsión}^2} = \sqrt{3 \cdot 32,51^2} = 56,31 \text{ MPa}$$

Y la tensión alterna equivalente:

$$\sigma_N = \sigma_{yp} \cdot \frac{\sigma_{VM,a}}{\sigma_{yp} - \sigma_{VM,m}} = 530 \cdot \frac{20,75}{530 - 56,31} = \mathbf{23,21 \text{ MPa}}$$

Ahora calculamos el valor del concentrador de tensiones reducido a fatiga global:

$$K_{f,GLOBAL} = \frac{\sqrt{(K_{f,flexión} \cdot \sigma_{flexión} + \sigma_{axil})^2 + 3 \cdot (K_{f,torsión} \cdot \tau_{torsión})^2}}{\sqrt{(\sigma_{flexión} + \sigma_{axil})^2 + 3 \cdot (\tau_{torsión})^2}}$$

$$= \frac{\sqrt{(1,6 \cdot 20,75)^2 + 3 \cdot (1,3 \cdot 32,51)^2}}{\sqrt{20,75^2 + 3 \cdot 32,51^2}} = 1,34$$

Así, el límite de fatiga del eje, teniendo en cuenta el chavetero, es:

$$\sigma_e / K_{f,GLOBAL} = 135,8 / 1,34 = 101,34 \text{ MPa}$$

Finalmente se calcula la vida a fatiga (nº de ciclos) mediante la ecuación de Basquin:

$$m = \frac{\log N_e - \log N_g}{\log \sigma_g - \log(\sigma_e / K_{f,GLOBAL})} = \frac{6 - 3}{\log 369,7 - \log(135,8 / 1,34)} = 5,34$$

$$\alpha = \log \sigma_g + \frac{\log N_g}{m} = \log 369,7 + \frac{3}{5,34} = 3,13 \rightarrow \sigma_0 = 10^\alpha = 1347,9 \text{ MPa}$$

$$N = \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_N} \right)^m = \left(\frac{1347,9}{23,21} \right)^{5,34} = 2,62 \cdot 10^9 \text{ ciclos} > 10^6 \rightarrow \text{Vida infinita}$$

A8.4. Eje del tambor tensor

Las tensiones máximas que aparecen en el eje ya se calcularon en el ANEXO 7, y son las siguientes:

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_f}{W_f} = 14,82 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{axil} = \frac{N}{A} = 0 \quad ; \quad \tau_{torsión} = \frac{M_t}{W_0} = 0$$

La tensión debida al momento flector es una tensión alterna con tensión media nula ($\sigma_m = 0$). De esta forma, las tensiones de Von Mises alterna y media son:

$$\sigma_{VM,a} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{\sigma_a^2} = \sigma_a = \sigma_{flexión} = 14,82 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM,m} = 0$$

En este caso, la tensión alterna es simplemente la tensión debida a la flexión:

$$\sigma_N = \sigma_{VM,a} = \sigma_{flexión} = \mathbf{14,82 \text{ MPa}}$$

Y el valor del concentrador de tensiones reducido a fatiga global es simplemente el de flexión:

$$K_f = K_{f,flexión} = 1,6$$

Así, el límite de fatiga del eje (que es la tensión por debajo de la cual la duración es ilimitada), teniendo en cuenta el concentrador de tensiones del chavetero, es:

$$\sigma_e / K_f = 139,1 / 1,6 = 86,94 \text{ MPa}$$

Finalmente se calcula la vida a fatiga (nº de ciclos) mediante la ecuación de Basquin:

$$m = \frac{\log N_e - \log N_g}{\log \sigma_g - \log(\sigma_e / K_f)} = \frac{6 - 3}{\log 369,7 - \log(139,1 / 1,6)} = 4,772$$

$$\alpha = \log \sigma_g + \frac{\log N_g}{m} = \log 369,7 + \frac{3}{4,772} = 3,197 \rightarrow \sigma_0 = 10^\alpha = 1572,2 \text{ MPa}$$

$$N = \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_N} \right)^m = \left(\frac{1572,2}{14,82} \right)^{4,772} = 4,64 \cdot 10^9 \text{ ciclos} > 10^6 \rightarrow \text{Vida infinita}$$

Se obtiene vida infinita.

A8.5. Eje del tambor motriz

Las tensiones máximas que aparecen en el eje ya se calcularon en el ANEXO 7, y son las siguientes:

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_f}{W_f} = 57,24 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{axil} = \frac{N}{A} = 0 \quad ; \quad \tau_{torsión} = \frac{M_t}{W_0} = 32,51 \text{ MPa}$$

La tensión debida al momento flector es una tensión alterna con tensión media nula ($\sigma_m = 0$). Sin embargo, la tensión debida al momento torsor es constante (tensión alterna = 0).

De esta forma, las tensiones de Von Mises alterna y media son:

$$\sigma_{VM,a} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{\sigma_a^2} = \sigma_a = \sigma_{flexión} = 57,24 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM,m} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{3 \cdot \tau_{torsión}^2} = \sqrt{3 \cdot 32,51^2} = 56,31 \text{ MPa}$$

Por su parte, la tensión alterna equivalente es:

$$\sigma_N = \sigma_{yp} \cdot \frac{\sigma_{VM,a}}{\sigma_{yp} - \sigma_{VM,m}} = 530 \cdot \frac{57,24}{530 - 56,31} = \mathbf{64,04 \text{ MPa}}$$

Ahora calculamos el valor del concentrador de tensiones reducido a fatiga global:

$$K_{f,GLOBAL} = \frac{\sqrt{(K_{f,flexión} \cdot \sigma_{flexión} + \sigma_{axil})^2 + 3 \cdot (K_{f,torsión} \cdot \tau_{torsión})^2}}{\sqrt{(\sigma_{flexión} + \sigma_{axil})^2 + 3 \cdot (\tau_{torsión})^2}}$$

$$= \frac{\sqrt{(1,6 \cdot 57,24)^2 + 3 \cdot (1,3 \cdot 32,51)^2}}{\sqrt{57,24^2 + 3 \cdot 32,51^2}} = 1,46$$

Así, el límite de fatiga del eje, teniendo en cuenta el chavetero, es:

$$\sigma_e / K_{f,GLOBAL} = 135,8 / 1,46 = 93,01 \text{ MPa}$$

Finalmente se calcula la vida a fatiga (nº de ciclos) mediante la ecuación de Basquin:

$$m = \frac{\log N_e - \log N_g}{\log \sigma_g - \log(\sigma_e / K_{f,GLOBAL})} = \frac{6 - 3}{\log 369,7 - \log(135,8 / 1,46)} = 5,006$$

$$\alpha = \log \sigma_g + \frac{\log N_g}{m} = \log 369,7 + \frac{3}{5,006} = 3,167 \rightarrow \sigma_0 = 10^\alpha = 1469 \text{ MPa}$$

$$N = \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_N} \right)^m = \left(\frac{1469}{64,04} \right)^{5,006} = 6,47 \cdot 10^6 \text{ ciclos} > 10^6 \rightarrow \text{Vida infinita}$$

ANEXO 9. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

En el cálculo de las fuerzas originadas en los ejes (ANEXOS 6 y 7) se obtuvieron las cargas que debía soportar cada rodamiento:

Tabla 48

		REACCIONES EN LOS APOYOS		
		R _x (N)	R _y (N)	R _z (N)
Eje 2	Rodamiento A	631,7	1173,52	1136,11
	Rodamiento B		501,22	2682,59
Eje 3	Rodamiento C	2021,7	2665,9	5433,65
	Rodamiento D		1636,9	120,75
Eje 4	Rodamiento E		806,76	4165,8
	Rodamiento F	3032,5	4033,86	4165,8
Eje tambor motriz	Rodamiento G		2810	
	Rodamiento H		2810	
Eje tambor tensor	Rodamiento I		490	
	Rodamiento J		490	

A partir de estas cargas que deberá soportar cada rodamiento, vamos a seleccionar el rodamiento, con la capacidad de carga suficiente, más adecuado en cada caso.

A9.1. En el eje 1

Los rodamientos del eje del motor (eje 1 del reductor) ya nos vienen dados en el catálogo del motor seleccionado.

Son 2 rodamientos rígidos de bolas, y en nuestro motor (tamaño 112) el delantero es un rodamiento 6306 y el trasero un rodamiento 6206.

Los motores de las series **MS / MYT / MY / ML / MSEF** llevan rodamientos rígidos de bolas con obturaciones de caucho en ambos lados, están lubricados de por vida y no necesitan mantenimiento.

Motor		Rodamiento	
Tamaño	Polos	Delantero	Trasero
56	2-4-6-8	6201 2RS C3	6201 2RS C3
63	2-4-6-8	6201 2RS C3	6201 2RS C3 (** 6202 2RS C3)
71	2-4-6-8	6202 2RS C3	6202 2RS C3 (** 6203 2RS C3)
80	2-4-6-8	6204 2RS C3	6204 2RS C3
90	2-4-6-8	6205 2RS C3	6205 2RS C3 (6204 2RS C3*)
100	2-4-6-8	6206 2RS C3	6206 2RS C3
112	2-4-6-8	6306 2RS C3	6206 2RS C3 (** 6207 2RS C3)
132	2-4-6-8	6308 2RS C3	6308 2RS C3
160	2-4-6-8	6309 2RS C3	6309 2RS C3

* Entre paréntesis figura el rodamiento para los motores trifásicos serie IE1-MS y monofásicos serie MYT/ML.

** Entre paréntesis figura el rodamiento para motores con electro-freno, serie MSEF.

Tabla 49. Rodamientos del motor.

Fuente: Catálogo Motores CEMER

A9.2. En el eje 2

Este eje tiene un diámetro de 30 mm, por lo que deberemos seleccionar de catálogo unos rodamientos para este diámetro de eje.

RODAMIENTO A

En primer lugar, debemos saber el valor de las fuerzas sobre el rodamiento en dirección radial y axial:

$$R_{A,radial} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{1173,52^2 + 1136,11^2} = 1633,37 \text{ N}$$

$$R_{A,axial} = R_{Ax} = 631,7 \text{ N}$$

Cuando las cargas que soporta el rodamiento son debidas a una transmisión por engranajes, es necesario mayorar las cargas con dos coeficientes que tengan en cuenta cómo se han tallado los engranajes y cuál es el tipo de máquina que se está accionando, de igual forma que hicimos en el cálculo del material de los engranajes.

<u>Valores orientativos de f_a</u>
<i>Engranajes de precisión de 1,05 a 1,10</i>
<i>Engranajes corrientes de 1,10 a 1,30</i>
<u>Valores orientativos de f_b</u>
<i>Máquinas con trabajo exento de choques como máquinas eléctricas, turbo-compresores, etc de 1,00 a 1,20</i>
<i>Máquinas de émbolo según el grado de equilibrado de 1,20 a 1,50</i>
<i>Máquinas en las cuales el rodamiento está expuesto a choques intensos, como por ejemplo trenes laminadores de 1,50 a 3,00</i>

Figura 114. Factores de cargas adicionales en los rodamientos.

Fuente: [1] (ver bibliografía)

Para f_a (factor de esfuerzos adicionales que dependen de los engranajes) tomamos un valor de 1,30 para ponernos en el peor de los casos dentro de los engranajes corrientes y así estar del lado de la seguridad en la selección del rodamiento.

Para f_b (factor de esfuerzos adicionales que dependen del tipo de máquina accionada) se toma un valor de 1,50 debido a que se producen choques en la recogida de material por dragado que realizan los cangilones, pero no tan intensos como en otro tipo de máquinas, como ya se explicó en la elección del factor de servicio (f_s) para el cálculo del material de los engranajes.

$$F_{r,A} = f_a \cdot f_b \cdot R_{A,radial} = 1,3 \cdot 1,5 \cdot 1633,37 = 3185,1 \text{ N}$$

$$F_{a,A} = f_a \cdot f_b \cdot R_{A,axial} = 1,3 \cdot 1,5 \cdot 631,7 = 1231,8 \text{ N}$$

1) Tipo de rodamiento

Como la carga sobre el rodamiento es principalmente radial, se elige un **rodamiento rígido de bolas** (diseñados para soportar principalmente cargas radiales pero también algo de carga axial). Como las cargas no son muy elevadas no es necesario elegir un rodamiento de rodillos.

2) Cálculo de L

La duración L del rodamiento, en millones de vueltas, se define como la alcanzada por el 90% de los rodamientos antes de que aparezcan los primeros signos de fatiga.

Para una duración deseada de 30 000 horas de funcionamiento y conociendo la velocidad de giro del eje, se calcula la duración del rodamiento en millones de vueltas:

$$L = \frac{L_h \cdot n_{eje} \cdot 60}{10^6} = \frac{30\,000 \cdot 572 \text{ rpm} \cdot 60}{10^6} = 1029,6 \text{ millones de vueltas}$$

3) Cálculo de P

Ya que sobre un rodamiento pueden actuar simultáneamente cargas radiales y axiales, es preciso determinar una carga imaginaria que produzca el mismo efecto que la combinación de esas cargas y que se denomina carga dinámica equivalente (P):

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Los coeficientes radial (X) y axial (Y) dependen del tipo de rodamiento y de la relación entre F_a y F_r , y hay que buscarlos en las tablas correspondientes sobre rodamientos.

En este caso la relación entre F_a y F_r es la siguiente:

$$\frac{F_{a,A}}{F_{r,A}} = \frac{1231,8}{3185,1} = 0,387$$

Tabla 50. Coeficientes X e Y en rodamientos
rígidos de bolas. Fuente: [1]

Coeficientes X e Y					
Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos rígidos de bolas					
Series EL, R, 160, 60, 62, 63, 64					
$\frac{F_a}{C_0} = 0,025$				2	0,22
$= 0,04$				1,8	0,24
$= 0,07$				1,6	0,27
$= 0,13$	1	0	0,56	1,4	0,31
$= 0,25$				1,2	0,37
$= 0,5$				1	0,44

Como no conocemos el valor de e, habrá que probar con un valor de e cualquiera, elegir un rodamiento, y con la relación F_a/C_0 de ese rodamiento comprobar si ese rodamiento es suficiente. Si no lo fuera, habría que elegir otro rodamiento con mayor capacidad de carga y volver a comprobar hasta encontrar el rodamiento adecuado.

