



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Trabajo Final de Grado.

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES DE ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES HELICOIDALES, PARA UN POLIPASTO DE USO INDUSTRIAL, CON DOS HIPÓTESIS DE CÁLCULO, SEGÚN EL SENTIDO DE GIRO DEL MOTOR

Titulación: Grado de ingeniería mecánica.

Autor: Santiago Soro Sala

Tutora: Ana Pedrosa Sánchez

Junio - 2016

Resumen

El objetivo de este trabajo final de grado es el de diseñar y calcular un reductor de velocidades, de uso industrial, para un polipasto de cadena.

El reductor de velocidades será de dos etapas, de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales. Se realizan los cálculos para las hipótesis de giro horario y antihorario, Esto se debe a que este tipo de engranajes, transmiten esfuerzos axiales, de dirección variable según su sentido de giro.

En el proceso de cálculo del reductor, en primer lugar se realiza un estudio de cómo diseñarlo en función de la relación de velocidades y la carga máxima que es capaz de levantar el polipasto.

Seguidamente se realiza la estimación de los diámetros mínimos de los ejes a rigidez torsional, para posteriormente calcular la geometría de los engranajes de las etapas del reductor.

Conocida la geometría de los engranajes y los diámetros mínimos de los ejes de entrada, intermedio y de salida, se configura la disposición de los ejes, para lograr un diseño compacto y obtener de forma aproximada las dimensiones de la carcasa.

Los siguientes pasos serán definir, los métodos de fijación de los elementos sobre el eje, tipos de rodamientos a utilizar, métodos de unión de los rodamientos para evitar esfuerzos axiales indeseados, tipo de lubricación y lubricante a utilizar.

Para evitar fugas de aceite al exterior, se diseñara el sellado de la carcasa, mediante retenes en los ejes de entrada y salida y juntas en las tapas de la misma.

Para concluir con el cálculo del reductor, se estudian la deflexión lateral, el comportamiento a fatiga de las distintas secciones de los ejes y los esfuerzos que transmiten los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

Por último se realizan los planos con un acotado geométrico, para definir la geometría y las dimensiones de cada elemento que compone el reductor, y el presupuesto que refleja el coste del reductor de velocidades.

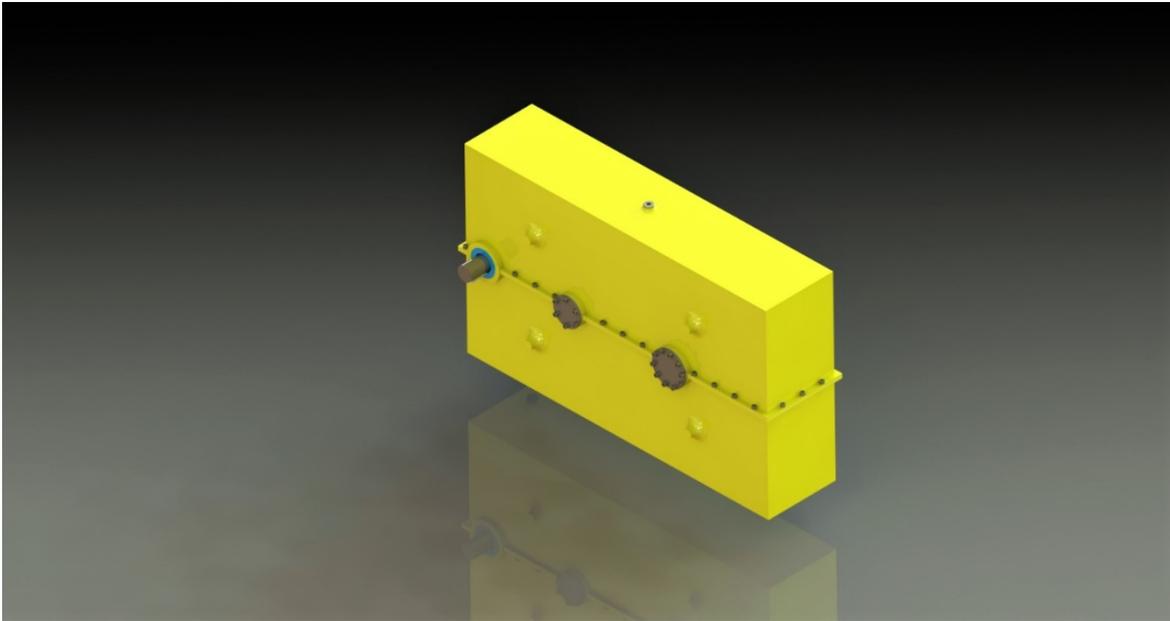


Imagen 1: Reductor de velocidades diseñado.

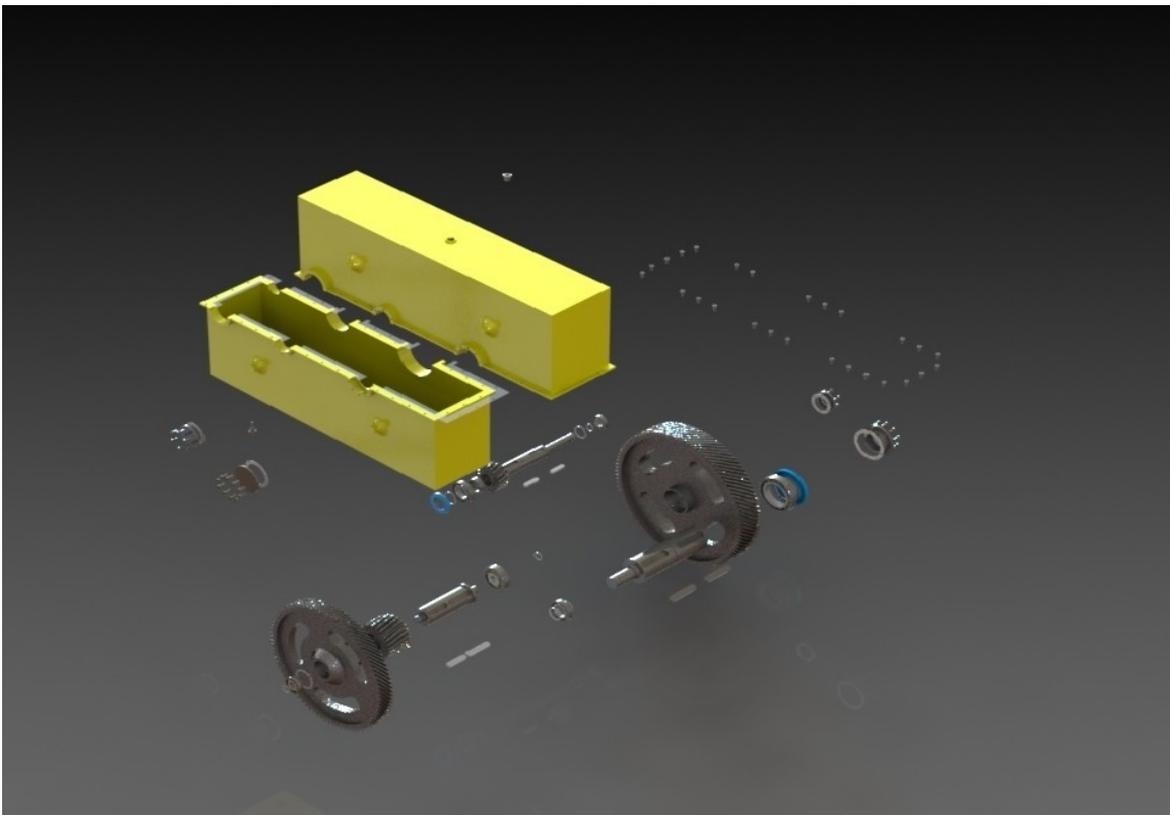


Imagen 2: Vista explosionada del reductor

Índice

MEMORIA	5
1.- Introducción.....	6
1.1.- Finalidad y utilización del trabajo.....	6
1.2.- Datos y suposiciones de partida.....	6
1.3.-Descripción de la solución	8
1.3.1 Engranajes	8
1.3.2.- Lubricante	9
1.3.3.- Ejes	10
1.3.4.- Rodamientos.....	11
1.3.5.- Uniones a torsión	12
1.3.6.- Carcasa.....	12
ANEXO DE CÁLCULO.....	14
2.- Cálculos.....	15
2.1.- Introducción	15
2.2.- Datos iniciales	15
2.3.- Diseño de los engranajes	16
2.3.1. Cálculo previo: diámetro del eje por rigidez torsional.....	16
2.3.2. Definición geométrica de los engranajes.....	17
2.3.3.- Cálculo del ancho de los engranajes	23
2.4.- Diseño de los ejes	30
2.4.1.- Cálculo de esfuerzos en los ejes.....	30
2.4.2.- Cálculo a fatiga.....	42
2.4.3.- Cálculo deflexión	51
2.5.- Cálculo y selección de rodamientos.....	58

2.5.1. Selección del tipo de rodamiento a utilizar	58
2.5.2. Factores de corrección de vida	58
2.5.3. Recomendaciones de vida de los rodamientos	62
2.5.4. Fuerza equivalente en rodamientos rígidos de bolas	63
2.5.5. Cálculo del rodamiento por Fallo a Fatiga	64
2.5.6. Resultados de cálculos del rodamiento por Fallo a Fatiga	65
3.-ANEXO RODAMIENTOS Y RETENES	72
Eje de entrada apoyo A	73
Eje de entrada apoyo B	74
Eje intermedio apoyo A	75
Eje intermedio apoyo B	76
Eje de salida apoyo A	77
Eje de salida apoyo B	78
Retén eje de entrada	79
Retén eje de salida	80
4.-PRESUPUESTO	81
4.-Presupuesto	82
4.1 Cuadro de precios	82
4.1.1.- Mano de obra	82
4.1.2.- Materiales	82
4.1.3.- Maquinaria	83
4.2.- Mediciones	83
4.3.- Precios Descompuestos	85
4.4.- Presupuesto de Ejecución Material	90
4.5.- Presupuesto Base de Contrata	91
4.6.- Presupuesto Total	92

5.-PLANOS.....	93
1.- Secciones y alzados de la carcasa.....	94
2.- Eje de entrada y engranaje 1.....	95
3.- Eje intermedio y engranajes 2 y 3	96
4.- Eje de salida y engranaje 4	97
5.- Secciones y alzados del reductor de velocidades	98
6.- Despiece del reductor de velocidades.....	99

MEMORIA

1.- Introducción

1.1.- Finalidad y utilización del trabajo

La finalidad del trabajo es diseñar un conjunto motorreductor, de velocidad constante, para un polipasto de cadena, que sea capaz de levantar cargas de hasta 1100 Kg.

El polipasto formará parte de un proceso industrial, que requiere el manejo de cargas importantes, durante tres turnos diarios de trabajo.

1.2.- Datos y suposiciones de partida

Un primer paso es decidir el número de etapas y la relación de velocidades aproximada de cada una de ellas, para ello hay que tener en cuenta que la máxima relación de velocidades que se puede emplear con engranajes cilíndricos trabajando a velocidades normales se encuentra entre 6 y 8 (entre 2 y 4 para el caso de velocidades más elevadas que las que aparecen en este trabajo).

Para evitar que aparezcan ruedas excesivamente voluminosas, se reduce la relación de velocidades a 5 por etapa.

El reductor que se diseña para el trabajo final de grado, se limita a dos etapas de reducción. Desde el punto de vista académico añadir una etapa más no supone introducir aportaciones relevantes distintas a las desarrolladas con las dos etapas propuestas.

Los polipastos de cadena poseen un mecanismo de arrastre de cadena especial denominado nuez de cadena, que se montará sobre el eje de salida del reductor.

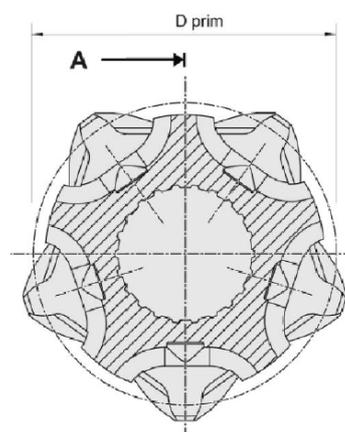


Figura 1.2.1: Nuez de cadena

Para el conjunto motorreductor, se montará un motor de inducción de 8 polos, con las siguientes características:

Motor de inducción de 8 polos: 750 rpm a 50Hz		
Potencia absorbida	Rendimiento	Potencia útil
2,2 KW	77,20%	1,7 KW

Tabla 1.2.1: Características del motor de inducción

Una primera aproximación para el cálculo de la relación de velocidades total del reductor, se puede hacer a través de la fuerza total que tiene que levantar el polipasto (1100 kP). De la fuerza máxima se despeja el par a la salida del reductor de la ecuación:

$$F_{salida\ del\ reductor} = \frac{T_{salida\ reductor}}{R_{primitivo\ nuez\ de\ cadena}}$$

Ecuación 1.2.1

La potencia es el par por la velocidad. La potencia útil del motor y el par a la salida son datos conocidos, con lo que la ω_s deseada será:

$$\omega_s = T_s \cdot P_{\acute{u}til\ del\ motor}$$

Ecuación 1.2.2

Por último la relación de velocidad total del reductor se calcula con:

$$i_{total} = \frac{\omega_s}{\omega_e}$$

Ecuación 1.2.3

Siendo:

ω_s La velocidad de salida del reductor calculada

ω_e La velocidad del motor de inducción

Siguiendo el procedimiento descrito, se obtiene la relación de velocidades deseada para cumplir con los criterios de diseño.

$$i_{total} = 22$$

1.3.-Descripción de la solución

El cálculo de los diferentes elementos que componen el reductor de velocidades se puede consultar en el Anexo de Cálculos. En los puntos siguientes se realiza una descripción de los criterios de diseño, así como los materiales utilizados.

1.3.1 Engranajes

El reductor de velocidades montará en sus dos etapas engranajes cilíndricos de dientes helicoidales. Las transmisiones por engranajes cilíndricos. Se utiliza entre árboles paralelos, admitiéndose en cada etapa de transmisión relaciones de hasta $i=8$. El rendimiento en cada etapa de transmisión es del 96 al 99 %. Para conseguir un funcionamiento silencioso se recurre a los engranajes de dentado helicoidal.

En el diseño de los engranajes se ha tenido en cuenta la relación de transmisión deseada, el diámetro mínimo de los ejes obtenidos por rigidez torsional y la potencia efectiva del motor de inducción.

Para la elección de los módulos en los engranajes, dado que primero se estima el diámetro mínimo de los piñones, la utilización de tamaños de módulo pequeños planteará probablemente un número de dientes excesivo en la rueda. En el otro extremo, si el tamaño del módulo es grande puede aparecer el problema de interferencia en el piñón.

Como recomendación se limita el número de dientes a 150 en los engranajes.

El material utilizado para los engranajes es fundición maleable de corazón negro GJMB-500-5

Fundiciones maleables de corazón negro GJMB-500-5 UNE EN 1562:2012	Su (N/mm ²)	Sy (N/mm ²)	Dureza superficial	E (N/mm ²)	v
	500	300	HB 165	1,73E+05	0,28

Tabla 1.3.1 Material utilizado en los engranajes

Donde:

- S_u es la tensión de rotura del material
- S_y es el límite elástico del material
- HB es la dureza superficial del material Brinell
- E es el módulo de Young
- v es el Coeficiente de Poisson

Siguiendo las consideraciones de diseño y de cálculo, explicados en el apartado 2.3 del anexo de cálculo, los engranajes que se montarán en las etapas del

reductor de velocidad se muestran a continuación:

PRIMERA ETAPA

- Módulo $m_n = 4$
- Número de dientes del piñón $Z_1 = 17$
- Número de dientes de la rueda $Z_2 = 86$
- Ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$
- Ángulo de inclinación del diente $\beta = 15^\circ$

SEGUNDA ETAPA

- Módulo $m_n = 4$
- Número de dientes del piñón $Z_3 = 23$
- Número de dientes de la rueda $Z_4 = 100$
- Ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$
- Ángulo de inclinación del diente $\beta = 15^\circ$

Los engranajes se han aligerado, reduciendo el ancho en la zona intermedia de la rueda e incluso disponiendo agujeros en esa zona.

1.3.2.- Lubricante

Para la obtención del lubricante a utilizar se ha seguido un proceso iterativo entre el diseño de los engranajes y las características del lubricante.

Por tanto, para dimensionar el engranaje se ha supuesto inicialmente un lubricante y acto seguido se comprueba que es el correcto, o que al menos es de mejores características que el necesario.

Otro factor importante que se ha tenido en cuenta a la hora de elegir el lubricante, han sido los rodamientos. Para evitar el contacto entre pistas de rodadura y elementos rodantes y evitar el empleo de aditivos o lubricantes sólidos (como por ejemplo grafito y disulfuro de molibdeno) se ha impuesto que la relación entre la viscosidad relativa en función del diámetro medio del rodamiento y la viscosidad del aceite en la temperatura de trabajo, sea mayor o igual a 0,4.

Con estas consideraciones el lubricante utilizado en el reductor es **ISO VG 680**.

1.3.3.- Ejes

Los ejes se calculan bajo tres criterios: rigidez torsional, fatiga y limitar la deflexión lateral. El criterio más restrictivo es la rigidez torsional, sin embargo esta solo afecta a las secciones del eje sometidos a momento torsor.

Debido a que el reductor de velocidades se montará en un polipasto, los ejes giran en los dos sentidos de giro posible. Además los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales transmiten esfuerzos axiales, que cambian de sentido con el giro de los engranajes.

Para evitar esfuerzos axiales de tracción en zonas críticas en concentradores de tensiones como chaveteros, ranuras para arandelas elásticas o cambios de sección, solicitados a esfuerzos de flexión importantes. Se han diseñado los ejes para que sobre estas secciones, si llega a haber esfuerzo axial, que éste sea de compresión.

Para conseguir un diseño compacto del reductor de velocidades con forma de la carcasa rectangular, para que se pueda montar con facilidad en el polipasto. Se ha elegido la siguiente disposición de los ejes.

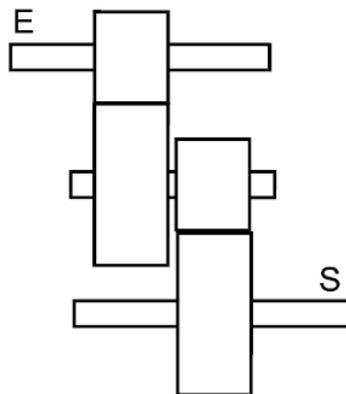


Figura 1.3.1: Disposición de los ejes]

En el diseño constructivo los ejes también se han tenido en cuenta los efectos de la dilatación térmica del material.

Con el fin de evitar el desplazamiento axial de los elementos en los ejes se utilizan diferentes métodos. En concreto se han utilizado arandelas elásticas y casquillos separadores. Su selección, dimensiones y disposición quedan reflejadas en los planos.

El material de los ejes será: **42CrMo4**.

1.3.4.- Rodamientos

Con el fin de disminuir la fricción de los ejes al girar, se utilizan rodamientos de bolas, en los puntos del eje dónde apoya con la carcasa. Todos los rodamientos del reductor tienen aproximadamente la misma vida, en horas, de diseño.

Otra razón para emplear rodamientos frente a la alternativa (cojinetes hidrodinámicos), es que no permiten tanto movimiento radial, condición necesaria para una transmisión tan rígida como es la de los engranajes

El proceso de cálculo y selección de rodamientos se describe en el apartado 2.5 del Anexo de cálculo.

Los rodamientos se disponen para que uno actúe como extremo fijo y el opuesto como un apoyo libre similar a una corredera.

Estas configuraciones se han conseguido mediante el diseño a medida de tapas individuales para cada rodamiento, dispuestas en la carcasa del reductor, y el empleo de casquillos separadores o arandelas elásticas según el caso.

Los rodamientos empleados en cada eje se detallan a continuación:

Eje de Entrada

Apoyo A SKF-6007

Apoyo B SKF-6004

Eje Intermedio

Apoyo A SKF-6204 ETN9

Apoyo B SKF-6404

Eje de Salida

Apoyo A SKF-6207-2RS1

Apoyo B SKF-6014 M

Se considera apoyo A, los extremos de los ejes del lado del motor de inducción. El extremo B será el opuesto.

En el Anexo 3 se pueden consultar las características geométricas y mecánicas de los rodamientos.

1.3.5.- Uniones a torsión

Se resuelve la unión a torsión mediante el uso de chavetas paralelas, de esta forma se facilita el desmontaje de las piezas para cualquier posible inspección.

Las chavetas son de un acero de menor resistencia que el empleado en el eje.

La longitud mínima de la chaveta se calcula como 1,25 veces el diámetro del eje. Para este trabajo se han utilizado longitudes de chaveta comerciales, siendo siempre mayores o iguales a las calculadas.

El chavetero supone un concentrador de tensiones. En el apartado 2.4.2 se muestran las consideraciones realizadas en los chaveteros para el cálculo a fatiga en los ejes.

En los planos se pueden consultar las dimensiones y disposición de las chavetas en los ejes.

1.3.6.- Carcasa

La carcasa se realiza mediante fundición en molde de arena, incluyendo nervaduras para rigidizar en caso necesario. Por seguridad se evita la presencia de cantos vivos.

La carcasa está formada por dos semicajas con plano de separación coplanar a los ejes. El material utilizado es FUNDICIÓN GRIS EN-GJL-250 (según la norma EN 1561:2011).

Para evitar el peso excesivo el espesor se recomienda entre 8 y 16 mm. Para el caso que nos ocupa el espesor de las paredes es de 10mm, a excepción de las zonas de apoyo de los rodamientos, zonas roscadas para el montaje de los tapones de vaciado de aceite y en las uniones entre las partes de la carcasa.

El tamaño de los tapones de vaciado/llenado de aceite y de la válvula de ventilación son de M16.

1.3.6.1 Pintura

La carcasa se pintara de color amarillo, con pintura en polvo a base de resinas de poliéster modificadas con resinas epoxídicas. El espesor mínimo de la capa de pintura será de 60 µm.

1.3.6.2 Sellado

Para evitar fugas de aceite al exterior, se disponen juntas de caucho NBR de 3 mm de espesor, entre las dos semicajas de la carcasa y entre las tapas de los

rodamientos y la carcasa. Para el caso de los ejes de entrada y de salida, se disponen sendos retenes, en los extremos donde el eje de entrada conecta con el motor de inducción y en el eje de salida donde se engrana la nuez de cadena.

El tipo de retenes son:

EJE DE ENTRADA SKF 35x62x8 HMS5 RG

EJE DE SALIDA SKF 70x110x10 HMS5 V

Las características geométricas y de operación se pueden consultar en el Anexo 3.

Tanto la disposición de las juntas como de los retenes se puede consultar en los planos.

ANEXO DE CÁLCULO

2.- Cálculos

2.1.- Introducción

En este capítulo desarrolla y justifica, el procedimiento de cálculo para el diseño de un reductor de dos etapas de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

Debido a que el motor que accionará la cadena del polipasto, girará en ambos sentidos y los engranajes de dientes helicoidales generan fuerzas axiales, se realizan los cálculos de las sollicitaciones para ambas hipótesis. Con el fin de conseguir el diseño óptimo, se trabajara, en cada componente del reductor, con la hipótesis más desfavorable.

El diseño óptimo de los distintos elementos que componen el reductor es un proceso iterativo. En el presente anexo solo se presentan los resultados finales.

2.2.- Datos iniciales

La capacidad de carga máxima del polipasto será de 1100 Kg. Conocidos el diámetro primitivo del mecanismo de engrane de la cadena, a la salida del reductor, se llega a los siguientes parámetros de partida.

Potencia del motor:	2,2 kW
Rendimiento del motor de inducción:	77,2 %
Potencia útil del motor de inducción:	1,70 kW
Velocidad de entrada:	725 r.p.m
Velocidad de salida:	33 r.p.m
Relación de transmisión total propuesta :	22
Relación de transmisión por etapa propuesta:	$\sqrt{22} = 4,69$
Diámetro primitivo de la nuez de la cadena:	90,87mm
Con estos datos la F_{\max} del polipasto sería de:	1104,3 kP

2.3.- Diseño de los engranajes

2.3.1. Cálculo previo: diámetro del eje por rigidez torsional

La velocidad del motor es de 725 rpm, la relación de transmisión por etapa propuesta inicialmente 4,69. Las velocidades del eje intermedio ω_i y de salida ω_s se calculan mediante las siguientes expresiones:

$$\omega_i = \frac{\omega_e}{i_1}$$

Ecuación: 2.3.1

$$\omega_s = \frac{\omega_i}{i_2} = \frac{\omega_e}{i_{total}}$$

Ecuación: 2.3.2

Donde ω_e es la velocidad del eje de entrada, i_1 la relación de velocidades de la primera etapa e i_2 la relación de velocidades de la segunda etapa.

A partir de los datos de la potencia útil del motor y de la velocidad angular de cada eje se puede obtener el par torsor en cada eje:

$$P = \frac{T_i}{\omega_i} \rightarrow T_i = P \cdot \omega_i$$

Ecuación: 2.3.3

Dado que los ejes deben transmitir la potencia de una forma uniforme, se ha limitado la deflexión torsional a 0,25 °/m de longitud. El giro producido por un momento torsor T, sobre una longitud L, en una sección circular de diámetro d se puede calcular como

$$\theta = \frac{32 T L}{\pi d^4 G}$$

Ecuación: 2.3.4

Donde G es el módulo de rigidez torsional, que en aceros es $G = 8,1 \cdot 10^{10}$ Pa

Siguiendo el proceso descrito en los párrafos anteriores y despejando de la ecuación 2.3.4 el diámetro del eje (d) a rigidez torsional, se obtienen los siguientes resultados.

EJE	VELOCIDAD ANGULAR		PAR TORSOR	DIÁMETRO EJES
Entrada	725 rpm	75,92 rad/s	22,370 Nm	29,0 mm
Intermedio	143,3 rpm	15,01 rad/s	113,168 Nm	43,0 mm
Salida	33,0 rpm	3,45 rad/s	492,034 Nm	62,0 mm

Tabla 2.3.1. Diámetro de los ejes por rigidez torsional

La ecuación 2.3.4 solo es aplicable en las zonas donde exista un par torsor, el resto de secciones se diseñan bajo otros criterios como el de fatiga y deflexión lateral, que se verán más adelante.

2.3.2. Definición geométrica de los engranajes

Antes de calcular el módulo y número de dientes de los engranajes se debe determinar el diámetro mínimo del piñón de cada etapa, y a partir de este y la relación de transmisión se deducen las ruedas.

Para ello se sigue la siguiente formula:

$$d_{\text{piñón}}^{\text{mínimo}} = d_{\text{eje}} + 2 \cdot (h_2 + L_{\text{seguridad}} + h_a)$$

Ecuación: 2.3.5

Siendo:

- d_{eje} diámetro del eje
- h_2 profundidad del chavetero en el cubo
- $L_{\text{seguridad}}$ distancia de seguridad a criterio del diseñador $2 \cdot m_n$
- h_a altura de adendo, $1,25 m_n$ en dientes normalizados de perfil envolvente.

