



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

TRABAJO DE FIN DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA ELEVACIÓN DE CARGA DE 1'5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD DE 25 m/min.**

Alumno: Oscar González Aguilar.

Dirigido por: Ana María Pedrosa Sánchez.

Diciembre – 2018

## Objetivo a realizar.

La finalidad del trabajo fin de grado propuesto es realizar el diseño y cálculo de un reductor de velocidades de uso industrial, para la elevación de una carga concreta mediante el arrollamiento de un cable de acero sobre un tambor destinado para ese fin.

Las características de partida serán la de un reductor de dos etapas en la que sus engranajes sean cilíndricos de dientes helicoidales.

El estudio lo realizaremos para un único sentido de giro, el cual será el más desfavorable, ya que las fuerzas que actúan en los elementos que componen el reductor serán las máximas alcanzadas para esas condiciones, debido a la elevación de la carga. Una vez depositada esta, el elevador regresará a su posición con una carga de la estructura y sin producto, mediante un giro opuesto al estudiado, siendo las cargas transmitidas inferiores.

La forma de proceder inicialmente será la estimación de los diámetros mínimos de los ejes mediante su rigidez torsional y a continuación la geometría de los engranajes en sus dos etapas.

Una vez obtenida la geometría, tanto de ejes como engranajes, pasaremos a determinar la configuración de los ejes a adoptar para estimar las dimensiones aproximadas de nuestro reductor.

A continuación pasaremos a configurar como dispondremos de los diferentes elementos que actúan sobre los ejes y de qué manera realizaremos su fijación.

La determinación del aceite a utilizar será también parte importante, así como los elementos de retención del mismo y el sistema de lubricación escogido.

También se comprobará mediante cálculo, algunos aspectos indeseables como pudieran ser la fatiga o la deflexión lateral.

Para finalizar el proyecto se acotarán geoméricamente mediante planos, todos los elementos de los que está compuesto el reductor y se realizará un presupuesto donde quede reflejado el coste final del mismo.

## Índice

1 MEMORIA.....	6
1.1 Introducción.....	6
1.1.1 Finalidad y objetivo del proyecto.....	6
1.1.2 Datos e hipótesis de partida.....	6
1.1.3 Descripción de solución adoptadas de componentes.....	7
1.1.3.1 Engranajes.....	7
1.1.3.2 Ejes.....	8
1.1.3.3 Rodamientos.....	9
1.1.3.4 Lubricante.....	10
1.1.3.5 Retenes y juntas.....	10
1.1.3.6 Uniones a torsión.....	11
1.1.3.7 Carcasa.....	11
1.1.3.8 Pintura.....	11
2. CÁLCULOS.....	12
2.1 Introducción.....	12
2.2 Datos de partida.....	12
2.3 Diseño de los engranajes.....	13
2.3.1 Diseño torsional de los ejes.....	14
2.3.2 Elección de módulos y dientes.....	14
2.3.3 Calculo espesor de engranajes.....	17
2.3.3.1 Material utilizado para la fabricación de los engranajes.....	18
2.3.3.2 Criterio de dimensionado.....	18
2.3.3.3 Resistencia superficial.....	19
2.3.3.4 Resistencia a rotura a flexión.....	20
2.3.3.5 Fallo superficial.....	22
2.3.3.6 Cálculo del coeficiente de seguridad a flexión.....	24
2.3.3.7 Conclusión de coeficientes.....	25
2.4 Diseño de ejes.....	26
2.4.1 Consideraciones iniciales.....	26
2.4.2 Calculo de solicitaciones de ejes.....	27
2.4.2.1 Eje de entrada.....	28

2.4.2.2 Eje intermedio.....	30
2.4.2.3 Eje de salida.....	32
2.4.3 Calculo a fatiga.....	34
2.4.3.1 Calculo del limite a fatiga del material.....	35
2.4.3.2 Eje de entrada.....	39
2.4.3.3 Eje intermedio.....	40
2.4.3.4 Eje de salida.....	40
2.4.4 Consideraciones cálculo por deflexión.....	41
2.4.4.1 Cálculo deflexión y deformación angular de los ejes.....	42
2.5 Determinación de rodamientos de apoyo.....	48
2.5.1 Comprobación de lubricante utilizado.....	48
2.5.2 Cálculo y selección de rodamientos.....	49
2.5.2.1 Vida estimada del rodamiento. ( L ).....	50
2.5.2.2 Factor de fiabilidad. ( a <sub>1</sub> ).....	50
2.5.2.3 Factor por condiciones de trabajo. ( a <sub>ISO</sub> ).....	51
2.5.2.4 Cálculo de fuerzas equivalentes.....	55
2.5.3 Resultados y rodamientos escogidos.....	56
2.5.3.1 Rodamiento eje entrada apoyo A.....	57
2.5.3.2 Rodamiento eje entrada apoyo B.....	57
2.5.3.3 Rodamiento eje intermedio apoyo A.....	58
2.5.3.4 Rodamiento eje intermedio apoyo B.....	58
2.5.3.5 Rodamiento eje salida apoyo A.....	59
2.5.3.6 Rodamiento eje salida apoyo B.....	59
2.6 Determinación de las uniones a torsión.....	60
3. PRESUPUESTO.....	61
3.1 Cuadro de precios.....	62
3.1.1 Maquinaria.....	62
3.1.2 Mano de obra.....	62
3.1.3 Material utilizado.....	62
3.2 Precios descompuestos.....	63
3.2.1 Engranajes.....	63
3.2.2 Ejes.....	65
3.2.3 Carcasa y tapa.....	66
3.2.4 Rodamientos.....	66
3.2.5 Material normalizado.....	67
3.3 Presupuesto de ejecución.....	67

3.4 Presupuesto base.....	68
3.5 Presupuesto total.....	68
4 ANEXOS.....	69
4.1 Motor eléctrico.....	69
4.2 Rodamientos.....	70
4.2.1 Rodamiento apoyo A para eje de entrada.....	70
4.2.2 Rodamiento apoyo B para eje de entrada.....	71
4.2.3 Rodamiento apoyo A para eje de intermedio.....	72
4.2.4 Rodamiento apoyo B para eje de intermedio.....	73
4.2.5 Rodamiento apoyo A para eje de salida.....	74
4.2.6 Rodamiento apoyo B para eje de salida.....	75
4.3 Anillos elásticos.....	76
4.4 Lubricante.....	78
4.5 Chavetas normalizadas.....	79
4.6 Retenes.....	80
4.6.1 Retén eje de entrada.....	80
4.6.2 Retén eje de salida.....	81
5. PLANOS.....	82
1. Conjunto reductor.....	83
2. Eje de entrada y piñón Z1.....	84
3. Eje intermedio.....	85
4. Rueda Z2.....	86
5. Piñón Z3.....	87
6. Eje de salida.....	88
7. Rueda Z4.....	89
8. Carcasa reductor.....	90
9. Tapa lateral entrada.....	91
10. Tapa eje intermedio.....	92
11. Tapa eje de salida.....	93
12. Tapa cierre eje de salida.....	94

# 1 MEMORIA

## 1.1 Introducción.

### 1.1.1 Finalidad y objetivo del proyecto.

La finalidad de la realización del proyecto es el diseño de un reductor de velocidades constates de dos etapas, que nos permita elevar cargas hasta 1500 Kg mediante el arrollamiento de un cable de acero en un tambor situado en el eje de salida del mismo.

Dicho reductor formara parte de una cadena productiva encargado de salvar una distancia entre plantas de 4 metros aproximadamente durante tres turnos de 8 horas.

### 1.1.2 Datos e hipótesis de partida.

La propuesta sugerida para la realización de nuestro trabajo final de grado será un reductor de velocidades de dos etapas.

Inicialmente determinamos el número de etapas y que relación de transmisión ha de tener cada una de ellas aproximadamente.

Debido a que la velocidad lineal requerida a la salida del reductor será de 25 m/min y que vamos a trabajar con engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, escogemos una relación de transmisión no superior a 4, asegurándonos así que los diámetros de las ruedas calculados no sean muy voluminosos.

A la salida del reductor vamos a montar un tambor en cuyo perímetro tendrá mecanizado una espiral y cuya finalidad será la de recoger el cable de acero y garantizar la elevación de la carga sin que se deteriore el mismo.



Figura 1. Tambor enrollador.

### 1.1.3 Descripción de solución adoptadas de componentes.

En este apartado haremos mención de los diferentes elementos que hemos elegido para el diseño de nuestro reductor dando el resultado final, sin profundizar en la resolución de los mismos, dejando este fin para el apartado de Cálculo.

También quedará reflejado el tipo de materiales utilizados así como los sistemas a utilizar en el transcurso del diseño.

#### 1.1.3.1 Engranajes.

El sistema adoptado para la realización de este diseño es el más versátil en la industria, debido a una amplia gama de potencias, velocidades y relación de transmisiones.

La transmisión a diseñar será cilíndrica de dientes helicoidales, cuya relación entre etapas puede llegar hasta  $i=8$ , llegando a obtener un rendimiento del 99%.

Debido a la disposición de sus ejes en paralelo y del dentado helicoidal, se consigue un funcionamiento muy silencioso.

A la hora de la elección de los engranajes se ha tenido en cuenta el diámetro de los ejes, los cuales han sido calculados mediante el criterio de rigidez torsional, respetando la relación de transmisión escogida, mediante el par torsor que afecta a cada eje, en función de la potencia de entrada al reductor.

Para el número de dientes del piñón tenemos la consideración de elegir  $Z_{\min}$  superior a 16 para que no se produzca interferencia, y un  $Z_{\max}$  inferior de 150 dientes para que la rueda no sea demasiado grande y tengamos que utilizar módulo demasiado pequeños, los cuales no son muy recomendados.

Los resultados obtenidos en el apartado de Cálculo en función de su etapa son:

	PRIMERA ETAPA	SEGUNDA ETAPA
Módulo <small>normal</small>	2	4
Nº dientes piñón	$Z_1 = 23$	$Z_3 = 17$
Nº dientes rueda	$Z_2 = 86$	$Z_4 = 63$

Tabla 1. Geometría de los engranajes

Tendremos en cuenta que tanto el ángulo de presión como el de inclinación del diente serán iguales para todos los engranajes, es decir:

Ángulo de presión ( $\alpha$ ):  $20^\circ$

Ángulo de inclinación del diente ( $\beta$ ):  $10^\circ$

La elección del material de los engranajes difiere en función de la etapa en la que nos encontremos, siendo para la primera un acero aleado templado y revenido 20NiCrMoS2-2 y para la segunda etapa un acero aleado templado y revenido 20MnCr5.

Los espesores calculados serán de 70 mm y 94 mm respectivamente para la primera etapa y la segunda, aligerando las ruedas de estos en su zona intermedia y realizando orificios para reducir el peso del conjunto.

Las características para estos dos materiales serán:

			$S_u$ (N/mm <sup>2</sup> )	$S_y$ (N/mm <sup>2</sup> )	Dureza superficial	E (N/mm <sup>2</sup> )	$\nu$
1º Etapa	Acero aleado templado y revenido UNE- EN10083-3:2008	20NiCrMoS2-2	850	580	HV 267	2,06E+05	0,30
2º Etapa		20MnCr5	980	735	HV 317		

Tabla 2. Material utilizado para engranajes.

### 1.1.3.2 Ejes

Atendiendo a la disposición de los ejes, vamos a optar por una configuración como la mostrada en la figura, la cual nos permite tener la velocidad de salida opuesta a la de entrada, disposición favorable en nuestra aplicación.

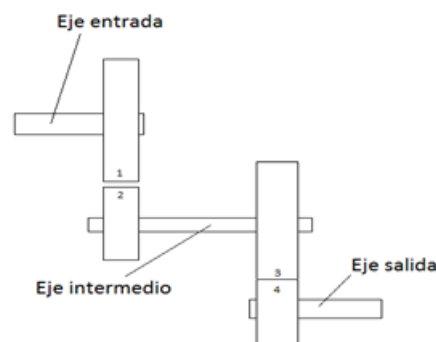


Figura 2. Disposición de ejes.

Los ejes estarán calculados siguiendo los diferentes criterios estudiados:

- Rigidez torsional.
- Fatiga.
- Deflexión lateral.

Inicialmente el criterio más restrictivo es el de rigidez torsional, el cual toma en cuenta el par torsor al que se encuentra sometido cada eje.

En los criterios restantes, haremos hincapié cuando realicemos el cálculo a fatiga en todos aquellos elementos en los que se generen concentradores de tensiones, como pudieran ser cambios de sección, chaveteros, canaladuras, etc... , los cuales son más desfavorables iniciándose el fallo sobre ese punto.

Con respecto a la deflexión lateral seguiremos las consideraciones de dichos desplazamientos para los elementos ubicados en los puntos de soporte, los cuales no pueden absorber unas deformaciones transversales angulares del eje límites.



Debido a que sobre los engranajes se generan esfuerzos axiales, que son transmitidos al eje y con el fin de evitar estos desplazamientos, se disponen de una serie de elementos de fijación, como pudieran ser casquillos y arandelas elásticas para evitar dicho fenómeno, quedando bien reflejado en el apartado de Planos.

El material de fabricación de los ejes será de 42CrMo4.

### 1.1.3.3 Rodamientos.

Todos los ejes estarán apoyados sobre rodamientos para evitar su fricción y minimizar su rozamiento con la carcasa y así poder garantizar en un porcentaje elevado la vida de funcionamiento de diseño.

La disposición de los rodamientos en la carcasa del reductor se considerará como extremo fijo los apoyos de los ejes que se encuentran en el lado de la potencia de entrada, es decir, donde se encuentra conectado con el motor eléctrico, y los apoyos del lado de salida como libres, tal y como muestra la figura.

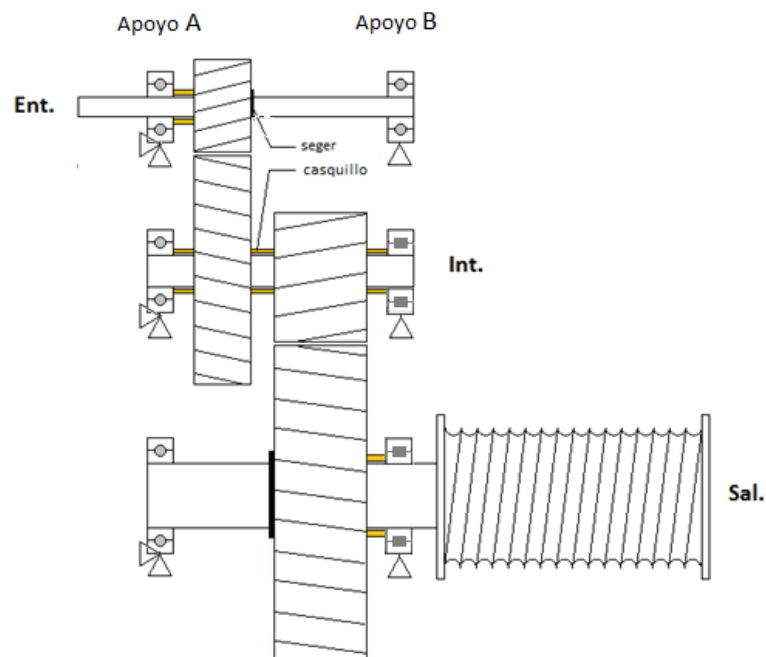


Figura 3. Disposición apoyos en reductor.

Dicho cálculo se realizara mediante los datos del catálogo facilitado por SKF de la aplicación informática, <http://www.skf.com/es>, obteniendo los siguientes resultados:

Eje de entrada:

Apoyo en A	SKF-6004	(Rodamiento rígido de bolas.)
Apoyo en B	SKF-6006	(Rodamiento rígido de bolas.)

Eje intermedio:

Apoyo en A	SKF-6408	(Rodamiento rígido de bolas.)
Apoyo en B	SKF- NU2208	(Rodamientos cilíndrico de rodillos)

Eje de salida:

Apoyo en A	SKF-6410	(Rodamientos rígido de rodillos.)
Apoyo en B	SKF-NU2312	(Rodamiento cilíndrico de rodillos)

Toda la información respecto a las características de los rodamientos empleados en el diseño esta especificada en el Anexo 4.2 del apartado de rodamientos.

#### 1.1.3.4 Lubricante.

El sistema de lubricación utilizado será mediante el método de barboteo, garantizando la lubricación tanto de los engranajes como de los rodamientos, siendo el más sencillo de utilizar.

Dicho método consiste en la transferencia del lubricante en la parte inferior del reductor hacia las partes más elevadas, aprovechando el movimiento de los engranajes y lubricando todos los elementos internos.

Empleamos para su cálculo el método UNITED siguiendo un proceso iterativo el cual nos relaciona las características de los engranajes con las del lubricante, realizando una comparación teniendo que ser su viscosidad cinemática calculada menor que las del lubricante propuesto inicialmente.

En función de las restricciones impuestas se elige un aceite **ISO VG 680** de la marca "Mobil" cuyas características están reflejadas en el Anexo 4.4 apartado de Lubricante.

Inicialmente al tratarse de un aceite sintético este no se degrada, siempre y cuando trabaje por debajo de 85°, teniendo que ser remplazado aproximadamente a las 10000 horas de trabajo haciéndolo coincidir con algún tipo de intervención de mantenimiento.

#### 1.1.3.5 Retenes y juntas.

Para garantizar el sellado del reductor vamos a montar en los orificios mecanizados para los rodamientos unos retenes de la marca SKF y tapas mecanizadas, que nos permitan la hermeticidad de la misma y evite fugas hacia el exterior.

El tipo de retenes serán:

Para el eje de entrada.	SKF 30x42x7 HMS5 RG.
Para el eje de salida	SKF 75x110X10 CRW1 R

Para el sellado de las tapas laterales y la tapa superior de la carcasa, se montará una junta de 2 mm de espesor de caucho NBR.

Toda la información relacionada con las características de los retenes seleccionamos se encuentran especificadas en el Anexo 4.6 Retenes y juntas.

#### **1.1.3.6 Uniones a torsión.**

Para realizar este tipo de unión vamos a utilizar una solución de chaveta, la cual nos permite el montaje y desmontaje del conjunto con facilidad y sin mayor complicación.

Tendremos en cuenta que el material a emplear en la fabricación de la misma sea de menor resistencia que la del eje, para no ocasionar desperfectos en este y que sus dimensiones no superen una longitud de 1.25 veces el diámetro del eje.

Debido a este tipo de mecanizaciones, se generan concentradores de tensiones adicionales en el eje, por lo que se tendrán en cuenta en el cálculo de fatiga de los ejes.