Cogemos $e=0,37$. Por lo tanto:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,387 > e$$

$$X=0,56; Y=1,2$$

$$P = X \cdot F_{r,A} + Y \cdot F_{a,A} = 0,56 \cdot 3185,1 + 1,2 \cdot 1231,8 = 3261,82 \text{ N}$$

4) Cálculo de C

C es la capacidad de carga que deberá tener el rodamiento para soportar las cargas a las que está sometido durante las horas de funcionamiento deseadas.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a$$

$a=3$ para rodamientos de bolas.

$a=10/3$ para rodamientos de rodillos

En este caso:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \rightarrow C = P \cdot \sqrt[3]{L} = 3261,82 \cdot \sqrt[3]{1029,6} = 32\,937 \text{ N} = \mathbf{32,9 \text{ kN}}$$

5) Selección del rodamiento

Mirando para eje de 30 mm, se selecciona el rodamiento rígido de bolas **6406** ($C=42,5 \text{ kN}$ y $C_0=23,2 \text{ kN}$).

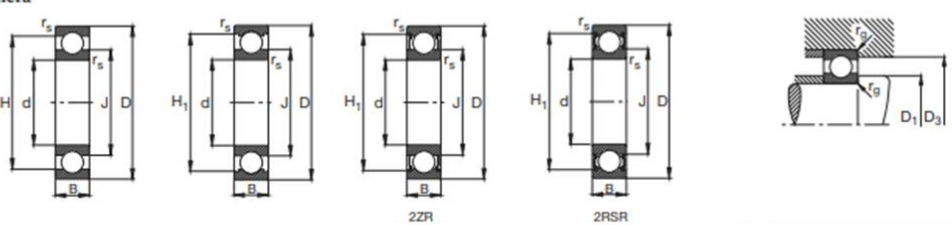
Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera										Los 1 de vi	
											
Eje	Dimensiones							Peso	Capacidad de carga		Denominación
	d	D	B	r _s min	H	H ₁	J	kg	dyn. C	stat. C ₀	abreviada
	mm				mm	mm	mm		kN		Rodamiento FAG
30	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,195	19,3	11,2	6206
	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,205	19,3	11,2	S6206.W203B
	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,201	19,3	11,2	6206.2ZR
	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,201	19,3	11,2	6206.2RSR
	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,211	19,3	11,2	S6206.2RSR.W203B
	30	62	20	1	52,1	54,9	40	0,245	19,3	11,2	62206.2RSR
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,355	29	16,3	6306
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,355	29	16,3	S6306.W203B
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,365	29	16,3	6306.2ZR
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,365	29	16,3	S6306.2RSR.W203B
	30	72	27	1,1	59,6	61,6	44,6	0,499	29	16,3	62306.2RSR
	30	90	23	1,5	70,1		50,1	0,76	42,5	23,2	6406

Tabla 51. Rodamiento rígido de bolas elegido para el rodamiento A.

Fuente: Catálogo de rodamientos FAG

6) Comprobación del rodamiento

Como en el cálculo de P se había tomado un valor de e aleatorio, en este caso es necesario comprobar que realmente nos vale este rodamiento, del que ahora sí conocemos el valor de e .

Con el rodamiento seleccionado:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1231,8 \text{ N}}{23\,200 \text{ N}} = 0,053 \quad (\text{que está entre } 0,04 \text{ y } 0,07)$$

El valor de e estará entre 0,24 y 0,27. Por lo tanto, $\frac{F_a}{F_r} = 0,387 > e$.

El valor de X es 0,56. El valor de Y se obtiene interpolando:

$$\frac{0,053 - 0,04}{0,07 - 0,04} = \frac{Y - 1,8}{1,6 - 1,8} \rightarrow Y = 1,713$$

Tabla 52. Coeficientes X e Y . Comprobación del rodamiento seleccionado. Fuente: [1]

Coeficientes X e Y					
Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos rígidos de bolas					
Series EL, R, 160, 60, 62, 63, 64					
$\frac{F_a}{C_0} = 0,025$				2	0,22
$= 0,04$				1,8	0,24
$= 0,07$	1	0	0,56	1,6	0,27
$= 0,13$				1,4	0,31
$= 0,25$				1,2	0,37
$= 0,5$				1	0,44

Ahora se recalcula P y C :

$$P = X \cdot F_{r,A} + Y \cdot F_{a,A} = 0,56 \cdot 3185,1 + 1,713 \cdot 1231,8 = 3893,73 \text{ N}$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{L} = 3893,73 \cdot \sqrt[3]{1029,6} = 39\,318 \text{ N} = 39,3 \text{ kN} < 42,5 \text{ kN} \rightarrow \text{OK}$$

Como el valor de C necesario es menor que el del rodamiento 6406, se comprueba que sí que nos vale este rodamiento.

RODAMIENTO B

En primer lugar, debemos conocer el valor de las fuerzas sobre el rodamiento en dirección radial y axial. Este rodamiento sólo va a soportar cargas radiales.

$$R_{B,\text{radial}} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{501,22^2 + 2682,59^2} = 2729,01 \text{ N}$$

La carga mayorada con los coeficientes que tienen en cuenta cómo se han tallado los engranajes y el tipo de máquina que se está accionando, es:

$$F_{r,B} = f_a \cdot f_b \cdot R_{B,radial} = 1,3 \cdot 1,5 \cdot 2729,01 = 5321,57 \text{ N}$$

1) Tipo de rodamiento

Como la carga que debe soportar este rodamiento es solamente radial, elegiremos un rodamiento rígido de bolas o un rodamiento de rodillos cilíndricos. Si las cargas son demasiado elevadas para un rodamiento rígido de bolas, tendremos que seleccionar uno de rodillos cilíndricos.

2) Cálculo de L

La duración L en millones de vueltas es la misma que en el rodamiento A ya que ambos rodamientos están sobre el mismo eje:

$$L = \frac{L_h \cdot n_{eje 2} \cdot 60}{10^6} = \frac{30\,000 \cdot 572 \text{ rpm} \cdot 60}{10^6} = 1029,6 \text{ millones de vueltas}$$

3) Cálculo de P

En este caso, al haber solo carga radial:

$$F_a = 0 \rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = X \cdot F_r = F_r = 5321,57 \text{ N}$$

4) Cálculo de C

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a$$

a=3 para rodamientos de bolas.

a=10/3 para rodamientos de rodillos

Probamos con un rodamiento rígido de bolas:

$$C = P \cdot \sqrt[3]{L} = 5321,57 \cdot \sqrt[3]{1029,6} = 53\,736 \text{ N} = \mathbf{53,7 \text{ kN}}$$

Para eje de 30 mm, en el catálogo no aparece ningún rodamiento rígido de bolas con esa capacidad de carga. El de mayor capacidad de carga tiene C=42,5 kN.

Por lo tanto, hay que seleccionar un rodamiento de rodillos cilíndricos con una capacidad de carga mayor que:

$$C = P \cdot L^{3/10} = 5321,57 \cdot (1029,6)^{3/10} = 42\,642 \text{ N} = \mathbf{42,6 \text{ kN}}$$

5) Selección del rodamiento

Mirando para eje de 30 mm, se selecciona el rodamiento de rodillos cilíndricos **NU2206E.TVP2** ($C=49 \text{ kN}$ y $C_0=50 \text{ kN}$).

Rodamientos FAG de rodillos cilíndricos de una hilera

Eje	Dimensiones											Peso		Capacidad de carga din. C	estát. C ₀	Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada		
	d	D	B	r _s mm	r _{s1} mm	E	F	H	J	n	a	b	s1)	Roda- miento	Anillo angular	kg	min ⁻¹	FAG		
25	25	62	24	1,1	1,1	54	34	50,6	38,1	8	4	1,9	0,356	0,027		57	56	12000	10000	NJ2305E.TVP2
	25	62	24	1,1	1,1	54	34	50,6					1,9	0,349		57	56	12000	10000	NJ2305E.TVP2
	25	62	24	1,1	1,1	54	34	50,6						0,363		57	56	12000	10000	NUP2305E.TVP2
	25	62	24	1,1	1,1	54	34	50,6	38,1	4						57	56	12000	10000	NUP2305E.TVP2
30	30	55	13	1	0,6	48,5	36,5	46,1					2,4	0,129		16,6	16	24000	13000	NU1006
	30	62	16	1	0,6	55,5	37,5	41,3					1,4	0,205		39	37,5	12000	11000	N206E.TVP2
	30	62	16	1	0,6	55,5	37,5	41,3			7	4	1,5	0,213	0,025	39	37,5	12000	11000	NJ206E.TVP2
	30	62	16	1	0,6	55,5	37,5	41,3					1,5	0,208		39	37,5	12000	11000	NUP206E.TVP2
	30	62	16	1	0,6	55,5	37,5	41,3	3					0,219		39	37,5	12000	11000	NUP206E.TVP2
	30	62	20	1	0,6	55,5	37,5	41,3			7,5	4	1,6	0,261	0,026	49	50	12000	9500	NU2206E.TVP2
	30	62	20	1	0,6	55,5	37,5	41,3					1,6	0,255		49	50	12000	9500	NJ2206E.TVP2
	30	62	20	1	0,6	55,5	37,5	41,3	3,5					0,268		49	50	12000	9500	NUP2206E.TVP2
	30	62	20	1	0,6	55,5	37,5	41,3								49	50	12000	9500	NUP2206E.TVP2
	30	62	20	1	0,6	55,5	37,5	41,3								49	50	12000	9500	NUP2206E.TVP2

Tabla 53. Rodamiento de rodillos cilíndricos elegido para el rodamiento B.

Fuente: Catálogo de rodamientos FAG

A9.3. En el eje 3

Este eje tiene, igual que el eje 2, un diámetro de 30 mm, por lo que deberemos seleccionar rodamientos para este diámetro de eje.

RODAMIENTO C (y Rodamiento D)

En primer lugar, debemos conocer el valor de las fuerzas sobre los rodamientos en dirección radial y axial.

El rodamiento C soportará cargas radiales y axiales:

$$R_{C,radial} = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2} = \sqrt{2665,9^2 + 5433,65^2} = 6052,4 \text{ N}$$

$$R_{C,axial} = R_{Cx} = 2021,7 \text{ N}$$

Por su parte, el rodamiento D sólo soportará cargas radiales:

$$R_{D,radial} = \sqrt{R_{Dy}^2 + R_{Dz}^2} = \sqrt{1636,9^2 + 120,75^2} = 1641,35 \text{ N}$$

Las cargas mayoradas con los coeficientes que tienen en cuenta cómo se han tallado los engranajes y el tipo de máquina que se está accionando, son:

$$F_{r,C} = f_a \cdot f_b \cdot R_{C,radial} = 1,3 \cdot 1,5 \cdot 6052,4 = 11\,802,2 \text{ N}$$

$$F_{a,C} = f_a \cdot f_b \cdot R_{C,axial} = 1,3 \cdot 1,5 \cdot 2021,7 = 3942,3 \text{ N}$$

$$F_{r,D} = f_a \cdot f_b \cdot R_{D,radial} = 1,3 \cdot 1,5 \cdot 1641,35 = 3200,6 \text{ N}$$

1) Tipo de rodamiento

Como el rodamiento C tiene que soportar cargas mucho mayores que los rodamientos A y B, y tiene el mismo diámetro de eje que estos, tenemos que seleccionar un rodamiento de rodillos ya que aguantan mayores cargas que los de bolas. Se ha probado con rodamientos de rodillos a rótula, pero los rodamientos disponibles no tienen la capacidad de carga suficiente. Por lo tanto, se va a seleccionar un **rodamiento de rodillos cónicos**, que puede soportar importantes cargas radiales y axiales combinadas.

Como sólo soportan cargas axiales en un sentido, se montará **también un rodamiento de rodillos cónicos** para el otro rodamiento que tiene el eje 3 (**rodamiento D**).

2) Cálculo de L

La duración L del rodamiento en millones de vueltas, para 30 000 horas de funcionamiento con la velocidad de giro del eje 3 es:

$$L = \frac{L_h \cdot n_{eje\ 3} \cdot 60}{10^6} = \frac{30\ 000 \cdot 190,67\ rpm \cdot 60}{10^6} = 343,2\ millones\ de\ vueltas$$

3) Cálculo de P

Al colocar sobre el eje dos rodamientos de rodillos cónicos y debido a la inclinación de los caminos de rodadura, las cargas radiales originan fuerzas axiales de reacción que hay que tener en cuenta al determinar la carga dinámica equivalente (P).

Al rodamiento que recibe la carga axial k_a (en nuestro caso el rodamiento C, $k_a = F_{a,C} = 3942,3\ N$) se le denomina rodamiento "1". Al otro se le denomina rodamiento "2".

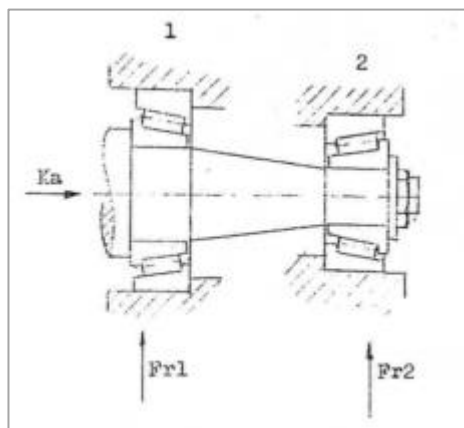


Figura 115. Cálculo de las fuerzas axiales adicionales.

Fuente: [1] (ver bibliografía)

Y_1 e Y_2 son los coeficientes axiales de los rodamientos 1 y 2 que se indican en el catálogo para cada rodamiento concreto. Como elegimos colocar dos rodamientos iguales, $Y_1=Y_2$. Se ha probado con distintos rodamientos de los disponibles para eje de diámetro 30 mm y no cumplen la capacidad de carga necesaria, así que se elige el rodamiento **32306A**, que sí que cumple y tiene un coeficiente axial $Y=1,9$. A continuación se muestra el cálculo con este rodamiento.

Con este rodamiento, $Y_1=Y_2=1,9$.