Siguiendo la norma UNE 17.102.h1, el número de dientes del piñón se calcula mediante

$$z_{\text{piñón}}^* = \frac{d_{\text{piñón}}^{\text{mínimo}}}{m_{\text{etapa}}}$$

Ecuación: 2.3.6

El número de dientes del piñón será el entero siguiente, al número de dientes calculado.

$$z_{\text{piñón}} = \text{entero siguiente a } z_{\text{piñón}}^*$$

Ecuación: 2.3.7

El número de dientes de la rueda de la misma etapa será

$$z_{\text{rueda}}^* = z_{\text{piñón}} \cdot i_{\text{etapa}}^{\text{propuesta}}$$

Ecuación: 2.3.8

En este caso el número de dientes calculado de la rueda se redondea al entero más cercano.

$$z_{\text{rueda}} = \text{entero mas próximo a } z_{\text{rueda}}^*$$

Ecuación: 2.3.9

Obtenidos el número de dientes reales de los engranajes, la relación de transmisión real y la distancia entre centros de cada etapa serán:

$$i_{\text{etapa}} = \frac{z_{\text{rueda}}}{z_{\text{piñón}}}$$

Ecuación: 2.3.10

$$D_{\text{centros}} = \frac{m_{\text{etapa}}}{2} \cdot (z_{\text{piñón}} + z_{\text{rueda}})$$

Ecuación: 2.3.11

Por último para poder definir el módulo de la etapa m_{etapa} y el número de dientes en engranajes cilíndricos de dientes helicoidales cabe distinguir entre el módulo normal al diente o real m_n y el módulo aparente o circunferencial m_t .

Sea un engranaje cilíndrico de ángulo de inclinación del diente β a la altura de la circunferencia primitiva. Si el engranaje se fabrica mediante una cremallera generatriz, el módulo m_n estará entre los normalizados y el ángulo de presión normal α_n será el correspondiente a la cremallera empleada en el tallado.

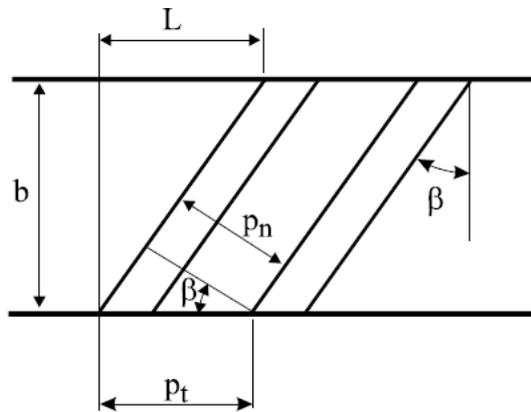


Figura: 2.3.1. Geometría engranajes cilíndricos helicoidales

De la figura se deduce la relación entre el paso real p_n y el paso aparente p_t :

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}$$

Ecuación: 2.3.12

Y teniendo en cuenta la relación entre el módulo y el paso: $p = m \pi$ se calcula el módulo aparente mediante la siguiente expresión:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

Ecuación: 2.3.13

Por otra parte también se define un ángulo de presión real α_n (normal al diente) y el aparente α_t (en el plano normal al eje de rotación).

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$$

Ecuación: 2.3.14

El diámetro primitivo, en mm, se obtiene de la ecuación:

$$d = m_t \cdot z$$

Ecuación: 2.3.15

El número mínimo de dientes para que no aparezca interferencia de generación de tallado con una cremallera de corte se obtiene para el dentado helicoidal según la expresión:

$$z_{min} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t}$$

Ecuación: 2.3.16

Finalmente para evitar la aparición de interferencia el número mínimo de dientes será:

INTERFERENCIA DENTADO HELICOIDAL		
β	15°	
α_n	20°	
α_t	20,647°	
Z_{min}	15,54	16,00

Tabla: 2.3.2. Interferencia

Por otro lado como criterio de selección del módulo se han tenido en cuenta los siguientes criterios:

- Que la distancia entre centros de las etapas sea similar o
- Que las etapas tengan el mismo módulo
- El número de dientes de cada pareja de engranajes no tendrá divisores comunes
- Número mínimo de dientes por interferencia

Si el módulo que interesa tiene divisores comunes, se añadirán dientes al engranaje de entrada de cada etapa (nunca disminuir) y añadir o quitar algún diente al engranaje de salida

En las tablas siguientes se muestran los resultados obtenidos, para las dos etapas que forman el reductor de velocidades.

Modulo y número de dientes de la primera etapa

ETAPA 1								
$i_{\text{propuesta etapa 1}}$ 4,69			$\beta_{\text{propuesto}}$ 15					
m_n	m_t	Z^*_1	Z_1	Z^*_2	Z_2	$i_{\text{etapa 1}}$	$D_{\text{centros (mm)}}$	Válido (<i>razón</i>)
0,5	0,52	86,64	87	408,07	408	4,69	128,12	No, Z excesivo
0,6	0,62	73,25	74	347,09	347	4,69	130,76	No, Z excesivo
0,8	0,83	56,51	57	267,35	267	4,68	134,17	No, Z excesivo
1	1,04	46,46	47	220,45	220	4,68	138,21	No, Z excesivo
1,25	1,29	38,42	39	182,93	183	4,69	143,64	No, Z excesivo
1,5	1,55	33,07	34	159,47	159	4,68	149,86	No, Z excesivo
2	2,07	26,37	27	126,64	127	4,70	159,43	No, Z excesivo
2,5	2,59	22,35	23	107,88	108	4,70	169,53	No, Z excesivo
3	3,11	19,67	20	93,81	94	4,70	177,03	Válido
4	4,14	16,32	17	79,74	80	4,71	200,84	Válido
5	5,18	14,32	15	70,36	70	4,67	220,00	No, interferencia
6	6,21	12,98	13	60,98	61	4,69	229,83	No, interferencia
8	8,28	11,30	12	56,28	56	4,67	281,60	No, interferencia
10	10,35	10,30	11	51,59	52	4,73	326,11	No, interferencia
12	12,42	9,63	10	46,90	47	4,70	354,06	No, interferencia
16	16,56	8,79	9	42,21	42	4,67	422,39	No, interferencia
20	20,71	8,29	9	42,21	42	4,67	527,99	No, interferencia
25	25,88	7,89	8	37,52	38	4,75	595,28	No, interferencia

Tabla: 2.3.3. Modulo y número de dientes de la primera etapa

Modulo y número de dientes de la segunda etapa

ETAPA 2								
$i_{\text{propuesta etapa 1}}$		4,69		$\beta_{\text{propuesto}}$		15		
m_n	m_t	Z^*_1	Z_1	Z^*_2	Z_2	$i_{\text{etapa 1}}$	D centros (mm)	Válido (razón)
0,5	0,52	117,55	118	553,47	553	4,69	173,67	No, Z excesivo
0,6	0,62	99,01	100	469,04	469	4,69	176,72	No, Z excesivo
0,8	0,83	75,83	76	356,47	356	4,68	178,90	No, Z excesivo
1	1,04	61,92	62	290,81	291	4,69	182,73	No, Z excesivo
1,25	1,29	50,79	51	239,21	239	4,69	187,64	No, Z excesivo
1,5	1,55	43,37	44	206,38	206	4,68	194,11	No, Z excesivo
2	2,07	34,10	35	164,16	164	4,69	206,02	No, Z excesivo
2,5	2,59	28,53	29	136,02	136	4,69	213,53	No, Z excesivo
3	3,11	24,82	25	117,26	117	4,68	220,51	Válido
4	4,14	20	21	98,50	98	4,67	246,40	Válido
5	5,18	17,41	18	84,43	84	4,67	264,00	Válido
6	6,21	15,55	16	75,05	75	4,69	282,63	No, interferencia
8	8,28	13,23	14	65,67	66	4,71	331,29	No, interferencia
10	10,35	11,84	12	56,28	56	4,67	351,99	No, interferencia
12	12,42	10,91	11	51,59	52	4,73	391,33	No, interferencia
16	16,56	9,76	10	46,90	47	4,70	472,09	No, interferencia
20	20,71	9,06	10	46,90	47	4,70	590,11	No, interferencia
25	25,88	8,50	9	42,21	42	4,67	659,99	No, interferencia

Tabla: 2.3.4. Modulo y número de dientes de la segunda etapa

El número de dientes de cada pareja de engranajes, para el módulo seleccionado, tiene divisores comunes divisores comunes. Por tanto se modifican el número de dientes de los engranajes siguiendo los criterios de selección de módulos detallados anteriormente.

ETAPA 1

m_n	m_t	Z^*_1	Z_1	Z^*_2	Z_2	$i_{\text{etapa 1}}$	D centros (mm)	Válido (razón)
4	4,14	16,32	17	79,74	86	5,06	213,27	modulo y distancia entre centros similares

ETAPA 2

m_n	m_t	Z^*_1	Z_1	Z^*_2	Z_2	$i_{\text{etapa 1}}$	D centros (mm)	Válido (razón)
4	4,14	20	23	107,88	100	4,35	254,68	modulo y distancia entre centros similares

Tabla: 2.3.5. Módulo y número de dientes definitivos de los engranajes de cada etapa

Para seleccionar el módulo se tiene en cuenta que a mayor módulo la resistencia será mayor, pero también se tendrá un diámetro primitivo mayor, encareciendo

de esta forma la fabricación de los engranajes de la etapa.

Resumen de los cálculos

La tabla resume los cálculos definitivos para los engranajes de las dos etapas y las relaciones reales de velocidad por etapa y la total del reductor de velocidades. Se observa que la relación de velocidades total, coincide con la propuesta en el punto 2.2.

ETAPA	1	2
m_n	4	4
$Z_{\text{piñón}}$	17	23
Z_{rueda}	86	100
$\varnothing_{\text{piñón}}$	70,40	95,25
$\varnothing_{\text{rueda}}$	356,135	414,11
i	5,06	4,35
i_{total}	22,0	

Tabla: 2.3.6. Resumen de cálculos

2.3.3.- Cálculo del ancho de los engranajes

El cálculo del ancho de los engranajes se ha calculado mediante un procedimiento simplificado, descrito en la norma ISO 6336, en sus apartados 2 y 3.

El cálculo de engranajes cilíndricos implica el conocimiento de las capacidades del material, expresadas por medio de las tensiones normal máxima admisible (S_{FP}) y de contacto máxima admisible (S_{HP}). Dada la peculiaridad de la aplicación estos valores no se obtienen de forma inmediata, se toma como punto de partida las capacidades propias de un material (valores límite) obtenidas mediante ensayos de engranajes de referencia y se adaptan a las condiciones concretas de la aplicación mediante coeficientes.

El cálculo de las acciones en el perfil envolvente de los engranajes de cada etapa, se justifica en el apartado 2.4.1 Cálculo de esfuerzos en los ejes-

2.3.3.1 Criterio de dimensionado de los engranajes

El proceso de diseño habitual consta de las fases siguientes:

1.- Obtención de las posibles soluciones geométricas para los módulos normalizados de utilización preferente (punto 2.3.2)

2. – Selección de un material y una de las posibles soluciones geométricas.
- 3.- Para un coeficiente de seguridad dado X , se obtiene el ancho del engranaje necesario por fallo superficial.

$$X_H = X \Rightarrow b_H$$

Ecuación: 2.3.18

El objetivo del dimensionado resistente del engranaje es la obtención de coeficientes de seguridad que siendo superiores al mínimo exigido (X) cumplan

$$X_F > X_H \geq X$$

Ecuación: 2.3.17

debido a que el fallo por flexión es catastrófico, mientras que el fallo superficial es de tipo progresivo.

- 4.- Con ese ancho obtenido se calcula el coeficiente de seguridad que se tendría a flexión. Si $X_F < X$ volver al paso 2 y seleccionar una solución con mayor módulo o cambiar el material a uno con una relación S_{FP}/S_{HP} mayor.
- 5.- Cuando se logre una solución que cumpla $X_F > X_H$.

Se realiza la siguiente comprobación

- $b > 2 \cdot d_1$ seleccionar un material con mejores características y volver a pto. 2
- $b \ll d_1$ seleccionar un material con peores características y volver a pto. 2

2.3.3.2 Material empleado para los engranajes

Fundición maleable de corazón negro

Fundiciones maleables de corazón negro UNE EN 1562:2012	GJMB-500-5	Su (N/mm ²)	Sy (N/mm ²)	Dureza superficial	E (N/mm ²)	v2
		500	300	HB 165	1,73E+05	0,28

Tabla: 2.3.7. Material utilizado en los engranajes

2.3.3.3 Resistencia superficial (S_{HP})

La tensión de contacto máxima admisible S_{HP} para una probabilidad de fallo del

1% se calcula como:

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X$$

Ecuación: 2.3.19

Donde:

- S_{HL}** Tensión de contacto límite del material durante 5·10⁷ ciclos de carga (inicio de la zona de larga vida).
- Z_N** Coeficiente de duración (función del material y la duración deseada)
- Z_R** Coeficiente de rugosidad (función del tipo de material y de la rugosidad media)
- Z_v** Coeficiente de velocidad (función del tipo de material y de la velocidad tangencial)
- Z_w** Coeficiente de dureza, considera el deterioro que puede ocasionar sobre la rueda la dureza del Piñón
- Z_x** Coeficiente de tamaño, considera la influencia del tamaño del diente en su fallo a fatiga (se toma igual a la unidad).

Aplicando el procedimiento descrito por la norma ISO 6336 se obtienen los siguientes resultados de S_{HP} y sus coeficientes correctores:

S_{HL}	369,215	N/mm ²
Z_N	1,000	
Z_{L1}	1,090	
Z_{V1}	0,934	
Z_{R1}	0,959	
Z_w	1,000	
S_{HP}	360,46	N/mm²

Tabla: 2.3.8.: Resistencia superficial fundición maleable de corazón negro GJMB-500-5

2.3.3.4 Resistencia a rotura por flexión (S_{FP})

La tensión normal máxima admisible por el material S_{FP} , se obtiene como:

$$S_{FP} = S_{FL} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X$$

Ecuación: 2.3.20

Donde:

- S_{FL}** Tensión a flexión límite del engranaje de referencia, obtenida para una duración de $3 \cdot 10^6$ ciclos de carga (inicio de la zona de larga vida)
- Y_{ST}** Coeficiente de concentración de tensiones del engranaje de referencia ($Y_{ST} = 2.1$)
- Y_{NT}** Coeficiente de duración (función del tipo de material y de la duración deseada)
- $Y_{\delta rT}$** Coeficiente de sensibilidad a la entalla relativo, considera las posibles diferencias entre el concentrador de tensiones del engranaje de referencia y el estudiado
- Z_{RrT}** Coeficiente de rugosidad relativa, considera el efecto de la diferencia de rugosidad entre el engranaje de prueba y el que se calcula
- Y_X** Coeficiente de tamaño, (función del tipo de material y el módulo del engranaje)

Aplicando el procedimiento de la norma ISO 6336 se obtienen los siguientes resultados de S_{HP} y sus coeficientes correctores:

S_{FL}	133,925	N/mm ²
Y_{NT}	1,000	
Y_{ST}	2,100	
$Y_{\delta rT}$	0,974	
Y_{RrT}	1,053	
Y_X	1,000	
S_{FP}	288,25	N/mm ²

Tabla: 2.3.9.: Resistencia rotura flexión fundición maleable de corazón negro GJMB-500-5

2.3.3.5 Cálculo del ancho del engranaje por fallo superficial

El ancho de los engranajes (b), se calcula mediante un proceso iterativo, empleando las expresiones de tensión de cálculo a presión superficial (ecuación 2.3.21) y coeficiente de seguridad a tensión superficial (ecuación 2.3.22), para cumplir la condición $1,5 \leq X_H \leq 2$.

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad \text{N/mm}^2$$

Ecuación 2.3.21

Donde:

σ_H	tensión superficial
Z_H	coeficiente geométrico
Z_E	coeficiente elástico
Z_ε	coeficiente de conducción, permite considerar el efecto producido por el reparto de carga entre varios dientes del engranaje
Z_β	factor de ángulo de hélice, permite considerar el efecto producido la inclinación del diente.
F_t	fuerza tangencial
d_1	diámetro del piñón
b	ancho del engranaje
i	relación de velocidades de la etapa considerada
K_A	coeficiente de aplicación
K_v	coeficiente dinámico
$K_{H\beta}$	coeficiente de distribución de carga longitudinal
$K_{H\alpha}$	Coeficientes de distribución de carga transversal

El coeficiente de seguridad a tensión superficial es:

$$X_H = \left(\frac{S_{HP}}{\sigma_H} \right)^2$$

Ecuación 2.3.22

En las tablas siguientes se muestran los resultados, para las dos etapas del reducto, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- $Q_{ISO} = 7$
- Ajuste de alineación de los ejes o rodaje = b,c
- Geometría justificada en el apartado 2.3.2
- Material GJMB-500-5 descrito en el apartado 2.3.3.2

Anchura a fallo superficial

bH_0	ϵ_β	Z_ϵ	$K_{H\beta}$	K_{AF}/b	$K_{v\alpha}$	$K_{v\beta}$	K_v	b_H
70,40	1,45	0,78	1,316	11,28	1,245	1,211	1,211	36,10
36,10	0,74	0,81	1,176	22,00	1,245	1,211	1,220	34,90
34,90	0,72	0,81	1,172	22,76	1,245	1,211	1,221	35,06
35,06	0,72	0,81	1,173	22,66	1,245	1,211	1,220	35,04
35,04	0,72	0,81	1,173	22,67	1,245	1,211	1,220	35,04
35,04	0,72	0,81	1,173	22,67	1,245	1,211	1,220	35,04
35,04	0,72	0,81	1,173	22,67	1,245	1,211	1,220	35,04
35,04	0,72	0,81	1,173	22,67	1,245	1,211	1,220	35,04
35,04	0,72	0,81	1,173	22,67	1,245	1,211	1,220	35,04
35,04	0,72	0,81	1,173	22,67	1,245	1,211	1,220	35,04
35,04	0,72	0,81	1,173	22,67	1,245	1,211	1,220	35,04

Tabla 2.3.10: Ancho de los engranajes de la primera etapa

Anchura a fallo superficial

bH_0	ϵ_β	Z_ϵ	$K_{H\beta}$	K_{AF}/b	$K_{v\alpha}$	$K_{v\beta}$	K_v	b_H
95,25	1,96	0,77	1,322	31,19	1,092	1,079	1,079	74,52
74,52	1,53	0,77	1,247	39,86	1,092	1,079	1,079	70,32
70,32	1,45	0,77	1,234	42,24	1,092	1,079	1,079	69,58
69,58	1,43	0,77	1,232	42,69	1,092	1,079	1,079	69,46
69,46	1,43	0,77	1,232	42,77	1,092	1,079	1,079	69,44
69,44	1,43	0,77	1,232	42,78	1,092	1,079	1,079	69,43
69,43	1,43	0,77	1,232	42,78	1,092	1,079	1,079	69,43
69,43	1,43	0,77	1,232	42,78	1,092	1,079	1,079	69,43
69,43	1,43	0,77	1,232	42,78	1,092	1,079	1,079	69,43
69,43	1,43	0,77	1,232	42,78	1,092	1,079	1,079	69,43
69,43	1,43	0,77	1,232	42,78	1,092	1,079	1,079	69,43

Tabla 2.3.11: Ancho de los engranajes de la segunda etapa

Incrementando los valores de (b) al número siguiente superior los anchos de los engranajes empleados para las etapas del reductor són:

PRIMERA ETAPA **b= 36 mm**

SEGUNDA ETAPA **b= 70 mm**

2.3.3.6 Cálculo del coeficiente de seguridad a flexión del diente del engranaje

La tensión de cálculo a flexión de los dientes, se calcula como:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_{Fa} Y_e Y_{sa} Y_\beta Y_B K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}$$

Ecuación 2.3.23

Donde:

F_t	fuerza tangencial
b	ancho del engranaje de menor número de dientes o menor resistencia del material
m_n	módulo normal del engranaje
Y_{Fa}	coeficiente de forma para la carga aplicada en el extremo, depende de la geometría del diente
Y_e	coeficiente de conducción, permite considerar la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el diente del engranaje
Y_{sa}	coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente
Y_β	factor de inclinación, tiene en cuenta que la tensión generada por el flector en la base de un engranaje helicoidal
Y_{sa}	coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente, depende de la geometría del diente
Y_β	factor de inclinación, tiene en cuenta que la tensión generada por el flector en la base de un engranaje helicoidal, es como consecuencia del contacto oblicuo
Y_B	factor de espesor del aro, tiene en cuenta que la rotura puede producirse a causa de un diámetro de fondo del diente excesivamente próximo al diámetro del eje
K_A	coeficiente de aplicación
K_V	coeficiente dinámico
K_{Fβ}	coeficiente de distribución de carga longitudinal
K_{Fα}	Coeficientes de distribución de carga transversal

El coeficiente de seguridad a flexión es:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F}$$

Ecuación 2.3.24

$$X_{F \text{ piñón}} > X_{F \text{ rueda}} \quad \rightarrow \quad X_F = X_{F \text{ rueda}}$$

$$X_{F \text{ piñón}} < X_{F \text{ rueda}} \quad \rightarrow \quad X_F = X_{F \text{ piñón}}$$

Ecuación 2.3.25

Teniendo en cuenta los criterios de la ecuación 2.3.25, los coeficientes de seguridad a flexión son:

PRIMERA ETAPA $X_{F1} = 11,73$

SEGUNDA ETAPA $X_{F2} = 7,44$

2.4.- Diseño de los ejes

2.4.1.- Cálculo de esfuerzos en los ejes

2.4.1.1 Consideraciones iniciales

Un engranaje cilíndrico helicoidal está definido por su diámetro primitivo (d), el ángulo de inclinación de la hélice (β), y el ángulo de presión en el plano normal (α_n) o en el plano circunferencial (α_t), con $\text{tg}(\alpha_n) = \text{tg}(\alpha_t) \cdot \cos(\beta)$. Si el engranaje transmite un par torsor T , las componentes axial (F_a), radial (F_r) y tangencial (F_t) el punto primitivo se calculan como:

$$F_t = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2}$$

$$F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha_t$$

$$F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta$$

Ecuación.2.2.1

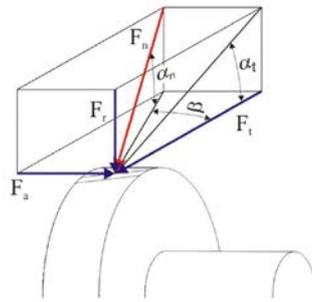


Fig.2.2.1: Engranaje cilíndrico de dientes helicoidales

Para calcular los esfuerzos en los apoyos y calcular los coeficientes de seguridad, es necesario conocer las dimensiones de los ejes y realizar dos hipótesis de cálculo según el sentido de giro del motor de inducción. La única componente que permanece constante es la radial, sin embargo la tangencial y la axial para las mismas características de la transmisión, mantienen su valor, pero no la dirección.

La sección más crítica, en cuanto a resistencia, no tiene por qué coincidir con la correspondiente al máximo momento flector. En primer lugar hay que indicar que también hay que considerar simultáneamente la transmisión de momentos torsores y fuerzas axiales. La combinación de estos esfuerzos es la que determina la sección más crítica. Por otra parte, como los ejes y árboles no son de sección constante, las tensiones producidas en cada sección dependerán del diámetro de la misma. Además existirán concentradores de tensiones que aumentarán localmente la tensión en ciertas secciones. Todo esto implica que puede ser necesario analizar diferentes secciones para determinar cuál es la más crítica con respecto al fallo.

Por estos motivos el diseño de los ejes se realiza de forma iterativa, hasta encontrar el diseño óptimo, que cumple con todos los criterios de cálculo.

2.4.1.2 Cálculo de sollicitaciones

El cálculo de las sollicitaciones se realiza mediante hojas de cálculo, programadas para la realización de este trabajo, para simplificar y facilitar la iteración, para encontrar el diseño óptimo de los ejes.

Para el cálculo de las sollicitaciones, a fin de evitar un sobredimensionado de los rodamientos, se diseñan los ejes con un extremo libre y otro fijo, tal y como se muestra en la siguiente figura.



Figura 2.2.2: Extremos fijo y libre en un eje

Para el cálculo de las fuerzas de reacción en los apoyos, se calcula como un eje isostático mediante las correspondientes ecuaciones de equilibrio.

$$\sum M = 0$$

Ecuación: 2.2.2

$$\sum F = 0$$

Ecuación 2.2.3

Al aparecer fuerzas sobre los dientes de los engranajes en tres direcciones perpendiculares, es necesario llevar a cabo un análisis de momentos flectores considerando dos planos perpendiculares, obteniendo los momentos flectores totales a partir de su composición vectorial (ecuación 2.2.4).

$$M_{TOTAL} = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2}$$

Ecuación 2.2.4

2.4.1.3 Componentes de la fuerza normal de contacto

El proceso de cálculo de las componentes de la fuerza normal de contacto transmitida en el punto primitivo de los engranajes, se realiza siguiendo el proceso descrito en el punto 2.2.1.1. En las siguientes tablas se muestran los resultados.