Todas las mecanizaciones realizadas debidas a fabricación de las chavetas y su disposición en los ejes, se pueden consultar en el apartado 5 de Planos.

#### **1.1.3.7 Carcasa.**

La fabricación de la carcasa vamos a realizarla mediante fundición gris EN-GJS-500-7, mediante el método de moldeo en arena.

Dicha fabricación constará de un bloque, donde irán montados los ejes, rodamientos y los diferentes accesorios como tapones de llenado/vaciado, agarraderos para su elevación, etc... y unas tapas laterales con sus respectivos retenes, cerrando el conjunto con una tapa superior que garantice la hermeticidad del conjunto.

El bloque tendrá un espesor de 15 mm y la tapa de 10 mm para garantizar la rigidez del conjunto, aumentando dicho espesor en los puntos donde así lo requieran, como apoyos de rodamientos, retenes o fijaciones roscadas.

#### **1.1.3.8 Pintura.**

La carcasa del reductor se pintara de color azul mediante la aplicación de una pulverización de resina de poliéster modificadas con resina epoxídica, siendo el espesor al finalizar no inferior a 60 µm, protegiéndola así de las posibles corrosiones que se pudieran producir.

## 2. CÁLCULOS.

### 2.1 Introducción.

En este capítulo tratamos de justificar y desarrollar el diseño del cálculo para un reductor de dos etapas de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

Al tratarse de un reductor de elevación de carga, vamos a considerar la situación más desfavorable la que corresponde con la subida de la misma, teniendo en cuenta todas las sollicitaciones que este sentido provoquen.

También cabe destacar que todos los resultados obtenidos, son fruto de un proceso iterativo para el cálculo y el diseño de los diferentes elementos que componen el reductor, quedando reflejados los resultados finales.

### 2.2 Datos de partida.

La carga considerada será de 1500 Kg, la cual debe de desplazarse a una velocidad de 25 m/min, por lo que:

$$V_{\text{elevación}} : 25 \text{ m/min.} \quad \text{o bien en S.I} \quad V_{\text{elevación}} : 25 \frac{\text{m}}{\text{min}} * \frac{1\text{min}}{60\text{s}} = \mathbf{0,4166 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

Sobre el eje de salida del reductor, se dispondrá un tambor de diametro 0,15 m, cuya finalidad sera poder enrollar un cable de acero que permita la elevación de la carga a la velocidad requerida, siendo esta de:

$$\omega_{\text{eje sal.}} : \frac{0,4166 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,075 \text{ m}} * \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = \mathbf{53,043 \text{ rpm}}$$

Una vez calculada la velocidad de salida calculamos la potencia consumida debida a la elevación de la carga.

$$\text{Pot} : F * V_{\text{elev.}} = P * g * V_{\text{elev.}}$$

$$\text{Pot} : 1.500 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0,4166 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 6130,269 \text{ w} \approx \mathbf{6,5 \text{ kW}}$$

Para la potencia obtenida, elegimos un motor comercial asíncrono trifásico cuya velocidad nominal es de 735 rpm. Las características del motor se encuentran recogidas en el apartado de Anexos 4.1

Calculamos su relación de transmisión como:

$$i : \frac{\omega_{\text{ent}}}{\omega_{\text{sal}}} = \frac{735 \text{ rpm}}{53,043 \text{ rpm}} = \mathbf{13,85}$$

Y también en función del número de etapas de diseño, la relación de cada una de ellas:

$$\sqrt[2]{13,85} = \mathbf{3,722}$$

Inicialmente suponemos para poder empezar el calculo de diseño que las dos etapas van a tener el mismo valor de relación de transmisión.

$$i_{1-2} = i_{3-4}$$

## 2.3 Diseño de los engranajes

Calculamos para los diferentes ejes sus velocidades angulares ( $\omega$ ) y sus pares ( $T$ ).

Para el eje de entrada:

$$\omega_{ent} : 735 \frac{rev}{min} * \frac{2\pi rad}{1 rev} * \frac{1 min}{60 s} = 76,969 \frac{rad}{s}$$

$$Pot_{ent} = T_{ent} * \omega_{ent} \quad T_{ent} = \frac{6500 w}{76,969 rad/s} = 84,449 Nm$$

Las velocidades y los pares de los otros ejes se calculan mediante las siguientes expresiones.

Para eje intermedio:

$$\omega_{int} = \frac{\omega_{ent}}{i_{1-2}} \quad \text{Ecuación 2.3.1}$$

$$T_{int} = \frac{P}{\omega_{int}} \quad \text{Ecuación 2.3.2}$$

Para el eje de salida:

$$\omega_{sal} = \frac{\omega_{int}}{i_{3-4}} \quad \text{Ecuación 2.3.3}$$

$$T_{sal} = \frac{P}{\omega_{sal}} \quad \text{Ecuación 2.3.4}$$

Obteniendo la siguiente tabla resumen:

	T ( Nm )	velocidad angular	
		rpm	rad/s
Eje entrada	84,450	735,00	76,969
Eje intermedio	314,335	197,47	20,679
Eje salida	1170,003	53,05	5,556

Tabla 3. Momento torsor y velocidad de los ejes

### 2.3.1 Diseño torsional de los ejes.

Una vez obtenido el par que tenemos en cada eje y puesto que se tiene que transmitir de forma constante, el giro que se producirá sobre el eje para una sección circular sera:

$$\theta = \frac{32 * T * L}{\pi * d^4 * G} \quad \text{Ecuación 2.3.1.1}$$

Donde:

T es el momento torsor del eje en estudio.

G módulo de rigidez torsional, en nuestro caso acero.  $8.1 * 10^{10}$  N/m<sup>2</sup>.

d será el diámetro del eje.

L Longitud del eje.

Para la estimación del diámetro vamos a imponer dos restricciones, quedándonos con la más exigente.

- $\frac{\theta}{L} = 1.5 \text{ } ^\circ/m$
- $\frac{\theta}{(d * 20)} < 1^\circ$

	$\theta/L_{\max}$	$\theta/(d * 20)$	$d_{\text{eje(escogido)}}$
Eje entrada	0,02524	0,02300	30 mm
Eje intermedio	0,03505	0,03565	40 mm
Eje salida	0,04869	0,05524	60 mm

Tabla 4. Diámetros de ejes según criterio de rigidez torsional

### 2.3.2 Elección de módulos y dientes.

Inicialmente debemos de determinar el diámetro mínimo de cada piñón en nuestras dos etapas, mediante la fórmula:

$$d_{\text{piñon}} = d_{\text{eje}} + 2 * h_2 + 4.75 * m_n \quad \text{Ecuación 2.3.2.1}$$

Donde:

$d_{\text{eje}}$  es el diámetro del eje.

$h_2$  es la profundidad del chavetero en el cubo.

Diámetros del eje <i>d</i>		Sección de la chaveta <i>b × h</i>	Chavatero											Chaflán <i>P<sub>1</sub></i>			
			Ancho <i>h</i>					Profundidad				Eje <i>h<sub>1</sub></i>				Cubo <i>h<sub>2</sub></i>	
			Tolerancia					Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia						
			Clase de ajuste del enchavetado														
más de	hasta		Nominal	Libre	Normal	Ajustado							Mínimo	Máximo			
				Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9									
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004		- 0,006	1,2		1		0,08	0,16			
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029	± 0,0125	- 0,031	1,8		1,4		0,08	0,16			
10	12	4 × 4	4							+ 0,1	1,8	+ 0,1	0,08	0,16			
12	17	5 × 5	5	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	2,5		2,3	0	0,16	0,25			
17	22	6 × 6	6	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	3,5		2,8		0,16	0,25			
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	4		3,3		0,16	0,25			
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	5		3,3		0,25	0,40			
38	44	12 × 8	12						5		3,3		0,25	0,40			
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	5,5		3,8		0,25	0,40			
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		0,061	6		4,3		0,25	0,40			
58	65	18 × 11	18						7	+ 0,2	4,4	+ 0,2	0,25	0,40			
65	75	20 × 12	20			0			7,5	0	4,9	0	0,40	0,60			
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022	9		5,4		0,40	0,60			
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- 0,052		- 0,074	9		5,4		0,40	0,60			
95	110	28 × 16	28						10		6,4		0,40	0,60			
110	130	32 × 18	32						11		7,4		0,40	0,60			
130	150	36 × 20	36						12		8,4		0,70	1,00			
150	170	40 × 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,026	13		9,4		0,70	1,00			
170	200	45 × 25	45	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	15		10,4		0,70	1,00			
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00			
230	260	56 × 32	56						20	+ 0,3	12,3	+ 0,3	0,70	1,00			
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60			
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074		- 0,106	22		14,4		1,20	1,60			
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50			
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28		17,4		2,00	2,50			
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087		- 0,124	31		19,5		2,00	2,50			

**Tabla 5. Dimensiones chavetas normalizadas.**

Teniendo ya las dimensiones del diámetro del piñón, estamos en condiciones de poder calcular el número de dientes del mismo, como:

$$z = \frac{d}{m} \quad \text{Ecuación 2.3.2.2}$$

Donde:

**d** será el diámetro mínimo del piñón.

**m** módulo aparente por tratarse de engranajes helicoidales.

Tendremos que tener en cuenta la consideración de coger el número entero siguiente al obtenido.

Para realizar el cálculo del número de dientes de la rueda de la etapa en estudio:

Interpretando el resultado como la elección del número de diente entero más cercano.

$$z_{rueda} = z_{piñon} * i_{inicial} \quad \text{Ecuación 2.3.2.3}$$

Una vez calculados los dientes del piñón y de la rueda estamos en condiciones de poder determinar la distancia entre centros que estos van a tener, aplicando la fórmula:

$$d_{centros} = \frac{m_{etapa} * (z_1 + z_2)}{2} \quad \text{Ecuación 2.3.2.4}$$

Los cálculos obtenidos para la **primera etapa** serán:

$(m_n)$	$(m_t)$	$d_p$	$Z_1^*$	$Z_{1(real)}$	$Z_2^*$	$Z_{2(real)}$	$i_{real}$
0,5	0,51	38,98	76,766	77	286,61	287	3,73
0,6	0,61	39,45	64,751	65	241,94	242	3,72
0,8	0,81	40,40	49,733	50	186,11	186	3,72
1	1,02	41,35	40,722	41	152,61	153	3,73
1,25	1,27	42,54	33,513	34	126,55	127	3,74
1,5	1,52	43,73	28,707	29	107,94	108	3,72
<b>2</b>	<b>2,03</b>	<b>46</b>	<b>23</b>	<b>23</b>	<b>85,61</b>	<b>86</b>	<b>3,74</b>
2,5	2,54	48,48	19,095	20	74,44	75	3,75
3	3,05	50,85	16,692	17	63,28	63	3,71
4	4,06	55,60	13,689	14	52,11	52	3,71
5	5,08	60,35	11,887	12	44,67	45	3,75
6	6,09	65,10	10,685	11	40,94	41	3,73
8	8,12	74,60	9,183	10	37,22	37	3,70
10	10,15	84,10	8,282	9	33,50	33	3,67
12	12,19	93,60	7,681	8	29,78	30	3,75

Tabla 6. Dientes y módulos para 1º etapa.

Para la segunda etapa:

$(m_n)$	$(m_t)$	$d_p$	$Z_3^*$	$Z_{3(real)}$	$Z_4^*$	$Z_{4(real)}$	$i_{real}$
0,5	0,51	48,98	96,46	97	361,05	361	3,722
0,6	0,61	49,45	81,16	82	305,22	305	3,720
0,8	0,81	50,40	62,04	63	234,50	234	3,714
1	1,02	51,35	50,57	51	189,83	188	3,686
1,25	1,27	52,54	41,39	42	156,33	156	3,714
1,5	1,52	53,73	35,27	36	134,00	134	3,722
2	2,03	56,10	27,62	28	104,22	104	3,714
2,5	2,54	58,48	23,03	24	89,33	89	3,708
3	3,05	60,85	19,98	20	74,44	75	3,750
<b>4</b>	<b>4,06</b>	<b>65,60</b>	<b>16,15</b>	<b>17</b>	<b>63,28</b>	<b>63</b>	<b>3,706</b>
5	5,08	70,35	13,86	14	52,11	52	3,714
6	6,09	75,10	12,33	13	48,39	48	3,692
8	8,12	84,60	10,41	11	40,94	41	3,727
10	10,15	94,10	9,27	10	37,22	37	3,700
12	12,19	103,60	8,502	9	33,50	34	3,778

Tabla 7. Dientes y módulos para 2º etapa.

Para la elección del módulo de las etapas hemos tenido en cuenta tres consideraciones:

1. Que no se produzca el fenómeno de interferencia entre piñón y rueda, calculando el número mínimo de dientes del piñón para que esto no se produzca, mediante la fórmula:

$$Z_{min} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t} \quad \text{Ecuación 2.3.2.5}$$



Interferencia dentado helicoidal	$\alpha$	$\alpha_t$	$\beta$	$z_{min}$
	20	20,28	10	16,38

 Tabla 8. Interferencia  $Z_{min}$ .

2. Que el número de dientes de la rueda no sea superior a 150, para evitar que el reductor sea muy voluminoso y tenga un peso excesivo.
3. Que el valor obtenido de los dientes de cada etapa no tenga divisores comunes, para evitar que los dientes coincida en el transcurso de las vueltas, para favorecer un desgaste igualitario en todos ellos.

El resumen de datos anteriores se puede expresar en una tabla, en la que los valores más representativos son:

	1º ETAPA	2º ETAPA
$m$	2	4
$Z_{piñon}$	23	17
$Z_{rueda}$	86	63
$d_{piñon}$ (mm)	46,71	69,05
$d_{rueda}$ (mm)	174,75	255,89
$d_{centros}$ (mm)	110,68	162,47
$i$	3,739	3,706
$i_{total}$	13,856	

Tabla 9. Resumen de resultados.

### 2.3.3 Calculo espesor de engranajes.

Para resolver este problema tenemos que tener en cuenta los dos posibles fallos a los que nos podemos enfrentar:

- **Fallo superficial** en los que los desgastes producidos son progresivos, existiendo la posibilidad de su detección y reparación antes de que se produzca una rotura. Los indicios aparecen en forma de vibraciones y ruidos en los engranajes, debido principalmente a falta de lubricación y tensiones entre los dientes en la superficie de contacto.

- El **fallo a flexión** por lo contrario, no da indicios de anomalías en su funcionamiento, colapsando sin previo aviso y pudiendo originar una cadena de averías en consecuencia. Dicha avería suele ocasionarse por los esfuerzos soportados por los dientes, fracturando la base del diente debido a la fatiga sometida.

Por el hecho que tiene mayor importancia el de trabajo a flexión que el superficial, consideraremos que el coeficiente de seguridad del primero sea siempre superior que al del segundo, para asegurarnos así que los daños producidos no sean irreparables.

$$X_{\text{fatiga}} > X_{\text{superficial}}$$

En todo este proceso vamos a utilizar el método empleado por la norma ISO 6336 en los apartados 2 y 3, utilizando una hoja de cálculo para realizar el proceso iterativo y los resultados geométricos utilizados en el apartado 2.3.2.

Trabajaremos con un factor de seguridad durante todo el diseño de  $X = 1.5$

### 2.3.3.1 Material utilizado para la fabricación de los engranajes.

Para nuestro diseño se ha considerado la utilización del mismo material pero con denominaciones diferentes para cada uno de los juego de engranajes que forman cada etapa.

Acero aleado templado y revenido UNE-EN10083-3:2008	Denominación	$S_u$ (N/mm <sup>2</sup> )	$S_y$ (N/mm <sup>2</sup> )	Dureza superficial
1ª Etapa	20NiCrMOS2-2	850	580	HV 267
2ª Etapa	20MnCr5	980	735	HV 317

Tabla 10. Tabla características resistentes material engranajes.

Los valores de resistencia alcanzados dependen del proceso de fabricación del material, en nuestro caso se corresponden con un MQ, dichos requisitos se encuentran reflejados en la norma en el apartado 5.

### 2.3.3.2 Criterio de dimensionado

De forma habitual para realizar el dimensionado del diseño se siguen los siguientes pasos:

- Se realizan los cálculos necesarios hasta conseguir la geometría de diseño representada en la tabla 6 y 7 de los módulos normalizados.
- Se opta por una de las soluciones, en función de su validez, y se selección un material con el que ser fabricado.
- Nos imponemos con que coeficiente de seguridad queremos trabajar  $X$ , y calculamos el espesor del engranaje a fallo superficial.

$$X = X_H \rightarrow b$$

- Una vez calculado el ancho, realizamos el cálculo para la obtención del coeficiente de seguridad a flexión. Dicho coeficiente debe de salir superior al de fallo superficial tal y como se ha comentado en el punto 2.3.3 ya que es más restrictivo.

$$X_F > X_H > X$$

En caso de no conseguirlo, tendremos que volver al segundo paso y seleccionar una solución con mayor módulo o cambiar por otro material que tenga una relación  $S_{FP}/S_{HP}$  mayor.

- Una vez conseguido que  $X_F > X_H$  realizaremos la siguiente comprobación:  
 $b > 2d_1 \rightarrow$  seleccionamos un material con mejores características y volvemos a pto.2  
 $b \ll d_1 \rightarrow$  seleccionamos un material con peores características y volvemos a pto.2

Una vez cumpla con todos los requisitos podemos dar por finalizado el proceso de dimensionado.

### 2.3.3.3 Resistencia superficial.

Para el proceso del cálculo del ancho del engranaje necesitamos conocer la tensión de contacto máxima admisible del material ( $S_{HP}$ ) que según la aplicación de la norma, podemos llegar a calcularla como:

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

Ecuación 2.3.3.1

Donde:

**$S_{HL}$**  Tensión de contacto límite del material durante  $5 \cdot 10^7$  ciclos de carga.

Podemos calcularla mediante la expresión:

$$S_{HL} = A \cdot x + B \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

	Fallo	A	B	x ( Dureza material)
1º Etapa	superficial	1,313	373	HV 267
2º Etapa	superficial	1,313	373	HV 317

Tabla 11. Coeficientes para el cálculo de tensión límite superficial.

Para el material escogido; acero aleado templado y revenido:

1º etapa con una dureza de HV 267 N/mm<sup>2</sup> se tendrá una  **$S_{HL} = 723.57 \text{ N/mm}^2$**

2º etapa con una dureza de HV 317 N/mm<sup>2</sup> se tendrá una  **$S_{HL} = 789.221 \text{ N/mm}^2$**

- Z<sub>N</sub>** Coeficiente de duración (función del material y de la duración deseada).
- Z<sub>L</sub>** Coeficiente de viscosidad del lubricante (depende del material y del lubricante).
- Z<sub>R</sub>** Coeficiente de rugosidad (depende del material y rugosidad media).
- Z<sub>V</sub>** Coeficiente de velocidad (depende del material y la velocidad tangencial).
- Z<sub>W</sub>** Coeficiente de dureza, tiene en cuenta el deterioro que ocasiona al piñón sobre la rueda.
- Z<sub>X</sub>** Coeficiente de tamaño, considera la influencia del tamaño del diente en su fallo a fatiga ( se toma igual a la unidad).