Tabla 54. Carga axial a considerar con nuestras condiciones de carga

Fuente: [1] (ver bibliografía)

Condiciones de carga	Carga axial F_a a considerar en el cálculo de la carga equivalente	
	rodamiento 1	rodamiento 2
$\frac{F_{r1}}{Y_1} \leq \frac{F_{r2}}{Y_2}$	$F_a = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_{r2}}{Y_2}$	—
$\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a > 0,5 \cdot \left(\frac{F_{r1}}{Y_1} - \frac{F_{r2}}{Y_2} \right)$	$F_a = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_{r2}}{Y_2}$	—
$\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $K_a \leq 0,5 \cdot \left(\frac{F_{r1}}{Y_1} - \frac{F_{r2}}{Y_2} \right)$	—	$F_a = 0,5 \cdot \frac{F_{r1}}{Y_1} - K_a$

Como se cumplen las 2 siguientes condiciones, estamos en el caso de condiciones de carga marcado en rojo en la Tabla 54.

$$(F_{r1} = F_{r,C} = 11\,802,2\,N) > (F_{r2} = F_{r,D} = 3200,6\,N) \rightarrow \frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$$

$$k_a = F_{a,C} = 3942,3\,N > 0,5 \cdot \left(\frac{F_{r1}}{Y_1} - \frac{F_{r2}}{Y_2} \right) = 2263,6\,N$$

Y en ese caso, la carga axial a considerar en el cálculo de la carga dinámica equivalente (P) del rodamiento C es:

$$F_a = k_a + 0,5 \cdot \frac{F_{r2}}{Y_2} = 3942,3 + 0,5 \cdot \frac{3200,6}{1,9} = 4784,6\,N$$

Así, las cargas a considerar en el rodamiento C (rodamiento “1”) son:

$$F_r = F_{r,C} = 11\,802,2\,N$$

$$F_a = 4784,6\,N$$

De este modo, la relación entre F_a y F_r queda:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{4784,6}{11\,802,2} = 0,405$$

Para el rodamiento 32306A con el que estamos probando $e=0,31$. Por lo tanto:

$$\frac{F_a}{F_r} > e$$

$$X = 0,4; Y = 1,95$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 11\,802,2 + 1,95 \cdot 4784,6 = \mathbf{14\,050,85\,N}$$

Tabla 55. Coeficientes X e Y del rodamiento 32306A.

Fuente: [1] (ver bibliografía)

Coeficientes X e Y					
Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos de rodillos cónicos					
30203—30204				1,75	0,34
05—08	1	0	0,4	1,6	0,37
09—22				1,45	0,41
24—30				1,35	0,44
32206—32208				1,6	0,37
09—22	1	0	0,4	1,45	0,41
24—30				1,35	0,44
30302—30303				2,1	0,28
04—07	1	0	0,4	1,95	0,31
08—24				1,75	0,34
31305—31318	1	0	0,4	0,73	0,82
32303				2,1	0,28
32304—32307	1	0	0,4	1,95	0,31
08—24				1,75	0,34

4) Cálculo de C

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a; \quad a=10/3 \text{ para rodamientos de rodillos}$$

$$C = P \cdot L^{3/10} = 14\,050,85 \cdot (343,2)^{3/10} = 80\,978\,N = \mathbf{80,98\,kN}$$

5) Selección del rodamiento

Vemos que el rodamiento de rodillos cónicos **32306A** nos vale ya que tiene la capacidad de carga suficiente ($C=81,5\,kN$).

Eje	Dimensiones					Capacidad · Factor de carga					Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	
	d	D	B	C	T	din. C	e	Y	estát. C ₀	Y ₀			Roda- miento FAG	DIN ISO 355
	mm					kN			kN		min ⁻¹			
25	25	47	15	11,5	15	26,5	0,43	1,39	34	0,77	15000	8000	32005X	T4CC025
	25	52	15	13	16,25	32,5	0,37	1,6	35,5	0,88	14000	9500	30205A	T3CC025
	25	52	18	16	19,25	40,5	0,36	1,67	45	0,92	14000	8500	32205A	T2CD025
	25	52	22	18	22	49	0,35	1,71	58,5	0,94	14000	7500	33205	T2DE025
	25	62	17	15	18,25	47,5	0,3	2	46,5	1,1	13000	8500	30305A	T2FB025
	25	62	17	13	18,25	38	0,83	0,73	39	0,4	12000	8500	31305A	T7FB025
25	25	62	24	20	25,25	63	0,3	2	65,5	1,1	13000	8000	32305A	T2FD025
	28	52	16	12	16	34	0,43	1,39	40,5	0,77	13000	7000	320/28X	T4CC028
30	30	55	17	13	17	39	0,43	1,39	47,5	0,77	13000	7000	32006X	T4CC030
	30	62	16	14	17,25	44	0,37	1,6	49	0,88	12000	7500	30206A	T3DB030
	30	62	20	17	21,25	54	0,37	1,8	63	0,88	12000	7000	32206A	T3DC030
	30	62	25	19,5	25	65,5	0,34	1,76	78	0,97	11000	6700	33206	T2DE030
	30	72	19	16	20,75	60	0,31	1,9	61	1,05	10000	7500	30306A	T2FB030
	30	72	19	14	20,75	45,5	0,83	0,73	47,5	0,4	10000	7500	31306A	T7FB030
30	30	72	27	23	28,75	81,5	0,31	1,9	90	1,05	10000	7000	32306A	T2FD030

Tabla 56. Rodamiento de rodillos cónicos elegido para los rodamientos C y D.

Fuente: Catálogo de rodamientos FAG

RODAMIENTO D

Como ya se ha explicado, se elige otro rodamiento de rodillos cónicos **32306A**, que es suficiente para aguantar las cargas dado que las fuerzas no son tan grandes como en el rodamiento C, para que así puedan soportar cargas axiales en ambos sentidos.

A9.4. En el eje 4

Este último eje tiene un diámetro de 50 mm, por lo que deberemos seleccionar rodamientos para este diámetro de eje.

RODAMIENTO E

En primer lugar, debemos conocer el valor de las fuerzas sobre el rodamiento en dirección radial y axial. Este rodamiento sólo va a soportar cargas radiales.

$$R_{E,radial} = \sqrt{R_{Ey}^2 + R_{Ez}^2} = \sqrt{806,76^2 + 4165,8^2} = 4243,2 \text{ N}$$

La carga mayorada con los coeficientes que tienen en cuenta cómo se han tallado los engranajes y el tipo de máquina que se está accionando, es:

$$F_{r,E} = f_a \cdot f_b \cdot R_{E,radial} = 1,3 \cdot 1,5 \cdot 4243,2 = 8274,2 \text{ N}$$

1) Tipo de rodamiento

Como la carga que debe soportar este rodamiento es solamente radial, elegiremos un rodamiento rígido de bolas o un rodamiento de rodillos cilíndricos. Si las cargas son demasiado elevadas para un rodamiento rígido de bolas, tendremos que seleccionar uno de rodillos cilíndricos.

2) Cálculo de L

La duración L del rodamiento en millones de vueltas, para 30 000 horas de funcionamiento con la velocidad de giro del eje 4 es:

$$L = \frac{L_h \cdot n_{eje 4} \cdot 60}{10^6} = \frac{30\,000 \cdot 47,746 \text{ rpm} \cdot 60}{10^6} = 85,94 \text{ millones de vueltas}$$

3) Cálculo de P

En este caso, al haber solo carga radial:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = X \cdot F_r = F_r = 8274,2 \text{ N}$$

4) Cálculo de C

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a; \quad a=3 \text{ para rodamientos de bolas.}$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{L} = 8274,2 \cdot \sqrt[3]{85,94} = 36\,514 \text{ N} = \mathbf{36,51 \text{ kN}}$$

5) Selección del rodamiento

Dentro de los rodamientos para eje de diámetro 50 mm, se selecciona el rodamiento rígido de bolas **6310** ($C=62$ kN y $C_0=38$ kN).

Los
de vi

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

2ZR

2RSR

Eje	Dimensiones							Peso m_0 kg	Capacidad de carga		Denominación abreviada Rodamiento FAG
	d mm	D	B	r_s mm	H mm	H_1 mm	J mm		dyn. C	stat. C ₀	
50	50	90	20	1.1	77.9	80	62	0.466	36.5	24	6210
	50	90	20	1.1	77.9	80	62	0.469	36.5	24	56210.W203B
	50	90	20	1.1	77.9	80	62	0.478	36.5	24	6210.2ZR
	50	90	20	1.1	77.9	80	62	0.48	36.5	24	6210.2RSR
	50	90	23	1.1	77.9	80	62	0.543	36.5	24	62210.2RSR
	50	110	27	2	91.6	95.1	68	1.1	62	38	6310
	50	110	27	2	91.6	95.1	68	1.12	62	38	6310.2ZR
	50	110	27	2	91.6	95.1	68	1.12	62	38	6310.2RSR
	50	110	27	2	91.6	95.1	68	1.11	62	38	56310.2RSR.W203B
	50	110	40	2	91.6	95.1	68	1.59	62	38	62310.2RSR
	50	130	31	2.1	108.4	113.1	81.6	1.96	81.5	52	6410

Tabla 57. Rodamiento rígido de bolas elegido para el rodamiento E.

Fuente: Catálogo de rodamientos FAG

RODAMIENTO F

En primer lugar, debemos conocer el valor de las fuerzas sobre el rodamiento en dirección radial y axial.

$$R_{F,radial} = \sqrt{R_{Fy}^2 + R_{Fz}^2} = \sqrt{4033,86^2 + 4165,8^2} = 5798,79 \text{ N}$$

$$R_{F,axial} = R_{Fx} = 3032,5 \text{ N}$$

Las cargas mayoradas con los coeficientes que tienen en cuenta cómo se han tallado los engranajes y el tipo de máquina que se está accionando, son:

$$F_{r,F} = f_a \cdot f_b \cdot R_{F,radial} = 1,3 \cdot 1,5 \cdot 5798,79 = 11\,307,6 \text{ N}$$

$$F_{a,F} = f_a \cdot f_b \cdot R_{F,axial} = 1,3 \cdot 1,5 \cdot 3032,5 = 5913,4 \text{ N}$$

1) Tipo de rodamiento

Como la carga sobre el rodamiento es en mayor parte radial, se elige un **rodamiento rígido de bolas** (diseñados para soportar principalmente cargas radiales pero también algo de carga axial). Como las cargas no son muy elevadas no es necesario elegir un rodamiento de rodillos.

Si la magnitud de las cargas fuera tan elevada que no nos permitiera seleccionar un rodamiento rígido de bolas, tendríamos que seleccionar un rodamiento de rodillos a rótula o cónicos.

2) Cálculo de L

La duración L en millones de vueltas es la misma que en el rodamiento E ya que ambos rodamientos están sobre el mismo eje:

$$L = \frac{L_h \cdot n_{eje4} \cdot 60}{10^6} = \frac{30\,000 \cdot 47,746 \text{ rpm} \cdot 60}{10^6} = 85,94 \text{ millones de vueltas}$$

3) Cálculo de P

En este caso la relación entre F_a y F_r es la siguiente:

$$\frac{F_{a,F}}{F_{r,F}} = \frac{5913,4}{11\,307,6} = 0,52$$

Tabla 58. Coeficientes X e Y en rodamientos rígidos de bolas. Fuente: [1]

Coeficientes X e Y					
Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos rígidos de bolas Series EL, R, 160, 60, 62, 63, 64					
$\frac{F_a}{C_0} = 0,025$				2	0,22
$= 0,04$				1,8	0,24
$= 0,07$				1,6	0,27
$= 0,13$	1	0	0,56	1,4	0,31
$= 0,25$				1,2	0,37
$= 0,5$				1	0,44

Sabemos que $\frac{F_a}{F_r} > e$ ya que el valor de "e" máximo es 0,44 tal como se ve en la tabla. Con eso sabemos que $X=0,56$. Pero como no conocemos el valor exacto de "e", habrá que probar con un valor de "Y". Cuando hayamos elegido un rodamiento, con la relación F_a/C_0 de ese rodamiento, miraremos en la tabla su valor de "Y", y tendremos que comprobar si ese rodamiento es suficiente.

Cogemos $Y=2$. Por lo tanto:

$$P = X \cdot F_{r,F} + Y \cdot F_{a,F} = 0,56 \cdot 11\,307,6 + 2 \cdot 5913,4 = 18\,159,06 \text{ N}$$

4) Cálculo de C

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a; \quad a=3 \text{ para rodamientos de bolas.}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \rightarrow C = P \cdot \sqrt[3]{L} = 18\,159,06 \cdot \sqrt[3]{85,94} = 80\,136 \text{ N} = \mathbf{80,1 \text{ kN}}$$

5) Selección del rodamiento

Dentro de los rodamientos para eje de diámetro 50 mm, se selecciona el rodamiento rígido de bolas **6410** ($C=81,5$ kN y $C_0=52$ kN).

Los 1
de vi

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

Diagramas de los tipos de rodamientos FAG: 2ZR, 2RSR, y un detalle de un rodamiento con dimensiones d, D, B, H, H1, J, rs, rg, ro, D1, D3.

Eje	Dimensiones							Peso kg	Capacidad de carga		Denominación abreviada Rodamiento FAG
	d mm	D	B	rs mm	H mm	H ₁ mm	J mm		dyn. C	stat. C ₀	
50	50	90	20	1,1	77,9	80	62	0,468	36,5	24	6210
	50	90	20	1,1	77,9	80	62	0,469	36,5	24	S6210.W203B
	50	90	20	1,1	77,9	80	62	0,478	36,5	24	6210.2ZR
	50	90	20	1,1	77,9	80	62	0,48	36,5	24	6210.2RSR
	50	90	23	1,1	77,9	80	62	0,543	36,5	24	62210.2RSR
	50	110	27	2	91,6	95,1	68	1,1	62	38	6310
	50	110	27	2	91,6	95,1	68	1,12	62	38	6310.2ZR
	50	110	27	2	91,6	95,1	68	1,12	62	38	6310.2RSR
	50	110	27	2	91,6	95,1	68	1,11	62	38	S6310.2RSR.W203B
	50	110	40	2	91,6	95,1	68	1,59	62	38	62310.2RSR
	50	130	31	2,1	108,4	113,1	81,6	1,96	81,5	52	6410

Tabla 59. Rodamiento rígido de bolas elegido para el rodamiento F.

Fuente: Catálogo de rodamientos FAG

6) Comprobación del rodamiento

Como en el cálculo de P se había tomado un valor de Y cualquiera, es necesario comprobar que nos vale este rodamiento.