ETAPA	Ft (N)	Fr (N)	Fa (N)
1ª	635,533	239,475	170,291
2ª	2376,341	895,429	636,739

Tabla 2.1: Componentes de la fuerza normal de contacto

2.4.1.4 Solicitaciones eje de entrada

Reacciones en eje de entrada

GIRO ANTIHORARIO

GIRO HORARIO

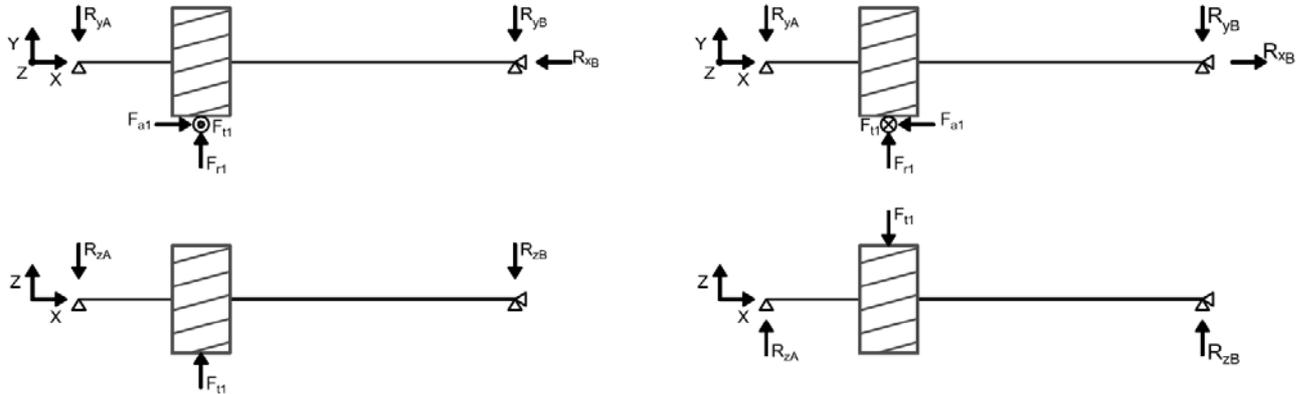


Figura 2.4.1: Solicitaciones del eje de entrada en los planos (x-y) e (x-z)

GIRO ANTIHORARIO DEL MOTOR DE INDUCCIÓN

Reacciones eje Y		Reacciones eje Z		F. Resultante normal		Reacciones eje X	
$R_{A,Y}$ (N)	$R_{B,Y}$ (N)	$R_{A,Z}$ (N)	$R_{B,Z}$ (N)	$F_{R,A}$ (N)	$F_{R,B}$ (N)	$F_{a,A}$ (N)	$F_{a,B}$ (N)
-137,216	-102,259	-461,149	-174,384	481,131	202,155	0	-170,291

GIRO HORARIO MOTOR

Reacciones eje Y		Reacciones eje Z		F. Resultante normal		Reacciones eje X	
$R_{A,Y}$ (N)	$R_{B,Y}$ (N)	$R_{A,Z}$ (N)	$R_{B,Z}$ (N)	$F_{R,A}$ (N)	$F_{R,B}$ (N)	$F_{a,A}$ (N)	$F_{a,B}$ (N)
-210,315	-29,160	461,149	174,384	506,844	176,805	0	170,291

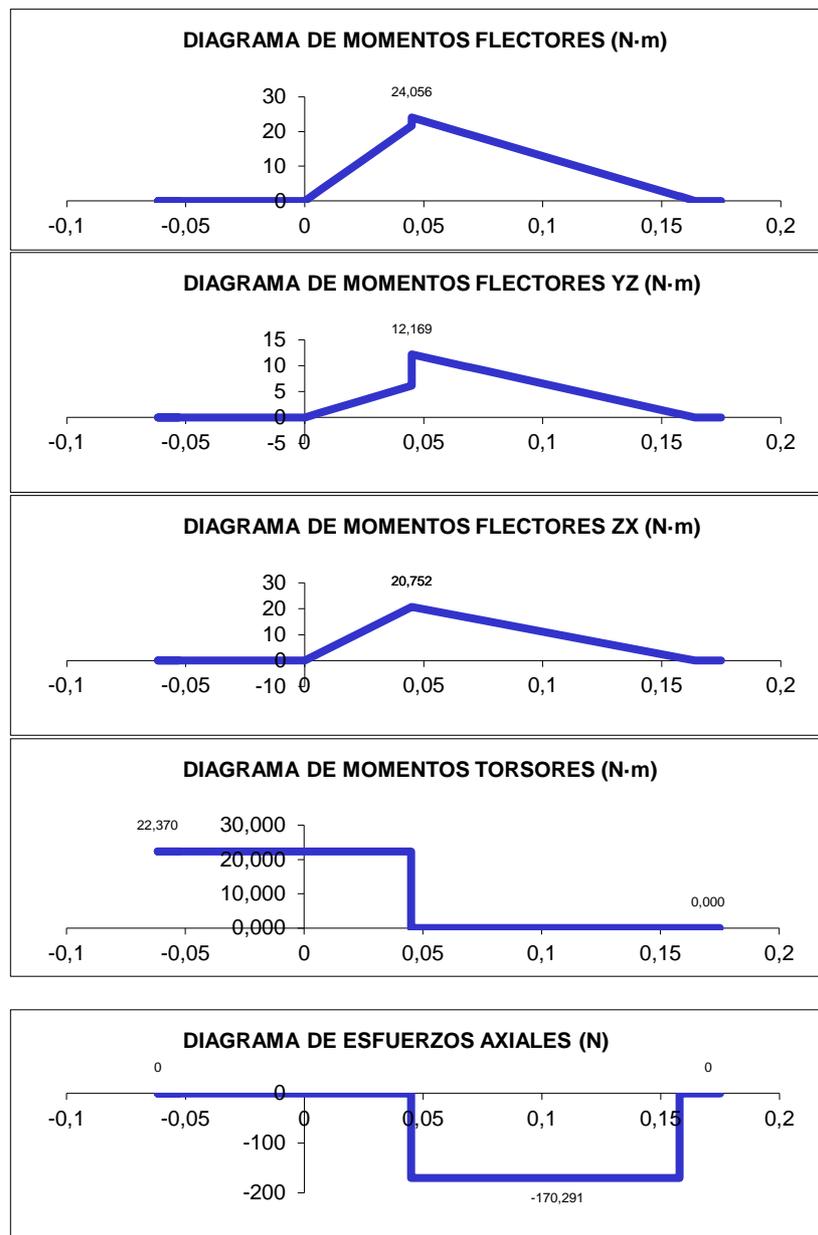
Eje de entrada: Momentos flectores, momentos torsores y fuerzas axiales

Sección	L (m)	GIRO ANTIHORARIO			GIRO HORARIO		
		M_{total} (Nm)	T (Nm)	Fx (N)	M_{total} (Nm)	T (Nm)	Fx (N)
1	-0,0530	0,00	22,37	0,00	0,00	-22,37	0,00
2	-0,0546	0,00	22,37	0,00	0,00	-22,37	0,00
3	-0,0616	0,00	22,37	0,00	0,00	-22,37	0,00
4 (A)	0,0000	0,00	22,37	0,00	0,00	-22,37	0,00
5	0,0070	3,37	22,37	0,00	3,55	-22,37	0,00
6	0,0225	10,83	22,37	0,00	11,40	-22,37	0,00
7 (Z1)	0,0450	24,06	0,00	-170,29	21,04	0,00	170,29
8	0,0675	19,51	0,00	-170,29	17,06	0,00	170,29
9	0,0691	19,18	0,00	-170,29	16,78	0,00	170,29

Sección	L (m)	GIRO ANTIHORARIO			GIRO HORARIO		
		M_{total} (Nm)	T (Nm)	Fx (N)	M_{total} (Nm)	T (Nm)	Fx (N)
10	0,0741	18,17	0,00	-170,29	15,89	0,00	170,29
11	0,1567	1,48	0,00	-170,29	1,29	0,00	170,29
12	0,1580	1,21	0,00	0,00	1,06	0,00	0,00
13 (B)	0,1640	0,00	0,00	0,00	0,00	2,00	0,00

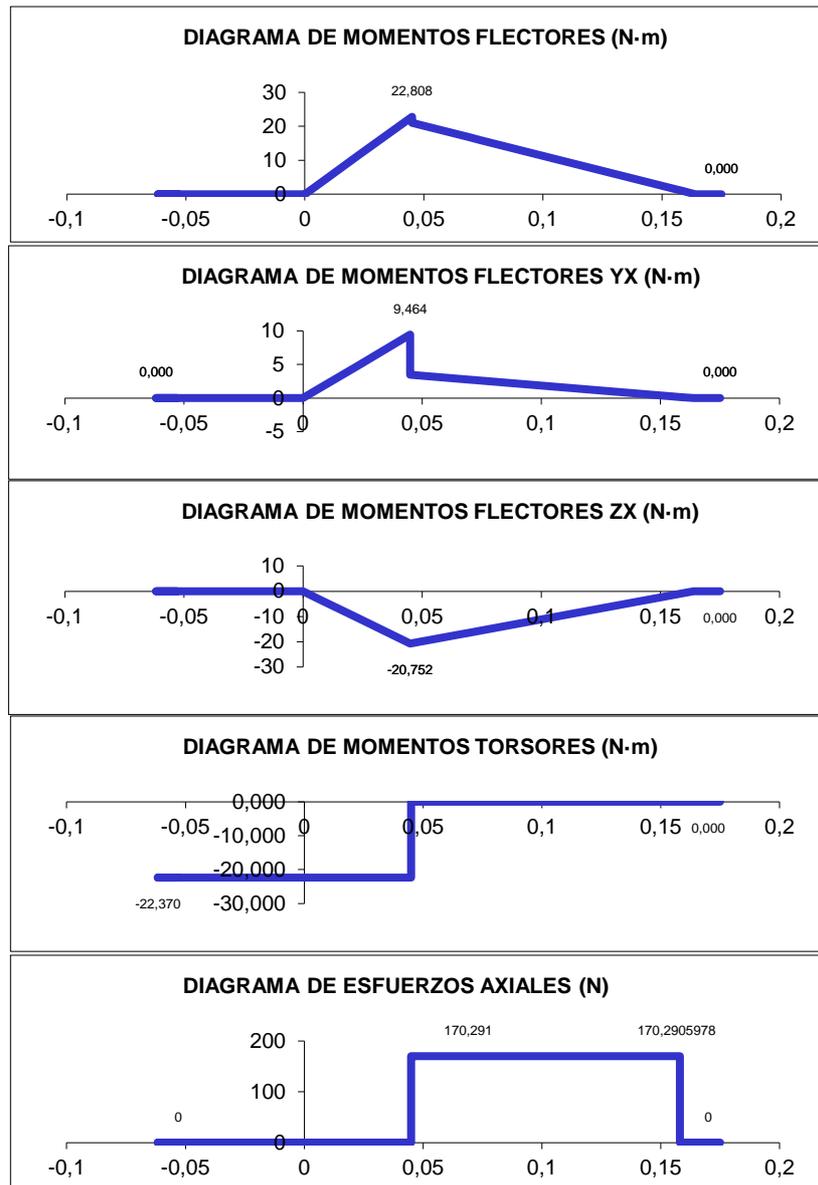
Diagramas de solicitaciones eje de entrada

GIRO ANTIHORARIO MOTOR



Diagramas de solicitaciones eje de entrada

GIRO HORARIO MOTOR



2.4.1.5 Solicitaciones eje intermedio

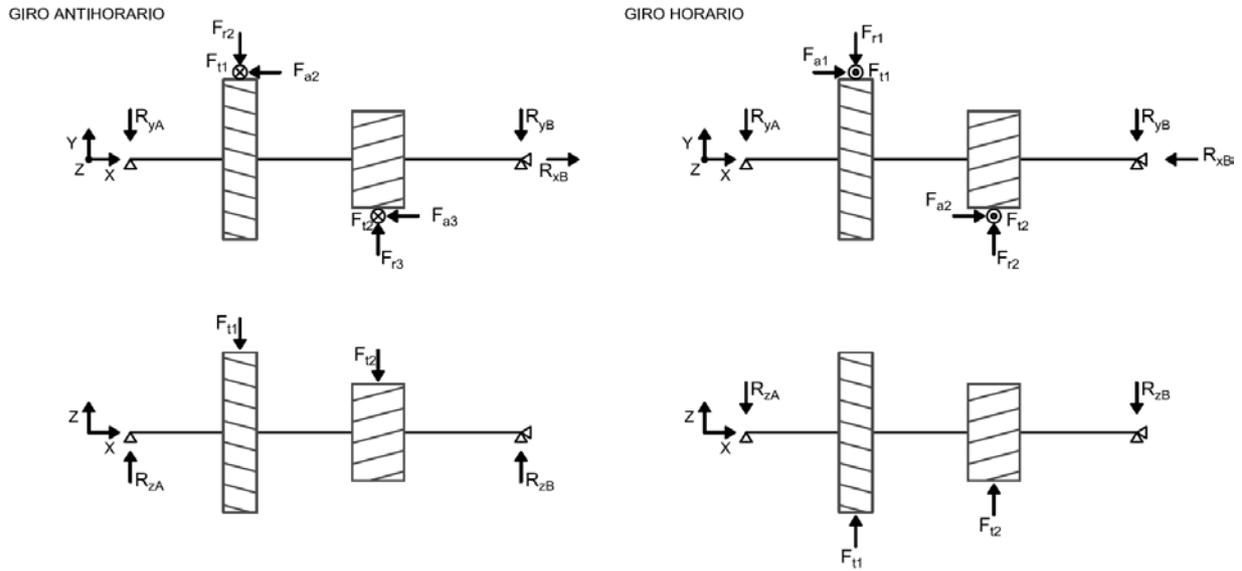


Figura 2.4.2: Solicitaciones del eje intermedio en los planos (x-y) e (x-z)

GIRO ANTIHORARIO DEL MOTOR DE INDUCCIÓN

Reacciones eje Y		Reacciones eje Z		F. Resultante normal		Reacciones eje X	
$R_{A,Y}$ (N)	$R_{B,Y}$ (N)	$R_{A,Z}$ (N)	$R_{B,Z}$ (N)	$F_{R,A}$ (N)	$F_{R,B}$ (N)	$F_{a,A}$ (N)	$F_{a,B}$ (N)
-116,210	-539,744	1237,991	1773,884	1243,433	1854,181	0	807,029

GIRO HORARIO DEL MOTOR DE INDUCCIÓN

Reacciones eje Y		Reacciones eje Z		F. Resultante normal		Reacciones eje X	
$R_{A,Y}$ (N)	$R_{B,Y}$ (N)	$R_{A,Z}$ (N)	$R_{B,Z}$ (N)	$F_{R,A}$ (N)	$F_{R,B}$ (N)	$F_{a,A}$ (N)	$F_{a,B}$ (N)
-116,210	-539,744	-1237,991	-1773,884	1243,433	1854,181	0	-807,029

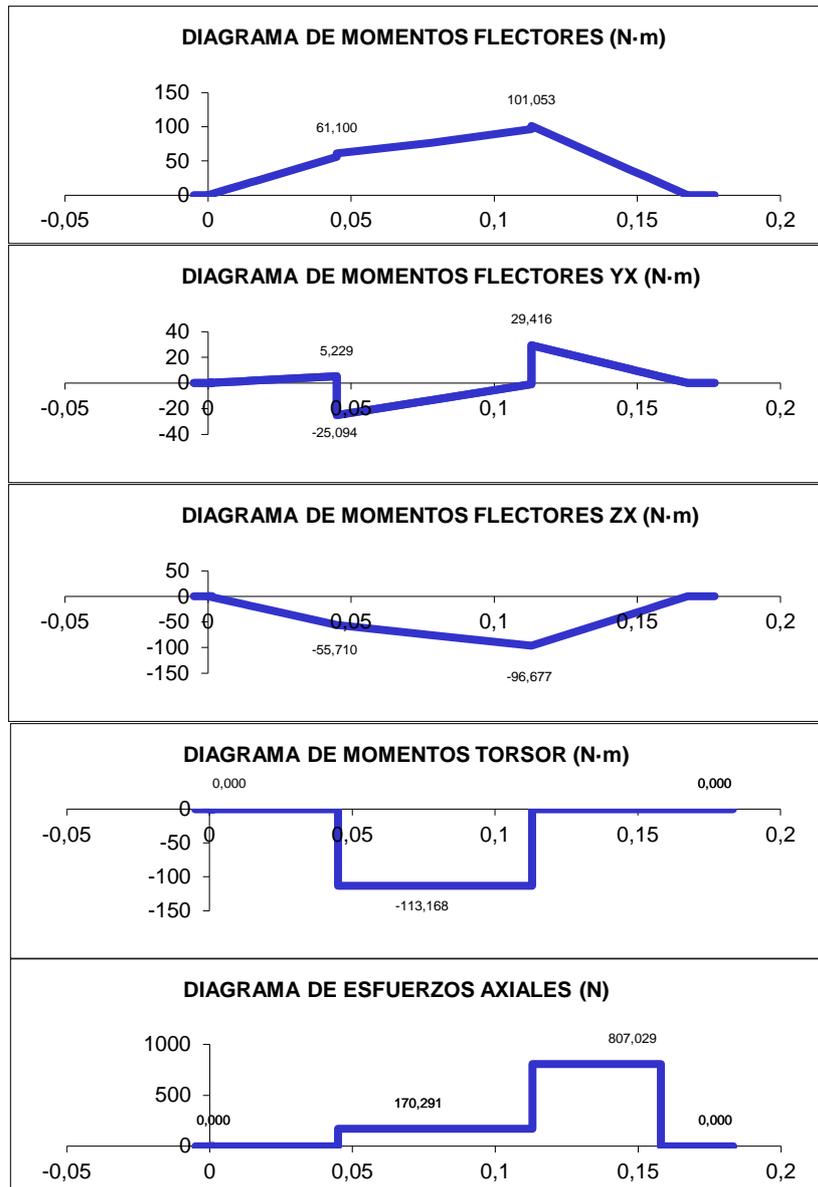
Eje intermedio: Momentos flectores, momentos torsores y fuerzas axiales

Sección	L (m)	GIRO ANTIHORARIO			GIRO HORARIO		
		Mtotal (Nm)	T (Nm)	Fx (N)	Mtotal (Nm)	T (Nm)	Fx (N)
4 (A)	0,0070	8,70	0,00	0,00	8,70	0,00	0,00
5	0,0120	14,92	0,00	0,00	14,92	0,00	0,00
6	0,0149	18,46	0,00	0,00	18,46	0,00	0,00
7	0,0170	21,14	0,00	0,00	21,14	0,00	0,00
8 (Z2)	0,0450	61,10	-113,17	170,29	66,09	113,17	-170,29
9	0,0730	74,14	-113,17	170,29	85,67	113,17	-170,29
10	0,0780	76,76	-113,17	170,29	89,16	113,17	-170,29
11 (Z3)	0,1130	101,05	0,00	807,03	101,05	0,00	-807,03
12	0,1480	36,16	0,00	807,03	36,16	0,00	-807,03

Sección	L (m)	GIRO ANTIHORARIO			GIRO HORARIO		
		Mtotal (Nm)	T (Nm)	Fx (N)	Mtotal (Nm)	T (Nm)	Fx (N)
13	0,1502	32,17	0,00	807,03	32,17	0,00	-807,03
14	0,1530	26,89	0,00	807,03	26,89	0,00	-807,03
15	0,1580	17,61	0,00	0,00	17,61	0,00	0,00
16 (B)	0,1675	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

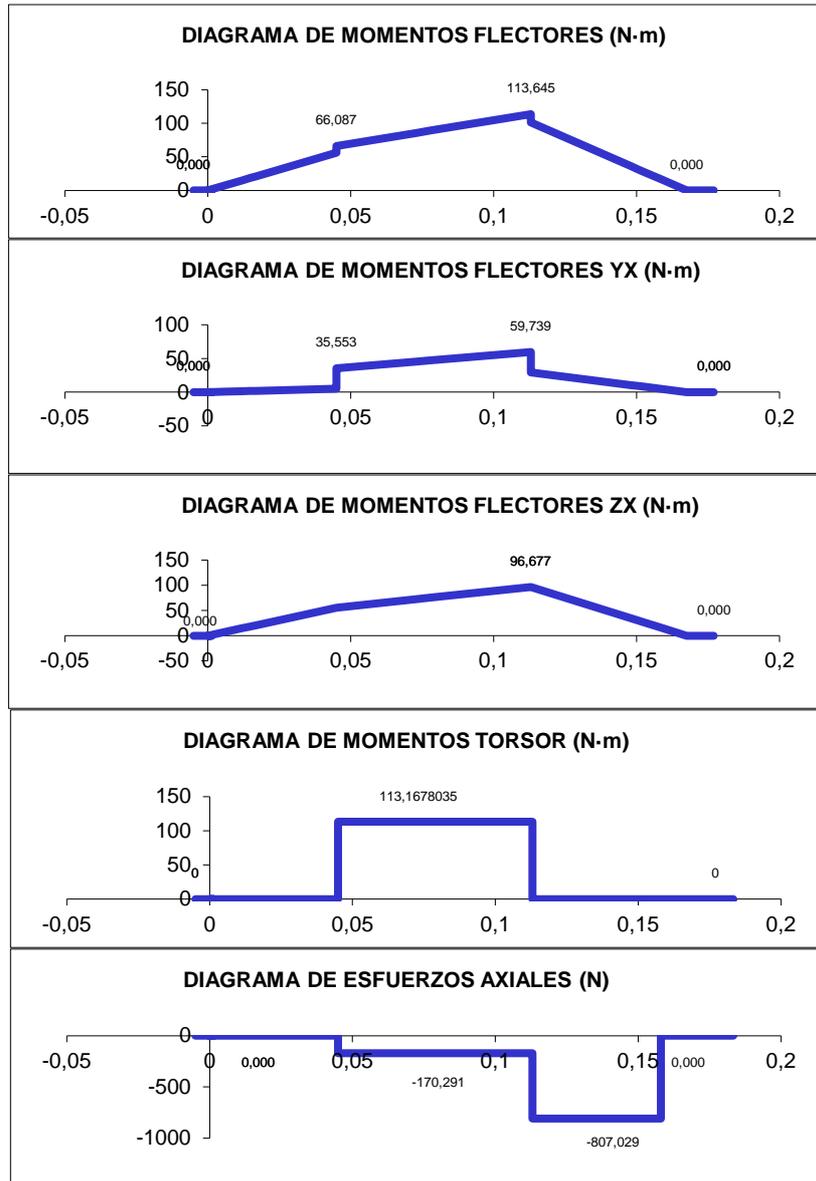
Diagramas de solicitaciones eje intermedio

GIRO ANTIHORARIO



Diagramas de solicitaciones eje intermedio

GIRO HORARIO



2.4.1.6 Solicitaciones eje de salida

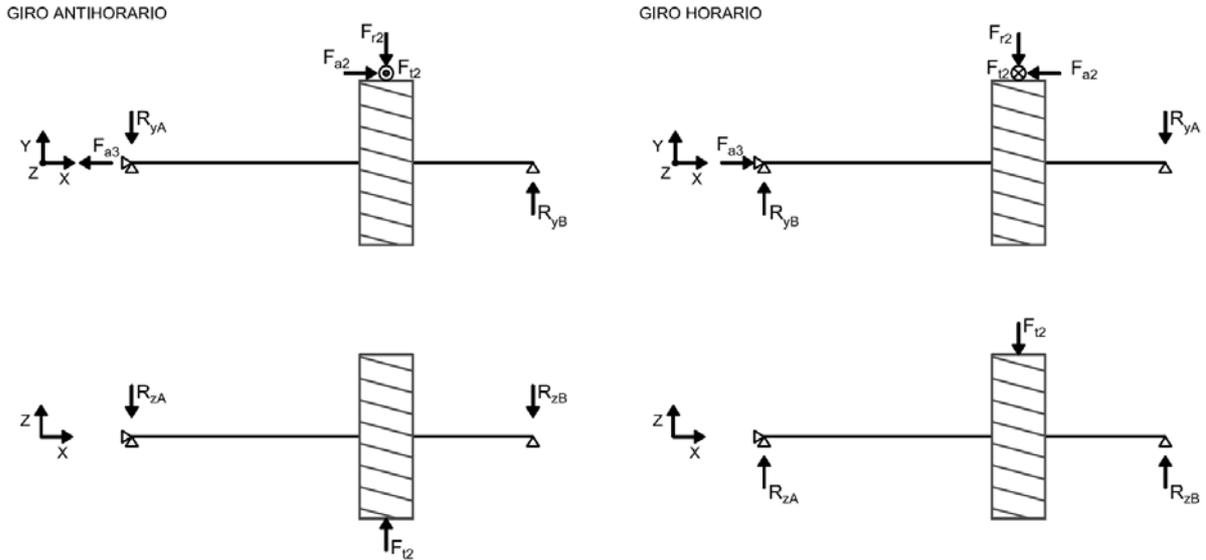


Figura 2.4.3: Solicitaciones del eje de salida en los planos (x-y) y (x-z)

GIRO ANTIHORARIO DEL MOTOR DE INDUCCIÓN

Reacciones eje Y		Reacciones eje Z		F. Resultante normal		Reacciones eje X	
$R_{A,Y}$ (N)	$R_{B,Y}$ (N)	$R_{A,Z}$ (N)	$R_{B,Z}$ (N)	$F_{R,A}$ (N)	$F_{R,B}$ (N)	$F_{a,A}$ (N)	$F_{a,B}$ (N)
-391,687	1287,116	-821,607	-1554,734	910,197	1554,734	-636,739	0

GIRO HORARIO MOTOR DE INDUCCIÓN

Reacciones eje Y		Reacciones eje Z		F. Resultante normal		Reacciones eje X	
$R_{A,Y}$ (N)	$R_{B,Y}$ (N)	$R_{A,Z}$ (N)	$R_{B,Z}$ (N)	$F_{R,A}$ (N)	$F_{R,B}$ (N)	$F_{a,A}$ (N)	$F_{a,B}$ (N)
1010,867	-115,438	821,607	1554,734	1302,647	1559,014	636,739	0

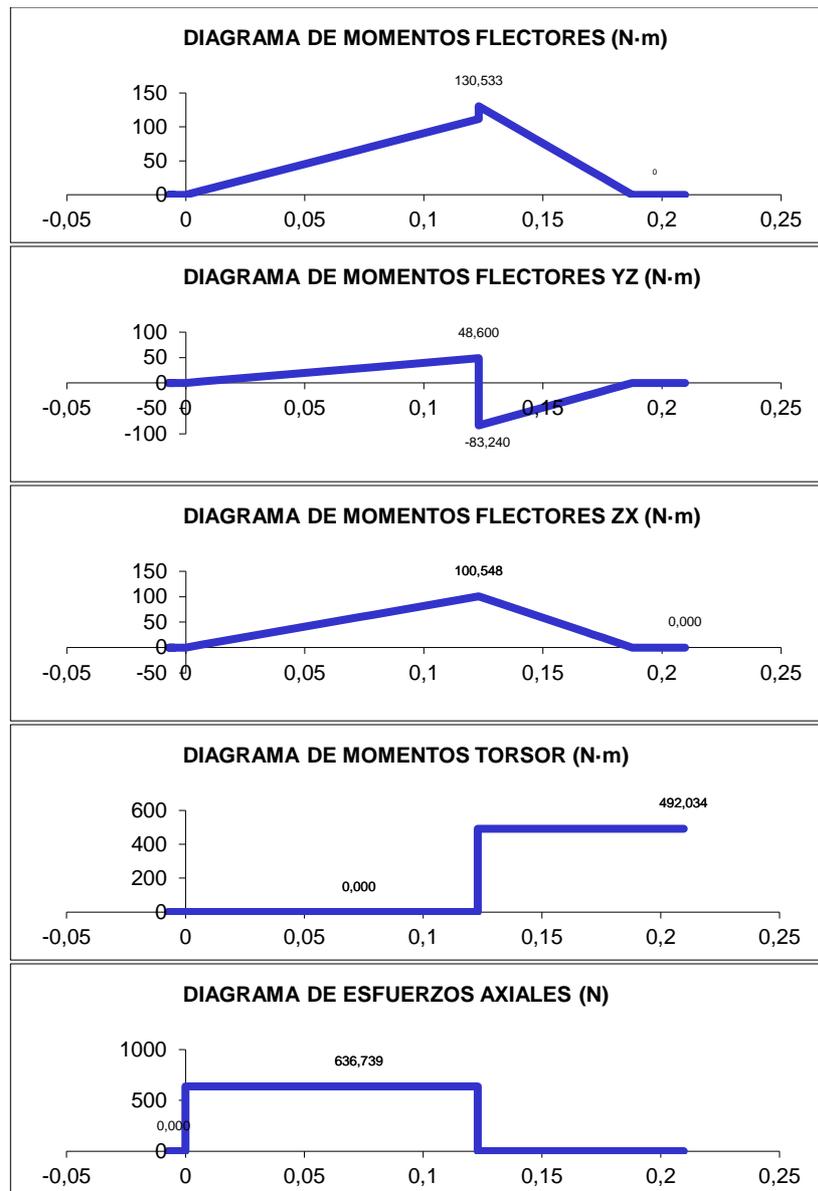
Eje salida: Momentos flectores, momentos torsores y fuerzas axiales

Sección	L (m)	GIRO ANTIHORARIO			GIRO HORARIO		
		M_{total} (Nm)	T (Nm)	Fx (N)	M_{total} (Nm)	T (Nm)	Fx (N)
4 (A)	0	0,00	0,00	636,74	0,00	0,00	-636,74
5	0,007	6,36	0,00	636,74	9,12	0,00	-636,74
6	0,0086	7,81	0,00	636,74	11,20	0,00	-636,74
7	0,073	66,28	0,00	636,74	95,09	0,00	-636,74
8	0,078	70,82	0,00	636,74	101,61	0,00	-636,74
9 (Z4)	0,123	130,53	492,03	0,00	160,23	-492,03	0,00

Sección	L (m)	GIRO ANTIHORARIO			GIRO HORARIO		
		M _{total} (Nm)	T (Nm)	F _x (N)	M _{total} (Nm)	T (Nm)	F _x (N)
10	0,168	39,46	492,03	0,00	31,18	-492,03	0,00
11	0,17065	34,10	492,03	0,00	27,05	-492,03	0,00
12	0,17535	24,59	492,03	0,00	19,72	-492,03	0,00
13	0,178	19,23	492,03	0,00	15,59	-492,03	0,00
14 (B)	0,1875	0,00	492,03	0,00	0,00	-492,03	0,00
15	0,30965	0,00	492,03	0,00	0,00	-492,03	0,00

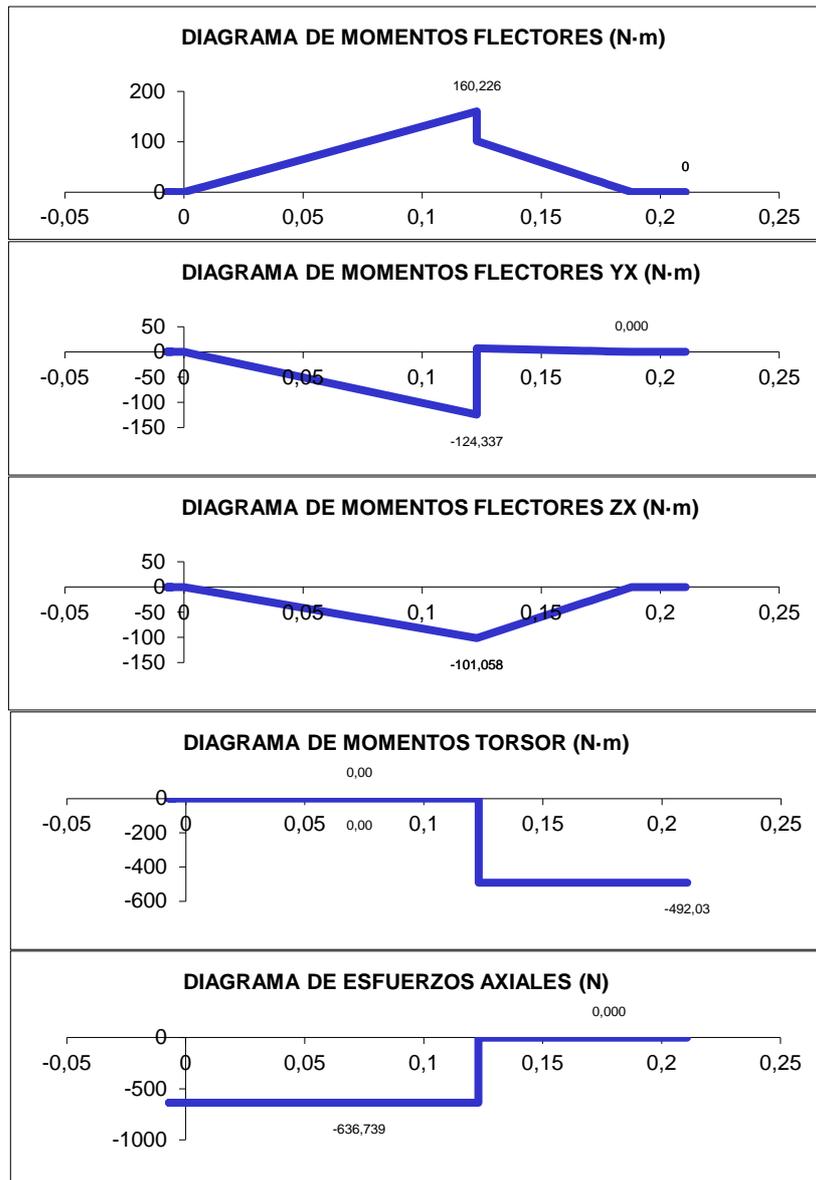
Diagramas de solicitaciones eje salida

GIRO ANTIHORARIO



Diagramas de solicitaciones eje salida

GIRO HORARIO



2.4.2.- Cálculo a fatiga

Debido a que sobre los ejes se montan engranajes cilíndricos de dientes helicoidales y a que el motor de inducción del polipasto gira en dirección horaria y antihoraria, según el sentido de giro aparecen esfuerzos axiales de compresión o de tracción según el caso.