Por lo que la tensión máxima admisible en las dos etapas será teniendo en cuenta los coeficientes anteriores aplicando la norma ISO 6336 será de :

	1º Etapa	2º Etapa
<b>S<sub>HL</sub></b>	723,57	789,22
<b>Z<sub>N</sub></b>	1	1
<b>Z<sub>L</sub></b>	1,178	1,178
<b>Z<sub>R</sub></b>	1,011	1,031
<b>Z<sub>V</sub></b>	0,920	0,894
<b>Z<sub>W</sub></b>	1	1
<b>Z<sub>X</sub></b>	1	1

Tabla 12. Coeficientes para cálculo de la tensión máxima admisible del material.

Para la 1º etapa tendremos una tensión máxima admisible de contacto de **S<sub>HP</sub> = 792.99 N/mm<sup>2</sup>**

Para la 2º etapa tendremos una tensión máxima admisible de contacto de **S<sub>HP</sub> = 857.49 N/mm<sup>2</sup>**

### 2.3.3.4 Resistencia a rotura a flexión.

Para el cálculo del coeficiente a flexión, necesitamos saber cuál será la tensión máxima admisible del material, el cual podemos calcularlo mediante la expresión:

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

Ecuación 2.3.3.4.1

Donde:

$S_{FL}$  Tensión a flexión límite del engranaje de referencia, obtenida para una duración de  $3 \cdot 10^6$ .

Podemos calcularla mediante la expresión:

$$S_{FL} = A \cdot x + B \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ecuación 2.3.3.4.2

	Fallo	A	B	x ( Dureza material)
1º Etapa	Flexión	0,425	187	HV 267
2º Etapa	Flexión	0,425	187	HV 317

Tabla 13. Coeficientes para cálculo de tensión límite a flexión.

Para el material escogido; acero aleado templado y revenido:

1º etapa con una dureza de HV 267 N/mm<sup>2</sup> se tendrá una  $S_{FL} = 300.47 \text{ N/mm}^2$

2º etapa con una dureza de HV 317 N/mm<sup>2</sup> se tendrá una  $S_{FL} = 321.72 \text{ N/mm}^2$

$Y_{ST}$  Coeficiente de concentrador de tensiones del engranaje de referencia.

$Y_{NT}$  Coeficiente de duración (función del material y de la duración deseada).

$Y_{\delta_{rT}}$  Coeficiente de sensibilidad a la entalla relativo, considera la posibles diferencias entre el concentrador de tensiones del engranaje de referencia y el estudiado.

$Y_{rRT}$  Coeficiente de rugosidad relativo, considera el efecto de la diferencia de rugosidad entre el engranaje de prueba y el que se calcula.

$Y_X$  Coeficiente de tamaño (en función del material y el módulo del engranaje)

Por lo que la tensión máxima admisible en las dos etapas será teniendo en cuenta los coeficientes anteriores aplicando la norma ISO 6336 será de :

	1º Etapa	2º Etapa
$S_{FL}$	300,475	321,725
$Y_{ST}$	2	2
$Y_{NT}$	1,000	1,000
$Y_{\delta rT}$	0,879	0,855
$Y_{RrT}$	1,076	1,076
$Y_X$	1	1

Tabla 14. Coeficientes para cálculo de la tensión máxima admisible del material.

Para la 1º etapa tendremos una tensión máxima admisible de contacto de  $S_{FP} = 568.74 \text{ N/mm}^2$

Para la 2º etapa tendremos una tensión máxima admisible de contacto de  $S_{FP} = 592.11 \text{ N/mm}^2$

### 2.3.3.5 Fallo superficial.

Según hemos comentado en el apartado 2.3.3, dicho fallo se debe a los esfuerzos que se producen entre dientes, en su superficie de contacto, por lo que aplicado a los engranajes helicoidales podemos utilizar la expresión de Hertz:

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

Donde:

- $Z_H$  Coeficiente geométrico.
- $Z_E$  Coeficiente elástico. ( $E = 2.06 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  y  $\nu = 0.3$ ).
- $Z_\epsilon$  Coeficiente de conducción.

$$\epsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cos \alpha_t} \left[ \sqrt{\frac{z_1^2}{4} \sin^2 \alpha_t + y_1^2 + z_1 y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \sin^2 \alpha_t + y_2^2 + z_2 y_2} - \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right) \sin \alpha_t \right]$$

- $Z_\beta$  Coeficiente del factor del ángulo de hélice.
- $F_t$  Fuerza tangencia que se produce en el contacto entre dientes.
- $d_1$  Diámetro del piñón.
- $i$  Relación de transmisión obtenida para la etapa en estudio.

b Espesor del engranaje buscado.

Por último, los coeficientes que dependen de las condiciones de funcionamiento escogidas:

- $K_A$  Consideramos máquina con choques ligeros.
- $K_V$  Coeficiente dinámico.
- $K_{H\beta}$  Coeficiente de distribución de carga longitudinal.
- $K_\alpha$  Coeficiente de distribución de carga transversal.

Mediante la aplicación de la norma ISO 6336 obtenemos la tabla con los siguientes resultados:

$Z_H$	$Z_E$	$Z_\beta$ (N/mm <sup>2</sup> )	$F_{tg\ 1-2}$ (N)	$d_1$ (mm)	$i_{real}$	$K_A$	$K_{H\alpha}$
2,463	189,811	1,01	3615,94	46,71	3,739	1,35	1

Tabla 15. Coeficientes de fallo superficial.

Y sabiendo que el coeficiente de seguridad a fallo superficial es:

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

Ecuación 2.3.3.5.1

Los coeficientes restantes son dependientes de los valores que adopte el ancho  $b$ , por lo que mediante un proceso iterativo e introduciendo en una tabla de cálculo obtenemos el ancho del engranaje del piñón, la cual será el ancho para los engranajes de la etapa en estudio.

Para la obtención de los valores de la tabla también tendremos en cuenta las siguientes consideraciones:

- Tomamos un valor de calidad  $Q_{iso} = 6$
- Ajuste de alineación de los ejes o rodaje =  $b, c$
- Material utilizado Acero aleado templado y revenido.
- Geometría justificada en tabla 2.3.2.5

$b_{supuesta}$	$\epsilon_{\beta supuesto}$	$Z_\epsilon$	$K_{H\beta}$	$K_\alpha * Ft / b_{supuesto}$	$K_\alpha * Ft / b$	$K_{V_{recto}(\alpha)}$	$K_{V_{helicoidal}(\beta)}$	$K_V$	$b_{calculada}$
46,71	1,29	0,77	1,297	104,508	104,508	1,125	1,105	1,105	59,178
59,18	1,64	0,77	1,408	82,489	100,000	1,130	1,109	1,109	64,490
64,49	1,78	0,77	1,463	75,694	100,000	1,130	1,109	1,109	67,009
67,01	1,85	0,77	1,490	72,849	100,000	1,130	1,109	1,109	68,278
68,28	1,89	0,77	1,505	71,494	100,000	1,130	1,109	1,109	68,936
68,94	1,91	0,77	1,512	70,812	100,000	1,130	1,109	1,109	69,282
69,28	1,91	0,77	1,516	70,459	100,000	1,130	1,109	1,109	69,465
69,46	1,92	0,77	1,519	70,273	100,000	1,130	1,109	1,109	69,562

Tabla 16. Cálculo ancho engranaje 1º etapa.

Por lo que se escoge un ancho de **70 mm**.

$b_{supuesta}$	$\epsilon_{\beta supuesto}$	$Z_{\epsilon}$	$K_{H\beta}$	$K_a * F_t / b_{supuesto}$	$K_a * F_t / b$	$K_{Vrecto} (\alpha)$	$K_{Vhelicoidal} (\beta)$	$K_v$	$b_{calculada}$
69,05	0,95	0,79	1,300	178,82	178,82	1,024	1,019	1,020	84,19
84,19	1,16	0,78	1,390	146,66	146,66	1,028	1,023	1,023	89,14
89,14	1,23	0,78	1,423	138,52	138,52	1,030	1,024	1,024	91,37
91,37	1,26	0,78	1,439	135,13	135,13	1,030	1,025	1,025	92,42
92,42	1,28	0,78	1,446	133,59	133,59	1,031	1,025	1,025	92,93
92,93	1,28	0,78	1,450	132,87	132,87	1,031	1,025	1,025	93,17
93,17	1,29	0,78	1,452	132,53	132,53	1,031	1,025	1,025	93,29
93,29	1,29	0,78	1,453	132,36	132,36	1,031	1,025	1,025	93,34
93,34	1,29	0,78	1,453	132,28	132,28	1,031	1,025	1,025	93,37
93,37	1,29	0,78	1,453	132,24	132,24	1,031	1,025	1,025	93,38
93,38	1,29	0,78	1,453	132,22	132,22	1,031	1,025	1,025	93,39
93,39	1,29	0,78	1,453	132,21	132,21	1,031	1,025	1,025	93,39
93,39	1,29	0,78	1,453	132,21	132,21	1,031	1,025	1,025	93,39
93,39	1,29	0,78	1,453	132,21	132,21	1,031	1,025	1,025	93,40

Tabla 17. Cálculo ancho engranaje 2º etapa.

Por lo que escogemos un ancho de **94 mm**.

### 2.3.3.6 Cálculo del coeficiente de seguridad a flexión.

Para la obtención del coeficiente primero tendremos que calcular la tensión que se produce a flexión en el diente mediante la ecuación del modelo de Lewis corregido:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b * m_n} * Y_{Fa} * Y_{\epsilon} * Y_{Sa} * Y_{\beta} * Y_B * K_A * K_V * K_{F\beta} * K_{F\alpha}$$

Ecuación 2.3.3.6

Donde:

$\sigma_F$  Tensión que se produce en el diente debido a la flexión.

$F_t$  Fuerza tangencial aplicada en el punto más alejado de lavase del diente.

$b$  Espesor del engranaje calculado mediante expresión de fallo superficial 2.3.3.5.

$m_n$  Módulo normal del engranaje.

$Y_{Fa}$  Coeficiente de forma para la carga aplicada en el extremo, depende de la geometría del diente.

$Y_{\epsilon}$  Coeficiente de conducción, nos permite considerar la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el diente del engranaje.

$Y_{Sa}$  Coeficiente de concentrador de tensiones en la base del diente, depende de la geometría del diente.

$Y_{\beta}$  Factor de inclinación, tiene en cuenta que la tensión generada por el flector en la base del 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.

$K_{F\beta}$  Coeficiente de carga longitudinal.

$K_{F\alpha}$  Coeficiente de carga transversal.

Mediante la aplicación de la norma ISO 6336 obtenemos la tabla con los siguientes resultados:

	$F_t$	$b$	$m_n$	$Y_{Fa}$	$Y_{\epsilon}$	$Y_{sa}$	$Y_{\beta}$	$Y_B$	$K_A$	$K_V$	$K_{F\beta}$	$K_{F\alpha}$
Etapa 1º	3615,94	70	2	2,74	0,691	1,706	0,916	2,2	1,35	1,109	1,478	1
Etapa 2º	9146,20	94	4	3,04	0,707	1,635	0,891	1,881		1,025	1,4	

Tabla 18. Tabla para calcular la tensión a flexión.

Para la 1º etapa tendremos una tensión a flexión de  $\sigma_{F1} = 372.22 \text{ N/mm}^2$

Para la 2º etapa tendremos una tensión a flexión de  $\sigma_{F2} = 278.59 \text{ N/mm}^2$

Con lo que su coeficiente de seguridad vendrá dado por la expresión:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad \text{Ecuación 2.3.3.6}$$

### 2.3.3.7 Conclusión de coeficientes.

En función del cálculo de los diferentes coeficientes de seguridad según su fallo obtenemos como resumen la tabla:

	Coeficientes		
	Diseño	Superficial	Flexión
Etapa 1º	1,5	1,5	1,527
Etapa 2º		1,51	2,09

Tabla 19. Tabla resumen coeficientes de seguridad.

Donde podemos dar por válido la fase de diseño del cálculo del ancho del engranaje ya que se cumple en las dos etapas la expresión:

$$X_F > X_H > X$$

Adoptando como solución un ancho de **70 mm** para los engranajes  $Z_1$  y  $Z_2$  pertenecientes a la primera etapa y un ancho de **94 mm** para la segunda etapa cuyos engranajes serán  $Z_3$  y  $Z_4$ .

## 2.4 Diseño de ejes.

### 2.4.1 Consideraciones iniciales.

Para empezar el diseño del eje debemos de tener en cuenta tanto las deformaciones como la resistencia a las que van a estar sometidos estos, por lo que inicialmente deberemos de calcular las reacciones que tenemos en los apoyos, suponiendo que los ejes serán isostáticos, ya que estos se encuentran apoyados sobre rodamientos y por lo tanto podremos resolverlos mediante las ecuaciones de equilibrio.

$$\sum F = 0 \quad \text{Ecuación 2.4.1.1}$$

$$\sum M = 0 \quad \text{Ecuación 2.4.1.2}$$

En lo referente al diseño a deformación estudiaremos las deflexiones tanto laterales como angulares a las que está sometidos los elementos que están montados sobre el eje, en nuestro caso será necesario asegurar que la deformación angular en la sección de los rodamientos y la deflexión lateral en las secciones de los engranajes, no sobrepasen un valor máximo fijado en las recomendaciones de los fabricantes de estos componentes.

En cuanto al fallo por resistencia, el más común es el de fatiga, pudiéndose producir en la sección más desfavorable, que se determinará en cada caso y que podrá estar localizada en aquellas secciones con concentradores de tensión.

Dichos concentradores de tensión son debidos a necesidades constructivas del eje como es el caso de chaveteros para unir a torsión los elementos de transmisión o cambios de sección para fijar axialmente los distintos elementos montados en el eje, pero también pueden llegar a producirse por malformaciones en el interior del material del eje a la hora de solidificarse o simplemente por un mecanizado defectuoso, dado que este efecto es imprevisible, en el diseño se trabaja con confiabilidades y coeficientes de seguridad.

Para el cálculo de las sollicitaciones a las que se encuentra sometido los ejes haremos en estudio por secciones como la mostrada en el dibujo esquemático.

### Disposición de ejes y engranajes

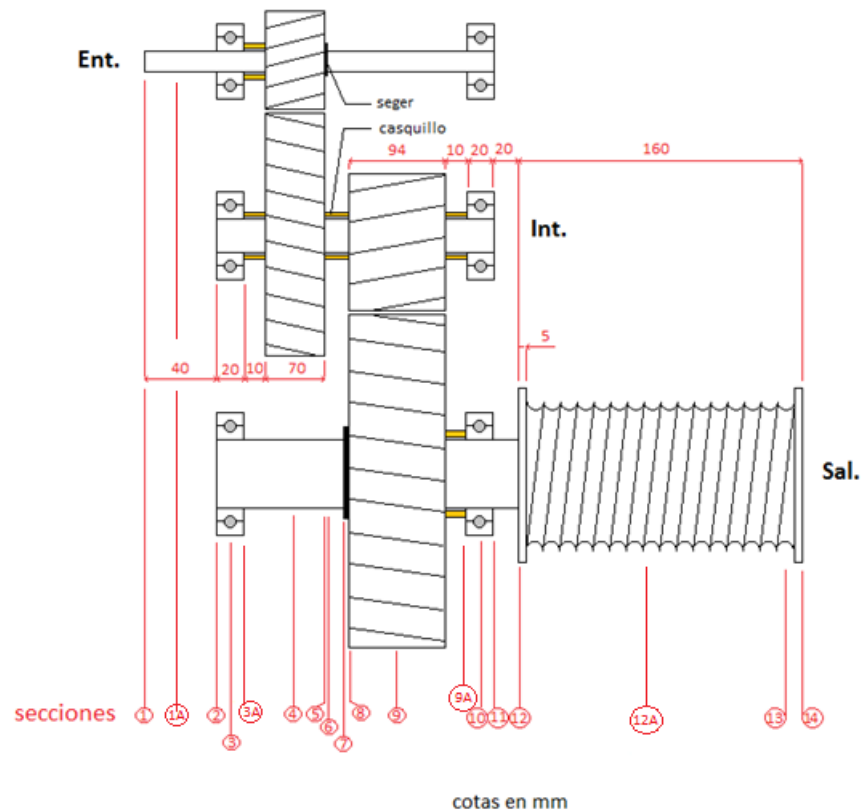


Figura 4. Distribución secciones.

#### 2.4.2 Cálculo de solicitaciones de ejes.

Para realizar el cálculo de las solicitaciones a las que están sometidos los ejes nos apoyamos en el material facilitado por el departamento que resuelve el problema mediante programa para el cálculo a través de iteraciones y resolución de los ejes de la forma más óptima. Además de resolver el problema de deformaciones elásticas.

Previamente realizaremos el cálculo de las fuerzas que actúan sobre los engranajes debido a la configuración del mismo, en nuestro caso engranajes helicoidales, los cuales transmiten una fuerzas axiales, radiales y tangenciales, calculadas mediante las expresiones:

$$F_t = \frac{T}{d/2} \quad \text{Ecuación 2.4.2.1}$$

$$F_r = F_t * \tan\alpha_t \quad \text{Ecuación 2.4.2.2}$$

$$F_a = F_t * \tan\beta \quad \text{Ecuación 2.4.2.3}$$

Debido a que se producen dos momentos en planos diferentes, nos vemos obligados a tener que calcular un momento total como:

$$M_{total} = \sqrt{M_{XY}^2 + M_{XZ}^2} \quad \text{Ecuación 2.4.2.4}$$

Las fuerzas a considerar debidas al contacto entre dientes, según la norma ISO 6336 en su diámetro primitivo y la acción de la carga elevada serán:

ETAPA	$F_t$ ( N )	$F_r$ ( N )	$F_a$ ( N )	Peso ( N )
1º	3615,94	1336,40	637,59	14715
2º	9146,20	3380,31	1612,73	

Tabla 20. Fuerzas en engranajes.

### 2.4.2.1 Eje de entrada.

Considerando los esfuerzos y reacciones según esquema y aplicando ecuaciones del apartado 2.4.1 obtenemos la tabla de reacciones para el eje en estudio.