Con el rodamiento seleccionado:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{5913,4 \text{ N}}{52 \ 000 \text{ N}} = 0,114 \quad (\text{que está entre } 0,07 \text{ y } 0,13)$$

El valor de e estará entre 0,27 y 0,31.

Y el valor de Y entre 1,6 y 1,4. Se obtiene interpolando:

$$\frac{0,114 - 0,07}{0,13 - 0,07} = \frac{Y - 1,6}{1,4 - 1,6} \rightarrow Y = 1,453$$

Tabla 60. Coeficientes X e Y. Comprobación del rodamiento seleccionado. Fuente: [1]

Coeficientes X e Y					
Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos rígidos de bolas					
Series EL, R, 160, 60, 62, 63, 64					
$\frac{F_a}{C_0} = 0,025$				2	0,22
$= 0,04$				1,8	0,24
$= 0,07$				1,6	0,27
$= 0,13$	1	0	0,56	1,4	0,31
$= 0,25$				1,2	0,37
$= 0,5$				1	0,44

Ahora se recalcula P y C:

$$P = X \cdot F_{r,F} + Y \cdot F_{a,F} = 0,56 \cdot 11\,307,6 + 1,453 \cdot 5913,4 = 14\,924,4\,N$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{L} = 14\,924,4 \cdot \sqrt[3]{85,94} = 65\,861\,N = 65,9\,kN < 81,5\,kN \rightarrow OK$$

Como el valor de C necesario es menor que el del rodamiento 6410, sí que nos vale este rodamiento.

A9.5. En el eje del tambor tensor

En este caso, vamos a seleccionar de catálogo una **unidad de soporte tensor con rodamiento** ya que el soporte debe poder desplazarse a lo largo de unas guías. Son unidades listas para el montaje, y se componen de soportes de fundición gris en los que se han integrado los rodamientos insertables.

Los rodamientos de estas unidades son **rígidos de bolas**, lo que es correcto ya que en nuestro caso sólo deben soportar cargas radiales y de magnitud no muy elevada.

Tal como se obtuvo en el cálculo de los ejes (ANEXO 7), las cargas que deben soportar los rodamientos I y J son:

$$R_I = R_J = 490\,N$$

Estas cargas son puramente radiales:

$$F_r = 490\,N$$

1) Cálculo de L

La duración L del rodamiento en millones de vueltas, para 30 000 horas de funcionamiento con la velocidad de giro de este eje es:

$$L = \frac{L_h \cdot n_{eje} \cdot 60}{10^6} = \frac{30\,000 \cdot 47,746\,rpm \cdot 60}{10^6} = 85,94\,millones\,de\,vueltas$$

2) Cálculo de P

Como la carga es puramente radial:

$$P = F_r = 490 \text{ N}$$

3) Cálculo de C

La capacidad de carga del rodamiento deberá ser como mínimo:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a \rightarrow C = P \cdot \sqrt[a]{L} = 490 \cdot \sqrt[3]{85,94} = 2162 \text{ N}$$

4) Selección de la unidad (soporte + rodamiento)

Para eje de diámetro 40 mm, las unidades cuentan con rodamientos con una capacidad de carga $C = 32\,500 \text{ N}$, por lo que podemos elegir cualquiera de estas unidades. Elegimos la unidad **TTUE40** frente a las otras, por tener un rodamiento (GE40-KTT-B) con una mejor obturación. Tiene una obturación triple con tres membranas en ambos lados, que garantizan una estanqueidad efectiva y obturación óptima en condiciones de montaje críticas.

Tabla 61. Unidad seleccionada de soporte tensor más rodamiento.

Fuente: Catálogo INA

Tabla de medidas · Medidas en mm									
Referencias			Peso m ≈kg	Dimensiones				Capacidades de carga	
Unidad	Soporte	Rodamiento insertable		d	A	A ₁ H13	A ₂	din. C _r N	est. C _{0r} N
PTUE30	GG.TUE06	GRAE30-NPP-B	1,19	30	37	12	25	19 500	11 300
RTUE30	GG.TUE06	GE30-KRR-B	1,24	30	37	12	25	19 500	11 300
TTUE30	GG.TUE06	GE30-KTT-B	1,25	30	37	12	25	19 500	11 300
PTUEY30	GG.TUE06	GAY30-NPP-B	1,11	30	37	12	25	19 500	11 300
RTUEY30	GG.TUE06	GYE30-KRR-B	1,19	30	37	12	25	19 500	11 300
PTUE35	GG.TUE07	GRAE35-NPP-B	1,65	35	40	12	30	25 500	15 300
RTUE35	GG.TUE07	GE35-KRR-B	1,8	35	40	12	30	25 500	15 300
TTUE35	GG.TUE07	GE35-KTT-B	1,73	35	40	12	30	25 500	15 300
PTUEY35	GG.TUE07	GAY35-NPP-B	1,64	35	40	12	30	25 500	15 300
RTUEY35	GG.TUE07	GYE35-KRR-B	1,74	35	40	12	30	25 500	15 300
PTUE40	GG.TUE08	GRAE40-NPP-B	2,43	40	50	16	35	32 500	19 800
RTUE40	GG.TUE08	GE40-KRR-B	2,52	40	50	16	35	32 500	19 800
TTUE40	GG.TUE08	GE40-KTT-B	2,55	40	50	16	35	32 500	19 800
RTUEY40	GG.TUE08	GYE40-KRR-B	2,43	40	50	16	35	32 500	19 800

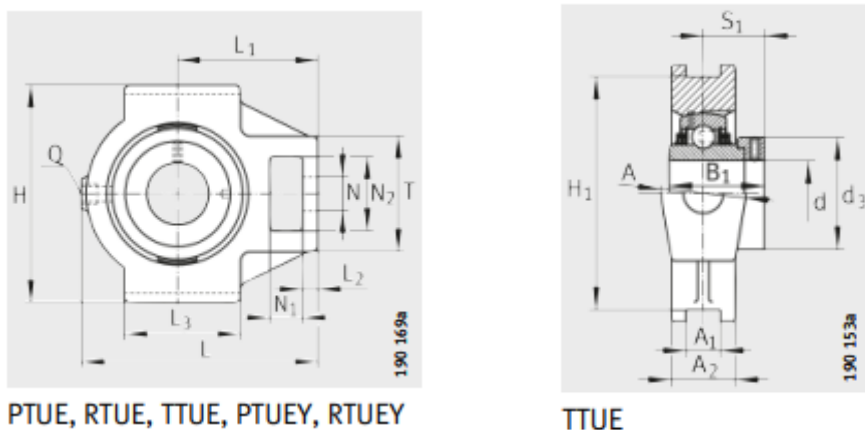


Figura 116. Soporte tensor con rodamiento rígido de bolas TTUE.

Fuente: Catálogo INA

A9.6. En el eje del tambor motriz

Para el eje del tambor motriz vamos a utilizar soportes para rodamientos del tipo que se muestra en la Figura 117. Al igual que se ha hecho para el eje del tambor tensor, se va a seleccionar una unidad en la que se integra el soporte con el rodamiento insertable.



Figura 117. Soporte de rodamiento para el eje del tambor motriz.

Fuente: Catálogo INA

Los rodamientos de estas unidades, igual que en las unidades con soportes tensores, son rígidos de bolas.

Tal como se obtuvo en el cálculo de los ejes (ANEXO 7), las cargas que deben soportar los rodamientos G y H son:

$$R_G = 2810 \text{ N} ; R_H = 2810 \text{ N}$$

Estas cargas son puramente radiales:

$$F_r = 2810 \text{ N}$$

1) Cálculo de L

La duración L del rodamiento en millones de vueltas es la misma que en los rodamientos del eje del tambor tensor:

$$L = \frac{L_h \cdot n_{eje} \cdot 60}{10^6} = \frac{30\,000 \cdot 47,746 \text{ rpm} \cdot 60}{10^6} = 85,94 \text{ millones de vueltas}$$

2) Cálculo de P

Como la carga es puramente radial:

$$P = F_r = 2810 \text{ N}$$

3) Cálculo de C

La capacidad de carga del rodamiento deberá ser como mínimo:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a \rightarrow C = P \cdot \sqrt[a]{L} = 2810 \cdot \sqrt[3]{85,94} = 12\,400 \text{ N}$$

4) Selección de la unidad (soporte + rodamiento)

Las unidades con este tipo de soporte, para eje de 50 mm, tienen rodamientos con una capacidad de carga **C= 35 000 N**, por lo que nos vale cualquiera de ellas. Se elige la unidad **TASE50-N** por tener un rodamiento con obturación triple (rodamiento GE50-KTT-B), del mismo tipo que en las unidades seleccionadas para el eje del tambor tensor.

Tabla 62. Unidad seleccionada de soporte más rodamiento.

Fuente: Catálogo INA

Tabla de medidas (continuación) - Medidas en mm								
Referencias			Peso m =kg	Dimensiones			Capacidades de carga	
Unidad	Soporte	Rodamiento insertable		d	H	J	din. C _r N	est. C _{0r} N
PASE45	GG.ASE09	GRAE45-NPP-B	2,15	45	54	150	32 500	20 400
PASE45-FA125	GG.ASE09-FA125.1	GRAE45-NPP-B-FA125.5	2,12	45	54	150	32 500	20 400
RASE45	GG.ASE09	GE45-KRR-B	2,28	45	54	150	32 500	20 400
RASE45-FA125	GG.ASE09-FA125.1	GE45-KRR-B-FA125.5	2,21	45	54	150	32 500	20 400
TASE45	GG.ASE09	GE45-KTT-B	2,28	45	54	150	32 500	20 400
LASE45	GG.ASE09	GE45-KLL-B	2,3	45	54	150	32 500	20 400
PASEY45	GG.ASE09	GAY45-NPP-B	2,06	45	54	150	32 500	20 400
RASEY45	GG.ASE09	GYE45-KRR-B	2,16	45	54	150	32 500	20 400
RASEY45-JIS	GG.P209	GYE45-KRR-B-FA107	2,07	45	54	146	32 500	20 400
RASEL45	GG.ASE09	GLE45-KRR-B	2,1	45	54	150	32 500	20 400
PASE50-N	GG.ASE10-N	GRAE50-NPP-B	2,59	50	57,2	158	35 000	23 200
PASE50-N-FA125	GG.ASE10-N-FA125.1	GRAE50-NPP-B-FA125.5	2,47	50	57,2	158	35 000	23 200
RASE50-N	GG.ASE10-N	GE50-KRR-B	2,8	50	57,2	158	35 000	23 200
RASE50-N-FA125	GG.ASE10-N-FA125.1	GE50-KRR-B-FA125.5	2,7	50	57,2	158	35 000	23 200
RASE50-FA164 ¹⁾	GG.ASE10-N	GE50-KRR-B-FA164	2,82	50	57,2	158	35 000	23 200
TASE50-N	GG.ASE10-N	GE50-KTT-B	2,8	50	57,2	158	35 000	23 200
LASE50-N	GG.ASE10-N	GE50-KLL-B	2,82	50	57,2	158	35 000	23 200

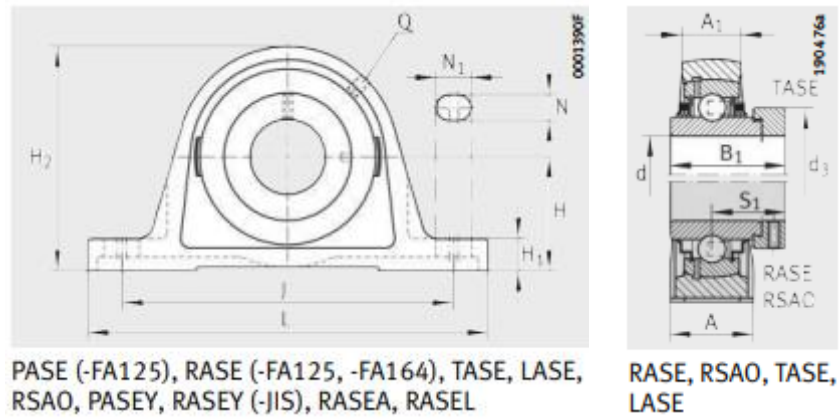


Figura 118. Soporte de rodamiento TASE.

Fuente: Catálogo INA

ANEXO 10. CÁLCULO RESISTENTE DEL MATERIAL DE LAS CHAVETAS

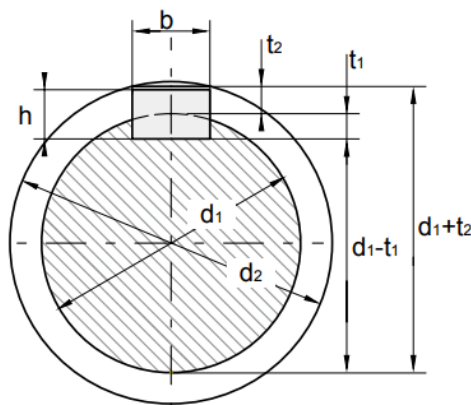


Figura 119. Dimensiones de chaveta y chavetero.

Fuente: opac.net

A10.1. Unión eje 1 – engranaje 1

Como el eje del motor (eje 1 del reductor) tiene en su extremo, donde tiene el chavetero, un diámetro de 28 mm (entre 22 y 30 mm), la chaveta tendrá unas dimensiones de 8x7 mm.

Tabla 63. Dimensiones de chavetas y chaveteros según el diámetro del eje.