Para el cálculo a fatiga de los ejes y árboles existen múltiples propuestas. En este trabajo se va a calcular el coeficiente de seguridad a fatiga mediante un planteamiento para estados de tensiones proporcionales para material dúctil.

En general, sobre los puntos de la superficie de un árbol tendremos un estado tensional definido por tensiones normales medias y alternantes en dirección del eje x (σ_{xm} y σ_{xa}) y tensiones tangenciales medias y alternantes (τ_{xym} y τ_{xya}).

Por otra parte la componente de tensión normal alternante en x σ_{xa} estará causada por un momento flector constante combinado con la rotación del eje (flexión rotativa), mientras que la tensión tangencial alternante τ_{xya} existirá si el par torsor transmitido varía con la posición angular del eje.

Para el caso donde la velocidad y la potencia de giro en el eje son constantes, no hay momentos torsos alternantes por lo que $T_a=0$ y como es habitual, no hay momento flector que gire con el eje se tiene $M_m=0$.

Además con este planteamiento de tensiones proporcionales para material dúctil, la presencia de un par torsor constante actuando sobre un componente cilíndrico, como es el caso de los ejes, no tiene influencia sobre la resistencia a fatiga, dado que origina dos tensiones principales constantes (medias) iguales pero de signo opuesto, que se anulan ($T_m=0$)

Aplicando el criterio de Goodman al planteamiento para estados de tensiones proporcionales para material dúctil, la resistencia a fatiga de los ejes se calcula mediante la siguiente expresión.

$$\frac{X}{S_u} = \frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot d^2} + \frac{S_u}{S_e} \cdot \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{M_a^2}$$

Ecuación 2.2.5

Donde:

- X** es el coeficiente de seguridad considerado. Para los ejes entre 2,5 y 4.
- F_x** es la fuerza axial de tracción de la sección considerada.
- S_u** es el límite a rotura a tracción del material
- S_e** es el límite de fatiga del material
- M_a** es el momento flector alternante del eje en la sección

d es el diámetro del eje en la sección considerada

En la ecuación 2.2.2, si existe un concentrador de tensiones en la sección considerada, su efecto se introducirá, multiplicando el M_a por el k_f correspondiente al esfuerzo de flexión, en lugar de hacerlo en el valor de la tensión de fatiga S_N . Consecuentemente el coeficiente de seguridad del material a fatiga, se calcula mediante la siguiente expresión.

$$X = \frac{S_u}{\frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot d^2} + \frac{S_u}{S_e} \cdot \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{(k_f^{fl} \cdot M_a)^2}}$$

Ecuación 2.2.6

Cálculo del límite a fatiga del material

Se calcula el límite de fatiga de un punto concreto del eje mediante la siguiente expresión:

$$S_e = k_a k_b k_e k_x S'_e$$

Ecuación 2.2.7

Donde:

S_e	Límite de fatiga del punto del componente
S'_e	Límite de fatiga de la probeta
k_a	Factor de superficie
k_b	Factor de tamaño
K_e	Factor de confiabilidad.

Factor de Superficie, k_a

Debido a que el acabado superficial de la pieza difiere al de la probeta, el límite a fatiga se ve modificado según el siguiente factor:

$$k_a = a S_u^b$$

Ecuación 2.2.8

Donde S_u es el límite de rotura a tracción mínimo esperado del material y los parámetros a y b se definen en la Tabla siguiente.

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1.58	-0.085
Mecanizado o laminado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272.0	-0.995

Tabla 2.2.2.1: Definición del factor de acabado superficial para aceros

Los ejes del reductor estarán todos mecanizados por lo que el coeficiente será, $k_a=0,7330$

Factor de tamaño, k_b

El límite de fatiga de los materiales bajo condiciones de flexión y torsión varía con el tamaño de la pieza. Este coeficiente se puede estimar mediante la ecuación:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} \quad 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$k_b = 0,859 - 8,37 \cdot 10^{-4} \cdot d \quad 51 < d < 254 \text{ mm}$$

Ecuación 2.2.9

Para el caso de carga axial, no existe influencia del tamaño y por lo tanto debe considerarse $k_b = 1$.

Factor de confiabilidad, k_e

Considerando la distribución estadística de los resultados de ensayos de fatiga sobre aceros, se puede establecer un coeficiente de corrección del límite de fatiga por confiabilidad según los datos definidos en la tabla siguiente.

Confiabilidad	0.5	0.9	0.95	0.99	0.999	0.9999	0.99999	0.999999
Factor de corrección	1.0	0.897	0.868	0.814	0.753	0.702	0.659	0.620

Tabla 2.2.2.2: factor de corrección del límite de fatiga por confiabilidad

Otras influencias, k_x

SOLDADURA

No existen soldaduras, por tanto no se producen cambios en la geometría de los ejes, que introduzca concentradores de tensiones.

TRATAMIENTOS SUPERFICIALES

No se aplican tratamientos superficiales en los ejes, tales como niquelado o cromado, que puedan introducir tensiones residuales de tracción (pueden reducir hasta un 50% el límite a fatiga).

TEMPERATURA

Cuando la temperatura es baja, puede existir fractura frágil. Por otro lado cuando la temperatura es elevada se debe considerar la fluencia como un posible modo de fallo. Sin embargo en el caso del acero a temperaturas medias (aproximadamente entre 20 y 250 °C) se mejora ligeramente el comportamiento a fatiga tal como se observa en la siguiente tabla.

T, °C	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
S_{eT}/S_e	1.000	1.010	1.020	1.025	1.020	1.00	0.975	0.927	0.922	0.840	0.766	0.670	0.546

Tabla 2.2.2.3: Efecto de la temperatura en el límite a rotura del acero
 S_{eT} límite de rotura a temperatura de funcionamiento, S_e límite de rotura a temperatura ambiente

Por tanto para todos los casos el factor de temperatura será igual a 1.

CORROSIÓN, CREEP, FRETTING- FATIGA

Los ejes no trabajarán en una atmósfera corrosiva, por lo que no se reducirá el límite a fatiga.

Tampoco se prevé la aparición de creep (deformación dependiente del tiempo), debido a que la temperatura de funcionamiento del reductor será inferior a 85°C.

El fretting-fatiga es un fenómeno ocasionado por movimientos muy pequeños de componentes unidos mediante ajuste. Los únicos elementos montados mediante ajuste son los rodamientos. Consecuentemente, no se tiene en cuenta este fenómeno ya que en estos puntos no hay sollicitaciones por momentos flectores.

Límite a fatiga de la probeta, S_e

Este parámetro se obtiene como resultado empírico en un ensayo de flexión rotativa. Para el acero se estima el límite de fatiga como:

$$\begin{aligned} \text{si } S_u \leq 1400 \text{ MPa} &\rightarrow S'_e = 0,5 \cdot S_u \\ \text{si } S_u > 1400 \text{ MPa} &\rightarrow S'_e = 700 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Ecuación 2.2.10

El acero empleado en los ejes del reductor es 42CrMo4, siendo el límite a rotura de tracción $S_u = 950 \text{ MPa}$, por lo que **$S'_e = 475 \text{ MPa}$**

Concentradores de tensiones, factor de reducción del límite de fatiga k_f

En la siguiente ecuación sólo se tiene en cuenta el efecto de la entalla.

$$k_f = \frac{S'_e}{S_e}$$

Ecuación 2.2.11

S'_e representa el límite de fatiga de una probeta, para calcular el valor S_e del componente mecánico considerado, se incluyen, además de k_f , los diversos factores modificadores del límite de fatiga descritos en los apartados anteriores.

Este parámetro tiene en cuenta el efecto de los concentradores de tensiones tales como chavetas, ranuras para arandelas o cambios de sección. Se calcula mediante la ecuación 2.2.12 y es función del coeficiente de concentración de tensiones para carga estática, k_t , que está tabulado en gráficas. La relación entre el coeficiente de concentrador de tensiones para el cálculo de fatiga y el correspondiente a carga estática, viene dado por el coeficiente de sensibilidad de entalla q

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1}$$

Ecuación 2.2.12

El valor de q , puede estimarse a partir de constantes empíricas del material que son independientes del radio de la entalla.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}}$$

Ecuación 2.2.13

Donde ρ es el radio de acuerdo de la sección considerada y α es un parámetro que depende del material, para el empleado en la construcción de los ejes del presente reductor, es igual a

$$\alpha = 0.025 \left(\frac{2070 \text{ MPa}}{S_u} \right)^{1.8} \text{ mm} \quad (\text{aceros con } S_u \geq 550 \text{ MPa})$$

Ecuación 2.2.14

Para el caso de los chaveteros se empleará el coeficiente obtenido de la siguiente tabla. En este trabajo se emplea $k_f = 2$, para acero templado, tipo perfilado. El k_f de las arandelas elásticas se obtiene con las gráficas de k_t

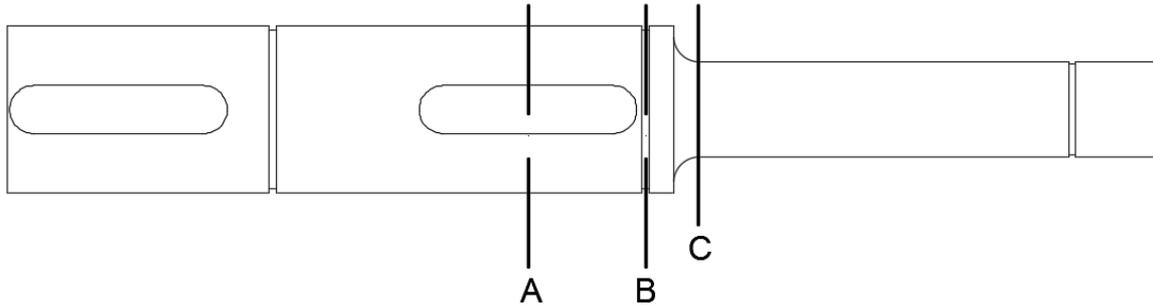
Acero	Tipo patín (bañera)		Tipo perfilado	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Recocido (< 200 BHN)	1.3	1.3	1.6	1.3
Templado (> 200 BHN)	1.6 (1,4)	1.6	2.0 (1.8)	1.6 (1,7)

Tabla 2.2.2.4: factor de concentrador de tensiones k_f en chaveteros

Siguiendo las indicaciones de los párrafos anteriores, se muestran los resultados de los cálculos a fatiga, en las secciones más críticas.

RESUMEN DE CÁLCULOS A FATIGA

EJE DE ENTRADA



FACTOR DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA k_f

Sección	D/d	ρ (mm)	$k_{t(F)}$	q	$k_{f(F)}$
A	CHAVETERO	-	-	-	2,00
B	1,06	0,05	2,10	0,33	1,36
C	1,75	5,00	1,35	0,98	1,34

TABLA 2.2.2.5: Factor de reducción del límite de fatiga k_f

GIRO ANTIHORARIO

Sección	M (Nm)	Fx (N)	d (m)	k_a	k_b	k_e (99%)	k_x	$k_{f(F)}$	S'e (Mpa)	Se (Mpa)	X
A	24,06	-170,29	0,03	0,73	0,86	0,81	1,00	2,00	475,00	244,75	13,48
B	19,51	-170,29	0,03	0,73	0,85	0,81	1,00	1,36	475,00	242,26	32,15
C	19,18	-170,29	0,02	0,73	0,90	0,81	1,00	1,34	475,00	255,60	7,79

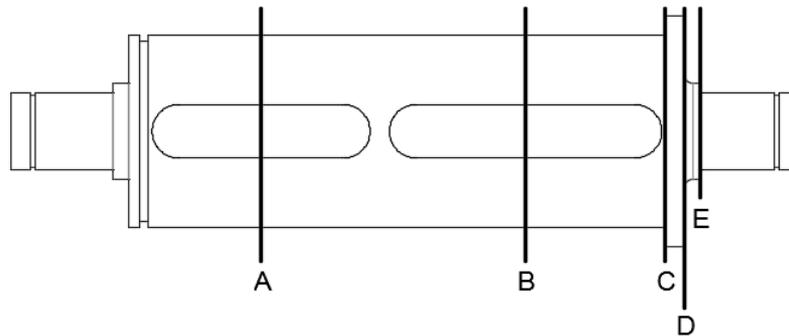
TABLA 2.2.2.6: Coeficiente de seguridad a fatiga de las secciones críticas

GIRO HORARIO

Sección	M (Nm)	Fx (N)	d (m)	k_a	k_b	k_e (99%)	k_x	$k_{f(F)}$	S'e (Mpa)	Se (Mpa)	X
A	21,04	170,29	0,03	0,73	0,86	0,81	1,00	2,00	475,00	244,75	15,36
B	17,06	170,29	0,03	0,73	0,85	0,81	1,00	1,36	475,00	242,26	36,76
C	16,78	170,29	0,02	0,73	0,90	0,81	1,00	1,34	475,00	255,60	8,91

TABLA 2.2.2.7: Coeficiente de seguridad a fatiga de las secciones críticas

EJE INTERMEDIO



Sección	D/d	ρ (mm)	$k_{t(F)}$	q	$k_{f(F)}$
A	CHAVETERO	-	-	-	2,00
B	CHAVETERO	-	-	-	2,00
C	1,20	0,50	2,60	0,83	2,33
D	2,40	3,00	1,70	0,97	1,68
E	1,25	0,90	2,40	0,90	2,26

TABLA 2.2.2.8: Factor de reducción del límite de fatiga k_f

GIRO ANTIHORARIO

Sección	M (Nm)	Fx (N)	d (m)	k_a	k_b	k_e (99%)	k_x	$k_{f(F)}$	S'e (Mpa)	Se (Mpa)	X
A	61,10	170,29	0,04	0,73	0,83	0,81	1,00	2,00	475,00	234,63	16,58
B	101,05	807,03	0,04	0,73	0,83	0,81	1,00	2,00	475,00	234,63	9,99
C	36,16	807,03	0,05	0,73	0,82	0,81	1,00	2,33	475,00	233,27	27,84
D	26,89	807,03	0,03	0,73	0,88	0,81	1,00	1,68	475,00	249,57	8,37
E	17,61	807,03	0,02	0,73	0,90	0,81	1,00	2,26	475,00	255,60	4,98

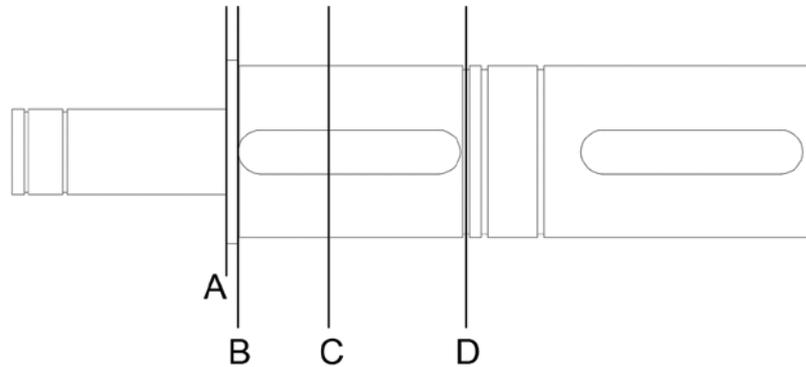
TABLA 2.2.2.9: Coeficiente de seguridad a fatiga de las secciones consideradas

GIRO HORARIO

Sección	M (Nm)	Fx (N)	d (m)	k_a	k_b	k_e (99%)	k_x	$k_{f(F)}$	S'e (Mpa)	Se (Mpa)	X
A	66,09	-170,29	0,04	0,73	0,83	0,81	1,00	2,00	475,00	234,63	15,36
B	113,64	-807,03	0,04	0,73	0,83	0,81	1,00	2,00	475,00	234,63	8,93
C	36,16	-807,03	0,05	0,73	0,82	0,81	1,00	2,33	475,00	233,27	28,22
D	26,89	-807,03	0,03	0,73	0,88	0,81	1,00	1,68	475,00	249,57	8,49
E	17,61	-807,03	0,02	0,73	0,90	0,81	1,00	2,26	475,00	255,60	5,05

TABLA 2.2.2.10: Coeficiente de seguridad a fatiga de las secciones consideradas

EJE DE SALIDA



Sección	D/d	ρ (mm)	$k_{t(F)}$	q	$k_{f(F)}$
A	2,14	5,00	1,70	0,98	1,69
B	1,07	2,00	1,75	0,95	1,71
C	CHAVETERO	-	-	-	2,00
D	1,04	0,05	2,00	0,33	1,33

TABLA 2.2.2.11: Factor de reducción del límite de fatiga k_f

GIRO ANTIHORARIO

Sección	M (Nm)	F _x (N)	d (m)	k _a	k _b	k _e (99%)	k _x	$k_{f(F)}$	S'e (Mpa)	Se (Mpa)	X
A	66,28	636,74	0,04	0,73	0,85	0,81	1,00	1,69	475,00	240,74	9,01
B	70,82	636,74	0,07	0,73	0,80	0,81	1,00	1,71	475,00	226,84	62,25
C	130,53	0,00	0,06	0,73	0,81	0,81	1,00	2,00	475,00	228,61	20,99
D	39,46	0,00	0,07	0,73	0,80	0,81	1,00	1,33	475,00	227,55	128,02

TABLA 2.2.2.12: Coeficiente de seguridad a fatiga de las secciones críticas

GIRO HORARIO

Sección	M (Nm)	F _x (N)	d (m)	k _a	k _b	k _e (99%)	k _x	k _f	S'e (Mpa)	Se (Mpa)	X
A	95,09	-636,74	0,04	0,73	0,85	0,81	1,00	1,69	475,00	240,74	6,32
B	101,61	-636,74	0,07	0,73	0,80	0,81	1,00	1,71	475,00	226,84	43,87
C	160,23	0,00	0,06	0,73	0,81	0,81	1,00	2,00	475,00	228,61	17,10
D	31,18	0,00	0,07	0,73	0,80	0,81	1,00	1,33	475,00	227,55	162,03

TABLA 2.2.2.13: Coeficiente de seguridad a fatiga de las secciones críticas

2.4.3.- Cálculo deflexión

Un factor importante en el diseño de ejes y árboles, es la rigidez lateral. Una rigidez insuficiente, deformaciones laterales por flexión excesivas, puede dar lugar a un mal funcionamiento, y en consecuencia a una reducción de vida, de los componentes soportados.

La deflexión angular en los rodamientos de apoyo debe mantenerse en los niveles prescritos para el tipo de rodamiento que se utilice.

Si la deformación lateral por flexión en la posición donde está montado un engranaje es grande, aumentará el juego entre dientes induciendo mayores cargas de impacto en el engrane y reduciendo su vida.

En general el cálculo de deformaciones laterales por flexión se puede abordar considerando el eje o árbol como una viga y aplicando los métodos usuales de resistencia de materiales. No obstante, debido a que la sección transversal es variable, este análisis puede ser laborioso si se realiza manualmente.

En cuanto deformaciones laterales por flexión, se pueden considerar como órdenes de magnitud los siguientes datos para árboles de transmisión.

- Árboles de transmisión la deformación lateral por flexión debe ser inferior a 1 mm/m de longitud.
- Ejes de maquinaria industrial (sin engranajes) 0,3 mm/m.
- Engranajes cilíndricos de dientes rectos es conveniente una separación menor de 0,01·m, siendo m el módulo en (mm).
- En el caso de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales inferior a 0,005·m.

En cuanto a la pendiente máxima está limitada por el elemento que monte el eje en ese punto, en la siguiente tabla se dan valores orientativos:

Elemento montado	Pendiente máxima (radianes)
Rodamiento de rodillos cónicos	0,0005 – 0,0012
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0,0008 – 0,0012
Rodamiento rígido de bolas	0,001 – 0,003
Rodamiento autoalineación	0,026 – 0,052
Cojinete de aceite ($L/D < 1$)	0,0009
Engranaje cilíndrico de dientes rectos (sin coronación)	0,0005

Tabla 2.4.3.1 Pendiente máxima del eje

En el diseño de los ejes, se cumplirán los siguientes parámetros de diseño.

- Deformación lateral por flexión en ejes 1mm/m
- Separación en engranajes de dientes helicoidales 0,002070 mm
- Pendiente máxima en rodamientos rígidos de bolas 0.001 radianes

El límite de la deflexión angular afecta al valor máximo, sin embrago por sencillez, los cálculos se realizan en dos planos paralelos. Al encontrarse los valores muy alejados del límite admisible, quedan perfectamente validados.