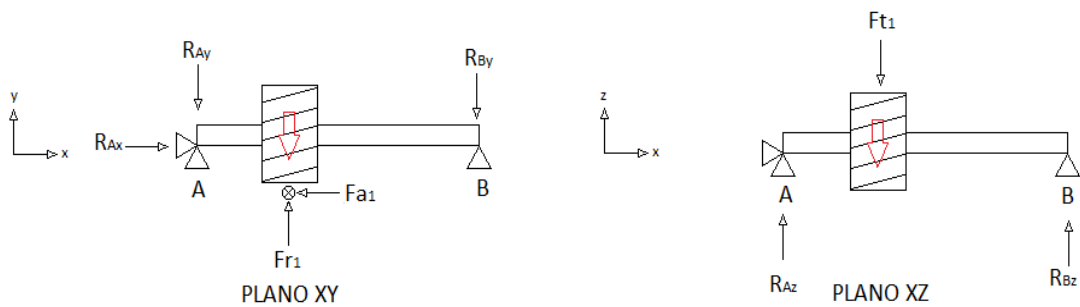


Figura 5. Esquema de reacciones y fuerzas aplicadas en eje entrada en planos XY-XZ

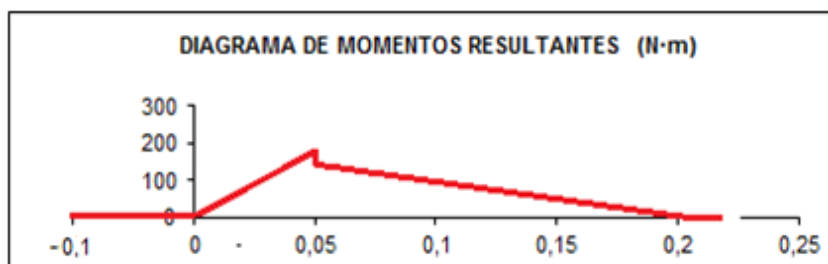
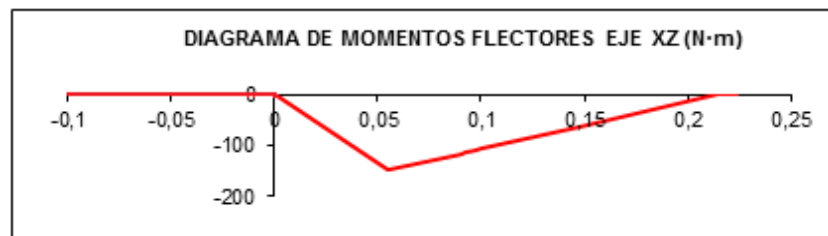
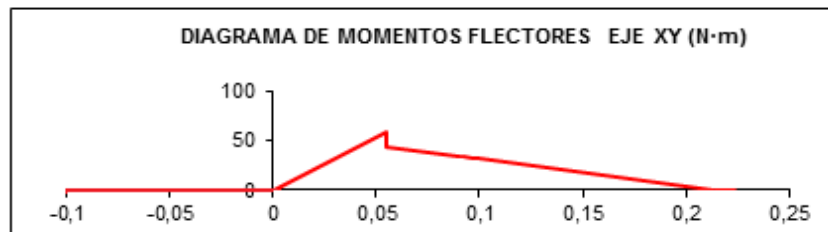
Reacciones en eje X		Reacciones en eje Y		Reacciones en eje Z		Fuerza resistente Y-Z	
$R_{Ax}$ ( N )	$R_{Bx}$ ( N )	$R_{Ay}$ ( N )	$R_{By}$ ( N )	$R_{Az}$ ( N )	$R_{Bz}$ ( N )	$F_{RA}$ ( N )	$F_{RB}$ ( N )
637,589	0	1062,51	273,88	2686,6	929,3	2889,074	968,818

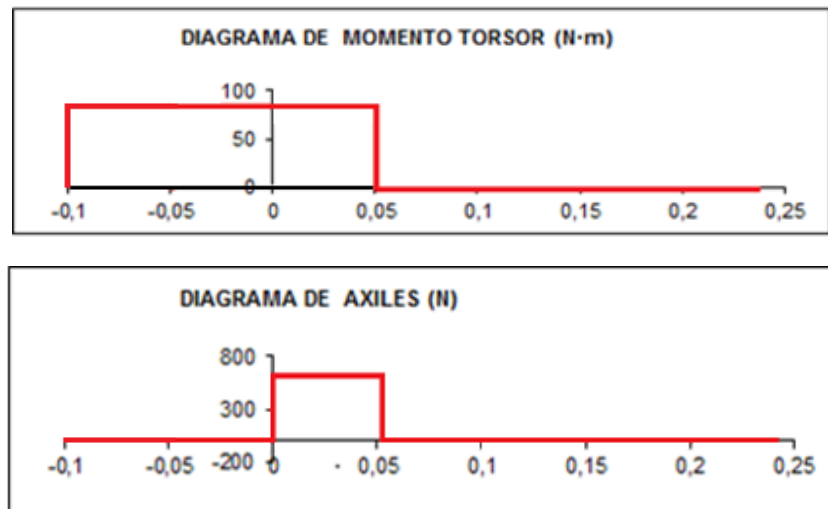
Tabla 21. Reacciones eje entrada.

Calculadas las reacciones debidas a las fuerzas actuantes, obtenemos los esfuerzos a los que se encuentra sometido el eje.

EJE DE ENTRADA		M. flectores X-Y ( Nm )	M. flectores X-Z ( Nm )	M. resultantes ( Nm )	M. torsores ( Nm )	Esfuerzos axiales ( N )
<b>S E C C I O N E S</b>	S1	0	0	0	0 \ 84,45	0
	S2	0	0	0	84,45	0
	S3	0	0	0	84,45	0 \ 637,58
	S4	58,44 / 43,55	-147,76	158,89 / 154,04	84,45 \ 0	637,58 \ 0
	S5	33,96	-115,24	120,14	0	0
	S6	33	-113,38	118,08	0	0
	S7	32,04	-108,73	113,35	0	0
	S8	31,22	-105,94	110,44	0	0
	S9	18,35	-62,27	64,91	0	0
	S9A	2,78	-9,29	9,69	0	0
	S10	0	0	0	0	0
	S11	0	0	0	0	0
	S13	0	0	0	0	0
	S14	0	0	0	0	0

Por lo que la representación gráfica de dichos esfuerzos a los que se encuentra sometido a lo largo del eje serán:





### 2.4.2.2 Eje intermedio.

Considerando los esfuerzos y reacciones según esquema y aplicando ecuaciones del apartado 2.4.1 obtenemos la tabla de reacciones para el eje en estudio.

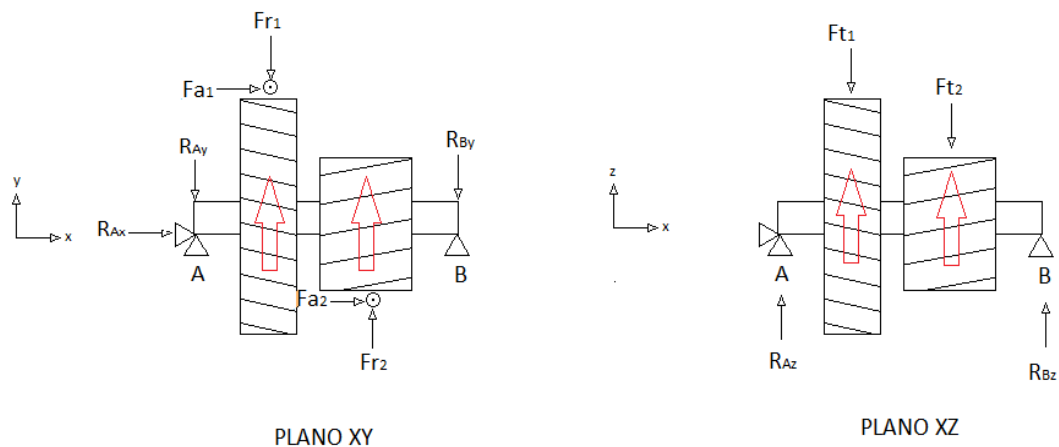


Figura 6. Esquema de reacciones y fuerzas aplicadas en eje intermedio en planos XY-XZ.

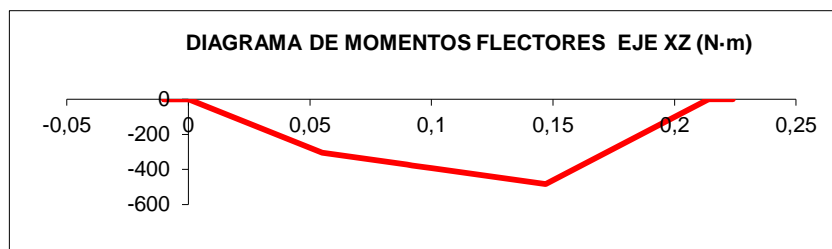
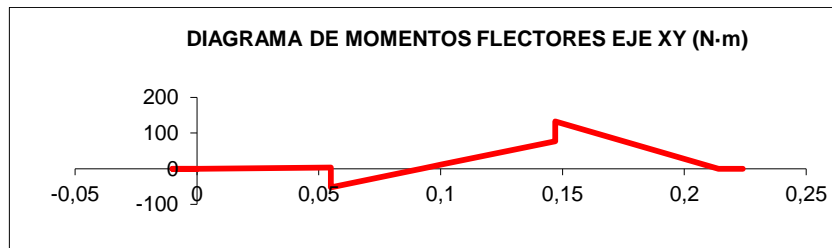
Reacciones en eje X		Reacciones en eje Y		Reacciones en eje Z		Fuerza resistente Y-Z	
$R_{Ax}$ (N)	$R_{Bx}$ (N)	$R_{Ay}$ (N)	$R_{By}$ (N)	$R_{Az}$ (N)	$R_{Bz}$ (N)	$F_{RA}$ (N)	$F_{RB}$ (N)
-2250,32	0	-65,379	-1978,53	5550,13	7212	5550,515	7478,471

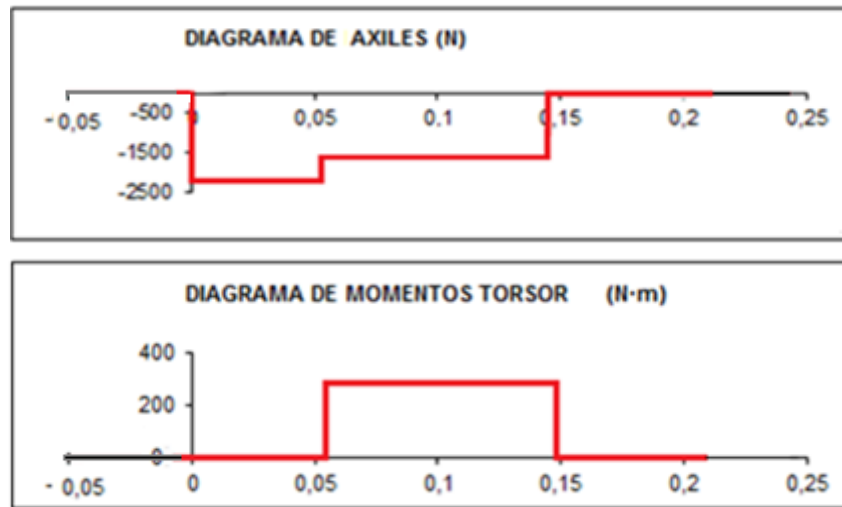
Tabla 22. Reacciones eje intermedio.

Calculadas las reacciones debidas a las fuerzas actuantes, obtenemos los esfuerzos a los que se encuentra sometido el eje.

EJE INTERMEDIO		M. flectores X-Y [ Nm ]	M. flectores X-Z [ Nm ]	M. resultantes [ Nm ]	M. torsores [ Nm ]	Esfuerzos axiales [ N ]
SECCIONES	S1	0	0	0	0	0
	S2	0	0	0	0	0
	S3	0	0	0	0	0 / -2250,32
	S4	3,6 / -52,08	-305,26	305,28 / 309,67	0 / 314,33	-2250,32 / -1612,73
	S5	-3,02	-372,95	372,96	314,33	-1612,73
	S6	-0,22	-376,82	376,82	314,33	-1612,73
	S7	6,79	-386,49	386,54	314,33	-1612,73
	S8	11	-392,3	392,45	314,33	-1612,73
	S9	76,88 / 132,56	-483,2	489,27 / 501,05	314,33 / 0	-1612,73 / 0
	S10	0	0	0	0	0
	S11	0	0	0	0	0
	S12	0	0	0	0	0
	S13	0	0	0	0	0
	S14	0	0	0	0	0

Por lo que la representación gráfica de dichos esfuerzos a los que se encuentra sometido a lo largo del eje serán:





### 2.4.2.3 Eje de salida.

Considerando los esfuerzos y reacciones según esquema y aplicando ecuaciones del apartado 2.4.1 obtenemos la tabla de reacciones para el eje en estudio.

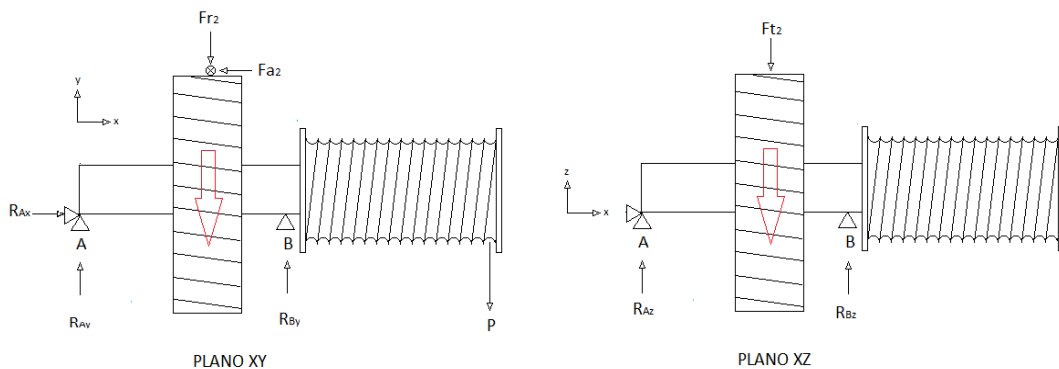


Figura 7 Esquema de reacciones y fuerzas aplicadas en eje de salida en planos XY-XZ.

Reacciones en eje X		Reacciones en eje Y		Reacciones en eje Z		Fuerza resistente Y-Z	
$R_{Ax}$ (N)	$R_{Bx}$ (N)	$R_{Ay}$ (N)	$R_{By}$ (N)	$R_{Az}$ (N)	$R_{Bz}$ (N)	$F_{RA}$ (N)	$F_{RB}$ (N)
1612,73	0	-10217,05	28312,36	2863,52	6282,67	10610,74	29001,06

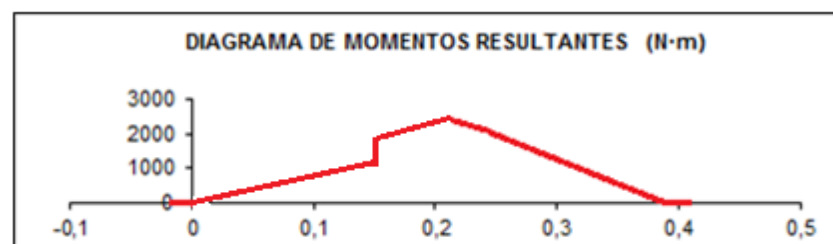
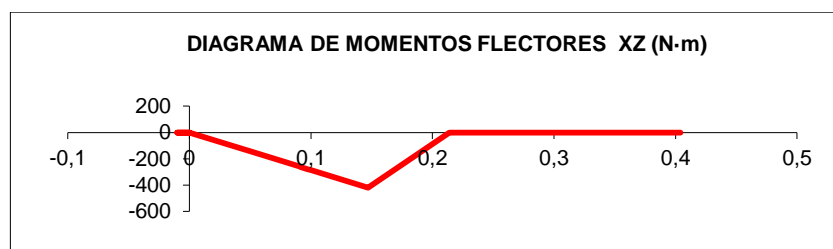
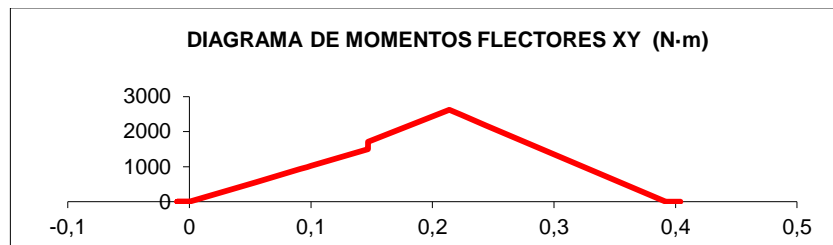
Tabla 23 Reacciones eje de salida.

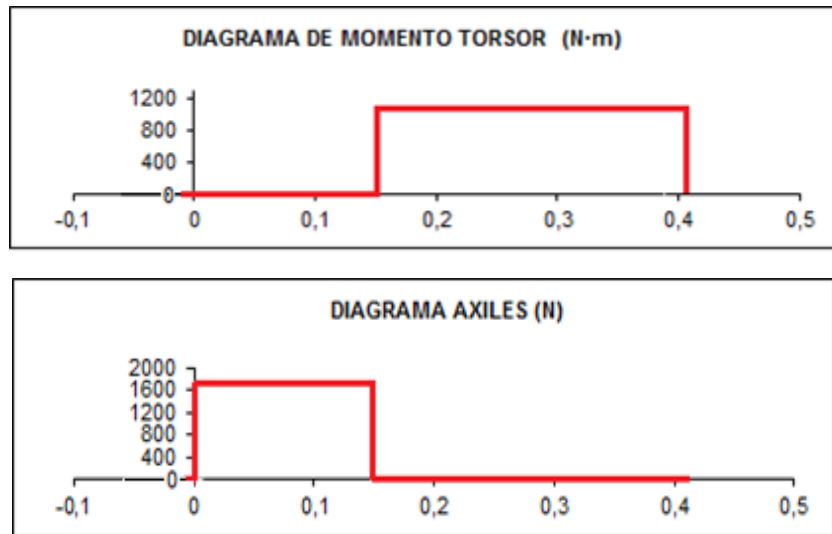
Calculadas las reacciones debidas a las fuerzas actuantes, obtenemos los esfuerzos a los que se encuentra sometido el eje.