Fuente: rodavigo.net

Campo de aplicación		Chaveta			Chavetero										
		Sección		Dim. nom.	Largo						Profundidad				
					Tolerancia sobre b			Eje			Cubo				
Diámetro eje d		Dimen normal b x h	Toleran sobre b ^{h9} h*		b	Por eje			Por cubo			t1		t2	
						H9	N9	P9	D10	Js9	P9	Nom	Tol.	Nom	Tol.
De	6	2x2	0	0	2	+0,025	-0,004	-0,006	+0,060	±0,012	-0,006	1,2	+0,1 0	1	+0,1 0
Hasta	8		-0,025	-0,025	3	0	0	-0,031	+0,020		-0,031	1,8		1,4	
Más de	10	3x3	0 -0,030	0 -0,030	4	+0,030 0	0 -0,030	-0,012 -0,042	+0,078 +0,030	±0,015	-0,012 -0,042	2,5		1,8	
Más de	12	4x4			5							3		2,3	
Más de	17	5x5			6							3,5		3,5	
Más de	22	6x6	0 -0,036	0 -0,090	8	+0,036 0	0 -0,036	-0,015 -0,051	+0,098 +0,040	±0,018	-0,015 -0,051	5	3,3		
Más de	30	8x7			10							5	3,3		
Más de	38	10x8			12							5	3,3		
Más de	44	12x8			14							5,5	3,8		
Más de	50	14x9			16							6	4,3		
Más de	58	16x10	0 -0,043		18	+0,043 0	0 -0,043	-0,018 -0,061	+0,120 +0,050	±0,021	-0,018 -0,061	7	4,4		
Más de	60	18x11			7							4,4			
Más de	65	20x12			7,5							+0,2 0	4,9	+0,2 0	

Para chavetas de 8x7, la dimensión t1 está equivocada, en realidad t1=4 (en la Tabla 64 sale bien)

La longitud de la chaveta se elige de 30 mm (dimensión normalizada), que es la anchura del engranaje 1.

Tabla 64. Longitud de las chavetas. (Fuente: rodavigo.net)

b ^{h9} xh ^{h11}	L mm																				Chavetero		
																					t ₁	d+t ₂	
3 x 3	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50				1,8	d+1,4
4 x 4	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50				2,5	d+1,8
5 x 5	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	70	3	d+2,3
6 x 6	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	70	80	3,5	d+2,8
8 x 7	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	4	d+3,3
10 x 8	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	5	d+3,3
12 x 8	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	130	140	5	d+3,3
14 x 9	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150			5,5	d+3,8
16 x 10	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150					6	d+4,3

La fuerza sobre la chaveta debida al par transmitido es:

$$F_{chaveta} = \frac{M_{eje 1}}{D_{eje 1}/2} = \frac{M_{N motor}}{D_{eje 1}/2} = \frac{26\,600\,N \cdot mm}{28/2} = 1900\,N$$

1) Fallo a cortadura

En primer lugar vamos a analizar el fallo a cortante de la chaveta.

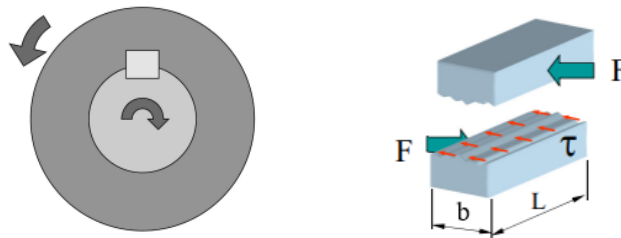


Figura 120. Fallo a cortadura. Fuente: [1]

$$\tau = \frac{F_{chaveta}}{A_c} = \frac{F_{chaveta}}{b \cdot L} = \frac{1900}{8 \cdot 30} = 7,92\,MPa$$

Aplicando la teoría de cortante máximo y con un coeficiente de seguridad a fluencia CS=3, se obtiene la siguiente tensión de fluencia necesaria para el material de la chaveta:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau \rightarrow \tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{F chaveta}/2}{CS} \rightarrow 7,92 = \frac{\sigma_{F chaveta}/2}{3} \rightarrow \sigma_{F chaveta} = 47,52\,MPa$$

2) Fallo a aplastamiento eje-chaveta

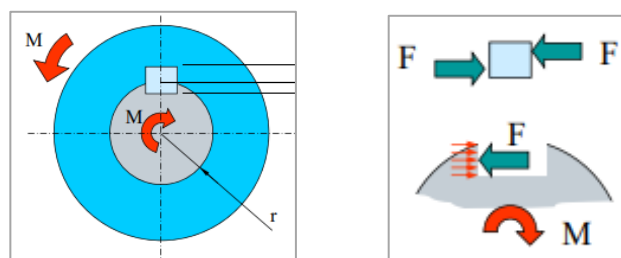


Figura 121. Fallo a aplastamiento eje-chaveta. Fuente: [1]

En este caso, el área de aplastamiento entre el eje y la chaveta es $A=t_1 \cdot L$. De este modo, la tensión de aplastamiento entre el eje y la chaveta es:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F_{\text{chaveta}}}{A} = \frac{F_{\text{chaveta}}}{t_1 \cdot L} = \frac{1900}{4 \cdot 30} = 15,83 \text{ MPa}$$

Aplicando la teoría de cortante máximo y con un coeficiente de seguridad a fluencia $CS=3$, se obtiene la siguiente tensión de fluencia necesaria para el material de la chaveta:

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{\sigma_{\text{aplastamiento}}}{2} = \frac{15,83}{2} = 7,92 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{\sigma_F \text{ min eje-chaveta}/2}{CS} \rightarrow 7,92 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 47,52 \text{ MPa}$$

3) Fallo a aplastamiento engranaje-chaveta

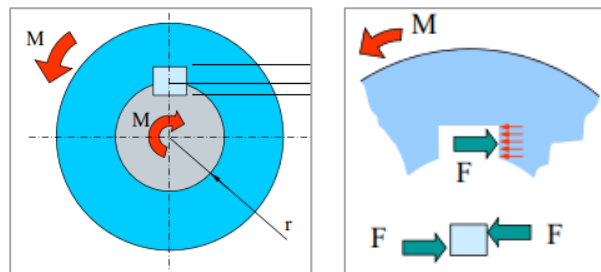


Figura 122. Fallo a aplastamiento engranaje-chaveta. Fuente: [1]

La tensión de aplastamiento entre el engranaje y la chaveta es:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F_{\text{chaveta}}}{A} = \frac{F_{\text{chaveta}}}{(h - t_1) \cdot L} = \frac{1900}{(7 - 4) \cdot 30} = 21,11 \text{ MPa}$$

Aplicando la teoría de cortante máximo y con un coeficiente de seguridad a fluencia $CS=3$, se obtiene la siguiente tensión de fluencia necesaria para el material de la chaveta:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{\sigma_{\text{aplastamiento}}}{2} = \frac{21,11}{2} = 10,56 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{\sigma_F \text{ min engranaje-chaveta}/2}{CS} \rightarrow 10,56 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 63,33 \text{ MPa}$$

Como la σ_F obtenida en los cálculos a aplastamiento es la mínima entre el material del eje o el engranaje y el material de la chaveta, pero el eje y el engranaje tienen una σ_F superior al resultado obtenido, el eje y el engranaje no fallarán por aplastamiento. Y la σ_F obtenida es la necesaria en la chaveta.

El fallo más crítico de los tres resulta ser el de aplastamiento entre el engranaje y la chaveta. Por lo tanto, el límite elástico de la chaveta tendrá que ser como mínimo $\sigma_F = 63,33 \text{ MPa}$.

A10.2. Unión eje 2 – engranaje 2

El eje 2 tiene un diámetro=30 mm. Para este diámetro de eje, las dimensiones de la chaveta son **b x h = 8 x 7 mm**. La longitud de la chaveta se elige **L=30 mm**, igual que la anchura del engranaje.

La fuerza sobre la chaveta es:

$$F_{chaveta} = \frac{M_{eje\ 2}}{D_{eje\ 2}/2} = \frac{66\ 500\ N \cdot mm}{30/2} = 4433,33\ N$$

1) Fallo a cortadura

$$\tau = \frac{F_{chaveta}}{A_c} = \frac{F_{chaveta}}{b \cdot L} = \frac{4433,33}{8 \cdot 30} = 18,47\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F chaveta/2}{CS} \rightarrow 18,47 = \frac{\sigma_F chaveta/2}{3} \rightarrow \sigma_F chaveta = 110,83\ MPa$$

2) Fallo a aplastamiento eje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{t_1 \cdot L} = \frac{4433,33}{4 \cdot 30} = 36,94\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = \frac{36,94}{2} = 18,47\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F min\ eje-chaveta/2}{CS} \rightarrow 18,47 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 110,83\ MPa$$

3) Fallo a aplastamiento engranaje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{(h - t_1) \cdot L} = \frac{4433,33}{(7 - 4) \cdot 30} = 49,26\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = \frac{49,26}{2} = 24,63\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F min\ engranaje-chaveta/2}{CS} \rightarrow 24,63 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 147,78\ MPa$$

Como la σ_F obtenida en los cálculos a aplastamiento es la mínima entre el material del eje o el engranaje y el material de la chaveta, pero el eje y el engranaje tienen una σ_F superior al resultado obtenido, el eje y el engranaje no fallarán por aplastamiento. Y la σ_F obtenida es la necesaria en la chaveta.

El fallo más crítico de los tres resulta ser el de aplastamiento entre el engranaje y la chaveta. Por lo tanto, el límite elástico de la chaveta tendrá que ser como mínimo **$\sigma_F = 147,78\ MPa$** .

A10.3. Unión eje 2 – engranaje 3

Las dimensiones de la chaveta son **b x h = 8 x 7 mm**, y la longitud se elige **L=45 mm**, igual a la anchura del engranaje 3.

La fuerza sobre la chaveta es:

$$F_{chaveta} = \frac{M_{eje\ 2}}{D_{eje\ 2}/2} = \frac{66\ 500\ N \cdot mm}{30/2} = 4433,33\ N$$

1) Fallo a cortadura

$$\tau = \frac{F_{chaveta}}{A_c} = \frac{F_{chaveta}}{b \cdot L} = \frac{4433,33}{8 \cdot 45} = 12,31\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F chaveta/2}{CS} \rightarrow 12,31 = \frac{\sigma_F chaveta/2}{3} \rightarrow \sigma_F chaveta = 73,89\ MPa$$

2) Fallo a aplastamiento eje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{t_1 \cdot L} = \frac{4433,33}{4 \cdot 45} = 24,63\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = 12,31\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F min\ eje-chaveta/2}{CS} \rightarrow 12,31 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 73,89\ MPa$$

3) Fallo a aplastamiento engranaje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{(h - t_1) \cdot L} = \frac{4433,33}{(7 - 4) \cdot 45} = 32,84\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = 16,42\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F min\ engranaje-chaveta/2}{CS} \rightarrow 16,42 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 98,52\ MPa$$

Como la σ_F obtenida en los cálculos a aplastamiento es la mínima entre el material del eje o el engranaje y el material de la chaveta, pero el eje y el engranaje tienen una σ_F superior al resultado obtenido, el eje y el engranaje no fallarán por aplastamiento. Y la σ_F obtenida es la necesaria en la chaveta.

El fallo más crítico de los tres resulta ser el de aplastamiento entre el engranaje y la chaveta. Por lo tanto, el límite elástico de la chaveta tendrá que ser como mínimo **$\sigma_F = 98,52\ MPa$** .

A10.4. Unión eje 3 – engranaje 4

El eje 3 tiene un diámetro=30 mm. Para este diámetro de eje, las dimensiones de la chaveta son **b x h = 8 x 7 mm**. La longitud de la chaveta se elige **L=45 mm**, igual que la anchura del engranaje.

La fuerza sobre la chaveta es:

$$F_{chaveta} = \frac{M_{eje\ 3}}{D_{eje\ 2}/2} = \frac{199\ 500\ N \cdot mm}{30/2} = 13\ 300\ N$$

1) Fallo a cortadura

$$\tau = \frac{F_{chaveta}}{A_c} = \frac{F_{chaveta}}{b \cdot L} = \frac{13\ 300}{8 \cdot 45} = 36,94\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F\ chaveta/2}{CS} \rightarrow 36,94 = \frac{\sigma_F\ chaveta/2}{3} \rightarrow \sigma_F\ chaveta = 221,67\ MPa$$

2) Fallo a aplastamiento eje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{t_1 \cdot L} = \frac{13\ 300}{4 \cdot 45} = 73,89\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = 36,94\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F\ min\ eje-chaveta/2}{CS} \rightarrow 36,94 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 221,67\ MPa$$

3) Fallo a aplastamiento engranaje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{(h - t_1) \cdot L} = \frac{13\ 300}{(7 - 4) \cdot 45} = 98,52\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = 49,26\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F\ min\ engranaje-chaveta/2}{CS} \rightarrow 49,26 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 295,56\ MPa$$

Como la σ_F obtenida en los cálculos a aplastamiento es la mínima entre el material del eje o el engranaje y el material de la chaveta, pero el eje y el engranaje tienen una σ_F superior al resultado obtenido, el eje y el engranaje no fallarán por aplastamiento. Y la σ_F obtenida es la necesaria en la chaveta.

El fallo más crítico de los tres resulta ser el de aplastamiento entre el engranaje y la chaveta. Por lo tanto, el límite elástico de la chaveta tendrá que ser como mínimo **$\sigma_F = 295,56\ MPa$** .

A10.5. Unión eje 3 – engranaje 5

Las dimensiones de la chaveta son **b x h = 8 x 7 mm**, y la longitud se elige **L=60 mm**, igual a la anchura del engranaje 5.

La fuerza sobre la chaveta es:

$$F_{chaveta} = \frac{M_{eje\ 3}}{D_{eje\ 2}/2} = \frac{199\ 500\ N \cdot mm}{30/2} = 13\ 300\ N$$

1) Fallo a cortadura

$$\tau = \frac{F_{chaveta}}{A_c} = \frac{F_{chaveta}}{b \cdot L} = \frac{13\ 300}{8 \cdot 60} = 27,71\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F chaveta/2}{CS} \rightarrow 27,71 = \frac{\sigma_F chaveta/2}{3} \rightarrow \sigma_F chaveta = 166,25\ MPa$$

2) Fallo a aplastamiento eje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{t_1 \cdot L} = \frac{13\ 300}{4 \cdot 60} = 55,42\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = 27,71\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F \min eje-chaveta/2}{CS} \rightarrow 27,71 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 166,25\ MPa$$

3) Fallo a aplastamiento engranaje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{(h - t_1) \cdot L} = \frac{13\ 300}{(7 - 4) \cdot 60} = 73,89\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = 36,94\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F \min engranaje-chaveta/2}{CS} \rightarrow 36,94 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 221,67\ MPa$$

Como la σ_F obtenida en los cálculos a aplastamiento es la mínima entre el material del eje o el engranaje y el material de la chaveta, pero el eje y el engranaje tienen una σ_F superior al resultado obtenido, el eje y el engranaje no fallarán por aplastamiento. Y la σ_F obtenida es la necesaria en la chaveta.