DEFLEXIÓN Y DEFORMACIÓN ANGULAR POR SECCIÓN

EJE DE ENTRADA

EJE Y-X GIRO ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	-0,05300	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	4,00E-05	-2,120E-06
2	-0,05460	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	4,00E-05	-2,184E-06
3	-0,06160	0,03300	0,00	0,00	0,00	0,00	4,00E-05	-2,464E-06
4	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	4,00E-05	0
5	0,00700	0,03500	0,00	0,00	0,96	0,96	3,98E-05	2,795E-07
6	0,02250	0,03500	0,00	0,00	3,09	3,09	3,78E-05	8,832E-07
7	0,04500	0,03000	239,48	-5,99	6,17	12,17	3,10E-05	1,665E-06
8	0,06750	0,03000	0,00	0,00	9,87	9,87	1,32878E-06	2,018E-06
9	0,06910	0,03300	0,00	0,00	9,70	9,70	-5,4647E-07	2,018E-06
10	0,07410	0,03500	0,00	0,00	9,19	9,19	-4,41102E-06	2,006E-06
11	0,15670	0,02000	0,00	0,00	0,75	0,75	-3,09484E-05	2,3498E-07
12	0,15800	0,01900	0,00	0,00	0,61	0,61	-3,14843E-05	1,9439E-07
13	0,16400	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,28545E-05	0
14	0,17000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,28545E-05	-1,971E-07
15	0,17500	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,28545E-05	-3,614E-07

EJE Z-X GIRO ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de mom		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	-0,05300	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,04E-05	-4,259E-06
2	-0,05460	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,04E-05	-4,388E-06
3	-0,06160	0,03300	0,00	0,00	0,00	0,00	8,04E-05	-4,950E-06
4	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,04E-05	0
5	0,00700	0,03500	0,00	0,00	3,23	3,23	7,96E-05	5,608E-07
6	0,02250	0,03500	0,00	0,00	10,38	10,38	7,28E-05	1,752E-06
7	0,04500	0,03000	635,53	0,00	20,75	20,75	5,02E-05	3,164E-06
8	0,06750	0,03000	0,00	0,00	16,83	16,83	-4,53756E-07	3,703E-06
9	0,06910	0,03300	0,00	0,00	16,55	16,55	-3,65165E-06	3,700E-06
10	0,07410	0,03500	0,00	0,00	15,68	15,68	-1,02419E-05	3,665E-06
11	0,15670	0,02000	0,00	0,00	1,27	1,27	-5,54964E-05	4,2057E-07
12	0,15800	0,01900	0,00	0,00	1,05	1,05	-5,64105E-05	3,4781E-07
13	0,16400	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,8747E-05	0
14	0,17000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,8747E-05	-3,525E-07
15	0,17500	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,8747E-05	-6,462E-07

EJE Y-X GIRO HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	-0,0050	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,13E-07	-5,634E-10
2	0,0013	0,01900	0,00	0,00	0,00	0,00	1,13E-07	1,465E-10
3	0,0000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,13E-07	0
4	0,0070	0,02000	0,00	0,00	0,81	0,81	-1,61E-06	-3,239E-09
5	0,0120	0,02500	0,00	0,00	1,39	1,39	-4,96E-06	-1,894E-08
6	0,0149	0,05000	0,00	0,00	1,73	1,73	-6,06E-06	-3,459E-08
7	0,0170	0,04700	0,00	0,00	1,98	1,98	-6,13E-06	-4,770E-08
8	0,0450	0,04450	-239,48	30,32	5,23	-25,09	-8,13162E-06	-2,431E-07
9	0,0730	0,04450	0,00	0,00	-15,13	-15,13	5,80095E-06	-2,596E-07
10	0,0780	0,05000	0,00	0,00	-13,36	-13,36	7,56298E-06	-2,261E-07
11	0,1130	0,04450	895,43	-30,32	-0,91	29,42	1,14373E-05	1,2611E-07
12	0,1480	0,04450	0,00	0,00	10,52	10,52	-5,85405E-06	1,7611E-07
13	0,1502	0,04700	0,00	0,00	9,36	9,36	-6,38299E-06	1,6295E-07
0	0,1530	0,05000	0,00	0,00	7,83	7,83	-6,86999E-06	1,4404E-07
15	0,1580	0,02500	0,00	0,00	5,13	5,13	-7,37264E-06	1,0835E-07
16	0,1675	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,34213E-05	0
17	0,1770	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,34213E-05	-1,275E-07
18	0,1783	0,01900	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,34213E-05	-1,449E-07
19	0,1833	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,34213E-05	-2,121E-07

EJE Z-X GIRO HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	-0,0050	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,48E-04	7,414E-07
2	0,0013	0,01900	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,48E-04	-1,928E-07
3	0,0000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,48E-04	0
4	0,0070	0,02000	0,00	0,00	-8,67	-8,67	-1,30E-04	-9,951E-07
5	0,0120	0,02500	0,00	0,00	-14,86	-14,86	-9,42E-05	-1,563E-06
6	0,0149	0,05000	0,00	0,00	-18,38	-18,38	-8,25E-05	-1,816E-06
7	0,0170	0,04700	0,00	0,00	-21,05	-21,05	-8,18E-05	-1,992E-06
8	0,0450	0,04450	-635,53	0,00	-55,71	-55,71	-6,04564E-05	-4,029E-06
9	0,0730	0,04450	0,00	0,00	-72,58	-72,58	-1,60256E-05	-5,127E-06
10	0,0780	0,05000	0,00	0,00	-75,59	-75,59	-6,86195E-06	-5,185E-06
11	0,1130	0,04450	-2376,34	0,00	-96,68	-96,68	3,99301E-05	-4,639E-06
12	0,1480	0,04450	0,00	0,00	-34,59	-34,59	9,67585E-05	-2,09E-06
13	0,1502	0,04700	0,00	0,00	-30,78	-30,78	9,84969E-05	-1,88E-06
14	0,1530	0,05000	0,00	0,00	-25,72	-25,72	0,000100097	-1,597E-06
15	0,1580	0,02500	0,00	0,00	-16,85	-16,85	0,000101749	-1,093E-06
16	0,1675	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000121628	0
17	0,1770	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000121628	1,1555E-06
18	0,1783	0,01900	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000121628	1,3136E-06
19	0,1833	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000121628	1,9217E-06

EJE INTERMEDIO

EJE Y-X GIRO ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	-0,0050	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,79E-05	-3,394E-07
2	-0,0066	0,03300	0,00	0,00	0,00	0,00	6,79E-05	-4,480E-07
3	-0,0070	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,79E-05	-4,752E-07
4	0,0000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,79E-05	0
5	0,0070	0,03500	0,00	0,00	2,77	2,77	6,73E-05	4,737E-07
6	0,0086	0,03300	0,00	0,00	3,40	3,40	6,69E-05	5,811E-07
7	0,0730	0,03500	0,00	0,00	28,84	28,84	-1,80E-05	2,876E-06
8	0,0780	0,07500	0,00	0,00	30,82	30,82	-2,76315E-05	2,763E-06
9	0,1230	0,06250	-895,43	131,84	48,60	-83,24	-3,31101E-05	1,405E-06
10	0,1680	0,06250	0,00	0,00	-25,17	-25,17	-1,76032E-05	3,265E-07
11	0,1707	0,06700	0,00	0,00	-21,75	-21,75	-1,7208E-05	2,8036E-07
12	0,1754	0,07000	0,00	0,00	-15,68	-15,68	-1,67846E-05	2,0053E-07
13	0,1780	0,06700	0,00	0,00	-12,26	-12,26	-1,6635E-05	1,5626E-07
14	0,1875	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,63547E-05	0
15	0,1970	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,63547E-05	-1,554E-07
16	0,1997	0,06700	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,63547E-05	-1,987E-07
17	0,2097	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,63547E-05	-3,623E-07
18	0,3097	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,63547E-05	-1,998E-06

EJE Z-X GIRO ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	-0,0050	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,53E-04	-7,660E-07
2	-0,0066	0,03300	0,00	0,00	0,00	0,00	1,53E-04	-1,011E-06
3	-0,0070	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,53E-04	-1,072E-06
4	0,0000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,53E-04	0
5	0,0070	0,03500	0,00	0,00	5,72	5,72	1,52E-04	1,069E-06
6	0,0086	0,03300	0,00	0,00	7,03	7,03	1,51E-04	1,312E-06
7	0,0730	0,03500	0,00	0,00	59,67	59,67	-2,45E-05	6,883E-06
8	0,0780	0,07500	0,00	0,00	63,76	63,76	-4,44021E-05	6,711E-06
9	0,1230	0,06250	2376,34	0,00	100,55	100,55	-5,57369E-05	4,477E-06
10	0,1680	0,06250	0,00	0,00	30,40	30,40	-7,44681E-05	1,472E-06
11	0,1707	0,06700	0,00	0,00	26,27	26,27	-7,49454E-05	1,2744E-06
12	0,1754	0,07000	0,00	0,00	18,94	18,94	-7,54568E-05	9,2091E-07
13	0,1780	0,06700	0,00	0,00	14,81	14,81	-7,56375E-05	7,207E-07
14	0,1875	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,59762E-05	0
15	0,1970	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,59762E-05	-7,218E-07
16	0,1997	0,06700	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,59762E-05	-9,231E-07
17	0,2097	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,59762E-05	-1,683E-06
18	0,3097	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,59762E-05	-9,28E-06

EJE Y-X GIRO HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	-0,05300	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,10E-05	-1,115E-06
2	-0,05460	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,10E-05	-1,149E-06
3	-0,06160	0,03300	0,00	0,00	0,00	0,00	2,10E-05	-1,296E-06
4	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,10E-05	0
5	0,00700	0,03500	0,00	0,00	1,48	1,48	2,07E-05	1,465E-07
6	0,02250	0,03500	0,00	0,00	4,75	4,75	1,76E-05	4,475E-07
7	0,04500	0,03000	239,48	5,99	9,49	3,50	7,23E-06	7,396E-07
8	0,06750	0,03000	0,00	0,00	2,86	2,86	-1,3267E-06	8,028E-07
9	0,06910	0,03300	0,00	0,00	2,81	2,81	-1,86942E-06	8,003E-07
10	0,07410	0,03500	0,00	0,00	2,67	2,67	-2,98927E-06	7,881E-07
11	0,15670	0,02000	0,00	0,00	0,31	0,31	-1,09321E-05	1,2646E-07
12	0,15800	0,01900	0,00	0,00	0,27	0,27	-1,11605E-05	1,121E-07
13	0,16400	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,21195E-05	0
14	0,17000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,21195E-05	-1,151E-07
15	0,17500	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,21195E-05	-1,175E-07

EJE Z-X GIRO HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	-0,05300	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,04E-05	4,259E-06
2	-0,05460	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,04E-05	4,388E-06
3	-0,06160	0,03300	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,04E-05	4,950E-06
4	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,04E-05	0
5	0,00700	0,03500	0,00	0,00	-3,23	-3,23	-7,96E-05	-5,608E-07
6	0,02250	0,03500	0,00	0,00	-10,38	-10,38	-7,28E-05	-1,752E-06
7	0,04500	0,03000	-635,53	0,00	-20,75	-20,75	-5,02E-05	-3,164E-06
8	0,06750	0,03000	0,00	0,00	-16,83	-16,83	4,53756E-07	-3,703E-06
9	0,06910	0,03300	0,00	0,00	-16,55	-16,55	3,65165E-06	-3,700E-06
10	0,07410	0,03500	0,00	0,00	-15,68	-15,68	1,02419E-05	-3,665E-06
11	0,15670	0,02000	0,00	0,00	-1,27	-1,27	5,54964E-05	-4,206E-07
12	0,15800	0,01900	0,00	0,00	-1,05	-1,05	5,64105E-05	-3,478E-07
13	0,16400	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,8747E-05	0
14	0,17000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,8747E-05	3,5248E-07
15	0,17500	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,8747E-05	6,4622E-07

EJE DE SALIDA

EJE Y-X GIRO ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	-0,0050	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,56E-05	-2,280E-07
2	0,0013	0,01900	0,00	0,00	0,00	0,00	4,56E-05	5,929E-08
3	0,0000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,56E-05	0
4	0,0070	0,02000	0,00	0,00	0,81	0,81	4,39E-05	3,152E-07
5	0,0120	0,02500	0,00	0,00	1,39	1,39	4,05E-05	5,270E-07
6	0,0149	0,05000	0,00	0,00	1,73	1,73	3,94E-05	6,410E-07
7	0,0170	0,04700	0,00	0,00	1,98	1,98	3,94E-05	7,257E-07
8	0,0450	0,04450	-239,48	-30,32	5,23	35,55	3,73618E-05	1,804E-06
9	0,0730	0,04450	0,00	0,00	45,51	45,51	9,28615E-06	2,473E-06
10	0,0780	0,05000	0,00	0,00	47,29	47,29	3,54672E-06	2,505E-06
11	0,1130	0,04450	895,43	30,32	59,74	29,42	-2,55251E-05	2,1406E-06
12	0,1480	0,04450	0,00	0,00	10,52	10,52	-4,28164E-05	8,9688E-07
13	0,1502	0,04700	0,00	0,00	9,36	9,36	-4,33454E-05	8,0425E-07
14	0,1530	0,05000	0,00	0,00	7,83	7,83	-4,38324E-05	6,8E-07
15	0,1580	0,02500	0,00	0,00	5,13	5,13	-4,4335E-05	4,5949E-07
16	0,1675	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,03836E-05	0
17	0,1770	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,03836E-05	-4,786E-07
18	0,1783	0,01900	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,03836E-05	-5,441E-07
19	0,1833	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,03836E-05	-7,961E-07

EJE Z-X GIRO ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	-0,0050	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,48E-04	-7,414E-07
2	0,0013	0,01900	0,00	0,00	0,00	0,00	1,48E-04	1,928E-07
3	0,0000	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,48E-04	0
4	0,0070	0,02000	0,00	0,00	8,67	8,67	1,30E-04	9,951E-07
5	0,0120	0,02500	0,00	0,00	14,86	14,86	9,42E-05	1,563E-06
6	0,0149	0,05000	0,00	0,00	18,38	18,38	8,25E-05	1,816E-06
7	0,0170	0,04700	0,00	0,00	21,05	21,05	8,18E-05	1,992E-06
8	0,0450	0,04450	635,53	0,00	55,71	55,71	6,04564E-05	4,029E-06
9	0,0730	0,04450	0,00	0,00	72,58	72,58	1,60256E-05	5,127E-06
10	0,0780	0,05000	0,00	0,00	75,59	75,59	6,86195E-06	5,185E-06
11	0,1130	0,04450	2376,34	0,00	96,68	96,68	-3,99301E-05	4,6393E-06
12	0,1480	0,04450	0,00	0,00	34,59	34,59	-9,67585E-05	2,0904E-06
13	0,1502	0,04700	0,00	0,00	30,78	30,78	-9,84969E-05	1,8805E-06
14	0,1530	0,05000	0,00	0,00	25,72	25,72	-0,000100097	1,5974E-06
15	0,1580	0,02500	0,00	0,00	16,85	16,85	-0,000101749	1,0925E-06
16	0,1675	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000121628	0
17	0,1770	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000121628	-1,155E-06
18	0,1783	0,01900	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000121628	-1,314E-06
19	0,1833	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000121628	-1,922E-06

EJE Y-X GIRO HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	-0,0050	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,83E-04	9,174E-07
2	-0,0066	0,03300	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,83E-04	1,211E-06
3	-0,0070	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,83E-04	1,2843E-06
4	0,0000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,83E-04	0
5	0,0070	0,03500	0,00	0,00	-7,08	-7,08	-1,82E-04	-1,281E-06
6	0,0086	0,03300	0,00	0,00	-8,69	-8,69	-1,81E-04	-1,571E-06
7	0,0730	0,03500	0,00	0,00	-73,79	-73,79	3,62E-05	-8,075E-06
8	0,0780	0,07500	0,00	0,00	-78,85	-78,85	6,08827E-05	-7,833E-06
9	0,1230	0,06250	-895,43	-131,84	-124,34	7,50	7,48992E-05	-4,802E-06
10	0,1680	0,06250	0,00	0,00	2,31	2,31	7,34956E-05	-1,468E-06
11	0,1707	0,06700	0,00	0,00	2,00	2,00	7,34592E-05	-1,274E-06
12	0,1754	0,07000	0,00	0,00	1,46	1,46	7,34201E-05	-9,284E-07
13	0,1780	0,06700	0,00	0,00	1,15	1,15	7,34061E-05	-7,339E-07
14	0,1880	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,33783E-05	0
15	0,1980	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,33783E-05	7,3378E-07
16	0,2007	0,06700	0,00	0,00	0,00	0,00	7,33783E-05	9,2824E-07
17	0,2107	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,33783E-05	1,662E-06
18	0,3107	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,33783E-05	8,9998E-06

EJE Z-X GIRO HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	-0,0050	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,54E-04	7,710E-07
2	-0,0066	0,03300	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,54E-04	1,018E-06
3	-0,0070	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,54E-04	1,0794E-06
4	0,0000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,54E-04	0
5	0,0070	0,03500	0,00	0,00	-5,75	-5,75	-1,53E-04	-1,076E-06
6	0,0086	0,03300	0,00	0,00	-7,07	-7,07	-1,52E-04	-1,320E-06
7	0,0730	0,03500	0,00	0,00	-59,98	-59,98	2,44E-05	-6,934E-06
8	0,0780	0,07500	0,00	0,00	-64,09	-64,09	4,44065E-05	-6,763E-06
9	0,1230	0,06250	-2376,34	0,00	-101,06	-101,06	5,57987E-05	-4,527E-06
10	0,1680	0,06250	0,00	0,00	-31,09	-31,09	7,47025E-05	-1,516E-06
11	0,1707	0,06700	0,00	0,00	-26,97	-26,97	7,51916E-05	-1,317E-06
12	0,1754	0,07000	0,00	0,00	-19,67	-19,67	7,57193E-05	-9,625E-07
13	0,1780	0,06700	0,00	0,00	-15,55	-15,55	7,59078E-05	-7,616E-07
14	0,1880	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,6282E-05	0
15	0,1980	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,6282E-05	7,6282E-07
16	0,2007	0,06700	0,00	0,00	0,00	0,00	7,6282E-05	9,6497E-07
17	0,2107	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,6282E-05	1,7278E-06
18	0,3107	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,6282E-05	9,356E-06

Una vez realizado todos los análisis a deflexión se puede comprobar que se cumplen los requerimientos.

2.5.- Cálculo y selección de rodamientos

Para obtener los datos característicos de los rodamientos se ha consultado el catalogo online de SKF.

2.5.1. Selección del tipo de rodamiento a utilizar

Se van a emplear rodamientos rígidos de bolas de la marca SKF. Los rodamientos de bolas de ranura profunda y de una sola hilera constituyen el tipo más común de rodamientos. El radio de las superficies de rodadura de los aros interior y exterior en estos rodamientos es ligeramente superior al de las bolas.

- Pueden absorber carga radial y axial en ambas direcciones.
- El par torsor de fricción es muy bajo, lo cual los hace muy apropiados en aplicaciones en que se requiera alta velocidad de funcionamiento y rendimiento.
- Se puede alcanzar gran precisión geométrica al fabricar las bolas, lo cual hace que el nivel de ruido y vibraciones que producen sea muy bajo.
- Puede suministrarse prelubricados y sellados, con protecciones laterales y con anillos exteriores.
- Así mismo también existen rodamientos de este tipo con dos hileras de bolas.

2.5.2. Factores de corrección de vida

Utilizando los catálogos de los fabricantes de rodamientos podemos calcular la vida que tendrá un rodamiento bajo unas condiciones de carga dadas, con una probabilidad de fallo del 10%. Sin embargo esto no es suficiente ya que es necesario calcular la vida para una fiabilidad mayor del 90%, para unas determinadas condiciones de trabajo, etc.

POR FIABILIDAD (a_1)

La vida nominal de un rodamiento está calculada para una probabilidad del 90% de Supervivencia. Para tener en cuenta fiabilidades mayores, se incluye un coeficiente de corrección por fiabilidad a_1 , calculado con la siguiente tabla:

Fiabilidad %	a ₁
90	1
95	0.64
96	0.55
97	0.47
98	0.37
99	0.25
99.2	0.22
99.4	0.19
99.6	0.16
99.8	0.12
99.9	0.093
99.92	0.087
99.94	0.080
99.95	0.077

Tabla 2.5.1. Factor de fiabilidad a₁

El factor de fiabilidad utilizado para el cálculo de los rodamientos es a₁=0,25, para una fiabilidad del 99%.

POR CONDICIONES DE TRABAJO (a_{ISO})

Este factor corrector, viene expresado normalmente en función de la relación entre la carga y la carga límite de fatiga del rodamiento P_u (fuerza que nunca ocasionaría el fallo si la lubricación es adecuada), de la contaminación del lubricante, de su viscosidad a la temperatura de trabajo y de las dimensiones del rodamiento y su velocidad de trabajo.

La norma ISO 281:2007 describe el proceso para calcular el coeficiente a_{ISO}, que se detalla a continuación.

1. Se calcula la viscosidad relativa en función de las siguientes expresiones

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \text{ para } n \geq 1000 \text{ rpm}$$

Ecuación 2.5.2.

2. Se obtiene la viscosidad del aceite para la temperatura de funcionamiento del rodamiento.

El lubricante utilizado para el reductor es ISO VG 680 sintético, la temperatura de trabajo en ningún caso superará los 85°C. La temperatura

de trabajo del lubricante será de 70°C.

La ecuación (2.5.2.1) de Walther (1931) recogida en la norma ASTM D341, muestra la relación entre viscosidad y temperatura (válida para $\nu > 2 \text{ mm}^2/\text{s}$).

$$\log(\log(\nu + 0,7)) = A - B \cdot \log(T)$$

Ecuación 2.5.2.1

A y B son constantes a determinar para cada lubricante a partir de los datos de viscosidad (ν_a y ν_b) medidos a dos temperaturas distintas (T_a y T_b), quedando:

$$B = \frac{\log(\log(\nu_b + 0,7)) - \log(\log(\nu_a + 0,7))}{\log(T_a) - \log(T_b)}$$

Ecuación 2.5.2.2

$$A = \log(\log(\nu_b + 0,7)) + B \cdot \log(T_b)$$

Ecuación 2.5.2.3

Obteniéndose la viscosidad cinemática a cualquier temperatura como:

$$\nu = 10^{10(A - B \cdot \log(T))} - 0,7$$

Ecuación 2.5.2.4

En la siguiente tabla se muestran las viscosidades del aceite para las temperaturas $T_A = 40^\circ\text{C}$ y $T_B = 100^\circ\text{C}$ y la temperatura de trabajo T.

ACEITE	$\nu_{40} (\text{mm}^2/\text{s})$	$\nu_{100} (\text{mm}^2/\text{s})$	Tª de trabajo	Coef. A	Coef. B	$\nu_i (\text{mm}^2/\text{s})$
ISO V6 680	680	45	70 °C	8,0588	3,0481	138,3870

Tabla 2.5.2. Viscosidad del aceite para la temperatura de trabajo

3. El cociente entre la viscosidad del aceite a la temperatura de trabajo y la viscosidad relativa es Kappa $K = \nu / \nu_1$.

Si $K < 0,4$ existirá contacto entre los elementos sólidos (pistas de rodadura y elementos rodantes) siendo necesario el empleo de aditivos EP o lubricantes sólidos (como por ejemplo grafito y disulfuro de molibdeno). Si

se emplean estos aditivos y el nivel de contaminación no es alto ($\eta_c > 0.2$) se puede tomar $K = 1$ pero limitando a_{iso} a un valor máximo de 3.

4. Se determina el factor de contaminación del lubricante η_c , de forma simplificada a partir de la siguiente tabla.

Condición	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
Limpieza extrema Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y obturados	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integrales, filtrado grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas del exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy alta η_c puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación Ec. 7	0	0

Tabla 2.5.3. Factor de contaminación

5. Por último se calcula la relación de contaminación-carga $\eta_c(P_u/F_{eq})$. Este es el último dato necesario para calcular el factor a_{ISO} , mediante gráficas o en este caso se han utilizado las siguientes fórmulas para las gráficas de rodamientos rígidos de bolas.

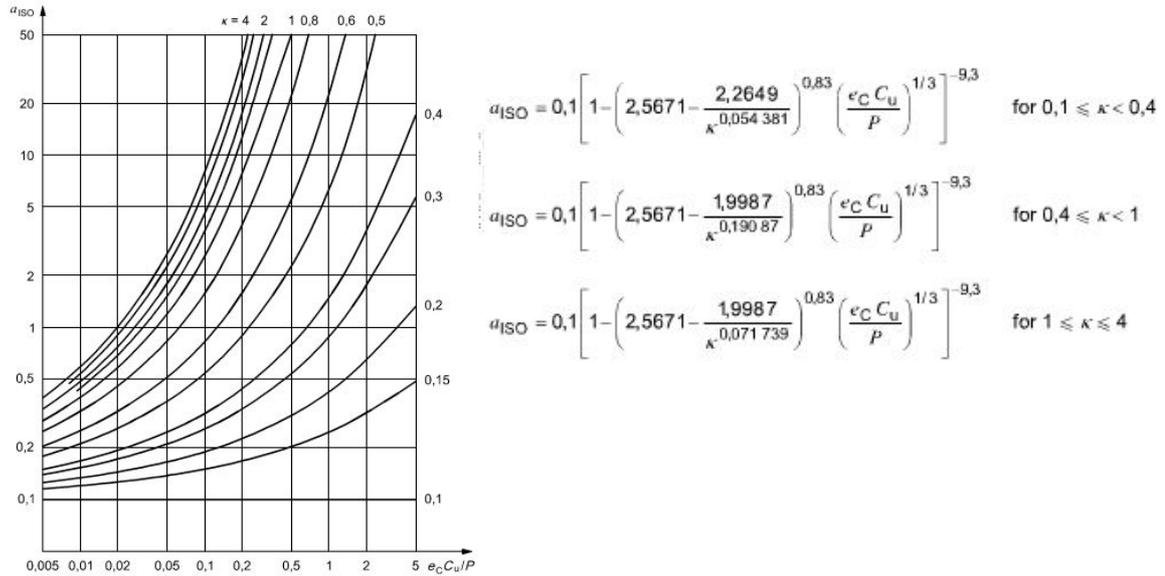


Tabla 2.5.4. Factor a_{ISO} para rodamientos rígidos de bolas

2.5.3. Recomendaciones de vida de los rodamientos

La tabla siguiente muestra las vidas recomendadas de rodamientos dependiendo del tipo de aplicación.

Tipo de aplicación	Vida (horas·1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Electrodomésticos	1 - 2
Motores para aviación	2 - 4
Máquinas de periodos de servicio corto o intermitente, donde la interrupción del servicio es de escasa importancia.	4 - 8
Máquinas de uso intermitente en las que su funcionamiento fiable sea de gran importancia.	8 - 14
Máquinas con servicios de 8 h que no se usan siempre a plena carga.	14 - 20
Máquinas con servicios de 8 h que se usan a plena carga.	20 - 30
Máquinas de servicio continuo las 24 h	50 - 60
Máquinas de servicio continuo las 24 h, en las que el funcionamiento fiable sea de extrema importancia	100 - 200

Tabla 2.5.5. Recomendación de vida de los rodamientos

El reductor se utilizará para un polipasto de uso industrial con servicio continuado las 24 horas. Siguiendo las recomendaciones de la tabla la vida en horas del rodamiento será como mínimo de 55000 horas

2.5.4. Fuerza equivalente en rodamientos rígidos de bolas

Las fuerzas que se transmiten a través de un rodamiento, se reparten entre diversos elementos rodantes, transmitiendo básicamente fuerzas normales a las superficies en contacto.

Los rodamientos rígidos de bolas pueden transmitir cargas axiales y radiales, y en consecuencia, las fuerzas transmitidas por los elementos rodantes dependen de la magnitud de ambas. El análisis de transmisión de fuerzas y la experiencia han conducido a ecuaciones para el cálculo de fuerzas equivalentes.

Si el rodamiento sólo transmite fuerza radial esa será la fuerza empleada en el cálculo. En caso contrario se emplea la siguiente ecuación:

$$F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

Ecuación 2.5.4.1

Siendo:

- F_r fuerza radial
- F_a fuerza axial.
- x factor de fuerza radial.
- y factor de fuerza axial.

Para determinar los valores de x e y , es necesario determinar la relación F_a/F_r si es superior o inferior a e , seleccionar los coeficientes. Dicho factor e depende del cociente $f_0 \cdot F_a/C_0$, donde C_0 es la capacidad estática de carga, que es la máxima carga estática que puede soportar un rodamiento sin que se produzca fallo por indentación, y f_0 un factor geométrico que depende de la relación entre el diámetro del elemento rodante, el diámetro de la circunferencia de paso (aproximadamente igual al diámetro medio) y del ángulo de contacto nominal.

Cuando F_a/F_r es pequeña, el efecto de la fuerza axial es ignorado y $x = 1$ e $y = 0$. Cuando $F_a/F_r > e$ se eliminan juegos, con lo que el sumando $x \cdot F_r$ disminuye ($x=0.56$) y el efecto de la carga axial debe considerarse mediante un factor $y > 0$. La tabla siguiente muestra cómo obtener los factores de carga para rodamientos rígidos de bolas con juego radial normal.

		$F_a/F_r > e$	
$f_0 \cdot F_a/C_o$	e	x	y
0.3	0.22	0.56	2.00
0.5	0.24	0.56	1.80
0.9	0.28	0.56	1.58
1.6	0.32	0.56	1.40
3.0	0.36	0.56	1.20
6.0	0.43	0.56	1.00

Tabla 2.5.6. Factores de carga radial equivalente para rodamientos rígidos de bolas

2.5.5. Cálculo del rodamiento por Fallo a Fatiga

Cuando los rodamientos operan en un ciclo del tipo arranque, carga, avance, descarga, retroceso, parada, como es el caso de un polipasto. Cada fase de este ciclo tendrá sus propias características de funcionamiento.

En general se debe seleccionar los rodamientos en función del número de horas de diseño que se asigna al producto, según la tabla 2.3.5. Para ello sabiendo o estimando las horas de vida de diseño y preseleccionando un rodamiento se obtiene la capacidad de carga dinámica que sufre dicho rodamiento.

El criterio de selección es el de comprobar que esta capacidad de carga dinámica calculada es menor a la capacidad de carga dinámica máxima soportada por el rodamiento, que es un dato que proporciona el fabricante y se puede consultar en catálogo.

Para llegar a ese resultado se parte de la siguiente ecuación, que se utiliza para rodamientos sometidos a cargas variables

$$C^q = \frac{60 \cdot L}{10^6 \cdot a_1} \sum_{m=1}^i t_m \frac{n_m}{a_{iso m}} F_m^q$$

Ecuación 2.3.1

Siendo:

- C** capacidad dinámica de cálculo definida para cada rodamiento
- L** vida en horas del rodamiento recomendada para máquinas de

-
- servicio continuo las 24 h.
- a₁** factor de fiabilidad, corrige la fiabilidad del rodamiento cuando se requieren vidas mayores a las nominales (L_{10}), vida nominal del rodamiento que el 90% de un grupo de rodamientos idénticos completará o excederá antes de desarrollar un fallo.
- a_{ISO}** factor por condiciones de trabajo, pondera el estado durante el funcionamiento del rodamiento de la viscosidad y condiciones de limpieza del lubricante, las dimensiones del rodamiento y su velocidad de trabajo.
- n** velocidad angular en rpm.
- F** fuerza equivalente transmitida por el eje
- q** es una constante de valor $q=3$ en rodamientos en contacto puntual y $q=10/3$ para contacto lineal o lineal modificado.
- t** porcentaje de tiempo que el elemento rodante gira en un sentido.