EJE DE SALIDA		M. flectores X-Y ( Nm )	M. flectores X-Z ( Nm )	M. resultantes ( Nm )	M. torsores ( Nm )	Esfuerzos axiales ( N )
<b>S E C C I O N E S</b>	S1	0	0	0	0	0
	S2	0	0	0	0	0
	S3	0	0	0	0	0 ∨ 1612,73
	S4	561,94	-157,49	583,59	0	1612,73
	S5	919,53	-257,72	954,96	0	1612,73
	S6	940	-263,44	976,19	0	1612,73
	S7	991,05	-277,76	1029,24	0	1612,73
	S8	1021,71	-286,35	1061,08	0	1612,73
	S9	1501,91 ∨ 1708,25	-420,94	655,06 ∨ 1759,3	0 ∨ 1170	1612,73 ∨ 0
	S10	2619,27	0	2619,27	1170	0
	S11	2472,12	0	2472,12	1170	0
	S12	2177,82	0	2177,82	1170	0
	S13	0	0	0	1170	0
	S14	0	0	0	1170 ∨ 0	0

Por lo que la representación gráfica de dichos esfuerzos a los que se encuentra sometido a lo largo del eje serán:





### 2.4.3 Cálculo a fatiga.

Para el cálculo del límite a fatiga de los ejes propuestos vamos a plantear la resolución del coeficiente de seguridad para **materiales dúctiles**.

Para realizar el cálculo de la resistencia a fatiga para ejes de acero dúctil aplicaremos el criterio de Goodman mediante la expresión:

$$\frac{S_u}{X} = \frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 \cdot M_m}{\pi \cdot d^3} + \frac{S_u}{S_N} \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{\left(k_k^{fl} \cdot M_a\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(k_f^t \cdot T_a\right)^2}$$

Ecuación 2.4.3.1

Por norma general, en la superficie de los ejes tendremos un estado de tensiones definido por tensiones normales medias debido al esfuerzo axial y alternantes en dirección longitudinal del eje, por el hecho de que los ejes se encuentran girando

También aparecerán tensiones tangenciales debidas al torsor y alternantes debidas al cortante, pero ninguna se tiene en consideración en el cálculo a fatiga, las primeras por ser constantes y las segundas por ser de un orden de magnitud despreciable frente al resto de sollicitaciones.

Si además se tiene en cuenta que en el diseño del eje los esfuerzos axiales que aparecen en él sean de compresión, al despejar el coeficiente de seguridad y aplicando los estados tensionales descriptor anteriormente se obtiene la expresión:

$$X = \frac{d^3 \cdot \pi \cdot S_e}{32 \cdot M_a}$$

Ecuación 2.4.3.2

### 2.4.3.1 Cálculo del límite a fatiga del material.

Para realizar este cálculo vamos a utilizar la ecuación 2.4.3.1, la cual nos proporciona la tensión límite para un punto determinado del eje.

$$S_e = K_a * K_b * K_d * K_e * \frac{S'_e}{K_f}$$

Ecuación 2.4.3.1.1

Donde:

**S<sub>e</sub>** Límite a fatiga del punto escogido de estudio en el componente.

**S'<sub>e</sub>** Límite a fatiga de una probeta de ensayo

**K<sub>a</sub>** Factor de superficie.

**K<sub>b</sub>** Factor de tamaño.

**K<sub>d</sub>** Factor de temperatura.

**K<sub>e</sub>** Factor de confiabilidad.

**K<sub>f</sub>** Factor de reducción del límite a fatiga.

Límite a fatiga, S'<sub>e</sub>:

Para este valor y puesto que nuestros ejes serán de acero vamos a utilizar la expresión:

$$S'_e = 0.5 * S_u \quad S_u \leq 1400 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.4.3.1.2}$$

En nuestro caso el material elegido es un acero tipo 42CrMo4 con una resistencia a rotura de 1200 N/mm<sup>2</sup> por lo que su resistencia límite a fatiga será de:

$$S'_e = 600 \text{ N/mm}^2$$

Factor superficial, K<sub>a</sub>:

Para realizar el cálculo de este factor tenemos que tener en cuenta que el acabado superficial del eje es diferente al de la probeta ensayada, ya que esta se realiza en unas condiciones muy controladas, utilizando la siguiente expresión:

$$K_a = a * S_u^b \quad \text{Ecuación 2.4.3.1.3}$$

En la que S<sub>u</sub> es el límite de la rotura a tracción mínima esperado del material empleado y los coeficientes a y b se encuentran tabulados en función del tipo de acabado del eje.

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 24. Coeficientes de acabados superficiales.

En nuestro caso los tres ejes van a tener un acabado superficial por **mecanizado** por lo que nuestro factor de corrección será:

$$K_a = 4.51 * S_u^{-0.265} \quad \text{Ecuación 2.4.3.1.4}$$

Y sabiendo que el material a emplear será 42Crmo4 con una tensión mínima de rotura de  $S_u = 1200 \text{ N/mm}^2$ , obtenemos un factor de :

$$K_a = 0.688$$

Factor de tamaño,  $K_b$ :

Este factor se ve modificado en función del diámetro de la pieza cuando se encuentra trabajando en condiciones de torsión o flexión, pudiendo llegar a estimarse mediante la expresión:

$$k_b = \left( \frac{d}{7,62 \text{ mm}} \right)^{-0,1} \quad 3 \text{ mm} < d < 270 \text{ mm}$$

$$d < 3 \text{ mm} \rightarrow k_b = 1,1 \quad d > 270 \text{ mm} \rightarrow k_b = 0,7$$

Ecuación 2.4.3.1.5

Factor de temperatura,  $K_d$ :

En función de los ensayos esperimetales realizados con acero , este nos proporciona unos resultados a fatiga que nos indica que experimenta una mejora al comportamiento a fatiga si la temperatura de trabajo se realiza entre 200 y 350 °C.

Debemos de tener en cuenta que cuando la temperatura es baja se puede originar un fallo por fractura frágil, mientras que por el contrario si la temperatura es elevada el material se puede comportar como un fallo por fluencia.

T, °C	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
factor	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 25. Factor según temperatura.

En nuestro caso tomaremos  $K_d = 1$

Factor de confiabilidad,  $K_e$ :

Para la obtención del valor de dicho factor vamos a utilizar la tabla adjunta, que nos permite determinar mediante una distribución estadística de ensayos a fatiga de aceros el valor requerido.

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 26 Factor de confiabilidad.

En nuestro caso vamos a trabajar con una confiabilidad del 0.99 por lo que nuestro factor será de:

$$K_e = 0.814.$$

Factor de reducción del límite a fatiga por concentrador de tensiones,  $K_f$

Este factor tiene en cuenta todas aquellas discontinuidades geométricas que pudiera tener nuestro elemento en estudio, como chavetas, agujeros, cambios de sección, ranuras, etc... que pudieran elevar las tensiones en dichos puntos, pudiendo acortar la vida del mismo.

$$K_f = \frac{S'_e}{S_e} \quad \text{Ecuación 2.4.3.1.6}$$

Donde  $S'_e$  representa el límite a fatiga con entalla y  $S_e$  el límite a fatiga con entalla.

Dichas discontinuidades reciben el nombre de concentradores de tensión pudiendo calcularlas mediante las expresiones:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{Ecuación 2.4.3.1.7}$$

Donde:

$q$  coeficiente de sensibilidad de entalla.

$K_f$  concentrador de tensiones límite.

$K_t$  concentrador de tensiones para carga estática.

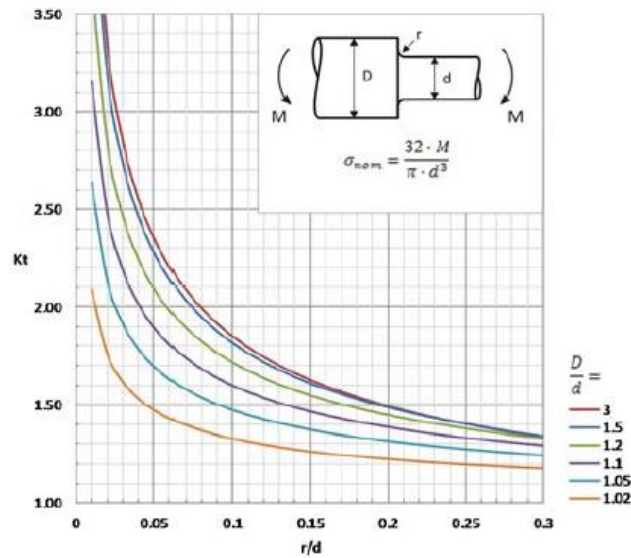


Figura 8. Concentrador de tensiones.

El valor de  $q$  podemos estimarlo mediante la expresión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}} \quad \text{Ecuación 2.4.3.1.8}$$

Donde  $\alpha$  depende del tipo de material con el que está fabricado el eje y  $\rho$  es el radio de acuerdo de la sección en estudio.

En nuestro caso ;

$$\alpha = 0.025 * \left( \frac{2070 \text{ MPa}}{S_u} \right) \text{ mm (aceros con } S_u > 550 \text{ MPa)} \quad \text{Ecuación 2.4.3.1.9}$$

Obtenidos los valores anteriores podremos calcular el factor  $K_f$  como:

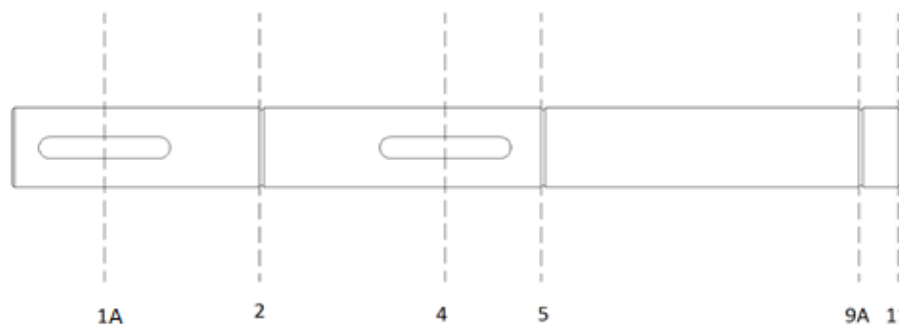
$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \quad \text{Ecuación 2.4.3.1.10}$$

Para el cálculo del concentrador de tensión  $K_f$  para los chaveteros, vamos a utilizar un mecanizado de tipo perfilado y cuyo valor recoge la tabla adjunta.

Acero	Tipo patín (bañera)		Tipo perfilado	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Recocido (< 200 HB)	1.3	1.3	1.6	1.3
Templado (> 200 HB)	1.6	1.6	2.0	1.6

Una vez calculados todos los factores que intervienen en el límite de fatiga del material ya estamos en condiciones de realizar la comprobación del coeficiente de seguridad obtenido con los diámetros de diseño fijados.

### 2.4.3.2 Eje de entrada.

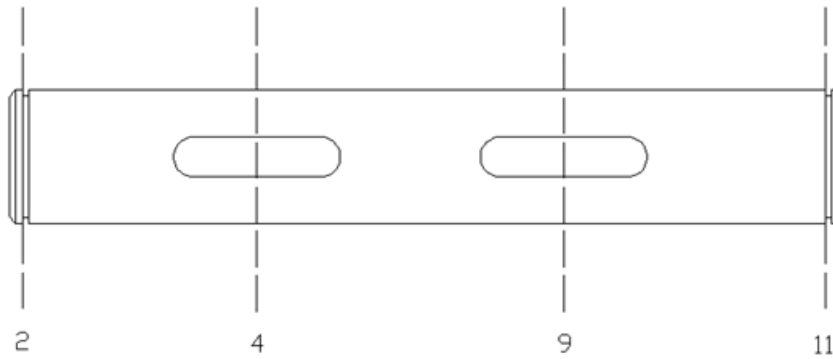


	D/d	r/d	Kt	$\alpha$	q	Kf
chavetas						2
ranuras	1,075	0,05	2,2	0,0431	0,972	2,16

Eje de entrada											
Mecanizado	Secciones	d (m)	M <sub>f</sub> (Nm)	K <sub>a</sub>	K <sub>b</sub>	K <sub>c</sub>	K <sub>d</sub>	K <sub>e</sub>	K <sub>f</sub>	S <sub>e</sub>	X
Eje	1	0,03	0	0,689	0,872	1	1	0,814	1	293,39	0
Chaveta	1A	0,03	0	0,689	0,872	1	1	0,814	2	146,70	0
ranura	2	0,0286	0	0,689	0,872	1	1	0,814	2,16	135,83	0
Eje	3	0,03	0	0,689	0,872	1	1	0,814	1	293,39	0
Chaveta	4	0,03	158,89	0,689	0,872	1	1	0,814	2	146,70	2,45
ranura	5	0,0286	120,14	0,689	0,872	1	1	0,814	2,16	135,83	2,60
Eje	6	0,03	118,08	0,689	0,872	1	1	0,814	1	293,39	6,59
Eje	7	0,03	113,35	0,689	0,872	1	1	0,814	1	293,39	6,86
Eje	8	0,03	110,44	0,689	0,872	1	1	0,814	1	293,39	7,04
Eje	9	0,03	64,91	0,689	0,872	1	1	0,814	1	293,39	11,98
ranura	9A	0,0286	9,69	0,689	0,872	1	1	0,814	2,16	135,83	32,19
Eje	10	0,03	0	0,689	0,872	1	1	0,814	1	293,39	0
ranura	11	0,0286	0	0,689	0,872	1	1	0,814	2,16	135,83	0

Como se puede observar, en la sección donde tenemos mayor momento flector, sección 4, que coincide con el montaje del engranaje Z1 se obtiene un coeficiente de seguridad superior al de diseño.

### 2.4.3.3 Eje intermedio.

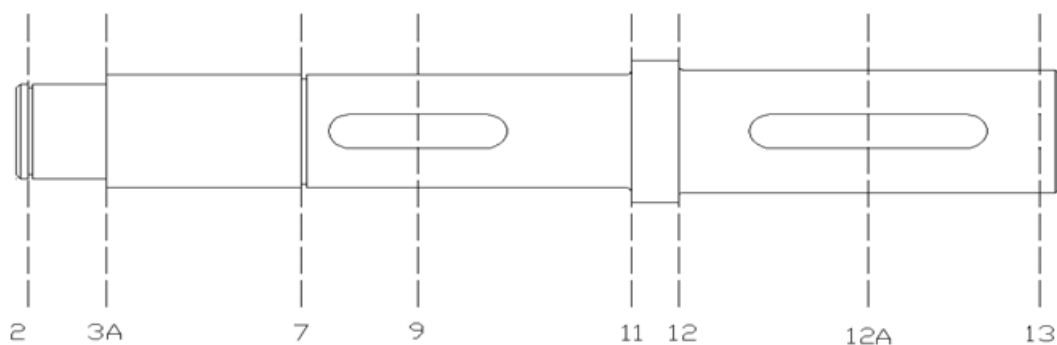


	D/d	r/d	Kt	$\alpha$	q	Kf
chavetas						2
ranuras	1,095	0,0479	2,3	0,0431	0,975	2,26

Eje intermedio											
Mecanizado	Secciones	d (m)	M <sub>r</sub> (Nm)	K <sub>a</sub>	K <sub>b</sub>	K <sub>c</sub>	K <sub>d</sub>	K <sub>e</sub>	K <sub>f</sub>	Se (Mpa)	X
ranura	2	0,0375	0	0,687	0,847	1	1	0,814	2,26	125,78	0
Eje	3	0,04	0	0,687	0,847	1	1	0,814	1	284,26	0
Chaveta	4	0,04	309,67	0,687	0,847	1	1	0,814	2	142,13	2,88
Eje	5	0,04	372,95	0,687	0,847	1	1	0,814	1	284,26	4,79
Eje	6	0,04	376,82	0,687	0,847	1	1	0,814	1	284,26	4,74
Eje	7	0,04	386,54	0,687	0,847	1	1	0,814	1	284,26	4,62
Eje	8	0,04	392,45	0,687	0,847	1	1	0,814	1	284,26	4,55
Chaveta	9	0,04	501,05	0,687	0,847	1	1	0,814	2	142,13	1,78
Eje	10	0,04	0	0,687	0,847	1	1	0,814	1	284,26	0
ranura	11	0,0375	0	0,687	0,847	1	1	0,814	2,26	125,78	0

Como se puede observar , en la secci3n donde tenemos mayor momento flector, seccion 9, que coincide con el montaje del engranaje Z3 se obtiene un coeficiente de seguridad superior al de dise1o.

### 2.4.3.4 Eje de salida.





	Ø (mm)	D/d	r/d	Kt	α	q	Kf
chavetas							2
ranuras	50	1,09	0,0436	2,3	0,0431	0,978	2,27
	60	1,08	0,0358	2,1	0,0431	0,978	2,07
camb. seccion	60/50	1,2	0,04	2,1	0,0431	0,978	2,07
camb. seccion	75/60	1,25	0,033	2,2	0,0431	0,978	2,17
camb. seccion	75/65	1,15	0,04	1,9	0,0431	0,978	1,88

Eje de salida											
Mecanizado	Secciones	d (m)	M <sub>r</sub> (Nm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se (Mpa)	X
ranura	2	0,047	0	0,687	0,847	1	1	0,814	2,27	125,226	0
Eje	3	0,05	0	0,687	0,847	1	1	0,814	1	284,264	0
Eje (c.s)	3A	0,06	164,46	0,687	0,847	1	1	0,814	2,07	137,326	17,707
Eje	4	0,06	583,59	0,687	0,847	1	1	0,814	1	284,264	10,329
Eje	5	0,06	954,96	0,687	0,847	1	1	0,814	1	284,264	6,312
Eje	6	0,06	976,19	0,687	0,847	1	1	0,814	1	284,264	6,175
ranura	7	0,057	1029,24	0,687	0,847	1	1	0,814	2,07	137,326	2,426
Eje	8	0,06	1061,08	0,687	0,847	1	1	0,814	1	284,264	5,681
Chaveta	9	0,06	1759,30	0,687	0,847	1	1	0,814	2	142,132	1,713
Eje	10	0,06	2619,27	0,687	0,847	1	1	0,814	1	284,264	2,301
Eje (c.s)	11	0,075	2280,83	0,687	0,847	1	1	0,814	2,17	130,997	2,379
Eje (c.s)	12	0,065	1986,53	0,687	0,847	1	1	0,814	1,88	151,204	2,052
Chaveta	12A	0,065	809,33	0,687	0,847	1	1	0,814	2	142,132	4,735
Eje	13	0,065	0	0,687	0,847	1	1	0,814	1	284,264	0

Como se puede observar , en la sección donde tenemos mayor momento flector, seccion 10, que coincide con el apoyo del rodamiento de rodillos se obtiene un coeficiente de seguridad superior al de diseño.