El fallo más crítico de los tres resulta ser el de aplastamiento entre el engranaje y la chaveta. Por lo tanto, el límite elástico de la chaveta tendrá que ser como mínimo **$\sigma_F = 221,67\ MPa$** .

A10.6. Unión eje 4 – engranaje 6

El eje 4 tiene un diámetro=50 mm. Para este diámetro de eje, las dimensiones de la chaveta son **b x h = 14 x 9 mm**. La longitud de la chaveta se elige **L=60 mm**, igual que la anchura del engranaje.

La fuerza sobre la chaveta es:

$$F_{chaveta} = \frac{M_{eje\ 4}}{D_{eje\ 2}/2} = \frac{798\ 000\ N \cdot mm}{50/2} = 31\ 920\ N$$

1) Fallo a cortadura

$$\tau = \frac{F_{chaveta}}{A_c} = \frac{F_{chaveta}}{b \cdot L} = \frac{31\ 920}{14 \cdot 60} = 38\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{F\ chaveta}/2}{CS} \rightarrow 38 = \frac{\sigma_{F\ chaveta}/2}{3} \rightarrow \sigma_{F\ chaveta} = 228\ MPa$$

2) Fallo a aplastamiento eje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{t_1 \cdot L} = \frac{31\ 920}{5,5 \cdot 60} = 96,72\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = 48,36\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{F\ min\ eje-chaveta}/2}{CS} \rightarrow 48,36 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 290,16\ MPa$$

3) Fallo a aplastamiento engranaje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{(h - t_1) \cdot L} = \frac{31\ 920}{(9 - 5,5) \cdot 60} = 152\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = 76\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{F\ min\ engranaje-chaveta}/2}{CS} \rightarrow 76 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 456\ MPa$$

Como la σ_F obtenida en los cálculos a aplastamiento es la mínima entre el material del eje o el engranaje y el material de la chaveta, pero el eje y el engranaje tienen una σ_F superior al resultado obtenido, el eje y el engranaje no fallarán por aplastamiento. Y la σ_F obtenida es la necesaria en la chaveta.

El fallo más crítico de los tres resulta ser el de aplastamiento entre el engranaje y la chaveta. Por lo tanto, el límite elástico de la chaveta tendrá que ser como mínimo **$\sigma_F = 456\ MPa$** .

A10.7. Unión eje – tambor motriz

El eje del tambor motriz tiene un diámetro=50 mm. Para este diámetro de eje, las dimensiones de la chaveta son **b x h = 14 x 9 mm**. La longitud de la chaveta se elige **L=150 mm**.

La fuerza sobre la chaveta es la misma que en el eje 4 porque ambos ejes tienen el mismo par al estar unidos por el acoplamiento elástico:

$$F_{chaveta} = \frac{M_{eje\ tambor\ motriz}}{D_{eje}/2} = \frac{798\ 000\ N \cdot mm}{50/2} = 31\ 920\ N$$

1) Fallo a cortadura

$$\tau = \frac{F_{chaveta}}{A_c} = \frac{F_{chaveta}}{b \cdot L} = \frac{31\ 920}{14 \cdot 150} = 15,2\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F\ chaveta/2}{CS} \rightarrow 15,2 = \frac{\sigma_F\ chaveta/2}{3} \rightarrow \sigma_F\ chaveta = 91,2\ MPa$$

2) Fallo a aplastamiento eje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{t_1 \cdot L} = \frac{31\ 920}{5,5 \cdot 150} = 38,69\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = 19,35\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F\ min\ eje-chaveta/2}{CS} \rightarrow 19,35 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 116,1\ MPa$$

3) Fallo a aplastamiento engranaje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{(h - t_1) \cdot L} = \frac{31\ 920}{(9 - 5,5) \cdot 150} = 60,8\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = 30,4\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F\ min\ engranaje-chaveta/2}{CS} \rightarrow 30,4 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 182,4\ MPa$$

Como la σ_F obtenida en los cálculos a aplastamiento es la mínima entre el material del eje o el engranaje y el material de la chaveta, pero el eje y el engranaje tienen una σ_F superior al resultado obtenido, el eje y el engranaje no fallarán por aplastamiento. Y la σ_F obtenida es la necesaria en la chaveta.

El fallo más crítico de los tres resulta ser el de aplastamiento entre el engranaje y la chaveta. Por lo tanto, el límite elástico de la chaveta tendrá que ser como mínimo **$\sigma_F = 182,4\ MPa$** .

A10.8. Unión eje – tambor tensor

El eje del tambor tensor tiene un diámetro=40 mm. Para este diámetro de eje, las dimensiones de la chaveta son **b x h = 12 x 8 mm**. Como para chavetas de 12 x 8, la longitud máxima que se puede elegir es 140 mm, no se puede elegir una chaveta de tanta longitud como la del tambor motriz. De este modo, se elige una longitud de chaveta **L=140 mm**.

La fuerza sobre la chaveta es:

$$F_{chaveta} = \frac{M_{eje\ tambor\ tensor}}{D_{eje}/2} = \frac{798\ 000\ N \cdot mm}{40/2} = 39\ 900\ N$$

1) Fallo a cortadura

$$\tau = \frac{F_{chaveta}}{A_c} = \frac{F_{chaveta}}{b \cdot L} = \frac{39\ 900}{12 \cdot 140} = 23,75\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F\ chaveta/2}{CS} \rightarrow 23,75 = \frac{\sigma_F\ chaveta/2}{3} \rightarrow \sigma_F\ chaveta = 142,5\ MPa$$

2) Fallo a aplastamiento eje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{t_1 \cdot L} = \frac{39\ 900}{5 \cdot 140} = 57\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = 28,5\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F\ min\ eje-chaveta/2}{CS} \rightarrow 28,5 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 171\ MPa$$

3) Fallo a aplastamiento engranaje-chaveta

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{chaveta}}{A} = \frac{F_{chaveta}}{(h - t_1) \cdot L} = \frac{39\ 900}{(8 - 5) \cdot 140} = 95\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2} = 47,5\ MPa$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_F\ min\ engranaje-chaveta/2}{CS} \rightarrow 47,5 = \frac{\sigma_F/2}{3} \rightarrow \sigma_F = 285\ MPa$$

El fallo más crítico de los tres resulta ser el de aplastamiento entre el engranaje y la chaveta. Por lo tanto, el límite elástico de la chaveta tendrá que ser como mínimo **$\sigma_F = 285\ MPa$** .

A10.9. Resumen de dimensiones y selección del material

En resumen, las dimensiones y tensión de fluencia (límite elástico) necesaria para cada chaveta son las siguientes:

Tabla 65. Chavetas: dimensiones y límite elástico necesario.

	Eje – engranaje /tambor a unir	b x h (mm)	L (mm)	σ_F (MPa)
Chaveta 1	Eje 1 – Engranaje 1	8 x 7	30	63,33
Chaveta 2	Eje 2 – Engranaje 2	8 x 7	30	147,78
Chaveta 3	Eje 2 – Engranaje 3	8 x 7	45	98,52
Chaveta 4	Eje 3 – Engranaje 4	8 x 7	45	295,56
Chaveta 5	Eje 3 – Engranaje 5	8 x 7	60	221,67
Chaveta 6	Eje 4 – Engranaje 6	14 x 9	60	456
Chaveta 7	Eje – Tambor motriz	14 x 9	150	182,4
Chaveta 8	Eje – Tambor tensor	12x8	140	285

Las chavetas DIN 6885 que hemos encontrado a la venta por parte de distintos proveedores están disponibles en acero C45 (denominado también F-114 o SAE 1045) y en acero inoxidable AISI 316.

El acero **C45 (F-114)** tiene un límite elástico de 530 MPa, mayor que el límite elástico necesario para cada una de las chavetas, por lo cual podemos utilizar chavetas de este material. Como para el material de los ejes también se había elegido el acero F-114, y el material de los engranajes es de una resistencia aún mayor, se confirma que no habrá fallo por aplastamiento.

ANEXO 11. CÁLCULO DEL TIEMPO DE ARRANQUE

1) Par de arranque del motor

Para calcular el tiempo de arranque del elevador, en primer lugar debemos conocer el par de arranque del motor (M_A). Mirando las características del motor en el catálogo, vemos que $M_A/M_N = 2,2$. Por lo tanto:

$$M_A = 2,2 \cdot M_N = 2,2 \cdot 26,6 \text{ N} \cdot \text{m} = 58,52 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tabla 66. Relación M_A/M_N e inercia del motor seleccionado. Fuente: Catálogo Motores CEMER.

Velocidad síncrona 1500 rpm - 4 polos

400 V, 50 Hz

TIPO	Potencia		M _N N.m	n rpm	Eficiencia clase IE2 EN 60034-2-1			I _N 400 V A	I/I _N	Cosφ	M _A /M _N	M _s /M _N	J Kg·m ²	Nivel sonoro dB(A)	m Kg
	KW	CV			100%	75%	50%								
IE2 - MS 80 2	0,75	1	5,16	1380	79,6	80	76,6	1,74	8	0,78	2,20	2,20	0,00206	58	11,2
IE2 - MS 80 3	1,1	1,5	7,517986	1390	81,4	81,7	79,2	2,5	8	0,775	2,2	2,2	0,00287	61	12,8
IE2 - MS 90 S	1,1	1,5	7,52	1390	81,4	81,7	80,1	2,50	8	0,79	2,20	2,20	0,00287	61	14
IE2 - MS 90 L	1,5	2	10,18	1400	82,8	81,8	81	3,26	8	0,79	2,20	2,20	0,00371	61	16,9
• IE2 - MS 90 L2	2,2	3	14,8227	1410	84,3	84,7	81,8	4,7	8,5	0,79	2,2	2,2	0,00731	64	22,3
IE2 - MS 100 L1	2,2	3	14,8	1410	84,3	83,5	82,5	4,70	8,5	0,79	2,20	2,20	0,00731	64	22,5
IE2 - MS 100 L2	3	4	20,1	1420	85,5	85,7	84	6,25	8,5	0,80	2,20	2,20	0,00905	64	26,1
• IE2 - MS 100 L3	4	5,5	26,57343	1430	86,6	86,9	85,1	8,13	8,5	0,81	2,2	2,2	0,01331	65	28,2
IE2 - MS 112 M	4	5,5	26,6	1430	86,6	86,9	85,9	8,13	8,5	0,81	2,20	2,20	0,01331	65	32,3
• IE2 - MS 112 L	5,5	7,5	36,28472	1440	87,7	87,9	86,9	10,9	8,5	0,82	2,2	2,2	0,02774	71	39,3
IE2 - MS 132 S	5,5	7,5	36,3	1440	87,7	87,9	86,8	10,90	8,5	0,82	2,20	2,20	0,02774	71	43,2
IE2 - MS 132 M	7,5	10	49,1	1450	88,7	88,9	88,1	14,52	8,5	0,84	2,20	2,20	0,03586	71	53
• IE2 - MS 132 L1	9,2	12,5	60,27586	1450	88,7	88,9	88,8	17,82	8,5	0,838	2,2	2,2	0,04195	72	59

Motores de aluminio serie IE2-MS

2) Par de inercia

Una vez que conocemos el par de arranque (M_A), hay que calcular el par de inercia (M_i) en el arranque:

$$M_A = \frac{M_u + M_i}{\eta} \rightarrow M_i = \eta \cdot M_A - M_{\text{útil}} = 0,885 \cdot 58,52 - 20,96 = 30,83 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El rendimiento η es el rendimiento del reductor. Dado que las transmisiones con engranajes cilíndricos helicoidales tienen rendimientos entre 0.96 y 0.99, y nuestro reductor tiene tres etapas, se considera el siguiente rendimiento:

$$\eta = 0,96^3 = 0,885$$

El par útil en el eje del motor se calcula a partir del par que debe realizar el tambor motriz para elevar la carga (par útil en el eje del tambor motriz) y la relación de transmisión del reductor:

$$M_{\text{útil}} = \frac{M_{\text{útil eje tambor}}}{i_{\text{reductor}}} = \frac{F \cdot R_{\text{tambor}}}{i_{\text{reductor}}} = \frac{160,3 \text{ [kg]} \cdot 9,81 \text{ [N/kg]} \cdot 0,4 \text{ m}}{30} = 20,96 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3) Inercia del sistema

Para calcular la aceleración angular en el arranque, hay que determinar la inercia del sistema. Por ello, lo que se hace a continuación es calcular la inercia de los distintos elementos que lo componen (motor, engranajes del reductor, tambores, banda, cangilones y material transportado).