2.5.6. Resultados de cálculos del rodamiento por Fallo a Fatiga

En las tablas siguientes, se muestran los resultados de la capacidad de carga dinámica de cálculo C_{calc} y $C_{o,calc}$ capacidad estática de carga.

El criterio de selección del rodamiento es el de comprobar que esta capacidad de carga dinámica calculada C_{calc} es menor a la capacidad de carga dinámica C máxima soportada por el rodamiento.

EJE DE ENTRADA APOYO A

Datos geométricos y de cálculo rodamiento eje entrada apoyo A

ETAPA 1 RODAMIENTO APOYO A								
Rodamiento	C (KN)	C ₀ (KN)	P _u (KN)	K _r	f ₀	d	D	B
SKF-6007	36,8	10,2	0,44	0,025	15	35 mm	62 mm	14 mm

Tabla 2.3.5.1 Datos geométricos y de cálculo del rodamiento, facilitados por el fabricante.

Cálculos fallo fatiga rodamiento eje entrada apoyo A

ETAPA 1 RODAMIENTO APOYO A							
η_c	γ_1 (mm ² /s)	n_1 (rpm)	q=10/3	L(h)	Rodamiento		
Contaminación típica	26,684	725	3,3	55000	SKF-6007		
GIRO SENTIDO HORARIO							
t ₁ (%)	F _{aA} (N)	F _{rA} (N)	F _a /F _r	f ₀ *F _a /C ₀	e	F _{eq} (N)	
0,50	0,00	506,84	0,00	0,00	0,00	506,84	
	Fiabilidad %	a ₁	K	η_c	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a _{ISO}	
	99,00	0,25	5,19	0,20	0,17	30,41	
GIRO SENTIDO ANTIHORARIO							
t ₂ (%)	F _{aA} (N)	F _{rA} (N)	F _a /F _r	f ₀ *F _a /C ₀	e	F _{eq} (N)	
0,50	0,00	481,13	0,00	0,00	0,00	481,13	
	Fiabilidad %	a ₁	K	η_c	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a _{ISO}	
	99,00	0,25	5,19	0,20	0,18	34,95	
(C) CAPACIDAD DE CARGA DINÁMICA DE CÁLCULO						2,73 KN	Válido
COEFICIENTE DE SEGURIDAD CARGA ESTÁTICA						20,12	

Tabla 2.3.5.2 Capacidad dinámica de cálculo y del coeficiente de seguridad estático.

EJE DE ENTRADA APOYO B

Datos geométricos y de cálculo rodamiento eje entrada apoyo B

ETAPA 1 RODAMIENTO APOYO B								
Rodamiento	C (KN)	C ₀ (KN)	P _u (KN)	K _r	f ₀	d	D	B
SKF-6004	10	1	0,212	0,025	14	20 mm	42 mm	12 mm

Tabla 2.3.5.3 Datos geométricos y de cálculo del rodamiento, facilitados por el fabricante.

Cálculos fallo fatiga rodamiento eje entrada apoyo B

ETAPA1 RODAMIENTO APOYO B							
η_c	γ_1 (mm ² /s)	n_1 (rpm)	q=10/3	L(h)	Rodamiento		
Contaminación típica	33,376	725	3,3	55000	SKF-6004		
GIRO SENTIDO HORARIO							
t ₁ (%)	F _{aB} (N)	F _{rB} (N)	F _a /F _r	f ₀ *F _a /C ₀	e	F _{eq} (N)	
0,50	170,29	176,81	0,96	2,38	0,34	318,34	
	Fiabilidad %	a ₁	K	η_c	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a _{ISO}	
	99,00	0,25	4,15	0,20	0,13	13,04	
GIRO SENTIDO ANTIHORARIO							
t ₂ (%)	F _{aB} (N)	F _{rB} (N)	F _a /F _r	f ₀ *F _a /C ₀	e	F _{eq} (N)	
0,50	170,29	202,16	0,84	2,38	0,34	206,44	
	Fiabilidad %	a ₁	K	η_c	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a _{ISO}	
	99,00	0,25	4,15	0,20	0,21	37,30	
(C) CAPACIDAD DE CARGA DINÁMICA DE CÁLCULO						1,92 KN	Válido
COEFICIENTE DE SEGURIDAD CARGA ESTÁTICA						3,14	

Tabla 2.3.5.4 Capacidad dinámica de cálculo y del coeficiente de seguridad estático.

EJE INTERMEDIO APOYO A

Datos geométricos y de cálculo rodamiento eje intermedio apoyo A

ETAPA 2 RODAMIENTO APOYO A								
Rodamiento	C (KN)	C ₀ (KN)	P _u (KN)	K _r	f ₀	d	D	B
SKF-6204 ETN9	15,6	7,6	0,325	0,025	12	20 mm	47 mm	14 mm

Tabla 2.3.5.5 Datos geométricos y de cálculo del rodamiento, facilitados por el fabricante.

Cálculos fallo fatiga rodamiento eje intermedio apoyo A

ETAPA 2 RODAMIENTO APOYO A							
η_c	γ_1 (mm ² /s)	n_1 (rpm)	$q=10/3$	L(h)	Rodamiento		
Contaminación típica	124,001	143,3	3,3	55000	SKF-6204 ETN9		
GIRO SENTIDO HORARIO							
t ₁ (%)	F _{aA} (N)	F _{rA} (N)	F _a /F _r	f ₀ *F _a /C ₀	e	F _{eq} (N)	
0,50	0,00	1243,43	0,00	0,00	0,00	1243,43	
	Fiabilidad %	a ₁	K	η_c	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a _{ISO}	
	99,00	0,25	1,12	0,20	0,05	1,27	
GIRO SENTIDO ANTIHORARIO							
t ₂ (%)	F _{aA} (N)	F _{rA} (N)	F _a /F _r	f ₀ *F _a /C ₀	e	F _{eq} (N)	
0,50	0,00	1243,43	0,00	0,00	0,00	1243,43	
	Fiabilidad %	a ₁	K	η_c	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a _{ISO}	
	99,00	0,25	1,12	0,20	0,05	1,27	
(C) CAPACIDAD DE CARGA DINÁMICA DE CÁLCULO						11,12 KN	Válido
COEFICIENTE DE SEGURIDAD CARGA ESTÁTICA						6,11	

Tabla 2.3.5.6 Capacidad dinámica de cálculo y del coeficiente de seguridad estático.

EJE INTERMEDIO APOYO B

Datos geométricos y de cálculo rodamiento eje intermedio apoyo B

ETAPA 2 RODAMIENTO APOYO B								
Rodamiento	C (KN)	C ₀ (KN)	P _u (KN)	K _r	f ₀	d	D	B
SKF-6404	30,7	15	0,64	0,035	11	20 mm	72 mm	19 mm

Tabla 2.3.5.7 Datos geométricos y de cálculo del rodamiento, facilitados por el fabricante.

Cálculos fallo fatiga rodamiento eje intermedio apoyo B

ETAPA 2 RODAMIENTO APOYO B							
η_c	γ_1 (mm ² /s)	n_1 (rpm)	q=10/3	L(h)	Rodamiento		
Contaminación típica	105,820	143,3	3,3	55000	SKF-6404		
GIRO SENTIDO HORARIO							
t ₁ (%)	F _{aB} (N)	F _{rB} (N)	F _a /F _r	f ₀ *F _a /C ₀	e	F _{eq} (N)	
0,50	807,03	1854,18	0,44	0,59	0,25	2450,24	
	Fiabilidad %	a ₁	K	η_c	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a _{ISO}	
	99,00	0,25	1,31	0,20	0,05	1,40	
GIRO SENTIDO ANTIHORARIO							
t ₂ (%)	F _{aB} (N)	F _{rB} (N)	F _a /F _r	f ₀ *F _a /C ₀	e	F _{eq} (N)	
0,50	807,03	1854,18	0,44	0,59	0,25	1516,02	
	Fiabilidad %	a ₁	K	η_c	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a _{ISO}	
	99,00	0,25	1,31	0,20	0,08	2,41	
(C) CAPACIDAD DE CARGA DINÁMICA DE CÁLCULO						17,90 KN	Válido
COEFICIENTE DE SEGURIDAD CARGA ESTÁTICA						6,12	

Tabla 2.3.5.8 Capacidad dinámica de cálculo y del coeficiente de seguridad estático.

EJE DE SALIDA APOYO A

Datos geométricos y de cálculo rodamiento eje salida apoyo A

ETAPA 3 RODAMIENTO APOYO A								
Rodamiento	C (KN)	C ₀ (KN)	P _u (KN)	K _r	f ₀	d	D	B
SKF6207-2RS1	27	15,3	0,655	0,025	13,8	35 mm	72 mm	17 mm

Tabla 2.3.5.9 Datos geométricos y de cálculo del rodamiento, facilitados por el fabricante.

Cálculos fallo fatiga rodamiento eje salida apoyo A

ETAPA 3 RODAMIENTO APOYO A							
η_c	γ_1 (mm ² /s)	n_1 (rpm)	$q=10/3$	L(h)	Rodamiento		
Contaminación típica	334,017	32,96	3,3	55000	SKF6207-2RS1		
GIRO SENTIDO HORARIO							
t ₁ (%)	F _{aA} (N)	F _{rA} (N)	F _a /F _r	f ₀ *F _a /C ₀	e	F _{eq} (N)	
0,50	636,74	1302,65	0,49	0,57	0,25	1849,59	
	Fiabilidad %	a ₁	K	η_c	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a _{ISO}	
	99,00	0,25	0,41	0,20	0,07	0,30	
GIRO SENTIDO ANTIHORARIO							
t ₂ (%)	F _{aA} (N)	F _{rA} (N)	F _a /F _r	f ₀ *F _a /C ₀	e	F _{eq} (N)	
0,50	636,74	910,20	0,70	0,57	0,25	864,49	
	Fiabilidad %	a ₁	K	η_c	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a _{ISO}	
	99,00	0,25	0,41	0,20	0,15	0,41	
(C) CAPACIDAD DE CARGA DINÁMICA DE CÁLCULO						13,63 KN	Válido
COEFICIENTE DE SEGURIDAD CARGA ESTÁTICA						8,27	

Tabla 2.3.5.10 Capacidad dinámica de cálculo y del coeficiente de seguridad estático.

EJE DE SALIDA APOYO B

Datos geométricos y de cálculo rodamiento eje salida apoyo B

ETAPA 3 RODAMIENTO APOYO B								
Rodamiento	C (KN)	C ₀ (KN)	P _u (KN)	K _r	f ₀	d	D	B
SKF-6014 M	39,7	31	1,3	0,025	15,6	70 mm	110 mm	20 mm

Tabla 2.3.5.11 Datos geométricos y de cálculo del rodamiento, facilitados por el fabricante.

Cálculos fallo fatiga rodamiento eje salida apoyo B

ETAPA 3 RODAMIENTO APOYO B							
η_c	γ_1 (mm ² /s)	n_1 (rpm)	$q=10/3$	L(h)	Rodamiento		
Contaminación típica	257,528	32,96	3,3	55000	SKF-6014 M		
GIRO SENTIDO HORARIO							
t ₁ (%)	F _{aB} (N)	F _{rB} (N)	F _a /F _r	f ₀ *F _a /C ₀	e	F _{eq} (N)	
0,50	0,00	1559,01	0,00	0,00	0,00	1559,01	
	Fiabilidad %	a ₁	K	η_c	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a _{ISO}	
	99,00	0,25	0,54	0,20	0,17	0,92	
GIRO SENTIDO ANTIHORARIO							
t ₂ (%)	F _{aB} (N)	F _{rB} (N)	F _a /F _r	f ₀ *F _a /C ₀	e	F _{eq} (N)	
0,50	0,00	1554,73	0,00	0,00	0,00	1554,73	
	Fiabilidad %	a ₁	K	η_c	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a _{ISO}	
	99,00	0,25	0,54	0,20	0,17	0,92	
(C) CAPACIDAD DE CARGA DINÁMICA DE CÁLCULO						9,88 KN	Válido
COEFICIENTE DE SEGURIDAD CARGA ESTÁTICA						19,88	

Tabla 2.3.5.12 Capacidad dinámica de cálculo y del coeficiente de seguridad estático.

3.-ANEXO RODAMIENTOS Y RETENES

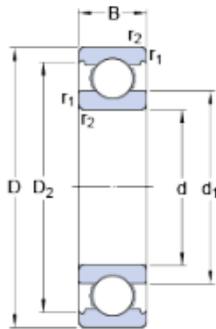
Eje de entrada apoyo A

SKF RODAMIENTO EJE DE ENTRADA LADO MOTOR DE INDUCCIÓN (APOYO A)

6007

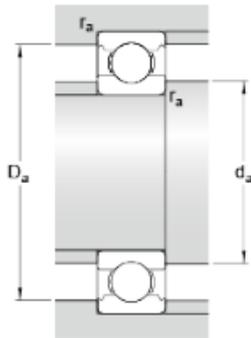
SKF Explorer

Dimensions



d	35	mm
D	62	mm
B	14	mm
$d_1 \approx$	43.75	mm
$D_2 \approx$	55.61	mm
$r_{1,2}$ min.	1	mm

Abutment dimensions



d_a min.	39.6	mm
D_a max.	57.4	mm
r_a max.	1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	16.8	kN
Basic static load rating	C_0	10.2	kN
Fatigue load limit	P_u	0.44	kN
Reference speed		24000	r/min
Limiting speed		15000	r/min
Calculation factor	k_r	0.025	
Calculation factor	f_0	15	

Mass

Mass bearing		0.153	kg
--------------	--	-------	----

Eje de entrada apoyo B

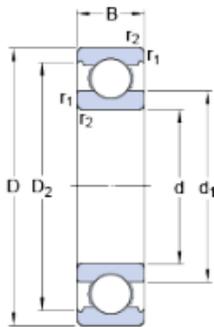


RODAMIENTO EJE DE ENTRADA LADO SALIDA REDUCTOR (APOYO B)

6004

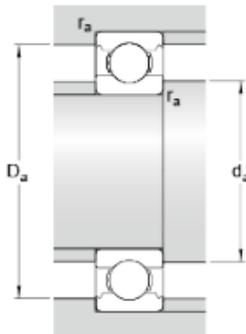
SKF Explorer

Dimensions



d	20	mm
D	42	mm
B	12	mm
$d_1 \approx$	27.2	mm
$D_2 \approx$	37.19	mm
$r_{1,2} \text{ min.}$	0.6	mm

Abutment dimensions



$d_a \text{ min.}$	23.2	mm
$D_a \text{ max.}$	38.8	mm
$r_a \text{ max.}$	0.6	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	10	kN
Basic static load rating	C_0	5	kN
Fatigue load limit	P_u	0.212	kN
Reference speed		38000	r/min
Limiting speed		24000	r/min
Calculation factor	k_r	0.025	
Calculation factor	f_0	14	

Mass

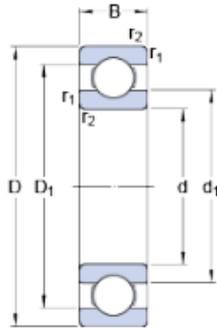
Mass bearing		0.0674	kg
--------------	--	--------	----

Eje intermedio apoyo A

SKF RODAMIENTO EJE INTERMEDIO LADO MOTOR DE INDUCCIÓN (APOYO A)

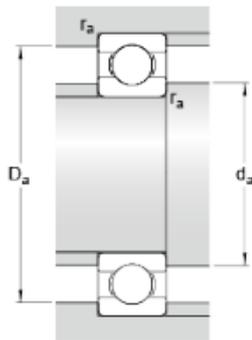
6204 ETN9

Dimensions



d	20	mm
D	47	mm
B	14	mm
d ₁	≈ 28.2	mm
D ₁	≈ 39.6	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Abutment dimensions



d _a	min. 25.6	mm
D _a	max. 41.4	mm
r _a	max. 1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	15.6	kN
Basic static load rating	C ₀	7.6	kN
Fatigue load limit	P _u	0.325	kN
Reference speed		32000	r/min
Limiting speed		20000	r/min
Calculation factor	k _r	0.025	
Calculation factor	f ₀	12	

Mass

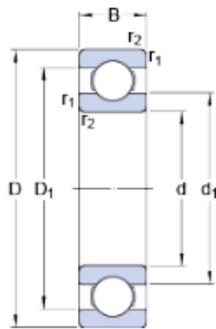
Mass bearing	0.0979	kg
--------------	--------	----

Eje intermedio apoyo B

SKF RODAMIENTO EJE INTERMEDIO LADO SALIDA REDUCTOR DE VELOCIDADES (APOYO B)

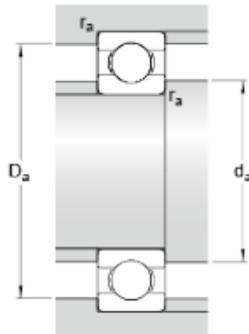
6404

Dimensions



d	20	mm
D	72	mm
B	19	mm
d ₁	≈ 37.11	mm
D ₁	≈ 54.75	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

Abutment dimensions



d _a	min. 29	mm
D _a	max. 63	mm
r _a	max. 1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	30.7	kN
Basic static load rating	C ₀	15	kN
Fatigue load limit	P _u	0.64	kN
Reference speed		24000	r/min
Limiting speed		15000	r/min
Calculation factor	k _r	0.035	
Calculation factor	f ₀	11	

Mass

Mass bearing	0.409	kg
--------------	-------	----

Eje de salida apoyo A

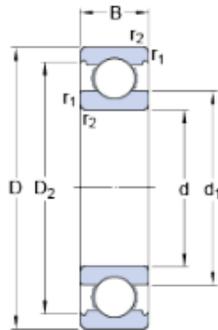


RODAMIENTO EJE DE SALIDA LADO MOTOR DE INDUCCIÓN (APOYO A)

6007

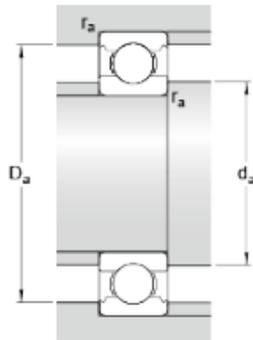
SKF Explorer

Dimensions



d	35	mm
D	62	mm
B	14	mm
d ₁	≈ 43.75	mm
D ₂	≈ 55.61	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Abutment dimensions



d _a	min. 39.6	mm
D _a	max. 57.4	mm
r _a	max. 1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	16.8	kN
Basic static load rating	C ₀	10.2	kN
Fatigue load limit	P _u	0.44	kN
Reference speed		24000	r/min
Limiting speed		15000	r/min
Calculation factor	k _r	0.025	
Calculation factor	f ₀	15	

Mass

Mass bearing	0.153	kg
--------------	-------	----

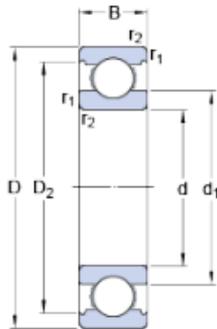
Eje de salida apoyo B

SKF RODAMIENTO EJE DE SALIDA LADO SALIDA REDUCTOR DE VELOCIDADES (APOYO B)

6014 M

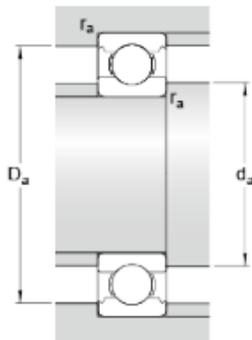
SKF Explorer

Dimensions



d	70	mm
D	110	mm
B	20	mm
d₁	≈ 82.85	mm
D₂	≈ 99.9	mm
r_{1,2}	min. 1.1	mm

Abutment dimensions



d_a	min. 76	mm
D_a	max. 104	mm
r_a	max. 1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	39.7	kN
Basic static load rating	C₀	31	kN
Fatigue load limit	P_u	1.3	kN
Reference speed		13000	r/min
Limiting speed		11000	r/min
Calculation factor	k_r	0.025	
Calculation factor	f₀	15.6	

Mass

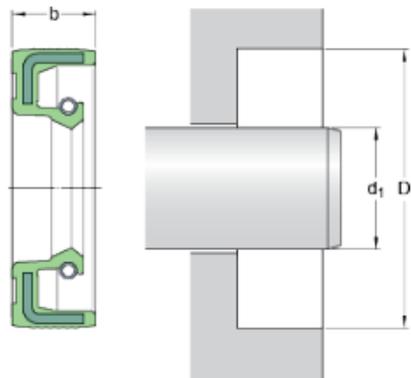
Mass bearing		0.701	kg
--------------	--	--------------	-----------

Retén eje de entrada

SKF RETÉN EJE DE ENTRADA

35x62x8 HMS5 RG

Dimensions



d_1	35	mm
D	62	mm
b	8	mm

US stock number	563860
-----------------	--------

Application and operating conditions

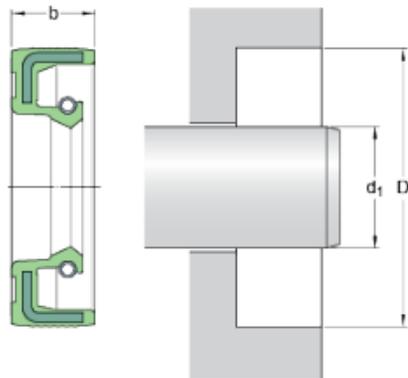
Pressure differential		0.03	MPa
Operating temperature	min.	-40	°C
Operating temperature	max.	100	°C
Operating temperature, short period	max.	120	°C
Rotational speed	max.	7639	r/min
Shaft surface speed	max.	14	m/s

Retén eje de salida

SKF RETÉN EJE DE SALIDA

70x110x10 HMS5 V

Dimensions



d_1	70	mm
D	110	mm
b	10	mm

US stock number

563907

Application and operating conditions

Pressure differential		0.03	MPa
Operating temperature	min.	-40	°C
Operating temperature	max.	200	°C
Operating temperature, short period	max.	220	°C
Rotational speed	max.	3820	r/min
Shaft surface speed	max.	14	m/s

4.-PRESUPUESTO

4.-Presupuesto

4.1 Cuadro de precios

4.1.1.- Mano de obra

Oficial de primera	18,5	€/h
Oficial de segunda	12,6	€/h

4.1.2.- Materiales

Acero 42 CrMo4	1,95	€/kg
Acero C10	1,7	€/kg
Fundición maleable corazón negro	1,24	€/kg
Fundición Gris	1,1	€/kg
Chaveta 10x8x45	1,13	€/ud
Chaveta 14x9x56	1,66	€/ud
Chaveta 14x9x70	2,34	€/ud
Chaveta 18x11x90	3,05	€/ud
Rodamiento SKF 6007	19,929	€/ud
Rodamiento SKF 6004	18,343	€/ud
Rodamiento SKF 6204 ETN9	85,631	€/ud
Rodamiento SKF 606014 M	62,53	€/ud
Arandela elástica Ø20	0,1	€/ud
Arandela elástica Ø35	0,103	€/ud
Arandela elástica Ø50	0,21	€/ud
Arandela elástica Ø70	0,29	€/ud
tornillo EN ISO 4676 M6x16	0,36	€/ud
tornillo EN ISO 4676 M6x10	0,24	€/ud
Casquillo Ø 35x15,5x4,4	0,6	€/ud
Casquillo Ø 50x9x5	0,9	€/ud
Moldeo y molde de la carcasa	80	€/ud
Lubricante VG 660	6,88	€/L
Junta de estanqueidad carcasa	7,24	€/ud
Junta estanqueidad tapas	4,25	€/ud
RETYÉN SKF 35X62X8 HMS5 RG	12,37	€/ud
RETYÉN SKF 70X110X10 HMS5 V	21,15	€/ud

4.1.3.- Maquinaria

Torno	25	€/h
Fresadora	30	€/h
Rectificadora	40	€/h
Taladro y roscado de la carcasa	20	€/h
Taladro del engranaje	15	€/h

4.2.- Mediciones

ENGRANAJES

Piñón primera etapa	0,77	ud
Rueda primera etapa	14,5	ud
Piñón segunda etapa	2,55	ud
Rueda segunda etapa	35,18	ud

EJES

Eje de entrada	1,23	ud
Eje intermedio	2,29	ud
Eje de salida	7,22	ud

CHAVETAS (UNE 17.102h1)

Chaveta 10x8x45	2	ud
Chaveta 14x9x56	1	ud
Chaveta 14x9x70	1	ud
Chaveta 18x11x90	2	ud

CASQUILLOS

Casquillo Ø 35x15,5x4,4	1	ud
Casquillo Ø 50x9x5	1	ud

ARANDELAS ELÁSTICAS

Arandela elástica Ø20	2	ud
Arandela elástica Ø35	3	ud
Arandela elástica Ø50	1	ud
Arandela elástica Ø70	1	ud

RODAMIENTOS

Rodamiento SKF 6007	2	ud
Rodamiento SKF 6004	2	ud
Rodamiento SKF 6204 ETN9	1	ud
Rodamiento SKF 606014 M	1	ud

TAPAS DE RODAMIENTOS

Tapa 1B	0,13 ud
Tapa 2B	0,4 ud
Tapa 2A	0,14 ud
Tapa 3A	0,24 ud

TAPONES

Tapón entrada lubricante	1 ud
tapón vaciado lubricante	1 ud

TORNILLOS

tornillo EN ISO 4676 M6x16	32 ud
tornillo EN ISO 4676 M6x10	28 ud

CARCASA

Semibloque superior	38,73 ud
Semibloque inferior	38,73 ud

SELLADO

Junta de estanqueidad carcasa	1 ud
Junta estanqueidad tapas	4 ud
Retén SKF 35X62X8 HMS5 RG	1 ud
Retén SKF 70X110X10 HMS5 V	1 ud

LUBRICANTE

Lubricante VG 680	7,2 ud
-------------------	--------

4.3.- Precios Descompuestos

3,1 ENGRANAJES

Piñón de la primera etapa

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición maleable corazón negro	Kg	0,77	1,24	0,95
Torneado	h	0,70	25,00	17,50
Fresado	h	0,20	30,00	6,00
Taladrado	h	0,10	15,00	1,50
Rectificado	h	0,20	40,00	8,00
TOTAL				33,95

Rueda de la primera etapa

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición maleable corazón negro	Kg	14,50	1,24	17,98
Torneado	h	0,98	25,00	24,50
Fresado	h	0,70	30,00	21,00
Taladrado	h	0,10	15,00	1,50
Rectificado	h	0,30	40,00	12,00
TOTAL				76,98

Piñón de la segunda etapa

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición maleable corazón negro	Kg	2,55	1,24	3,16
Torneado	h	0,75	25,00	18,75
Fresado	h	0,30	30,00	9,00
Taladrado	h	0,10	15,00	1,50
Rectificado	h	0,20	40,00	8,00
TOTAL				40,41

Rueda de la primera etapa

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición maleable corazón negro	Kg	35,18	1,24	43,62
Torneado	h	1,07	25,00	26,75
Fresado	h	0,84	30,00	25,20
Taladrado	h	0,15	15,00	2,25
Rectificado	h	0,43	40,00	17,20
TOTAL				115,02

3,2 EJES

EJE DE ENTRADA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Acero 42 CrMo4	Kg	1,23	1,95	2,40
Torneado	h	0,42	25,00	10,50
Fresado	h	0,24	30,00	7,20
Rectificado	h	0,80	40,00	32,00
TOTAL				52,10

EJE INTERMEDIO

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Acero 42 CrMo4	Kg	2,29	1,95	4,47
Torneado	h	0,76	25,00	18,90
Fresado	h	0,43	30,00	12,96
Rectificado	h	1,44	40,00	57,60
TOTAL				93,93