#### 2.4.4 Consideraciones cálculo por deflexión.

Un punto a tener en cuenta, para el correcto funcionamiento de nuestro diseño será la comprobación de los valores tanto de la flexión a la que esta sometido nuestros ejes como el angulo y deflexión lateral que pueden absorber los componentes sobre los que van montados, por lo que resulta de gran importancia el hecho de realizar un diseño con una rigidez capaz de soportar los esfuerzos a los que va ha estar sometido.

Si estos valores no se encuentran dentro de unos niveles determinados, pueden llegar a provocar cargas por impactos excesivos debidos a holguras inadecuadas, ocasionando una reducción considerable en la vida del componente.

Los niveles a tener en cuenta van a ser en nuestro caso:

- Una deformación lateral por flexión inferior a  $0.005 * m_n$  .
- Y una pendiente maxima o angulo girado inferior a 0.002 radianes si se encuentra apoyado en un rodamiento de bolas y de 0.001 radianes si es de rodillos.

### 2.4.4.1 Cálculo deflexión y deformación angular de los ejes.

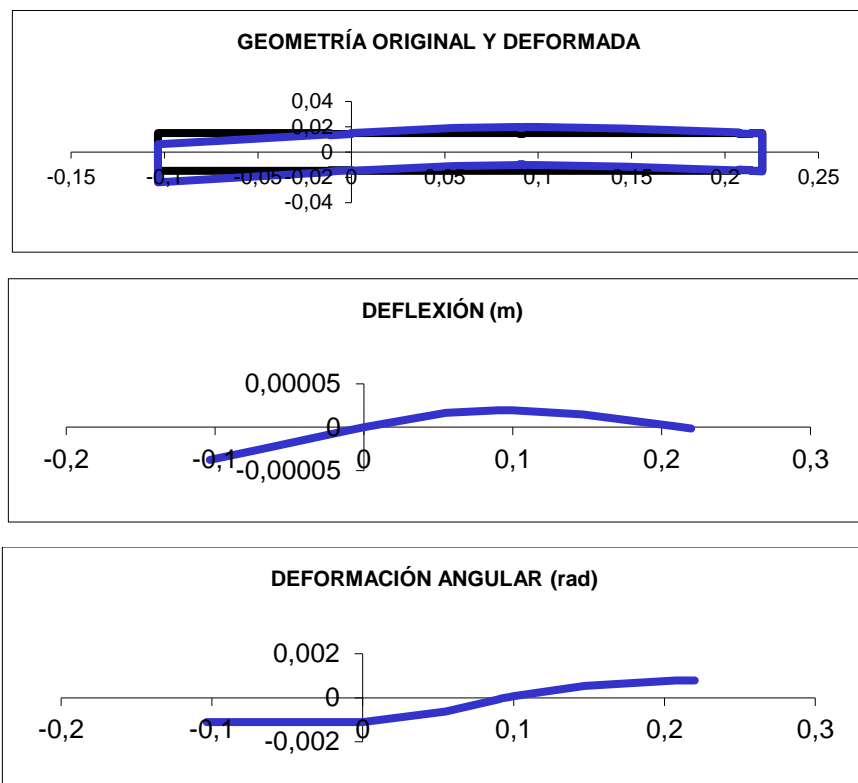
Para realizar estos cálculos nos ayudaremos de la hoja de excel facilitado por el departamento, de ingeniería mecánica y materiales donde podremos comparar los resultados obtenidos con los valores límite marcados anteriormente, introduciendo las características del material, las sollicitaciones que intervienen y el número de secciones a considerar.

#### Eje de entrada-Plano XY

Los datos obtenidos se representan en la tabla siguiente:

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 anterior (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	-0,10350	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000365848	-3,787E-05
1A	-0,06950	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,66E-04	-2,543E-05
2	-0,01140	0,02860	0,00	0,00	0,00	0,00	3,66E-04	-4,171E-06
3	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,66E-04	0,000E+00
4	0,05500	0,03000	1336,40	14,89	58,44	43,55	1,73E-04	1,659E-05
5	0,09000	0,02860	0,00	0,00	33,96	33,96	1,09E-05	1,970E-05
6	0,09200	0,03000	0,00	0,00	33,41	33,41	1,16E-06	1,971E-05
7	0,09700	0,03000	0,00	0,00	32,04	32,04	-1,84E-05	1,967E-05
8	0,10000	0,03000	0,00	0,00	31,22	31,22	-2,9804E-05	1,960E-05
9	0,14700	0,03000	0,00	0,00	18,35	18,35	-0,00016933	1,463E-05
9A	0,20750	0,02860	0,00	0,00	1,78	1,78	-0,00024226	1,578E-06
10	0,21400	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,0002431	0,00E+00
11	0,22000	0,02860	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,0002431	-1,459E-06

Mediante el análisis de los resultados estamos en condiciones de poder representar dichas deformaciones en sus gráficas correspondientes y poder verificar que dicho plano cumple con las limitaciones propuestas.

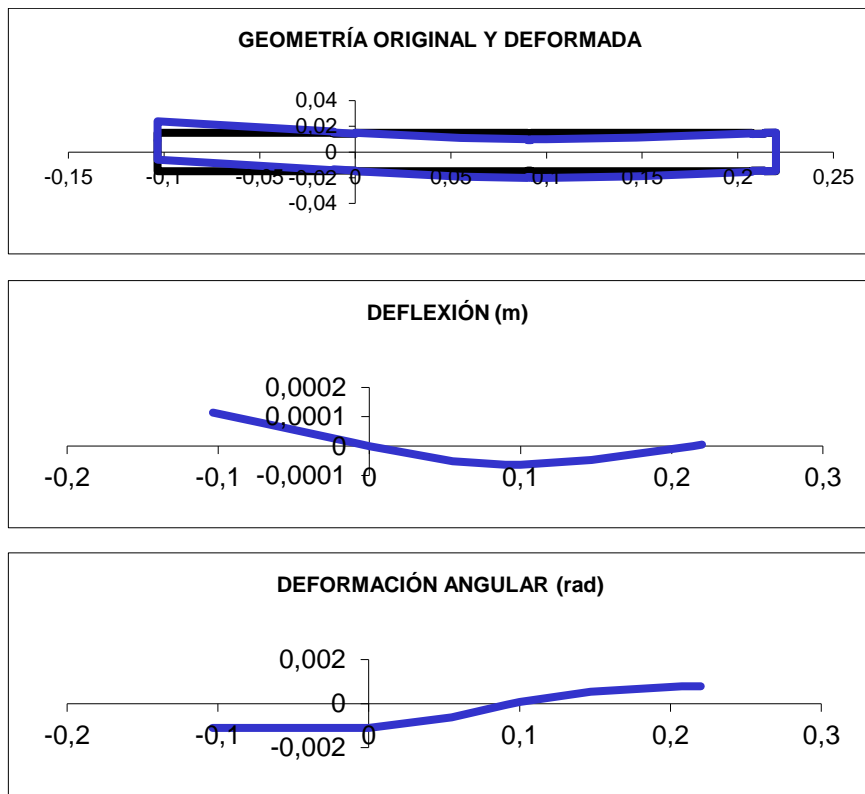


Eje de entrada-Plano XZ.

Los datos obtenidos se representan en la tabla siguiente:

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	-0,10350	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00110347	0,00011421
1A	-0,06950	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,10E-03	7,669E-05
2	-0,01140	0,02860	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,10E-03	1,258E-05
3	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,10E-03	0,000E+00
4	0,05500	0,03000	-3615,94	0,00	-147,76	-147,76	-6,17E-04	-5,177E-05
5	0,09000	0,02860	0,00	0,00	-115,24	-115,24	-6,56E-05	-6,331E-05
6	0,09200	0,03000	0,00	0,00	-113,38	-113,38	-3,25E-05	-6,341E-05
7	0,09700	0,03000	0,00	0,00	-108,73	-108,73	3,41E-05	-6,341E-05
8	0,10000	0,03000	0,00	0,00	-105,94	-105,94	7,26173E-05	-6,325E-05
9	0,14700	0,03000	0,00	0,00	-62,27	-62,27	0,000546033	-4,774E-05
9A	0,20750	0,02860	0,00	0,00	-6,04	-6,04	0,000793495	-5,170E-06
10	0,21400	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000796341	0,00E+00
11	0,22000	0,02860	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000796341	4,778E-06

Representación gráfica y verificación del cumplimiento de las limitaciones de las magnitudes establecidas.

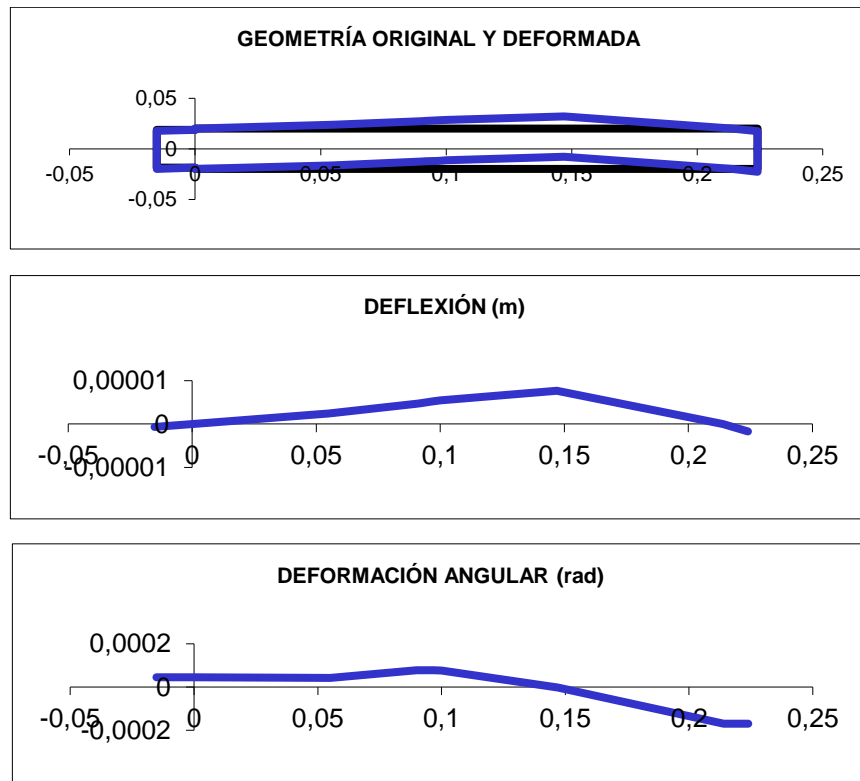


### Eje intermedio-Plano XY

Los datos obtenidos se representan en la tabla siguiente:

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)		
2	-0,01525	0,03750	0,00	0,00	0,00	0,00	4,50E-05	-6,855E-07
3	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,50E-05	0,000E+00
4	0,05500	0,04000	-1336,40	55,68	3,60	-52,08	4,12E-05	2,404E-06
5	0,09000	0,04000	0,00	0,00	-3,02	-3,02	7,77E-05	4,675E-06
6	0,09200	0,04000	0,00	0,00	-0,22	-0,22	7,79E-05	4,831E-06
7	0,09700	0,04000	0,00	0,00	6,79	6,79	7,72E-05	5,219E-06
8	0,10000	0,04000	0,00	0,00	11,00	11,00	7,62302E-05	5,449E-06
9	0,14700	0,04000	3380,31	-55,68	76,88	132,56	-2,0292E-06	7,652E-06
10	0,21400	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00017031	0,000E+00
11	0,22400	0,03750	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00017031	-1,703E-06

Representación gráfica y verificación del cumplimiento de las limitaciones de las magnitudes establecidas.

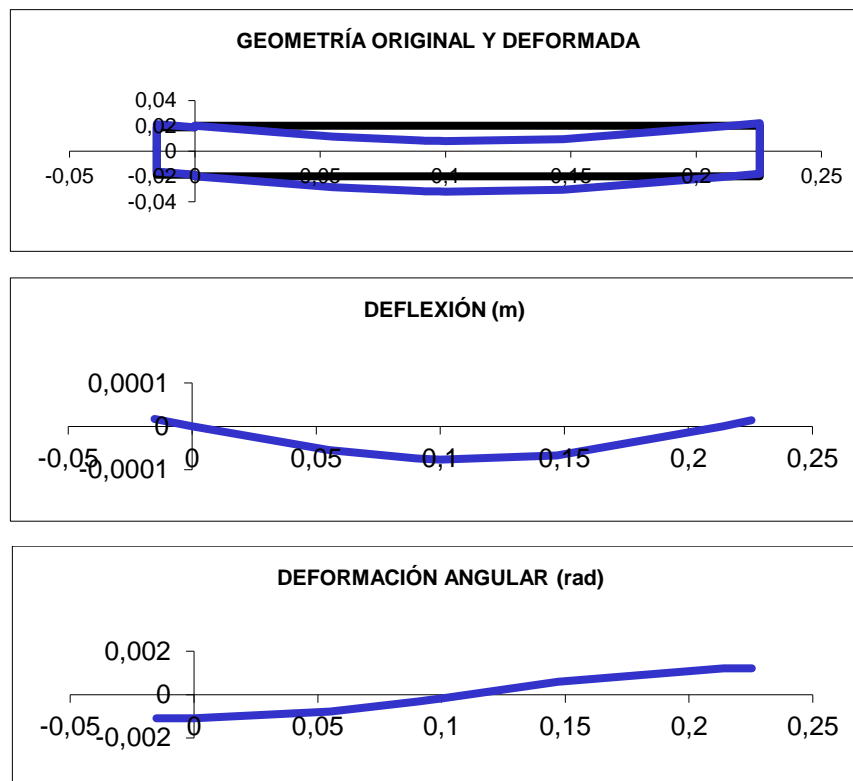


Eje intermedio-Plano XZ.

Los datos obtenidos se representan en la tabla siguiente:

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 (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
2	-0,01525	0,03750	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,10E-03	1,670E-05
3	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,10E-03	0,000E+00
4	0,05500	0,04000	-3615,94	0,00	-305,26	-305,26	-7,77E-04	-5,440E-05
5	0,09000	0,04000	0,00	0,00	-372,95	-372,95	-3,27E-04	-7,399E-05
6	0,09200	0,04000	0,00	0,00	-376,82	-376,82	-2,99E-04	-7,461E-05
7	0,09700	0,04000	0,00	0,00	-386,49	-386,49	-2,27E-04	-7,593E-05
8	0,10000	0,04000	0,00	0,00	-392,30	-392,30	-1,82E-04	-7,654E-05
9	0,14700	0,04000	-9146,20	0,00	-483,20	-483,20	0,000597357	-6,742E-05
10	0,21400	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,001210761	0,000E+00
11	0,22540	0,03750	0,00	0,00	0,00	0,00	0,001210761	1,380E-05

Representación gráfica y verificación del cumplimiento de las limitaciones de las magnitudes establecidas.

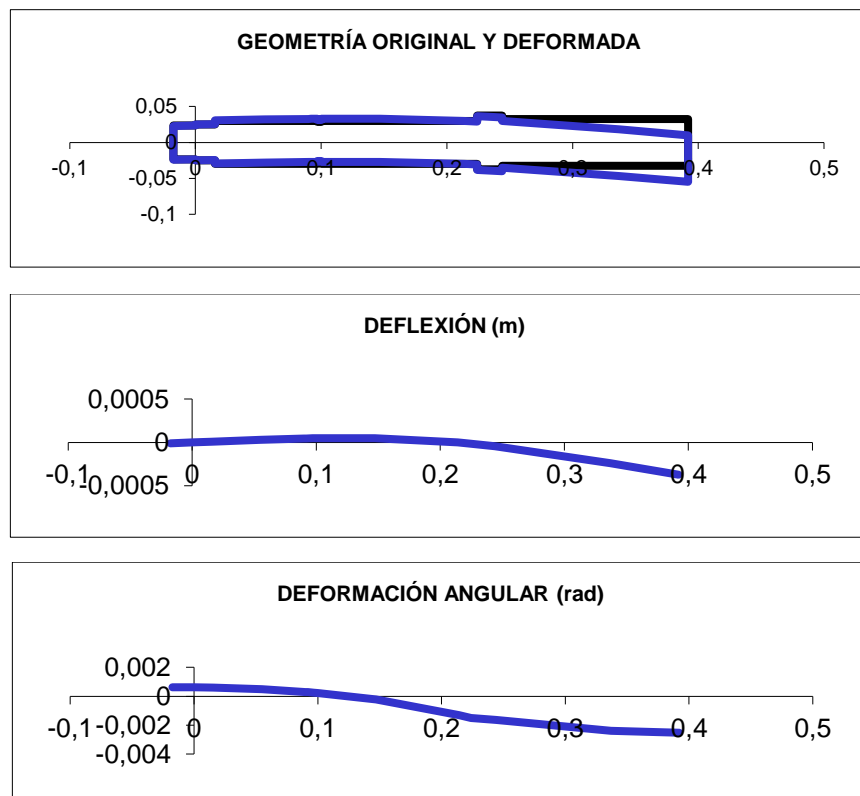


Eje de salida-Plano XY.

Los datos obtenidos se representan en la tabla siguiente:

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)		
2	-0,01750	0,04700	0,00	0,00	0,00	0,00	6,16E-04	-1,078E-05
3	0,00000	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	6,16E-04	0,000E+00
3A	0,01550	0,06000	0,00	0,00	158,36	158,36	5,97E-04	9,451E-06
4	0,05500	0,06000	0,00	0,00	561,94	561,94	4,91E-04	3,132E-05
5	0,09000	0,06000	0,00	0,00	919,53	919,53	2,97E-04	4,537E-05
6	0,09200	0,06000	0,00	0,00	939,97	939,97	2,83E-04	4,595E-05
7	0,09800	0,05850	0,00	0,00	1001,27	1001,27	2,39E-04	4,752E-05
8	0,10000	0,06000	0,00	0,00	1021,71	1021,71	0,00022242	4,798E-05
9	0,14700	0,06000	-3380,31	-206,34	1501,91	1708,25	-0,000221669	4,865E-05
10	0,21400	0,06000	0,00	0,00	2619,27	2619,27	-0,001306818	0,000E+00
11	0,23700	0,07500	0,00	0,00	2280,83	2280,83	-0,00172862	-3,50192E-05
12	0,25700	0,06500	0,00	0,00	1986,53	1986,53	-0,001859455	-7,093E-05
12A	0,33700	0,06500	0,00	0,00	809,33	809,33	-0,002467214	-0,000247409
13	0,39200	0,06500	-14715,00	0,00	0,00	0,00	-0,002588166	-0,00038754

Representación gráfica y verificación del cumplimiento de las limitaciones de las magnitudes establecidas.