INERCIAS

- MOTOR:

Mirando las características del motor en el catálogo, vemos que la inercia del motor es:

$$I_{motor} = 0,01331 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- ENGRANAJE 1:

El volumen de material del engranaje es:

$$V = \text{Área} \cdot \text{Ancho} = \pi \cdot \left(\frac{D_p^2}{4} - \frac{d_{eje}^2}{4} \right) \cdot b = \pi \cdot \left(\frac{51,08^2}{4} - \frac{28^2}{4} \right) \cdot 30 = 4,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Y su masa, sabiendo que los engranajes son de acero (densidad = 7850 kg/m³):

$$m = \text{densidad} \cdot V = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 4,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 0,338 \text{ kg}$$

Con esto, calculamos su inercia:

$$I_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{D_p^2}{4} + \frac{d_{eje}^2}{4} \right) = 1,4 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- ENGRANAJE 2:

El volumen de material del engranaje es:

$$V = \text{Área} \cdot \text{Ancho} = \pi \cdot \left(\frac{D_p^2}{4} - \frac{d_{eje}^2}{4} \right) \cdot b = \pi \cdot \left(\frac{127,7^2}{4} - \frac{30^2}{4} \right) \cdot 30 = 3,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Y su masa, sabiendo que los engranajes son de acero (densidad = 7850 kg/m³):

$$m = \text{densidad} \cdot V = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 3,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 2,85 \text{ kg}$$

Con esto, calculamos su inercia:

$$I_2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{D_p^2}{4} + \frac{d_{eje}^2}{4} \right) = 6,13 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- ENGRANAJE 3:

El volumen de material del engranaje es:

$$V = \text{Área} \cdot \text{Ancho} = \pi \cdot \left(\frac{D_p^2}{4} - \frac{d_{eje}^2}{4} \right) \cdot b = \pi \cdot \left(\frac{47,89^2}{4} - \frac{30^2}{4} \right) \cdot 45 = 4,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Y su masa, sabiendo que los engranajes son de acero (densidad = 7850 kg/m³):

$$m = \text{densidad} \cdot V = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 4,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 0,387 \text{ kg}$$

Con esto, calculamos su inercia:

$$I_3 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{D_p^2}{4} + \frac{d_{eje}^2}{4} \right) = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- ENGRANAJE 4:

El volumen de material del engranaje es:

$$V = \text{Área} \cdot \text{Ancho} = \pi \cdot \left(\frac{D_p^2}{4} - \frac{d_{eje}^2}{4} \right) \cdot b = \pi \cdot \left(\frac{143,66^2}{4} - \frac{30^2}{4} \right) \cdot 45 = 6,98 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Y su masa, sabiendo que los engranajes son de acero (densidad = 7850 kg/m³):

$$m = \text{densidad} \cdot V = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 6,98 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 5,476 \text{ kg}$$

Con esto, calculamos su inercia:

$$I_4 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{D_p^2}{4} + \frac{d_{eje}^2}{4} \right) = 1,474 \cdot 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- ENGRANAJE 5:

El volumen de material del engranaje es:

$$V = \text{Área} \cdot \text{Ancho} = \pi \cdot \left(\frac{D_p^2}{4} - \frac{d_{eje}^2}{4} \right) \cdot b = \pi \cdot \left(\frac{47,89^2}{4} - \frac{30^2}{4} \right) \cdot 60 = 6,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Y su masa, sabiendo que los engranajes son de acero (densidad = 7850 kg/m³):

$$m = \text{densidad} \cdot V = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 6,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 0,516 \text{ kg}$$

Con esto, calculamos su inercia:

$$I_5 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{D_p^2}{4} + \frac{d_{eje}^2}{4} \right) = 2,1 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- ENGRANAJE 6:

El volumen de material del engranaje es:

$$V = \text{Área} \cdot \text{Ancho} = \pi \cdot \left(\frac{D_p^2}{4} - \frac{d_{eje}^2}{4} \right) \cdot b = \pi \cdot \left(\frac{191,55^2}{4} - \frac{50^2}{4} \right) \cdot 60 = 1,61 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Y su masa, sabiendo que los engranajes son de acero (densidad = 7850 kg/m³):

$$m = \text{densidad} \cdot V = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,61 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 12,65 \text{ kg}$$

Con esto, calculamos su inercia:

$$I_6 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{D_p^2}{4} + \frac{d_{eje}^2}{4} \right) = 6,196 \cdot 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- TAMBORES:

Considerando de forma aproximada que los tambores estén formados por dos discos laterales más la superficie cilíndrica que contacta con la banda y que las 3 partes tengan un espesor de 9 mm, las masas del tambor (diámetro 800 mm y ancho 200 mm) serían:

$$\begin{aligned} m_{\text{laterales}} &= \text{densidad} \cdot V = \text{densidad} \cdot 2 \cdot (\pi \cdot [R^2 - r_{eje}^2] \cdot \text{espesor}) \\ &= 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 2 \cdot (\pi \cdot [0,4^2 - 0,025^2] \cdot 0,009) = 70,75 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{\text{superficie cilíndrica}} &= \text{densidad} \cdot V = \text{densidad} \cdot (2\pi R \cdot \text{ancho} \cdot \text{espesor}) \\ &= 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot (2\pi \cdot 0,4 \cdot 0,2 \cdot 0,009) \text{ m}^3 = 35,51 \text{ kg} \end{aligned}$$

Y sus momentos de inercia:

$$I_{laterales} = \frac{1}{2} \cdot m_{laterales} \cdot [R^2 + r_{eje}^2] = \frac{1}{2} \cdot 70,75 \cdot [0,4^2 + 0,025^2] = 5,682 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{sup\ cilíndrica} = \frac{1}{2} \cdot m_{sup\ cil} \cdot [R^2 + r^2] = \frac{1}{2} \cdot 35,51 \cdot [0,4^2 + 0,391^2] = 5,555 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

De esta forma, el momento de inercia de los tambores es:

$$I_{tambores} = 2 \text{ tambores} \cdot (5,682 + 5,555) = 22,474 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- **BANDA:**

Para la banda, cangilones y material transportado se calcula sólo la masa ya que al no ser sólidos en rotación sobre un eje, su energía cinética es $E_c = (1/2) \cdot m \cdot v^2$ en vez de $E_c = (1/2) \cdot I \cdot \omega^2$.

Conociendo el peso del modelo de banda seleccionado (7,8 kg/m²) y las dimensiones de la banda que vamos a utilizar, calculamos su masa:

$$\hat{Area} = Longitud \cdot Ancho = 42,687 \text{ m} \cdot 0,180 \text{ m} = 7,68366 \text{ m}^2$$

$$m_{BANDA} = 7,68366 \text{ m}^2 \cdot 7,8 \text{ kg/m}^2 = 59,93 \text{ kg}$$

- **CANGILONES:**

Cada cangilón, del modelo de nylon seleccionado, pesa 0.25 kg. El elevador tiene un total de 213 cangilones.

$$m_{CANGILONES} = 213 \text{ cangilones} \cdot 0,25 \text{ kg/cangilón} = 53,25 \text{ kg}$$

Tabla 67. Peso del cangilón. Fuente: masanes.com

Modelo	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	T (mm)	HDP (kg)	Nylon (kg)	PU (kg)	Capacidad (litros)		Orificios					Máx. Ud./m.
									Z2 (total)	Z3 (agua)	Nº	E Ø (mm)	F (mm)	G (mm)	Tipo	
SPS80-80	90	85	63	43	4	0,08	0,09	0,10	0,24	0,20	2	9,0	43	18	R	15,00
SPS100-90	110	100	67	44	5	0,11	0,13	0,15	0,39	0,32	2	9,0	50	20	R	14,00
SPS120-100	129	110	80	55	5	0,15	0,18	0,20	0,61	0,48	2	9,0	67	25	R	12,00
SPS130-120	135	120	85	57	5	0,19	0,23	0,25	0,72	0,54	2	9,0	70	25	R	11,00
SPS140-120	145	120	90	62	5	0,18	0,22	0,24	0,81	0,62	2	9	70	25	R	10,80
SPS130-130	146	130	90	60	5	0,21	0,25	0,28	0,88	0,68	2	9,0	70	25	R	10,80
SPS160-140	172	152	113	78	6	0,34	0,40	0,45	1,55	1,25	2	9,0	100	30	R	8,60

- **MATERIAL ELEVADO:**

Por su parte, la masa de arcilla seca que se eleva en los cangilones es de 160,3 kg.

- **CONJUNTO**

La inercia del conjunto se determina mediante el método de reducción de inercias al eje motriz:

$$Energía\ cinética\ del\ sistema\ equivalente = \sum Energía\ cinética\ de\ cada\ elemento$$

$$\frac{1}{2} \cdot I_{equivalente} \cdot \omega_{motor}^2 = \sum \text{Energía cinética de cada elemento}$$

$$\frac{1}{2} \cdot I_{eq} \cdot \omega_1^2 = \frac{1}{2} \cdot (I_{motor} + I_1) \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} \cdot (I_2 + I_3) \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} \cdot (I_4 + I_5) \cdot \omega_3^2 +$$

$$\frac{1}{2} \cdot (I_6 + I_{tambores}) \cdot \omega_4^2 + \frac{1}{2} \cdot (m_{BANDA+CANGILONES+MATERIAL}) \cdot v^2$$

$$\frac{1}{2} \cdot I_{eq} \cdot \omega_1^2 = \frac{1}{2} \cdot (I_{motor} + I_1) \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} \cdot (I_2 + I_3) \cdot \frac{\omega_1^2}{i_{1-2}^2} + \frac{1}{2} \cdot (I_4 + I_5) \cdot \frac{\omega_1^2}{i_{1-2}^2 \cdot i_{3-4}^2} +$$

$$\frac{1}{2} \cdot (I_6 + I_{tambores}) \cdot \frac{\omega_1^2}{i_{reductor}^2} + \frac{1}{2} \cdot (m_{BAN+CAN+MAT}) \cdot \frac{\omega_1^2}{i_{reductor}^2} \cdot R_{tambor}^2$$

Tachando $\frac{1}{2}$ y ω_1^2 en cada término a los dos lados de la igualdad, queda lo siguiente:

$$I_{eq} = (I_{motor} + I_1) + \frac{I_2 + I_3}{i_{1-2}^2} + \frac{I_4 + I_5}{i_{1-2}^2 \cdot i_{3-4}^2} + \frac{I_6 + I_{tambores} + m_{BAN+CAN+MAT} \cdot R_{tambor}^2}{i_{reductor}^2}$$

De esta forma se obtiene la inercia del conjunto reducida al eje del motor:

$$I_{eq} = (0,01331 + 1,4 \cdot 10^{-4}) + \frac{6,13 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 10^{-4}}{2,5^2} + \frac{1,474 \cdot 10^{-2} + 2,1 \cdot 10^{-4}}{2,5^2 \cdot 3^2}$$

$$+ \frac{6,196 \cdot 10^{-2} + 22,474 + (59,93 + 53,25 + 160,3) \cdot 0,4^2}{30^2} =$$

$$= \mathbf{0,08838 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

4) Aceleración angular arranque

Conocida la inercia del sistema reducida al eje del motor, se puede calcular la aceleración angular en el arranque. Hay que utilizar unidades del SI (N.m para el par y kg.m² para el momento de inercia):

$$\alpha_{arr} = \frac{M_i}{I_{eq}} = \frac{30,83 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,08838 \text{ kg} \cdot \text{m}^2} = \mathbf{348,84 \text{ rad/s}^2}$$

5) Tiempo de arranque

Finalmente se calcula el tiempo de arranque del elevador:

$$\alpha_{arr} = \frac{\omega_{motor}}{t_{arranque}} \rightarrow t_{arranque} = \frac{\omega_{motor}}{\alpha_{arr}} = \frac{1430 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi}{60}}{348,84 \text{ rad/s}^2} = \frac{149,75 \text{ rad/s}}{348,84 \text{ rad/s}^2} = \mathbf{0,43 \text{ s}}$$

$$t_{arranque} = 0,43 \text{ s} < 15 \text{ s} = t_{arranque \text{ máximo del motor}} \rightarrow \mathbf{OK}$$

Se comprueba que el tiempo necesario para el arranque del elevador es menor que el tiempo de arranque máximo característico del motor con cualquiera de los dos métodos de arranque. Por lo tanto, el motor seleccionado es válido para esta aplicación y podemos utilizarlo.

Tabla 68. Tiempos de arranque máximos de los motores en segundos.

Fuente: [2] (ver bibliografía).

Tamaño del motor	Método de arranque	Número de polos	
		2	4
63	D.O.L.	25	40
71	D.O.L.	20	20
80	D.O.L.	15	20
90	D.O.L.	10	20
100	D.O.L.	10	15
112	D.O.L.	20	15
	Y/Δ	60	45

En el caso de que el motor tardara más de 45 segundos en vencer las inercias de todos los elementos del elevador, hubiéramos tenido que elegir un motor de mayor potencia.

ANEXO 12. MANTENIMIENTO

A12.1. AMFE

Tal como se explica en el *Apartado 15* del trabajo, este análisis (AMFE) permite identificar los modos de fallo más graves, frecuentes o difíciles de detectar, determinando sobre qué tipo de fallo hay que prestar especial atención en función de cuál ha obtenido un mayor valor del parámetro NPR (Número de prioridad de riesgo).

El parámetro NPR se obtiene como producto de los parámetros G (gravedad del fallo), A (probabilidad de aparición del fallo) y D (dificultad de detectar el fallo antes de que ocurra). A cada tipo de fallo se le asigna un valor de 1 a 10 para cada uno de los tres parámetros G, A y D. Un 10 en cada uno de los parámetros sería un fallo de mucha gravedad, un fallo que ocurre con mucha frecuencia o un fallo que es muy difícil de detectar antes de que ocurra.

Para cada tipo de fallo, se determinará qué revisiones y operaciones periódicas o acciones correctoras se pueden realizar para detectar o evitar los fallos antes de que se produzcan, y para mantener en todo momento el máximo rendimiento del elevador.

Tabla 69. AMFE

COMPONENTE	MODO DE FALLO	EFFECTOS DEL FALLO	G	CAUSAS	A	D	ACCIONES PREVENTIVAS O CORRECTIVAS	NPR (=G*A*D)
Banda	Destensamiento de la banda	La banda patina sobre los tambores	3	Alargamiento de la banda	2	1	Revisión periódica de la tensión/Tensar la banda. Si se llega al límite y ya no se puede tensar, acortar la banda haciendo nuevo empalme	6
	Descentrado de la banda	Roce y desgaste en los laterales de la banda.	8	Más tensión en un lado del eje del tambor tensor que en el otro lado del eje	1	1	Revisión periódica/Ajustar la tensión de ambos lados en caso de sistema con varillas roscadas/Lubricar las guías del sistema tensor/Instalar detectores de desplazamiento de banda si no los hay	8
		Desgaste o rotura de la chapa de los conductos.		Desgaste del recubrimiento de los tambores	2		Revisiones periódicas del recubrimiento/Sustitución de los tambores/Instalar detectores de desplazamiento de banda	16
				Alargamiento de la banda	2		Revisión periódica de la tensión/Tensar la banda o si es necesario acortarla haciendo nuevo empalme/Instalar detectores de desplazamiento de banda	16
				Entrada de material entre el tambor tensor y la banda	2		Revisiones periódicas/Limpieza del tambor/Considerar la utilización de un tambor de jaula de ardilla/ Instalar detectores de desplazamiento de banda	16
	Desgaste de la banda	Riesgo de rotura	7	Abrasión con el producto	1	3	Revisión periódica del estado de la banda/Sustitución de la banda	21
	Aflojamiento o pérdida de algún tornillo del empalme	Riesgo de rotura del empalme	7	Falta de revisión	2	3	Revisión periódica del empalme	42
	Rotura del empalme	Desplome de banda y cangilones	10	Falta de revisión	1	5	Revisión periódica del empalme	50
Cangilones	Rotura	Obstrucción del conducto de descarga producida por el cangilón roto	6	Entrada de algún elemento extraño	3	10	Colocación de un imán o detector de metales en la instalación / Sustitución del cangilón	180
	Desgaste	Pérdida de rendimiento	4	Abrasión con el producto	4	3	Revisión periódica del estado de los cangilones/Sustitución de los cangilones	48
	Algún cangilón se suelta de la banda	Obstrucción del conducto de descarga producida por el cangilón suelto	6	Falta de revisión de los tornillos	3	3	Revisión periódica de los tornillos	54
Tambores	Desgaste del recubrimiento	La banda patina/Descentrado de la banda/Desgaste de la banda	8	Desgaste normal por funcionamiento/Banda floja patinando	2	2	Revisiones periódicas del recubrimiento del tambor y de la tensión de la banda/ Sustitución del tambor/ Tensar la banda	32