EJE DE SALIDA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Acero 42 CrMo4	Kg	7,22	1,95	14,08
Torneado	h	1,26	25,00	31,50
Fresado	h	0,72	30,00	21,60
Rectificado	h	2,40	40,00	96,00
TOTAL				163,18

3,3 CARCASA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición Gris	Kg	77,46	1,10	85,21
Moldeo y molde de la carcasa	ud	1,00	80,00	80,00
Fresado	h	2,60	30,00	78,00
Taladro y roscado de la carcasa	h	1,85	20,00	37,00
TOTAL				280,21

3,4 TAPAS Y TAPONES

TAPA 1B

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Acero C10	Kg	0,13	1,95	0,25
Torneado	h	0,15	25,00	3,75
Taladro y roscado de la carcasa	h	0,20	20,00	4,00
Rectificado	h	0,10	40,00	4,00
TOTAL				12,00

TAPA 2 B

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Acero C10	Kg	0,40	1,95	0,78
Torneado	h	0,37	25,00	9,25
Taladro y roscado de la carcasa	h	0,48	20,00	9,60
Rectificado	h	0,18	40,00	7,20
TOTAL				26,83

TAPA 2 A

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Acero C10	Kg	0,14	1,95	0,27
Torneado	h	0,18	25,00	4,50
Taladro y roscado de la carcasa	h	0,27	20,00	5,40
Rectificado	h	0,12	40,00	4,80
TOTAL				14,97

TAPA 3 A

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Acero C10	Kg	0,24	1,95	0,47
Torneado	h	0,30	25,00	7,50
Taladro y roscado de la carcasa	h	0,38	20,00	7,60
Rectificado	h	0,16	40,00	6,40
TOTAL				21,97

TAPÓN LUBRICANTE

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Acero C10	Kg	0,40	1,95	0,78
Torneado	h	0,30	25,00	7,50
Taladro y roscado de la carcasa	h	0,38	20,00	7,60
Rectificado	h	0,16	40,00	6,40
TOTAL				22,28

3,5 RODAMIENTOS

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Rodamiento SKF 6007	ud	2,00	19,93	39,86
Rodamiento SKF 6004	ud	2,00	18,34	36,69
Rodamiento SKF 6204 ETN9	ud	1,00	85,63	85,63
Rodamiento SKF 606014 M	ud	1,00	62,53	62,53
TOTAL				224,71

3,6 TORNILLERIA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
tornillo EN ISO 4676 M6x16	ud	32,00	0,36	11,52
tornillo EN ISO 4676 M6x10	ud	28,00	0,24	6,72
TOTAL				18,24

3,7 CASQUILLOS

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Casquillo Ø 35x15,5x4,4	ud	1,00	0,60	0,60
Casquillo Ø 50x9x5	ud	1,00	0,90	0,90
TOTAL				1,50

3,8 ARANDELAS ELÁSTICAS

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Arandela elástica Ø20	ud	2,00	0,10	0,20
Arandela elástica Ø35	ud	3,00	0,10	0,31
Arandela elástica Ø50	ud	1,00	0,21	0,21
Arandela elástica Ø70	ud	1,00	0,29	0,29
TOTAL				1,01

3,9 CHAVETAS (UNE 17.102h1)

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Chaveta 10x8x45	ud	2,00	1,13	2,26
Chaveta 14x9x56	ud	1,00	1,66	1,66
Chaveta 14x9x70	ud	1,00	2,34	2,34
Chaveta 18x11x90	ud	2,00	3,05	6,10
TOTAL				12,36

3,10 ELEMENTOS DE SELLADO PARA LA CARCASA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Junta de estanqueidad carcasa	ud	1,00	7,24	7,24
Junta estanqueidad tapas	ud	4,00	4,25	17,00
Retén SKF 35X62X8 HMS5 RG	ud	1,00	12,37	12,37
Retén SKF 70X110X10 HMS5 V	ud	1,00	21,15	21,15
TOTAL				57,76

3,11 LUBRICANTE

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Lubricante VG 680	ud	7,20	6,88	49,54
TOTAL				49,54

4.4.- Presupuesto de Ejecución Material

Descripción	Precio (€)
3,1 ENGRANAJES	266,37
3,2 EJES	309,20
3,3 CARCASA	280,21
3,4 TAPAS Y TAPONES	98,05
3,5 RODAMIENTOS	224,71
3,6 TORNILLERIA	18,24
3,7 CASQUILLOS	1,50
3,8 ARANDELAS ELÁSTICAS	1,01
3,9 CHAVETAS (UNE 17.102h1)	12,36
3,10 ELEMENTOS DE SELLADO PARA LA CARCASA	57,76
3,11 LUBRICANTE	49,54
Total presupuesto de ejecución material	1318,9435€

4.5.- Presupuesto Base de Contrata

Descripción	Precio (€)
Presupuesto de ejecución material	1318,94
13% Gastos Generales	171,46
6% Beneficio Industrial	79,14
PRESUPUESTO BASE CONTRATA	1569,54

Presupuesto base de Contrata

1569,54€

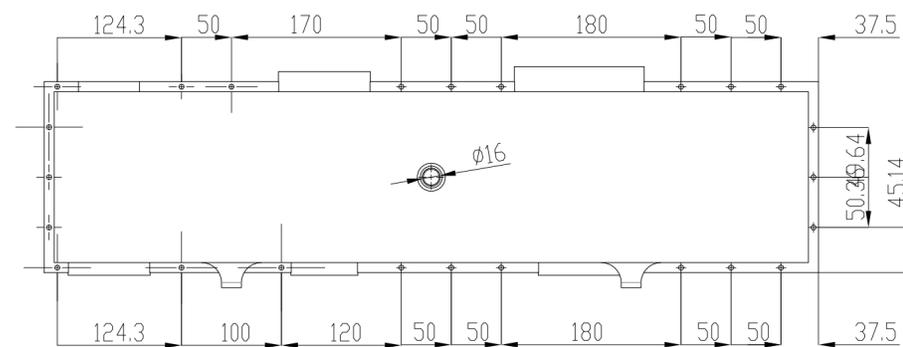
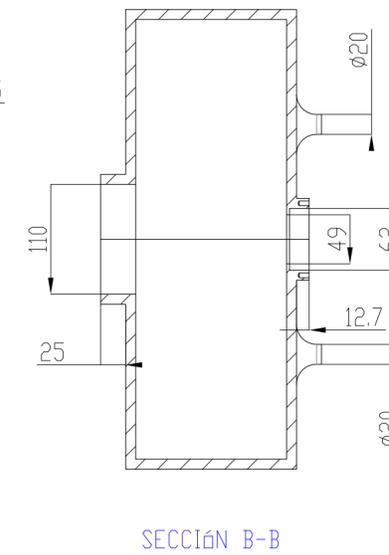
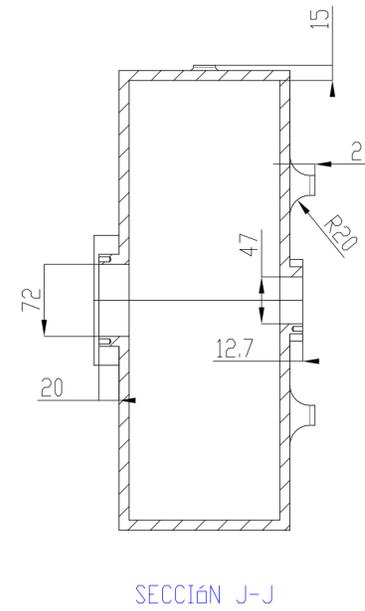
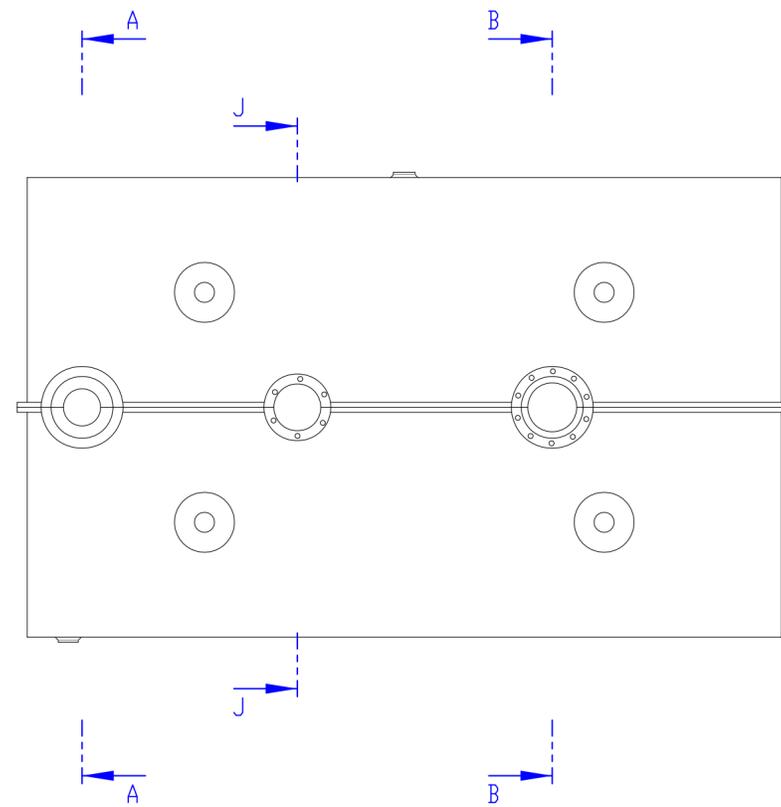
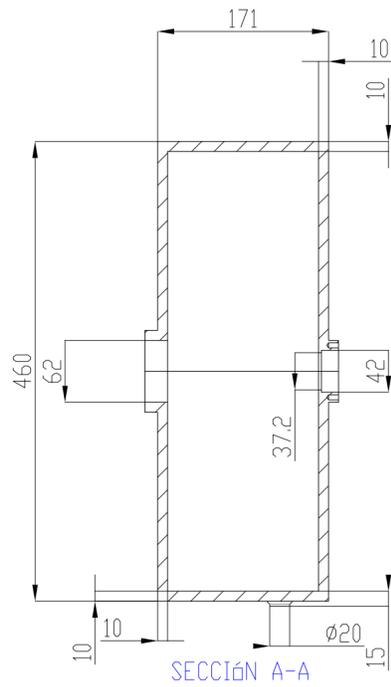
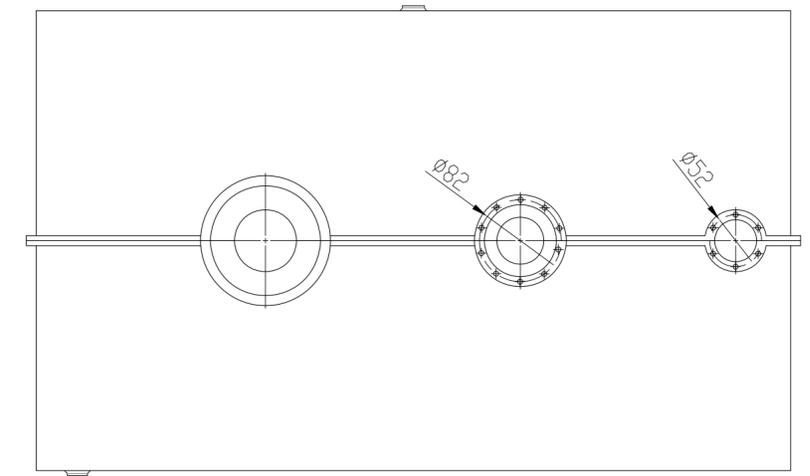
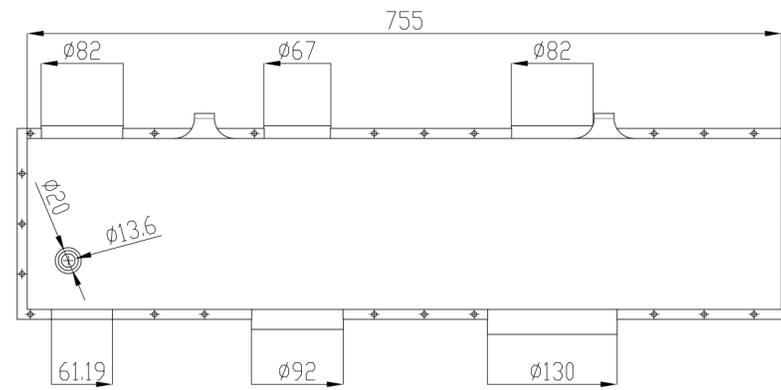
4.6.- Presupuesto Total

Descripción	Precio (€)
Presupuesto base de Contrata	1569,54
21% IVA	329,60
PRESUPUESTO TOTAL	1899,15

Presupuesto Total **1899,15€**

El coste total del reductor es de **MIL OCHOCIENTOS NOVENTA Y NUEVE Y QUINCE CENTIMOS DE EURO**

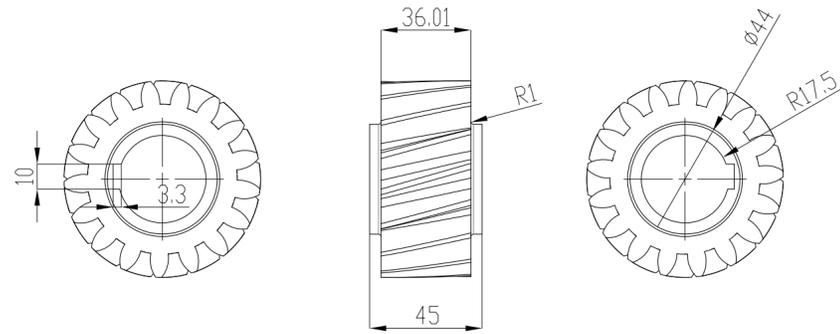
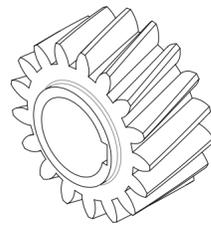
5.-PLANOS



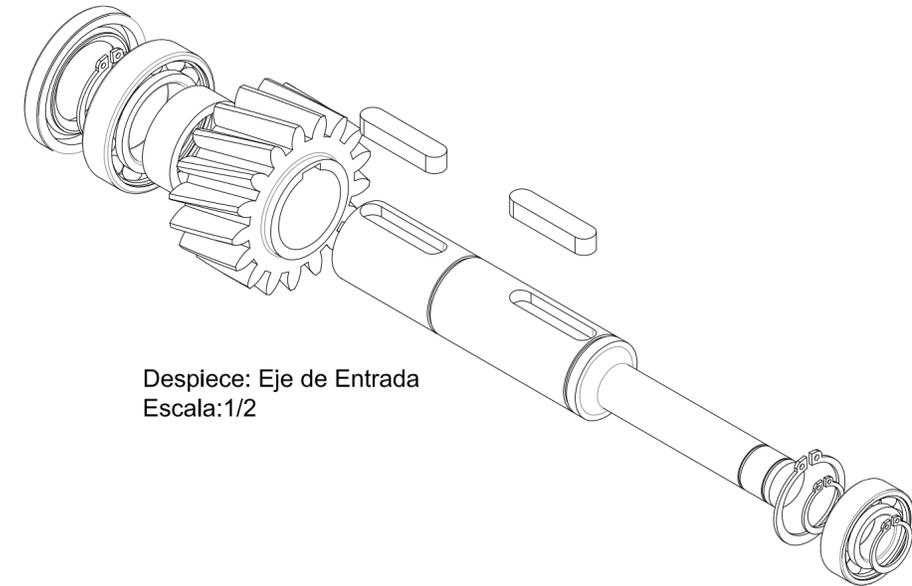
Trabajo final de grado
Diseño y cálculo de un reductor de velocidades de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, para un polipasto de uso industrial, con dos hipótesis de cálculo, según el sentido de giro del motor
Tutor
Dña. Ana María Pedrosa Sanchez
Plano
Secciones y Alzado de la Carcasa

Autor del Trabajo Final de Grado Mecánica D. Santiago Soro Sala	
E.T.S.I.D.(UPV) Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	
fecha 16 de Mayo de 2016	
plano nº 1	escala 1/5

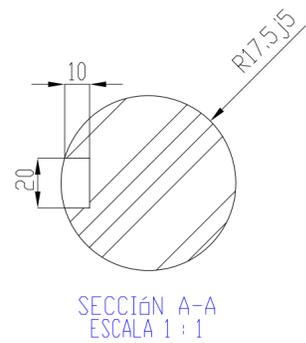
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	eje entrada	Eje de entrada etapa 1	1
2	din_6885_2_a_10_x_8_x_45	Chaveta	2
3	engranaje 1	Engranaje 1	1
4	221760-35	Arandela elástica Ø 35	2
5	6007	Rodamiento SKF- 6007	1
6	6004	Rodamiento SKF-6004	1
7	separador 1A	Casquillo Ø35 x 15,5 x 4,4 mm	1
8	221760-20	Arandela elástica Ø20	1
9	35x62x8 HMS5 RG	Retén SKF	1



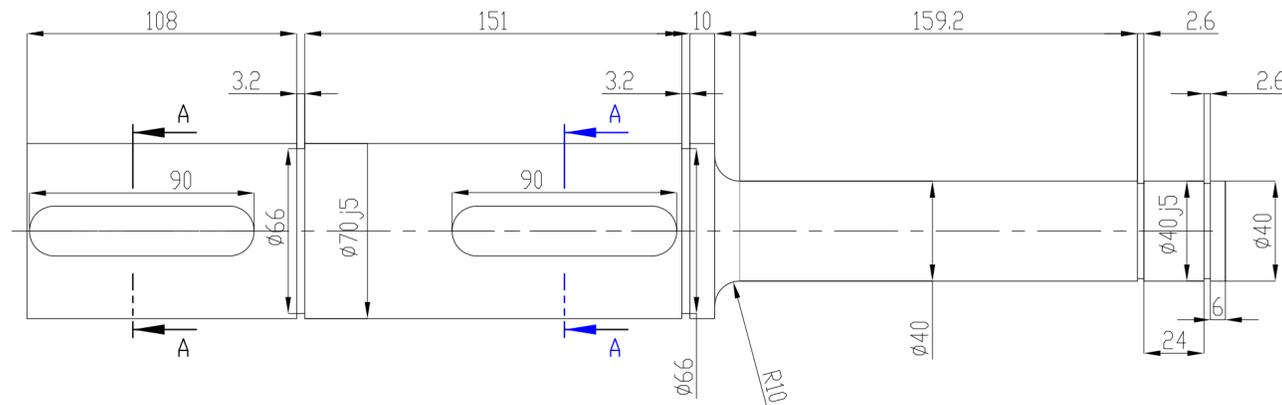
Engranaje 1
 Material: Fundición maleable corazón negro.
 GJMB-500-5. Dureza Superficial (HB 165)



Despiece: Eje de Entrada
 Escala: 1/2



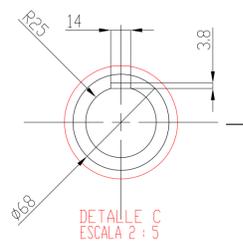
SECCIÓN A-A
 ESCALA 1 : 1



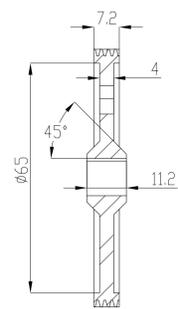
Eje de Entrada
 Material: 42CrMo4

Trabajo final de grado
Diseño y cálculo de un reductor de velocidades de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, para un polipasto de uso industrial, con dos hipótesis de cálculo, según el sentido de giro del motor
Tutor
Dña. Ana María Pedrosa Sanchez
Plano
Eje de Entrada y Engranaje 1

Autor del Trabajo Final de Grado Mecánica D. Santiago Soro Sala
E.T.S.I.D.(UPV) Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño
fecha 16 de Mayo de 2016
plano nº 2
escala 1/1

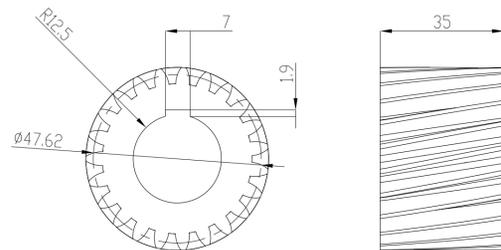
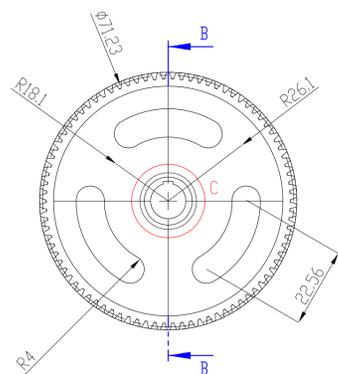


DETALLE C
ESCALA 2 : 5



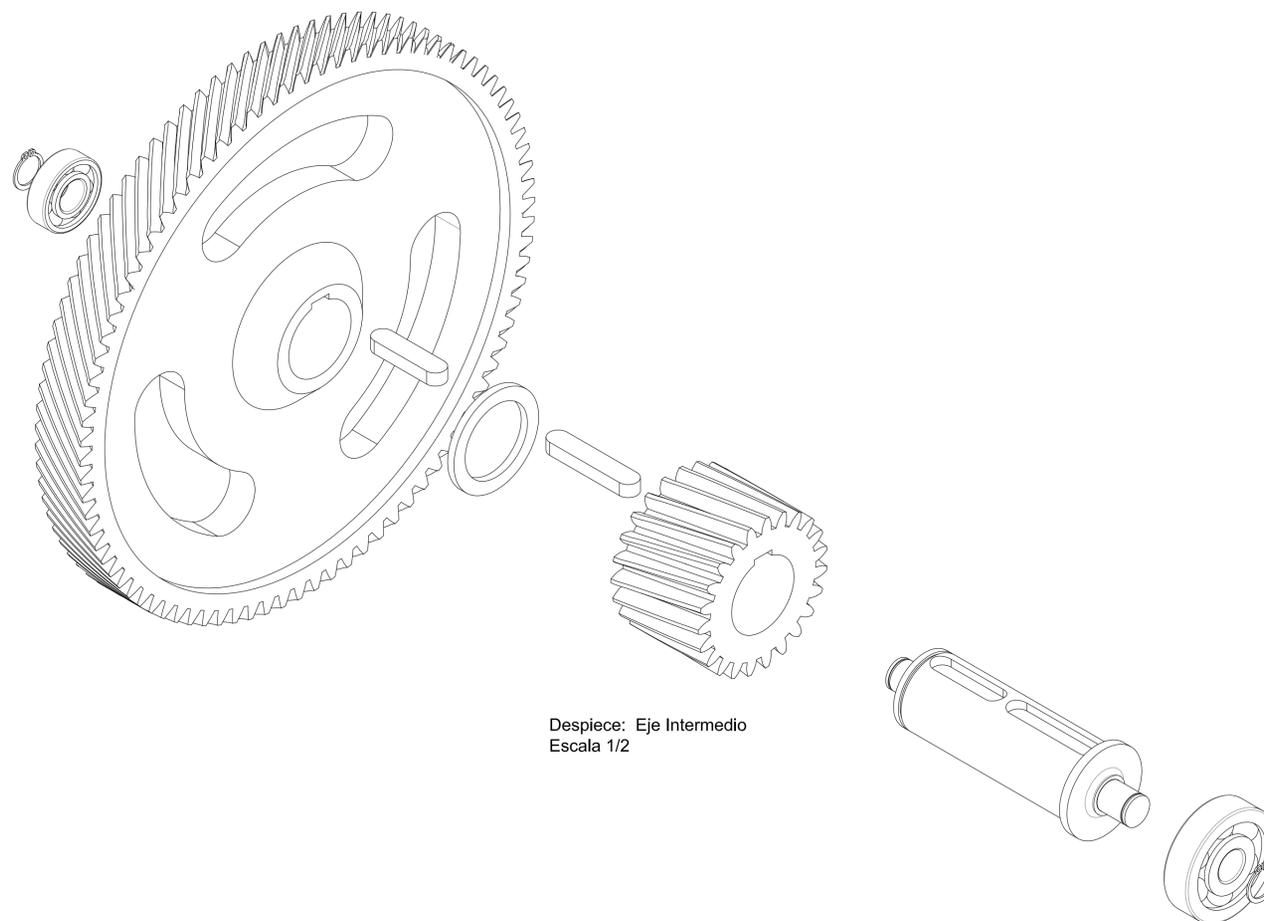
SECCIÓN B-B

Engranaje 2. Escala 1/5
Material: Fundición maleable corazón negro.
GJMB-500-5. Dureza Superficial (HB 165)

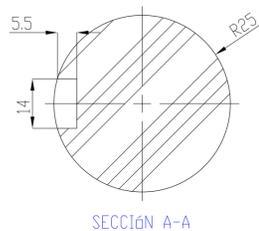
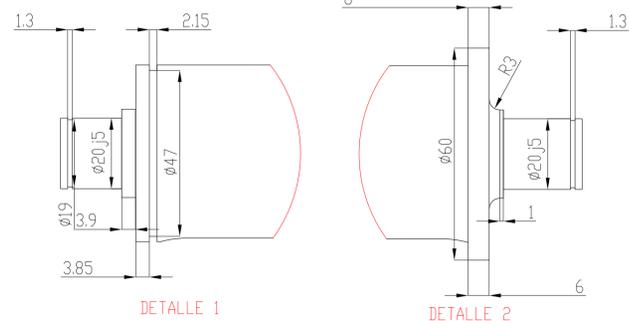
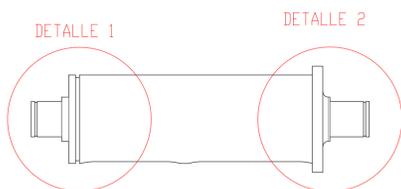


Engranaje 3. Escala 1/5
Material: Fundición maleable corazón negro.
GJMB-500-5. Dureza Superficial (HB 165)

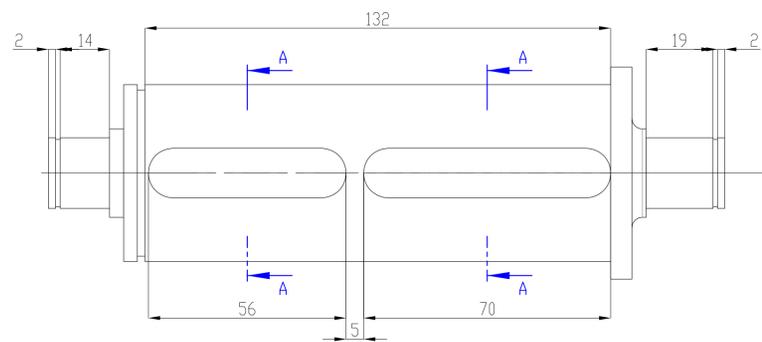
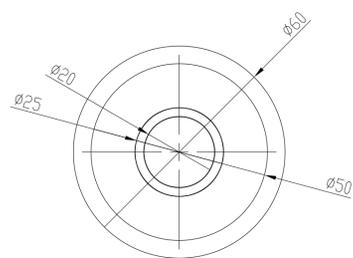
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	eje intermedio	Eje segunda etapa	1
2	din_6885_2_a_14_x_9_x_56	Chaveta engranaje 2	1
3	din_6885_2_a_14_x_9_x_70	Chaveta engraje 3	1
4	engranaje 2	Engranaje 2	1
5	separador intermedio 2	Casquillo Ø 50 x 9 x 5 mm	1
6	engranaje 3	Engranaje 3	1
7	221760-50	Arandela elástica Ø 50	1
8	6204 ETN9	Rodamiento SKF 6204 ETN9	1
9	6404	Rodamiento SKF 6404	1
10	221760-20	Arandela elástica	2