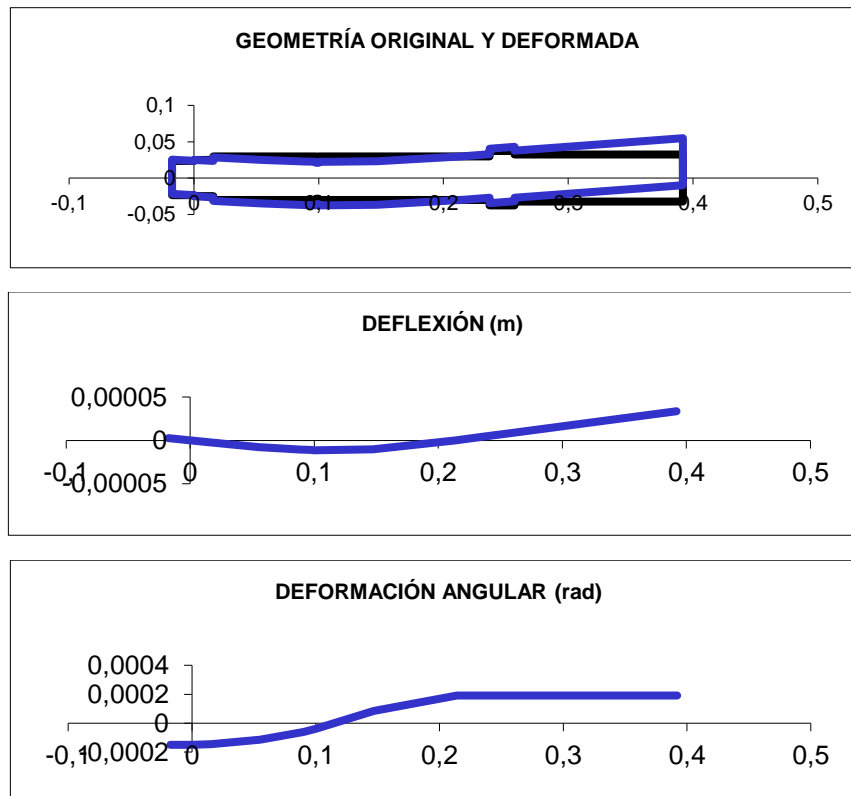


Eje de salida -Plano XZ.

Los datos obtenidos se representan en la tabla siguiente:

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)		
2	-0,01750	0,04700	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,51E-04	2,637E-06
3	0,00000	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,51E-04	0,000E+00
3A	0,01550	0,06000	0,00	0,00	-44,38	-44,38	-1,45E-04	-2,308E-06
4	0,05500	0,06000	0,00	0,00	-157,49	-157,49	-1,16E-04	-7,571E-06
5	0,09000	0,06000	0,00	0,00	-257,72	-257,72	-6,11E-05	-1,074E-05
6	0,09200	0,06000	0,00	0,00	-263,44	-263,44	-5,72E-05	-1,086E-05
7	0,09800	0,05700	0,00	0,00	-280,63	-280,63	-4,50E-05	-1,117E-05
8	0,10000	0,06000	0,00	0,00	-286,35	-286,35	-3,98122E-05	-1,125E-05
9	0,14700	0,06000	-9146,20	0,00	-420,94	-420,94	8,46027E-05	-1,038E-05
10	0,21400	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000190156	0,000E+00
11	0,23700	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000190156	4,3736E-06
12	0,25700	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000190156	8,1767E-06
12A	0,33700	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000190156	2,3389E-05
13	0,39200	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000190156	3,3848E-05

Representación gráfica y verificación del cumplimiento de las limitaciones de las magnitudes establecidas.



## 2.5 Determinación de rodamientos de apoyo

### 2.5.1 Comprobación de lubricante utilizado.

El aceite que vamos a utilizar para nuestro reductor será el mismo para los rodamientos como para los engranajes, por lo que inicialmente escogemos un lubricante ISO VG 680 con una característica de viscosidad cinemática de 680 mm<sup>2</sup>/s.

Para verificar la validez del lubricante escogido utilizaremos el Método United, el cual tiene en cuenta las características y dimensiones de los engranajes anteriormente calculados.

Dicho método consiste en la determinación de la carga K, aplicable a engranajes de velocidades y cargas medias.

$$K = \frac{F_{tg}}{b*d} * \frac{i+1}{i} * K_a$$

Ecuación 2.5.1.1

Donde:

**F<sub>tg</sub>** es la fuerza tangencial de contacto entre engranajes de etapa considerada.

**b** es el ancho calculado para la etapa en estudio.

**d** es el diámetro del piñón.

**i** es la relación de transmisión de la etapa.

**K<sub>a</sub>** es el coeficiente de aplicación en condiciones reales de funcionamiento.

	1º Etapa	2º Etapa
F <sub>tg</sub>	3615,94 N	9146,20 N
d	46,71 mm	69,05 mm
b	70 mm	94 mm
V <sub>tg</sub>	1,798 m/s	0,711 m/s
i	3,7391	3,7059
K <sub>a</sub>	1,35	

Tabla 27. Factores de diseño de los rodamientos.

El lubricante adecuado se obtiene a partir del cálculo de su viscosidad cinemática a 38°C, mediante la relación de  $\left(\frac{K}{V_t}\right)$  estando su temperatura ambiente comprendida entre 10 y 25°C.



	K	K / V <sub>tg</sub>
K 1ª etapa	1,89225	1,05265
K 2ª etapa	2,41567	3,39911

Tabla 28. Constantes de diseño.

Para el cálculo de la viscosidad del lubricante en nuestra aplicación utilizamos la siguiente expresión empírica.

$$\log(v_{38}) = -0,028 * \left( \log \frac{K}{V_{tg}} \right)^3 * -0,025 * \left( \log \frac{K}{V_{tg}} \right)^2 + 0,460 * \left( \log \frac{K}{V_{tg}} \right) + 2,593$$

Ecuación 2.5.1.2

Obteniendo como resultado el valor de la viscosidad cinemática para nuestra aplicación, la cual es inferior a la del lubricante empleado y dando por valido la elección.

	log ( v <sub>38</sub> )	v <sub>38</sub>
1ª Etapa	2,60324 cSt	401,09 mm <sup>2</sup> /s
2ª Etapa	2,82617 cSt	670,14 mm <sup>2</sup> /s

Tabla 29. Validez del lubricante.

## 2.5.2 Cálculo y selección de rodamientos.

Para realizar el cálculo de los rodamientos a escoger en los apoyos vamos a disponer del catálogo facilitado online por SKF.

El método de selección utilizado será mediante la comparación de la capacidad dinámica de carga calculada y la facilitada por el fabricante, la cual debe de ser superior.

Para la obtención de nuestra capacidad de carga partiremos de la expresión de vida de un rodamiento, contemplada en la norma ISO 281:2007 mediante la siguiente expresión.

$$L = a_1 * a_{ISO} * 10^6 * \left[ \frac{C}{F_{equ}} \right]^q \quad \text{Ecuación 2.5.2.1}$$

Donde:

**L** es la vida del rodamiento en horas.

**a<sub>1</sub>** Factor de fiabilidad.

**a<sub>ISO</sub>** Factor por condiciones de trabajo.

**C** Capacidad dinámica del rodamiento.

**F<sub>equ</sub>** Conjunto de fuerzas axiales y radiales, que recibe.

**q** Factor en función de utilización del tipo de rodamiento.

### 2.5.2.1 Vida estimada del rodamiento. ( L )

Inicialmente fijamos la vida de los rodamientos de nuestra aplicación basandonos en las tablas facilitadas por los fabricantes, los cuales en función de la aplicación y del tipo de máquina estiman un rango de vida como la mostrada en la tabla 30.

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 30. Vida recomendada del rodamiento.

En nuestro caso tratándose de una aplicación que va a estar trabajando durante 24 horas escogemos una vida de 55000 horas.

### 2.5.2.2 Factor de fiabilidad. ( a<sub>1</sub> )

Inicialmente el calculo de fiabilidad para un rodamiento esta diseñado para un 10 % de probabilidad de fallo, siendo  $a_1 = 1$  . No obstante si lo que se persigue es obtener una fiabilidad mayor del 90 %, tendremos que apoyarnos en los coeficientes de corrección descritos en la tabla:

Fiabilidad %	a <sub>1</sub>
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 31. Factor de fiabilidad a<sub>1</sub>.

Para nuestra aplicación escogeremos una fiabilidad del 99%, es decir a<sub>1</sub> = 0.25.

### 2.5.2.3 Factor por condiciones de trabajo. ( a<sub>ISO</sub> )

Para la obtención de este factor debemos de considerar la relación que existe entre las cargas y la carga límite de fatiga del rodamiento P<sub>u</sub> (fuerza que nunca ocasionaría el fallo con una lubricación adecuada).

También tendremos que determinar la contaminación del lubricante, dimensiones del rodamiento y velocidad de giro del mismo, así como su viscosidad de trabajo.

Una vez conocidos todos estos valores y mediante la aplicación de la norma ISO 281:2008 nos permite obtener el factor por condiciones de trabajo realizando los pasos siguientes:

1. Se calcula la viscosidad relativa v<sub>1</sub> en función de su velocidad de giro mediante las 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 2.5.2.3.1

## 2. Cálculo de la viscosidad a temperatura de trabajo del rodamiento.

En nuestro caso vamos a considerar un a temperatura de 70 °C, por lo que debido a que la elección del aceite ya la hemos realizado en el apartado 2.5.1, y mediante los datos facilitados por la marca, recogidos en el anexo 5.4.

Para el cálculo de dicha viscosidad empleamos la ecuación de Walther, recogida en la norma ASTM D341, la cual muestra la relación entre la viscosidad y la temperatura.

$$\text{Log} [ \log(\nu + 0.7) ] = A - B * \log(T) \quad \text{Ecuación 2.5.2.3.2}$$

Donde:

$\nu$  Viscosidad cinemática en mm<sup>2</sup>/s.

$T$  Temperatura medida en Kelvin.

A y B Constantes a determinar de viscosidades a temperaturas diferentes.

Una vez calculadas sus constantes podemos calcular su viscosidad para cualquier temperatura de trabajo, mediante la expresión:

$$\nu_{T_{trabajo}} = 10^{10(A - B * \log(T))} - 0.7$$

Ecuación 2.5.2.3.3

Aplicando las expresiones mencionadas anteriormente obtenemos:

Aceite utilizado	CONSTANTES		VISCOSIDADES ( mm <sup>2</sup> /s )		
	A	B	V ( 40°C )	V ( 100°C )	V ( 70°C )
ISO VG 680	6,2684	2,3307	680	75,5	193,23

Tabla 32 .Viscosidad para temperatura de trabajo.

## 3. Determinación del cociente entre la viscosidad de trabajo y la relativa.

Este valor nos permite situarnos en la gráfica dentro de una curva, la cual nos indica la utilización de aditivos en función de la existencia del contacto entre los elementos sólidos.

$$\kappa = \frac{\nu_{trab}}{\nu_1}$$

Ecuación 2.5.2.3.4

## 4. Determinación del factor de contaminación según tabla:

Condición	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
<b>Limpieza extrema</b> Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
<b>Gran limpieza</b> 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
<b>Limpieza normal</b> 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
<b>Contaminación ligera</b>	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
<b>Contaminación típica</b> 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
<b>Contaminación alta</b> Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0
<b>Contaminación muy alta</b> $\eta_c$ puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación Ec. 7	0	0

En nuestro caso optamos por un valor de contaminación de 0.4 que se corresponde a una contaminación ligera.

5. Y por último se calcula la relación entre contaminación-carga, para poder entrar en la gráfica y poder obtener el valor del factor  $\alpha_{iso}$ .

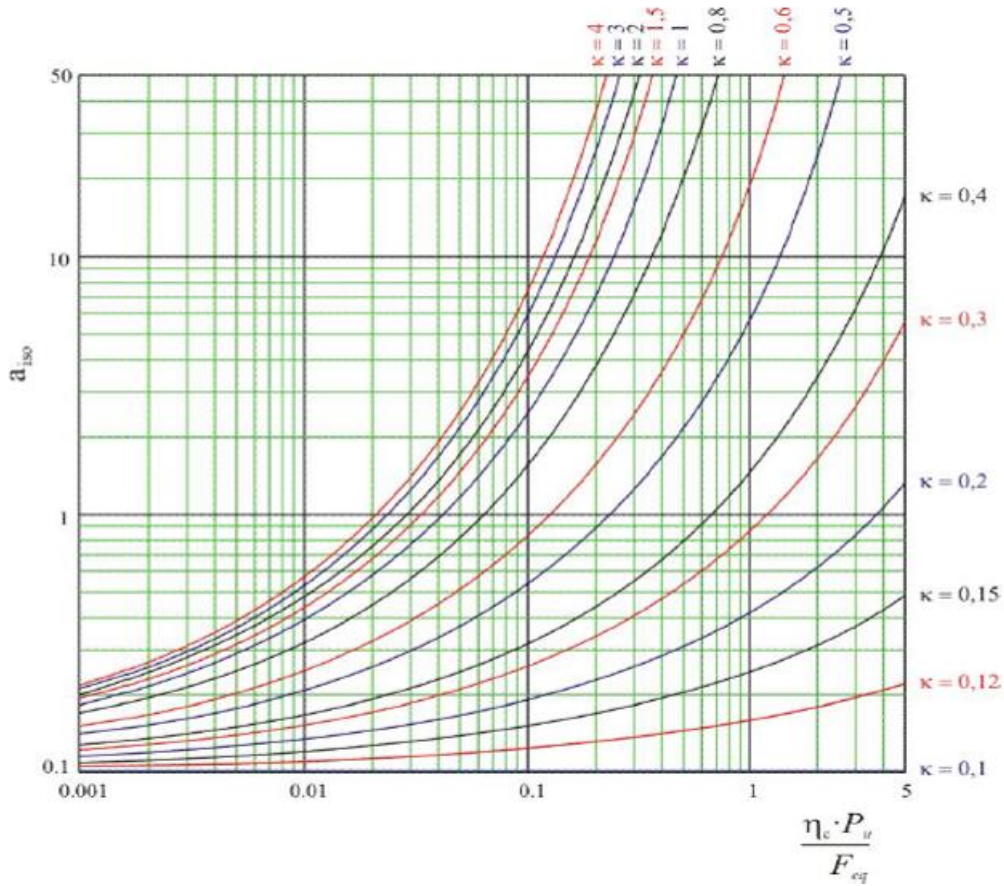


Figura 9 Factor  $a_{150}$  para rodamientos radiales de bolas.

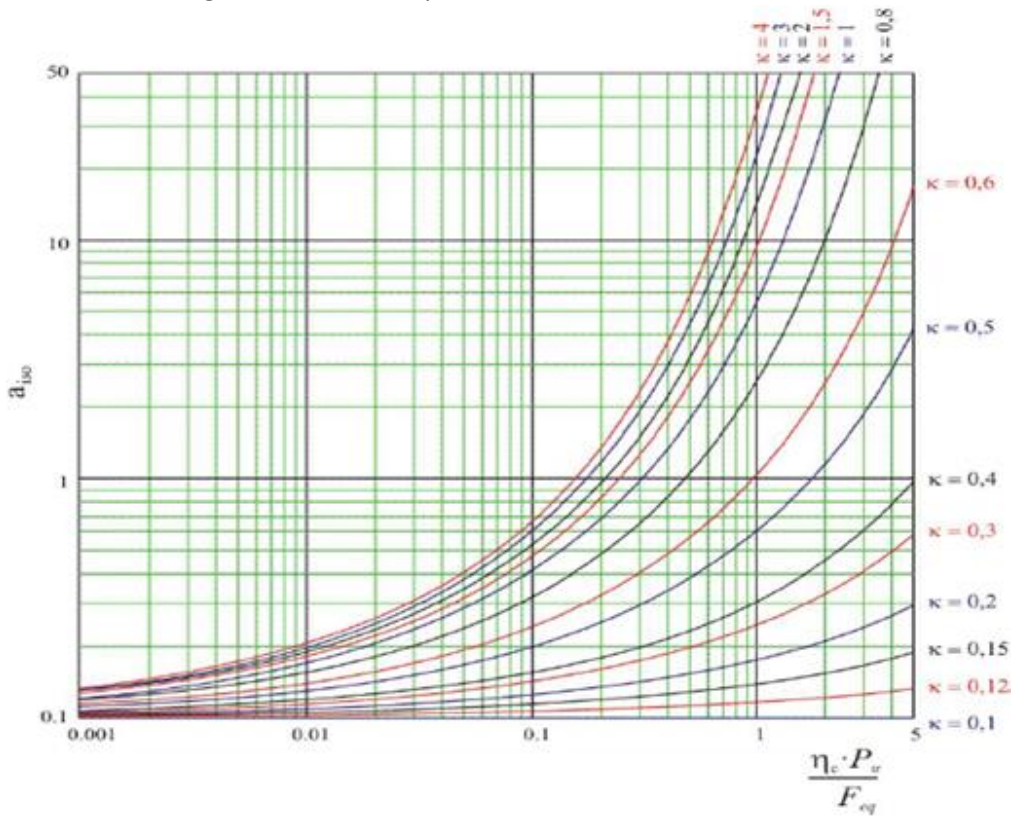


Figura 10 Factor  $a_{100}$  para rodamientos radiales de rodillos.

#### 2.5.2.4 Cálculo de fuerzas equivalentes.

Las fuerzas que se transmiten a los rodamientos a su vez son transmitidas a la carcasa a través de sus elementos rodantes (bolas, rodillos), mediante fuerzas normales a la superficie de contacto.

En el caso de rodamientos rígidos de bolas las fuerzas a tener en cuenta serán las producidas por la carga axial y la radial y cuya fuerza resultante será un conjunto de ambas, que mediante su análisis permiten su cálculo mediante ecuaciones desarrolladas.

Por lo contrario, si el rodamiento utilizado es de rodillo, solo se tendrá en cuenta su carga radial, ya que estos no pueden absorber carga axial.

$$F_{eq} = x * F_r + y * F_a$$

Ecuación 2.5.2.4.1

Donde:

**F<sub>r</sub>** Fuerza radial.

**F<sub>a</sub>** Fuerza axial.

**x** Factor de fuerza radial.

**y** Factor de fuerza axial.

Para poder realizar el cálculo de los valores de x e y tenemos que obtener el valor de la relación que existe entre  $\frac{F_r}{F_a}$  comparando su resultado con el valor de e, previamente calculado mediante la expresión:

$$\frac{f_0 * F_a}{C_0}$$

Ecuación 2.5.2.4.2

Donde:

**C<sub>0</sub>** es la capacidad máxima de carga estática que puede soportar el rodamiento sin que se produzca fallo por indentación.

**F<sub>0</sub>** Factor geométrico que depende de la relación entre el diámetro del elemento rodante, el diámetro de la circunferencia de paso (aprox. al diámetro medio) y el ángulo de contacto nominal.