COMPONENTE	MODO DE FALLO	EFFECTOS DEL FALLO	G	CAUSAS	A	D	ACCIONES PREVENTIVAS O CORRECTIVAS	NPR (=G*A*D)
Rodamientos de los ejes de los tambores	Calentamiento	Degradación prematura de la grasa lubricante	6	Demasiada lubricación/Falta de lubricación/Desalineación entre eje del reductor y eje del tambor	2	5	Lubricar apropiadamente/Comprobar la alineación de los ejes	60
	Avería de los rodamientos	Parada del equipo por agarrotamiento del rodamiento	7	Lubricación inadecuada/Contaminación del lubricante por entrada de polvo	4	8	Lubricar apropiadamente/Revisión periódica de los rodamientos y del estado de las obturaciones de los soportes de rodamiento/Relubricar periódicamente/Sustituir el rodamiento	224
		Desgaste del eje en contacto con el rodamiento	9	Lubricación inadecuada/Contaminación del lubricante por entrada de polvo	2	9	Lubricar apropiadamente/Revisión periódica de los rodamientos y del estado de las obturaciones de los soportes de rodamiento/Relubricar periódicamente/Sustituir el rodamiento/Sustituir el eje	162
Motor	Fallo eléctrico	Avería del motor	8	Bobinado del motor quemado	1	10	Sustituir el motor	80
	Fallo mecánico (Avería de los rodamientos)	Avería del motor	8	Desgaste de rodamientos	3	7	Análisis de vibraciones	168
	Suciedad en las aletas de refrigeración	Calentamiento	3	Falta de limpieza	4	2	Limpieza periódica del material depositado entre las aletas	24
Reductor	Mala fijación del reductor	Ruido y vibraciones	4	Tornillería floja	1	3	Comprobar el apriete de los tornillos	12
	Rotura de rodamientos o engranajes	Avería del reductor	9	Lubricación inadecuada	2	9	Comprobación periódica del nivel y el estado del aceite lubricante/Cambios de aceite programados/Análisis de vibraciones/Sustitución del reductor	162
	Nivel de aceite bajo	Desgaste de rodamientos y engranajes	7	Llenado incorrecto/Desgaste de retenes/Fugas por juntas y tapones	3	2	Comprobación periódica del nivel de aceite/Buscar fugas de aceite por retenes y tapones del reductor/Sustitución de retenes y juntas defectuosas	42
	Nivel de aceite excesivo	Sobrecalentamiento	4	Llenado incorrecto	1	8	Corregir el nivel de aceite	32
Acoplamiento elástico	Mala alineación	Vibraciones/Daños en rodamientos/Daños en el reductor	6	Fallo de alineación en el montaje	1	7	Comprobar la alineación	42
	Desgaste o rotura de los elementos elásticos del acoplamiento	Ruido y vibraciones/Desgaste de los alojamientos de estos elementos en el acoplamiento	6	No sustituir a tiempo los elementos elásticos	2	7	Revisión y sustitución periódica de los elementos elásticos/Sustitución del acoplamiento	84
Lengüeta que evita el retorno de material	Desgaste de la lengüeta	Retorno de material por el conducto de bajada y consiguiente pérdida de rendimiento	2	Abrasión en la lengüeta producida por el choque del material	1	4	Revisión periódica del desgaste de la lengüeta/Ajuste o sustitución de la lengüeta	8

A la vista de los resultados obtenidos en la tabla, se han destacado una serie de conclusiones sobre cuáles son los fallos de mayor y menor importancia, qué revisiones y tareas de mantenimiento será importante realizar para evitar los fallos de mayor importancia, y qué fallos han obtenido puntuaciones altas en alguno de los parámetros (G, A, D) aunque no tengan los mayores NPR. Estas conclusiones se pueden ver en el *Apartado 15.1*.

A12.2. Revisiones y operaciones periódicas

A partir del análisis realizado y los resultados obtenidos en el AMFE, se han determinado las distintas revisiones y operaciones periódicas que es necesario llevar a cabo para detectar y evitar los distintos fallos:

Relativas a la banda:

- Revisar la tensión de la banda.
- Comprobar que la banda esté centrada.
- Lubricar las guías del sistema tensor.
- Comprobar el desgaste de la banda.
- Revisar el apriete de los tornillos del empalme de la banda.

Relativas a los cangilones:

- Revisar el estado de los cangilones (que no estén desgastados o dañados).
- Revisar el apriete de los tornillos de los cangilones. Para comprobar la correcta sujeción de todos los cangilones, es necesario dar la vuelta a toda la banda.

Relativas a los tambores:

- Comprobar el desgaste del recubrimiento de los tambores.

Relativas a los rodamientos:

- Revisar el estado de los rodamientos, soportes y obturaciones.
- Relubricaciones programadas de los rodamientos.

Relativas al motor y al reductor:

- Análisis de vibraciones.
- Limpieza de la suciedad depositada entre las aletas de refrigeración del motor.
- Comprobar el amperaje del motor.
- Comprobar el apriete de los tornillos del anclaje del motorreductor.
- Comprobar el nivel de llenado y el estado del aceite lubricante del reductor.
- Comprobar el estado de los retenes, juntas y tapones del reductor.
- Mantener el respiradero limpio.
- Cambios de aceite programados.

Relativas al acoplamiento elástico:

- Comprobar el estado de los elementos elásticos del acoplamiento.
- Comprobar la alineación de los ejes

Relativas a la lengüeta que evita el retorno de material:

- Revisar el desgaste de la lengüeta y ajustarla si es necesario

LENGÜETA QUE EVITA EL RETORNO DE MATERIAL

La lengüeta a la que se hace referencia se encuentra en la cabeza del elevador junto a la tolva de descarga, tal como se muestra en la *Figura 123*. Su función es evitar que el material retorne por el conducto por el que bajan los cangilones vacíos, ya que en ese caso el elevador se estaría sobrecargando al tener que elevar más material del establecido (tendría que elevar el material que entra por la tolva de alimentación más el que está retornando al no caer en la tolva de descarga). Por ello, esta lengüeta se ajusta dejando un espacio pequeño entre los cangilones y la lengüeta, de forma que se impida que el material se cuele y caiga hacia abajo.



Figura 123. Localización de la lengüeta que evita el retorno de material. Fuente: metalmont.it

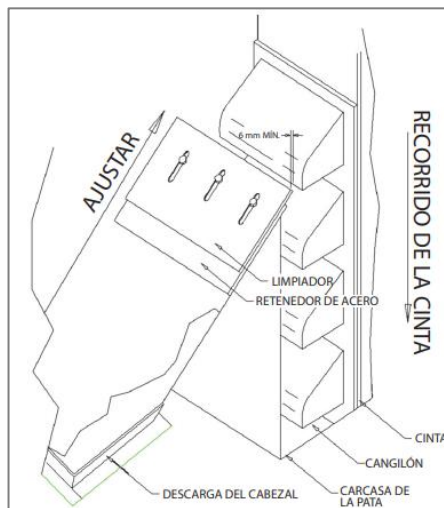


Figura 124. Lengüeta que evita el retorno de material. Fuente: [9] (ver bibliografía)

A12.3. Lubricantes a utilizar

Un aspecto importante en la lubricación de los rodamientos y el reductor (engranajes y rodamientos) es la utilización de un lubricante adecuado para esa aplicación.

REDUCTOR

Respecto a la lubricación de los engranajes y rodamientos del reductor, además de hacer las comprobaciones periódicas del nivel y el estado del lubricante, y realizar los cambios de aceite programados, será importante utilizar el lubricante adecuado.

En el reductor, los rodamientos y los engranajes aprovechan el mismo lubricante, y el tipo de lubricante viene impuesto por el requerimiento de los engranajes. Para la clasificación de lubricantes de engranajes, habitualmente se utiliza la clasificación AGMA, que asigna un número al lubricante en función de su viscosidad. Para el caso de motorreductores, el número de lubricante AGMA recomendado para trabajar a temperaturas ambiente entre 10 y 50 °C es el número 4 o 5, tal como se ve en la *Tabla 70*. Cuando la aplicación presenta temperaturas variables en un rango amplio, generalmente se requiere un alto índice de viscosidad. Por ello, se podría elegir el AGMA 5.

Tipo de unidad (distancia entre centros)	Temperatura ambiente	
	-10°C a 10°C	10°C a 50°C
Ejes paralelos (una sola reducción)		
Hasta 200 mm	2-3	3-4
Entre 200 mm y 500 mm	2-3	4-5
Más de 500 mm	3-4	4-5
Ejes paralelos (doble reducción)		
Hasta 200 mm	2-3	3-4
Más de 200 mm	3-4	4-5
Ejes paralelos (triple reducción)		
Hasta 200 mm	2-3	3-4
Entre 200 mm y 500 mm	3-4	4-5
Más de 500 mm	4-5	5-6
Ejes planetarios (diámetro del alojamiento)		
Hasta 400 mm	2-3	3-4
Más de 400 mm	3-4	4-5
Cónicos rectos o espirales (distancia de cono)		
Hasta 300 mm	2-3	4-5
Más de 300 mm	3-4	5-6
Motorreductores	2-3	4-5
Unidades de alta velocidad	1	2

Tabla 70. Recomendación número de lubricante AGMA para engranajes

Fuente: [3] (ver bibliografía)

La equivalencia de este aceite (AGMA 5), que tiene un viscosidad a 40°C entre 198 y 242 cSt, con la escala más común de clasificación de lubricantes industriales (escala ISO VG) sería un lubricante ISO VG 220, tal como se ve en las Tablas 77 y 78.

Nº AGMA de lubricante	Viscosidad a 40°C (cSt)	
1	41,4	50,6
2	61,2	74,8
3	90,0	110,0
4	135,0	165,0
5	198,0	242,0
6	288,0	352,0
7	414,0	506,0
8	612,0	748,0
8A	900,0	1100,0
9	1350,0	1650,0
10	2880,0	3520,0
11	4140,0	5060,0
12	6120,0	7480,0
...		

Tabla 71. Clasificación AGMA de lubricantes.

Fuente: [3] (ver bibliografía)

Lubricante	Viscosidad mínima (cSt) a 40°C	Viscosidad máxima (cSt) a 40°C
ISO VG 2	1,98	2,42
ISO VG 3	2,88	3,52
ISO VG 5	4,14	5,06
ISO VG 7	6,12	7,48
ISO VG 10	9,0	11,0
ISO VG 15	13,5	16,5
ISO VG 22	19,8	24,2
ISO VG 32	28,8	35,8
ISO VG 46	41,4	50,6
ISO VG 68	61,2	74,8
ISO VG 100	90,0	110,0
ISO VG 150	135,0	165,0
ISO VG 220	198,0	242,0
ISO VG 320	288,0	352,0
ISO VG 460	414,0	506,0
ISO VG 680	612,0	748,0
ISO VG 1000	900,0	1100,0
ISO VG 1500	1350,0	1650,0

ISO son siglas de *International Organization for Standardization*
VG son siglas de *Viscosity Grade*

Tabla 72. Clasificación de lubricantes industriales por viscosidades.

Fuente: [3] (ver bibliografía)

En cuanto al tipo de aceite, se podría optar por aceites minerales o sintéticos. Los sintéticos presentan mayor poder contra la oxidación y mayor estabilidad frente a cambios de temperatura, por lo que aguantan mayor número de horas antes de tener que ser sustituidos. Por contra, son más caros ya que su producción (síntesis química) es más costosa.

RODAMIENTOS DE LOS EJES DE LOS TAMBORES

Respecto a los rodamientos de los ejes de los tambores, estos son lubricados con grasas debido a que presentan un poder de adherencia superior al de los aceites, además de aportar una mejor protección contra la humedad y los contaminantes ambientales, retenerse con facilidad y tener sistemas de aplicación más simples y baratos. La opción principal para lubricar los rodamientos son las grasas de jabón de litio, y en cuanto a su consistencia, generalmente se recomiendan grasas con un número de consistencia NLGI de 2 o 3. Si la temperatura de operación va a ser muy baja se utilizan grasas de menor consistencia, y si va a ser muy alta, grasas de mayor consistencia.

Número de consistencia (NLGI)	Apariencia
000	Semifluida
00	Semifluida
0	Semifluida
1	Suave
2	Media
3	Media-dura
4	Dura
5	Muy dura
6	Bloque sólido

Tabla 73. Consistencias de grasas lubricantes
 Fuente: [3] (ver bibliografía)

A12.4. Plataformas de servicio y puertas de limpieza e inspección

Para poder realizar las distintas revisiones y operaciones de mantenimiento que se han ido describiendo, los elevadores cuentan con elementos como puertas de inspección, o escaleras y plataformas que permiten realizar las tareas en la cabeza del elevador. Estos elementos facilitan las distintas tareas que hay que realizar además de permitir que se lleven a cabo con las medidas de seguridad necesarias.



Figura 125. Ejemplo de plataforma de servicio en la cabeza de un elevador.

Fuente: [17] (ver bibliografía)

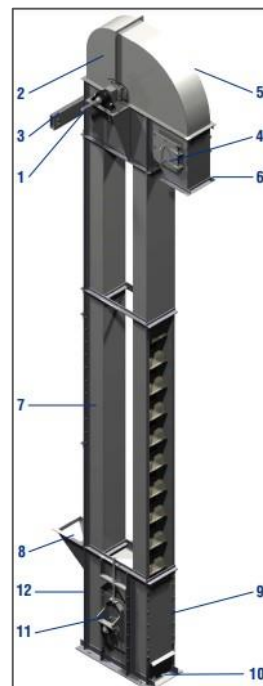


Figura 126. Ejemplo de un elevador con puertas de inspección en 4 y 9.

Fuente: [17] (ver bibliografía)