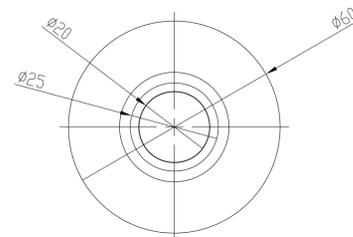
Despiece: Eje Intermedio
Escala 1/2



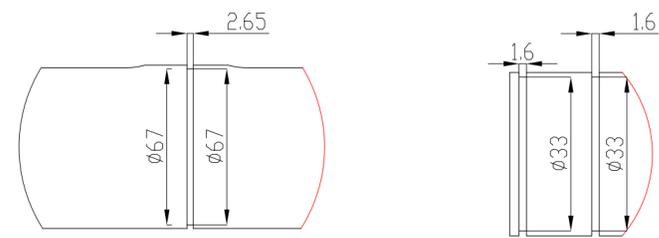
SECCIÓN A-A



Eje Intermedio
Material: 42CrMo4

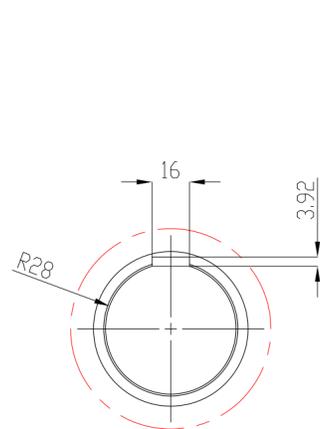
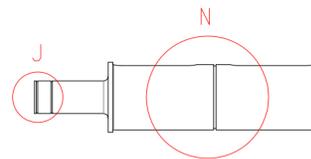


Trabajo final de grado	Autor del Trabajo Final de Grado Mecánica D. Santiago Soro Sala
Diseño y cálculo de un reductor de velocidades de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, para un polipasto de uso industrial, con dos hipótesis de cálculo, según el sentido de giro del motor	
Tutor	E.T.S.I.D.(UPV) Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño
Dña. Ana María Pedrosa Sanchez	fecha 16 de Mayo de 2016
Plano	plano nº 3 escala 1/1
Eje Intermedio, engranaje 2 y engranaje 3	

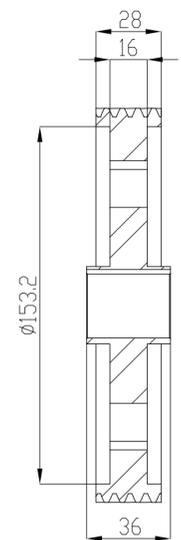


DETALLE N

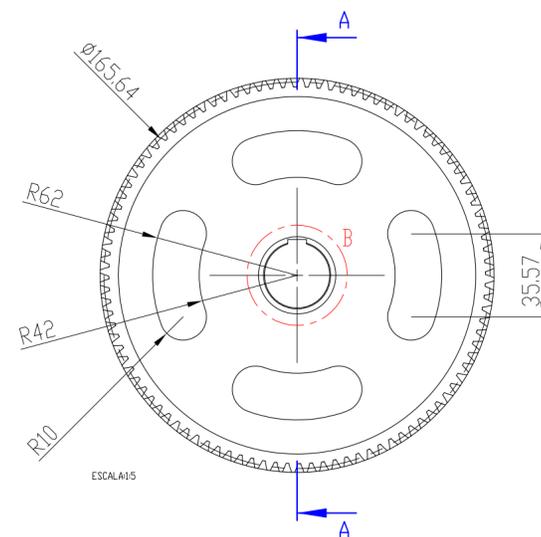
DETALLE B
ESCALA 1 : 1



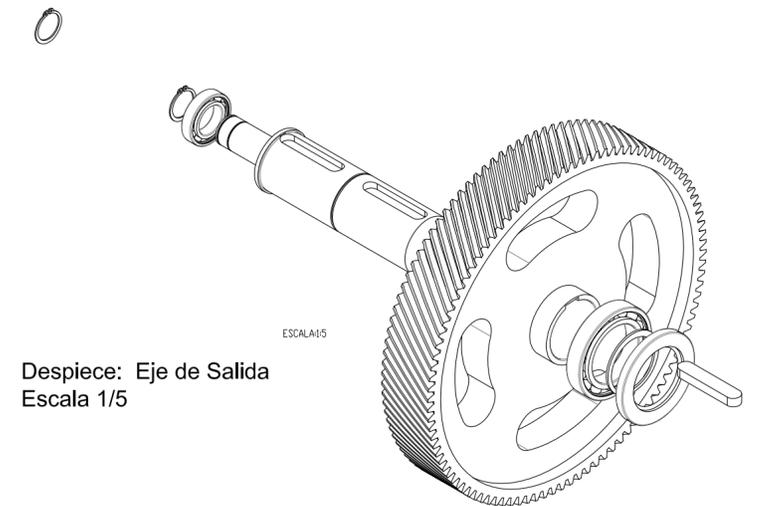
DETALLE B
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN A-A

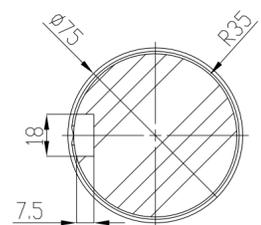


ESCALA 1/5

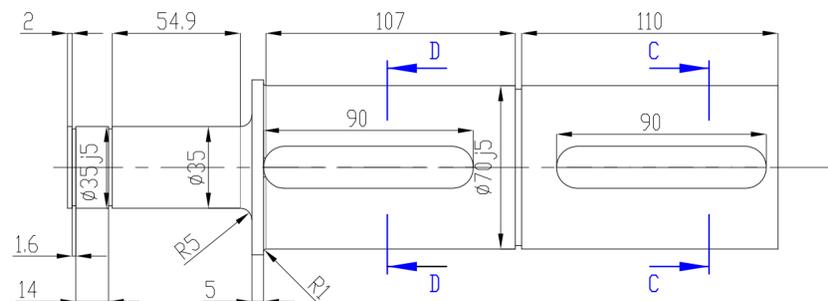


Despiece: Eje de Salida
Escala 1/5

Engranaje 1, Escala 1/5
Material: Fundición maleable corazón negro.
GJMB-500-5. Dureza Superficial (HB 165)

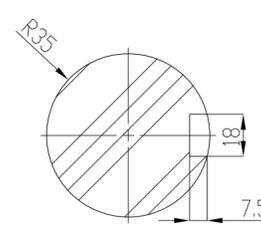


SECCIÓN D-D



ESCALA 1/2

Eje de Salida
Material: 42CrMo4



SECCIÓN C-C

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	eje salida_v2	Eje salida	1
2	6007	Rodamiento SKF- 6007	1
3	6014 M	Rodamiento SKF 6014 M	1
4	din_6885_2_a_18_x_11_x_90	Chaveta engranaje 3 y nuez de cadena	2
5	221760-70	Arandela elástica Ø70	1
6	70X110X10 HMS5 V	Retén SKF 70x110x10 HMS5 V	1
7	221760-35	Arandela elástica	1
8	engranaje 4	Engranaje 4	1

Trabajo final de grado

Diseño y cálculo de un reductor de velocidades de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, para un polipasto de uso industrial, con dos hipótesis de cálculo, según el sentido de giro del motor

Tutor
Dña. Ana María Pedrosa Sanchez

Plano
Eje de salida y engranaje 4

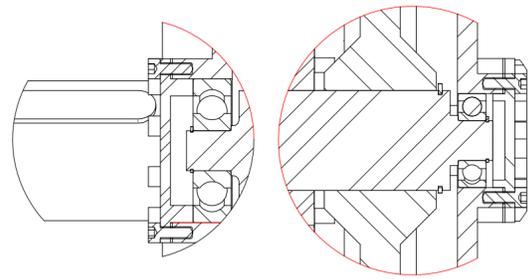
Autor del Trabajo Final de Grado Mecánica
D. Santiago Soro Sala

E.T.S.I.D.(UPV)
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

fecha
16 de Mayo de 2016

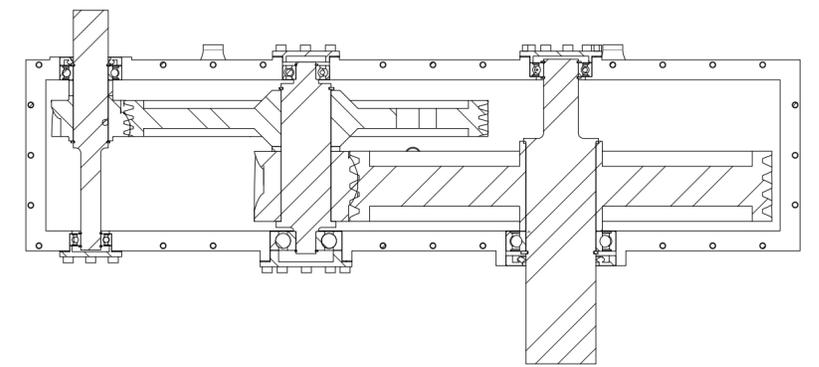
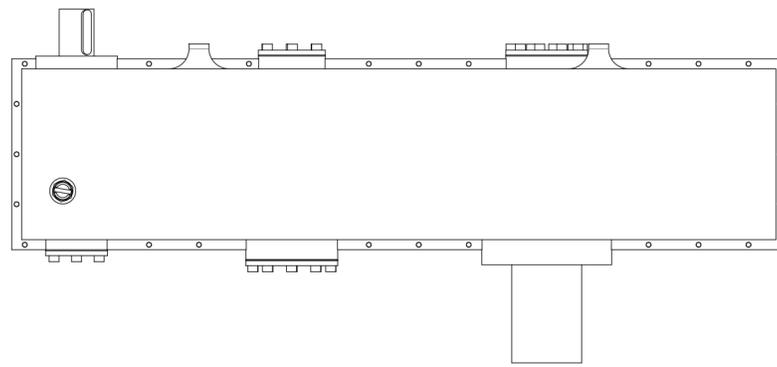
plano nº
4

escala
1/2

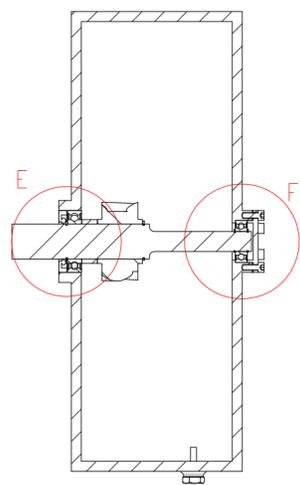


DETALLE G
ESCALA 2 : 5

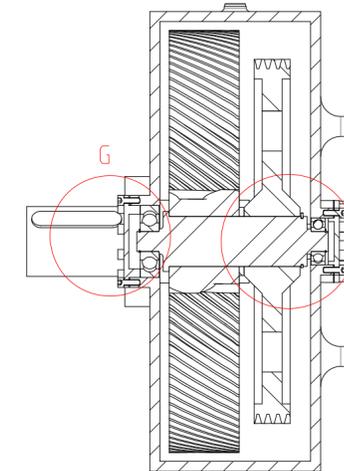
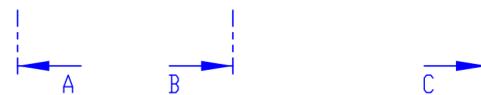
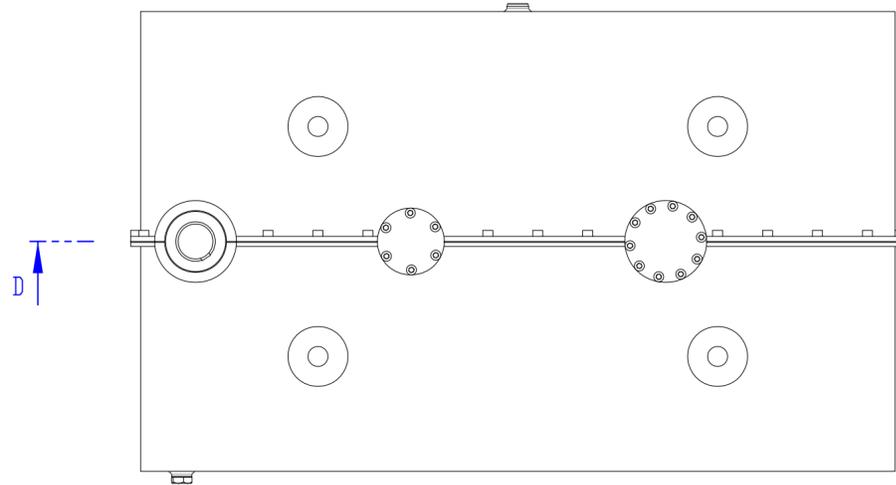
DETALLE H
ESCALA 2 : 5



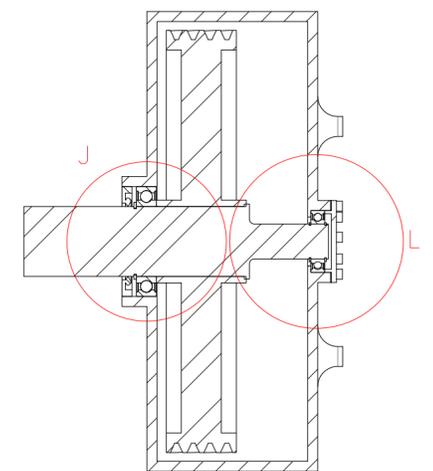
SECCIÓN D-D



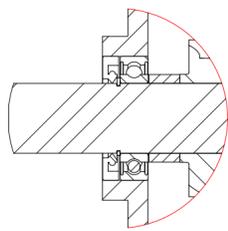
SECCIÓN A-A



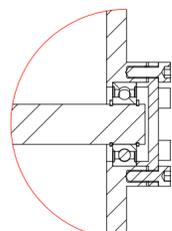
SECCIÓN B-B



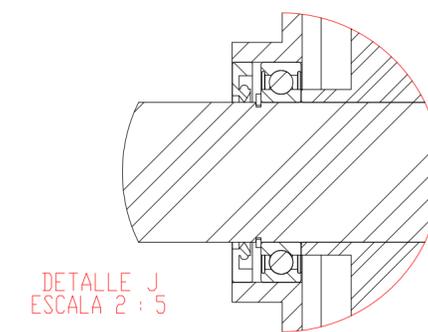
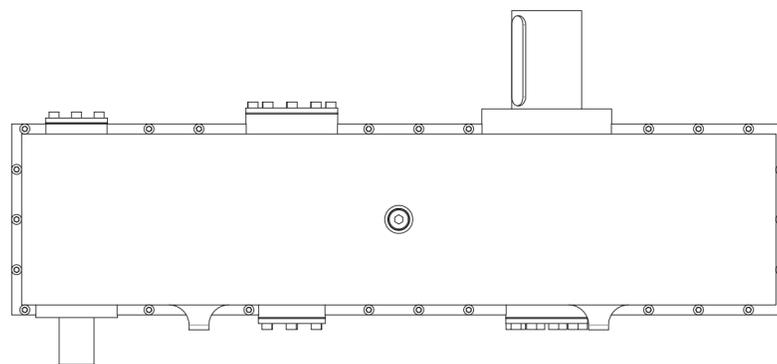
SECCIÓN C-C



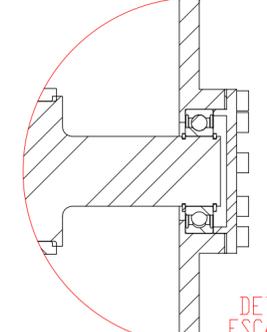
DETALLE E
ESCALA 2 : 5



DETALLE F
ESCALA 2 : 5



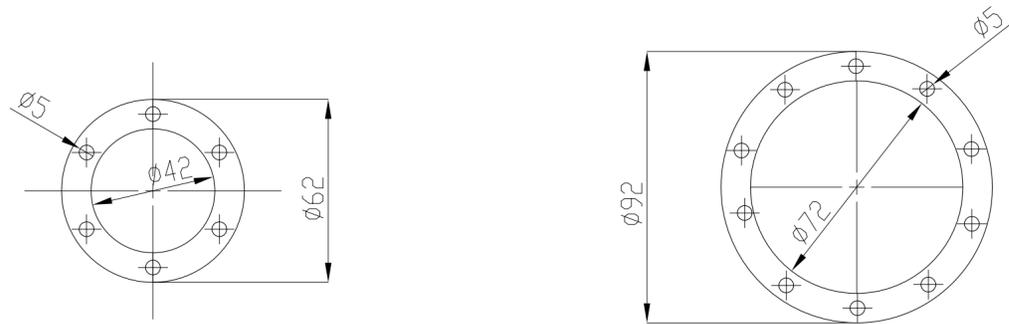
DETALLE J
ESCALA 2 : 5



DETALLE L
ESCALA 2 : 5

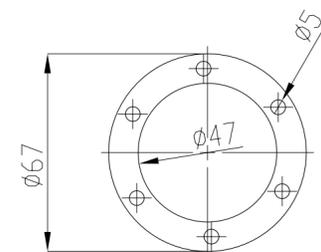
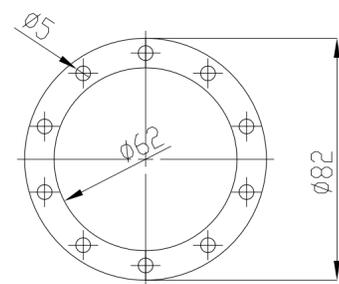
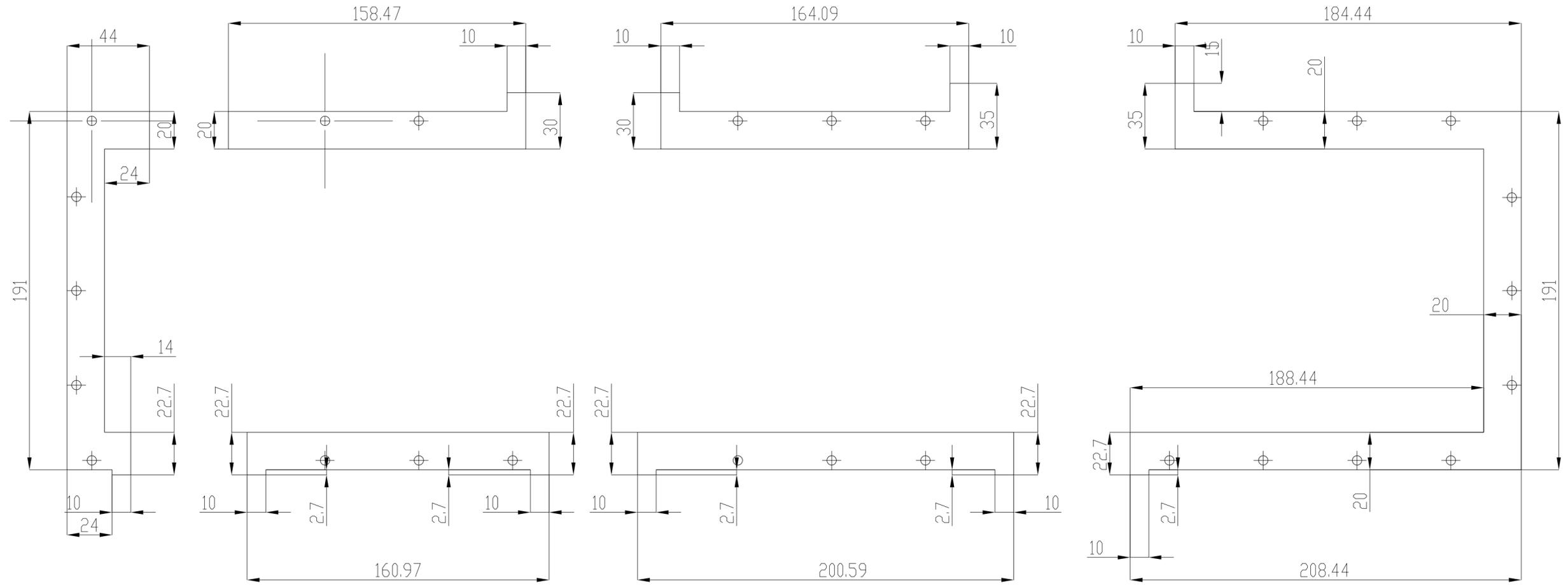
Trabajo final de grado
Diseño y cálculo de un reductor de velocidades de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, para un polipasto de uso industrial, con dos hipótesis de cálculo, según el sentido de giro del motor
Tutor
Dña. Ana Maria Pedrosa Sanchez
Plano
Secciones y alzados de del reductor de velocidad

Autor del Trabajo Final de Grado Mecánica D. Santiago Soro Sala	
E.T.S.I.D.(UPV) Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	
fecha	16 de Mayo de 2016
plano nº	5
escala	1/5



Juntas B

Esp: 3 mm
Material: Caucho NBR

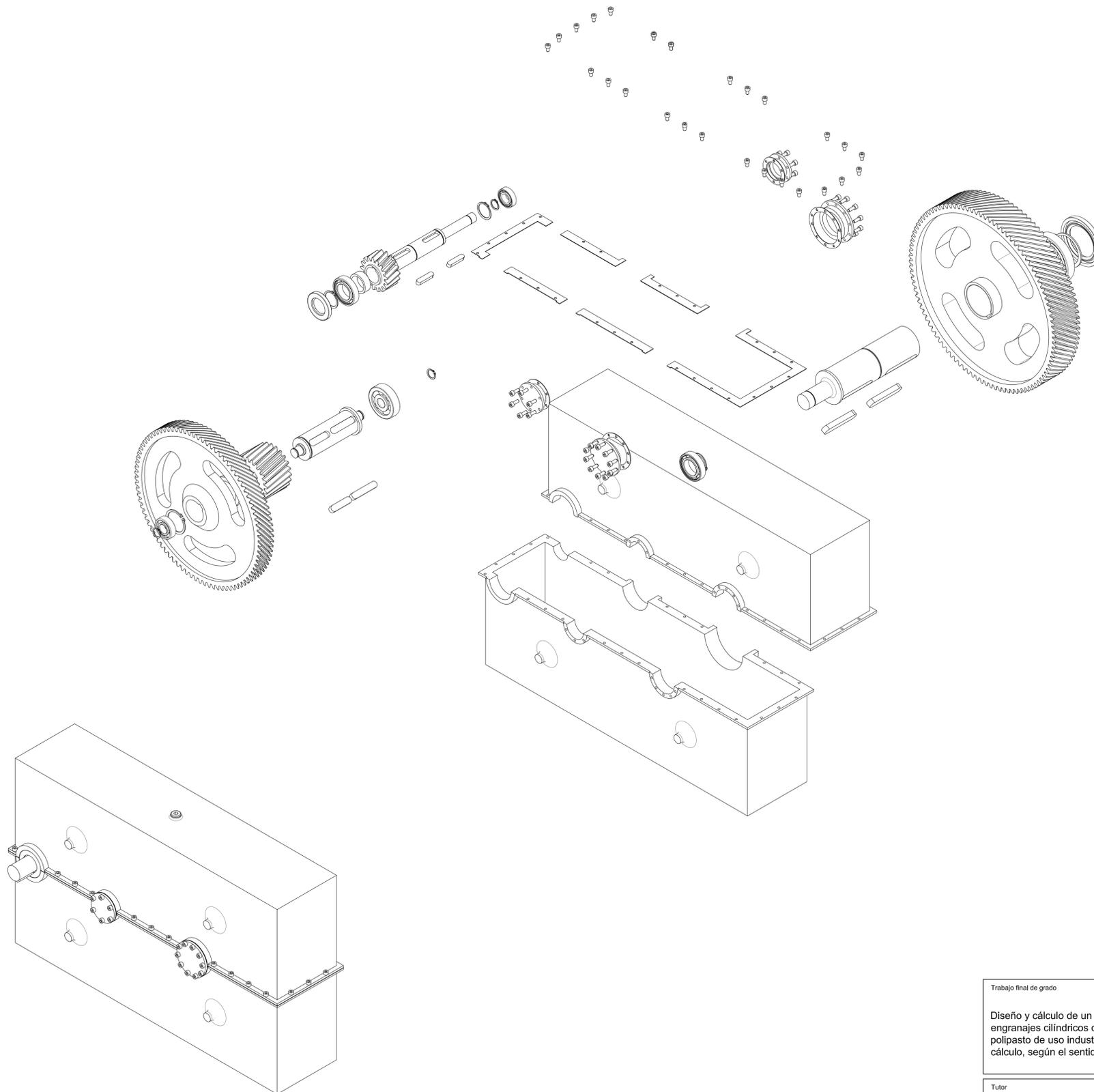


Juntas A

Trabajo final de grado
Diseño y cálculo de un reductor de velocidades de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, para un polipasto de uso industrial, con dos hipótesis de cálculo, según el sentido de giro del motor
Tutor
Dña. Ana María Pedrosa Sanchez
Plano
Juntas de sellado para la carcasa

Autor del Trabajo Final de Grado Mecánica D. Santiago Soro Sala	
E.T.S.I.D.(UPV) Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	
fecha 16 de Mayo de 2016	
plano nº 6	escala 1/2

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	carcasa superior reductor	Carcasa	1
2	Eje de entrada	Eje	1
3	din_6885_2_a_10_x_8_x_45	Chaveta engranaje 1	2
4	engranaje 1	Engranaje 1	1
5	221760-35	Arandela elástica	2
6	6007	Rodamiento SKF- 6007	1
7	6004	Rodamiento SKF-6004	1
8	separador 1A	casquillo Ø35x15,5x4,4 mm	1
9	221760-20	Arandela elástica	1
10	35x62x8 HMS5 RG	Retén SKF	1
11	Eje intermedio	Eje	1
12	din_6885_2_a_14_x_9_x_56	Chaveta engranaje 2	1
13	din_6885_2_a_14_x_9_x_70	Chaveta engraje 3	1
14	engranaje 2	Engranaje	1
15	separador intermedio 2	Casquillo Ø50x9x5 mm	1
16	engranaje 3	Engranaje	1
17	221760-50	Arandela elástica Ø 50	1
18	6204 ETN9	Rodamiento SKF 6204 ETN9	1
19	6404	Rodamiento SKF 6404	1
20	221760-20	Arandela elástica Ø 20	2
21	Eje salida	Eje	1
22	6007	Rodamiento SKF- 6007	1
23	6014 M	Rodamiento SKF 6014 M	1
24	din_6885_2_a_18_x_11_x_90	Chaveta engranaje 3 y nuez de cadena	2
25	221760-70	Arandela elástica Ø 70	1
26	70X110X10 HMS5 V	Retén SKF 70x110x10 HMS5 V	1
27	221760-35	Arandela elástica	1
28	engranaje 4	Engranaje 4	1
29	Tapa 1B	End cover eje entrada apoyo B	1
30	Junta NBR 42x10x3_1B	Junta Tapa 1B	1
31	Tapa 2B	End cover eje intermedio apoyo B	1
32	Junta NBR 72x10x3_2B	Junta Tapa 2B	1
33	Tapa 2A	End cover eje entrada apoyo A	1
34	Junta NBR 47x10x3_2A	Junta Tapa 2A	1
35	Tapa 3A	End cover eje salida apoyo A	1
36	Junta NBR 62x10x3_3A	Junta Tapa 3A	1
37	Junta carcasa NBR	Junta Carcasa Material NBR	1
38	carcasa inferior reductor	Carcasa	1
39	Tornillo EN ISO 4676 M6x16	Tornillería End covers	32
40	Tornillo EN ISO 4676 M6x10	Tornillería Carcasa	28



Trabajo final de grado

Diseño y cálculo de un reductor de velocidades de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, para un polipasto de uso industrial, con dos hipótesis de cálculo, según el sentido de giro del motor

Tutor
Dña. Ana María Pedrosa Sanchez

Plano
Despiece del Reductor de Velocidades

Autor del Trabajo Final de Grado Mecánica
D. Santiago Soro Sala

E.T.S.I.D.(UPV)
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Fecha
16 de Mayo de 2016

plano nº 7 escala 1/5