$f_0 \cdot F_a / C_0$	$e$	$F_a / F_r > e$	
		$x$	$y$
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 33. Factor de carga radial equivalente para rodamientos rígidos de bolas.

En función de la relación entre las cargas consideramos:

- $\frac{F_a}{F_r}$  es muy pequeña, el efecto de la carga axial no es considerado adoptando  $x = 1$   $y = 0$
- $\frac{F_a}{F_r} > e$  se eliminan los juegos, con lo que el sumando  $x \cdot F_r$  disminuye pasando  $x = 0.56$

y el valor de  $y$  se considera mediante la tabla 33.

### 2.5.3 Resultados y rodamientos escogidos.

Los rodamientos escogidos se van a presentar en tablas donde se han calculado sus capacidades de carga dinámicas, las cuales se compararan con las capacidades de carga dinámicas del catálogo del rodamiento SKF del anexo 5.2 seleccionado.

Para la validez del rodamiento escogido tendremos que realizar una comprobación entre ambas capacidades donde:

$$C_{cal} < C_{rod}$$

Para obtener la capacidad de carga dinámica calculada se despeja de la ecuación 2.5.2.1

$$C_{cal} = F_{equ} * \left[ \frac{L * 60 * n}{a_1 * a_{ISO} * 10^6} \right]^{\frac{1}{q}}$$

Ecuación 2.5.3.1



### 2.5.3.1 Rodamiento eje entrada apoyo A.

Las características del rodamiento seleccionado facilitadas por el fabricante SKF son:

Rodamiento	d ( mm )	D ( mm )	B ( mm )	C ( KN )	C <sub>0</sub> ( KN )	P <sub>u</sub> ( KN )	f <sub>0</sub>
6406	30	90	23	43,6	23,6	1	12,1

Aplicando las ecuaciones y tablas vistas en el apartado 2.5.2 se obtiene:

L ( h )	$\omega$ ( rpm )	$\eta_c$	v ( 70° )	a <sub>1</sub> ( 99% )	F <sub>a</sub> ( N )	F <sub>r</sub> ( N )	d <sub>eje</sub> ( mm )
55000	735	0,4	193,23	0,25	637,58	2889,07	30

F <sub>a</sub> / F <sub>r</sub>	( f <sub>0</sub> *f <sub>a</sub> ) / C <sub>0</sub>	e	x	y	F <sub>equ</sub>	dm ( mm )	v <sub>1</sub> ( mm <sup>2</sup> / s )
0,2207	0,3269	0,222	1	0	2889,07	60	23,71

K	( $\eta_c * P_u$ ) / F <sub>eq</sub>	q	a <sub>iso</sub>	C <sub>cal</sub> ( KN )
8,147	0,138	3	26,47	20,689

<b>VALIDO</b>
<b>20,689 &lt; 43,6</b>

### 2.5.3.2 Rodamiento eje entrada apoyo B.

Las características del rodamiento seleccionado facilitadas por el fabricante SKF son:

Rodamiento	d ( mm )	D ( mm )	B ( mm )	C ( KN )	C <sub>0</sub> ( KN )	P <sub>u</sub> ( KN )	f <sub>0</sub>
6006	30	55	13	13,8	8,3	0,355	15

Aplicando las ecuaciones y tablas vistas en el apartado 2.5.2 se obtiene:

L ( h )	$\omega$ ( rpm )	$\eta_c$	v ( 70° )	a <sub>1</sub> ( 99% )	F <sub>a</sub> ( N )	F <sub>r</sub> ( N )	d <sub>eje</sub> ( mm )
55000	735	0,4	193,23	0,25	0	968,818	30

F <sub>a</sub> / F <sub>r</sub>	( f <sub>0</sub> *f <sub>a</sub> ) / C <sub>0</sub>	e	x	y	F <sub>equ</sub>	dm ( mm )	v <sub>1</sub> ( mm <sup>2</sup> / s )
0	0	0	1	0	968,818	42,5	28,181

K	( $\eta_c * P_u$ ) / F <sub>eq</sub>	q	a <sub>iso</sub>	C <sub>cal</sub> ( KN )
6,857	0,1466	3	25,97	6,97

<b>VALIDO</b>
<b>6,97 &lt; 13,8</b>

### 2.5.3.3 Rodamiento eje intermedio apoyo A.

Las características del rodamiento seleccionado facilitadas por el fabricante SKF son:

Rodamiento	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (KN)	C <sub>0</sub> (KN)	P <sub>u</sub> (KN)	f <sub>0</sub>
6408	40	110	27	63,7	36,5	1,53	12,2

Aplicando las ecuaciones y tablas vistas en el apartado 2.5.2 se obtiene:

L (h)	$\omega$ (rpm)	$\eta_c$	v (70°)	a <sub>1</sub> (99%)	F <sub>a</sub> (N)	F <sub>r</sub> (N)	d <sub>eje</sub> (mm)
55000	196,57	0,4	193,23	0,25	2250,23	5550,21	40

F <sub>a</sub> / F <sub>r</sub>	(f <sub>0</sub> *f <sub>a</sub> ) / C <sub>0</sub>	e	x	y	F <sub>equ</sub>	dm (mm)	v <sub>1</sub> (mm <sup>2</sup> /s)
0,4054	0,7522	0,265	0,56	1,66	6843,81	75	63,442

K	( $\eta_c * P_u$ ) / F <sub>ec</sub>	q	a <sub>iso</sub>	C <sub>cal</sub> (KN)
3,046	0,089	3	4,848	55,65

<b>VALIDO</b>
<b>55,65 &lt; 63,7</b>

### 2.5.3.4 Rodamiento eje intermedio apoyo B.

Para este tipo de rodamiento hemos escogido un rodamiento de rodillos, debido a que son capaces de soportar mayores cargas radiales y se ajusta mejor a las geometrias de diseño.

Rodamiento	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (KN)	C <sub>0</sub> (KN)	P <sub>u</sub> (KN)	f <sub>0</sub>
NU 2208 ECPH	40	80	23	81,5	75	9,65	0

Aplicando las ecuaciones y tablas vistas en el apartado 2.5.2 se obtiene:

L (h)	$\omega$ (rpm)	$\eta_c$	v (70°)	a <sub>1</sub> (99%)	F <sub>a</sub> (N)	F <sub>r</sub> (N)	d <sub>eje</sub> (mm)
55000	196,57	0,4	193,23	0,25	0	7478,32	40

F <sub>a</sub> / F <sub>r</sub>	(f <sub>0</sub> *f <sub>a</sub> ) / C <sub>0</sub>	e	x	y	F <sub>equ</sub>	dm (mm)	v <sub>1</sub> (mm <sup>2</sup> /s)
0	0	0	1	0	7478,32	60	70,93

K	( $\eta_c * P_u$ ) / F <sub>ei</sub>	q	a <sub>iso</sub>	C <sub>cal</sub> (KN)
2,725	0,5152	10/3	3,5	54,37

<b>VALIDO</b>
<b>54,37 &lt; 81,5</b>

### 2.5.3.5 Rodamiento eje salida apoyo A.

Las características del rodamiento seleccionado facilitadas por el fabricante SKF son:

Rodamiento	d ( mm )	D ( mm )	B ( mm )	C ( KN )	C <sub>0</sub> ( KN )	P <sub>u</sub> ( KN )	f <sub>0</sub>
6410	50	130	31	87,1	52	2,2	12,2

Aplicando las ecuaciones y tablas vistas en el apartado 2.5.2 se obtiene:

L ( h )	$\omega$ ( rpm )	$\eta_c$	v ( 70° )	a <sub>1</sub> ( 99% )	F <sub>a</sub> ( N )	F <sub>r</sub> ( N )	d <sub>eje</sub> ( mm )
55000	53,04	0,4	193,23	0,25	1612,73	10610,74	50

F <sub>a</sub> / F <sub>r</sub>	( f <sub>0</sub> *f <sub>a</sub> ) / C <sub>0</sub>	e	x	y	F <sub>equ</sub>	dm ( mm )	v <sub>1</sub> ( mm <sup>2</sup> / s )
0,152	0,3784		1	0	10610,74	90	173,2

K	( $\eta_c$ * P <sub>u</sub> ) / F <sub>ec</sub>	q	a <sub>iso</sub>	C <sub>cal</sub> ( KN )
1,16	0,0829	3	2,097	73,61

<b>VALIDO</b>
<b>73,61 &lt; 87,1</b>

### 2.5.3.6 Rodamiento eje salida apoyo B.

Para este tipo de rodamiento hemos escogido un rodamiento de rodillos, debido a que son capaces de soportar mayores cargas radiales y se ajusta mejor a las geometrias de diseño.

Rodamiento	d ( mm )	D ( mm )	B ( mm )	C ( KN )	C <sub>0</sub> ( KN )	P <sub>u</sub> ( KN )	f <sub>0</sub>
NU 2312 ECP	60	130	46	260	265	34,5	0

Aplicando las ecuaciones y tablas vistas en el apartado 2.5.2 se obtiene:

L ( h )	$\omega$ ( rpm )	$\eta_c$	v ( 70° )	a <sub>1</sub> ( 99% )	F <sub>a</sub> ( N )	F <sub>r</sub> ( N )	d <sub>eje</sub> ( mm )
55000	53,04	0,4	193,23	0,25	0	29001	60

F <sub>a</sub> / F <sub>r</sub>	( f <sub>0</sub> *f <sub>a</sub> ) / C <sub>0</sub>	e	x	y	F <sub>equ</sub>	dm ( mm )	v <sub>1</sub> ( mm <sup>2</sup> / s )
0	0	0	1	0	29001	95	168,58

K	( $\eta_c$ * P <sub>u</sub> ) / F <sub>eq</sub>	q	a <sub>iso</sub>	C <sub>cal</sub> ( KN )
1,146	0,4758	10/3	1,8	173,57

<b>VALIDO</b>
<b>173,58 &lt; 260</b>

## 2.6 Determinación de las uniones a torsión.

Para realizar la unión entre engranajes y ejes vamos a utilizar el método por chavetas, mediante un acero no aleado y cuya resistencia es menor que el de los ejes.

Dicho material a emplear será un acero de tipo C45 cuya tensión de fluencia es 430 N/mm<sup>2</sup>.

Utilizaremos una estimación de la longitud de la chaveta a emplear mediante la expresión:

$$L_{CH} = 1.25 * d_{eje} \quad \text{Ecuación 2.6.1}$$

Donde:

$L_{CH}$  Longitud de la chaveta.

$d_{eje}$  Diametro del eje en estudio.

Realizando los cálculos se obtienen para los diferentes ejes unas dimensiones de chavetas expresados en la tabla 2.6.

Eje	$\varnothing$ ( mm )	$L_{CH}$ (mm)
Entrada	30	37,5
Intermedio	40	50
Salida	60	75

Tabla 34 .Longitudes de chavetas recomendadas.

Aplicando la tabla de dimensiones para chavetas cuadradas que aparece en la norma UNE 17102-1:1967 obtenemos la geometría a emplear para realizar la unión.

Eje de entrada 8 x 7 x 50 (acoplamiento motor eléctrico).

8 x 7 x 50 (para el engranaje de Z1).

Eje intermedio 12 x 8 x 50. (para el engranaje Z2)

12 x 8 x 50 (para el engranaje de Z3).

Eje de salida 18 x 11 x 75 (para el engranaje Z4).

18 x 11 x 100 (para el tambor).

Otras comprobaciones a tener en cuenta serán calcular su resistencia a cizalladura y aplastamiento, y así garantizar que sus tensiones tangenciales y normales no van a ser rebasadas.

### 3. PRESUPUESTO

El tipo de presupuesto realizado se basa en la descomposición de los precios, los cuales serán aproximados debido a la diferencia que existe entre los diferentes proveedores y empresas fabricantes.

Inicialmente calcularemos el volumen de las piezas que tenemos que mecanizar para determinar el coste de la materia prima, conociendo previamente la densidad del material a utilizar, mediante la expresión.

$$V = 0.25 * \pi * d^2 * L$$

Ecuación 3.1

Una vez conocida su volumen podemos calcular la masa del elemento como:

$$M = \rho * V$$

Ecuación 3.2

Los ejes que vamos a montar se van a fabricarse mediante un proceso de mecanizado con un acero aleado templado y revenido de tipo 42CrMo4 cuya densidad es de 7833 Kg/m<sup>3</sup>.

	∅ (m)	L (m)	V (m <sup>3</sup> )	M (Kg)
Eje entrada	0,03	0,271	1,91E-04	1,496
Eje intermedio	0,04	0,252	3,16E-04	2,475
Eje salida	varios	0,421	1,27E-03	9,948

Para la fabricación de los engranajes vamos a utilizar para el piñón y la rueda de la primera etapa un acero de tipo 20NiCrMoS2-2 con una densidad de 7800 Kg/m<sup>3</sup> y para la segunda etapa un acero tipo 20MnCr5 con una densidad de 7850 Kg/m<sup>3</sup>.

En las dos ruedas se procederá a aligerarlas su peso mediante el arranque de viruta, quedando como aparece en la tabla.

	∅ (m)	b (m)	V (m <sup>3</sup> )	M (Kg)
Z1	0,4671	0,070	7,05E-05	0,5499
Z2	0,17465	0,070	1,17E-03	9,1260
Z3	0,6905	0,094	2,34E-04	1,8353
Z4	0,25589	0,094	3,10E-03	24,3350

La carcasa vamos a fabricarla de fundición gris EN-GJS-500-7 , con una densidad de 7100 Kg/m<sup>3</sup>. El método a utilizar será el de moldeo en arena vertiendo colada, con sus correspondientes elementos para un buen acabado.

### 3.1 Cuadro de precios.

#### 3.1.1 Maquinaria.

Torno	22	€/h
Fresadora	30	€/h
Rectificadora	40	€/h
Taladro	15	€/h

#### 3.1.2 Mano de obra.

Oficial de primera	18	€/h
Oficial de segunda	11	€/h

#### 3.1.3 Material utilizado.

Acero 20NiCrMoS2-2	1.5	€/Kg
Acero 20MnCr5	1.7	€/Kg
Acero 42CrMo4.	2.1	€/Kg
Fundición gris	1.3	€/Kg
Rodamiento SKF 6406	34	€/ud
Rodamiento SKF 6006	22	€/ud
Rodamiento SKF 6408	41	€/ud
Rodamiento SKF NU 2208 ECPH	49	€/ud
Rodamiento SKF 6410	51	€/ud
Rodamiento SKF NU 2312 ECP	145	€/ud
Anillo seeguer DIN 471 Ø30 mm	0.20	€/ud
Anillo seeguer DIN 471 Ø40 mm	0.30	€/ud
Anillo seeguer DIN 471 Ø50 mm	0.35	€/ud
Anillo seeguer DIN 471 Ø60 mm	0.40	€/ud
Tornillo DIN 933 M6x25 mm	0.08	€/ud
Tornillos DIN 933 M6x15 mm	0.07	€/ud
Arandela plana DIN 125 M6	0.04	€/ud
Tornillo DIN 933 M20x50 mm	0.43	€/ud
Casquillo Ø30x42x8.5 mm	0.60	€/ud

Casquillo Ø40x60x16.5 mm	0.80	€/ud
Casquillo Ø40x50x20 mm	0.75	€/ud
Casquillo Ø40x49x8.5 mm	0.6	€/ud
Chaveta 8 x 7 x 50 mm	0.64	€/ud
Chaveta 12 x 8 x 50 mm	1.11	€/ud
Chaveta 18 x 11 x 75 mm	3.09	€/ud
Chaveta 18 x 11 x 100 mm	3.77	€/ud
Tapón de llenado M20x10 mm	1.70	€/ud
Tapón de nivel M10x20 mm	0.90	€/ud
Tapón de vaciado M10x10 mm	1.25	€/ud
Retén SKF 30x42x7 HMS5 RG	4.30	€/ud
Retén SKF 60x100X10 HMS5 RG.	10.7	€/ud
Aceite ISO VG 680 "MOBIL"	7.20	€/ud
Junta estanqueidad carcasa	5.45	€/ud
Junta estanqueidad tapa	1.75	€/ud

## 3.2 Precios descompuestos.

### 3.2.1 Engranajes.

#### Piñón en 1º Etapa.

Descripción del material y proceso utilizado	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
Acero 20NiCrMoS2-2	Kg	0,5499	1,50	0,82
Torneado	h	0,6	22,00	13,20
Fresado	h	0,4	30,00	12,00
Rectificado	h	0,3	40,00	12,00
Taladrado	h	0,1	15,00	1,50

Precio del piñón Z1

39,525 €

### Rueda en 1º Etapa.

Descripción del material y proceso utilizado	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
Acero 20NiCrMoS2-2	Kg	9,1260	1,50	13,69
Torneado	h	0,9	22,00	19,80
Fresado	h	0,7	30,00	21,00
Rectificado	h	0,5	40,00	20,00
Taladrado	h	0,1	15,00	1,50

Precio del piñón Z2 75,989 €

### Piñón en 2º Etapa.

Descripción del material y proceso utilizado	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
Acero 20MnCr5	Kg	1,8353	1,70	3,12
Torneado	h	0,5	22,00	11,00
Fresado	h	0,4	30,00	12,00
Rectificado	h	0,4	40,00	16,00
Taladrado	h	0,1	15,00	1,50

Precio del piñón Z3 43,620 €

### Rueda en 2º Etapa.

Descripción del material y proceso utilizado	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
Acero 20MnCr5	Kg	24,3350	1,70	41,37
Torneado	h	1,1	22,00	24,20
Fresado	h	0,9	30,00	27,00
Rectificado	h	0,6	40,00	24,00
Taladrado	h	0,1	15,00	1,50

Precio del piñón Z4 118,070 €



### 3.2.2 Ejes.

#### Eje de entrada

Descripción del material y proceso utilizado	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
Acero 42CrMo4	Kg	1,4961	2,10	3,14
Torneado	h	0,4	22,00	8,80
Fresado	h	0,3	30,00	9,00
Rectificado	h	0,8	40,00	32,00
Taladrado	h		15,00	0,00

Precio del eje de entrada **52,942 €**

#### Eje intermedio

Descripción del material y proceso utilizado	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
Acero 42CrMo4	Kg	2,4752	2,10	5,20
Torneado	h	0,4	22,00	8,80
Fresado	h	0,3	30,00	9,00
Rectificado	h	1,4	40,00	56,00
Taladrado	h		15,00	0,00

Precio del eje intermedio **78,998 €**

#### Eje de salida

Descripción del material y proceso utilizado	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
Acero 42CrMo4	Kg	9,9479	2,10	20,89
Torneado	h	1,3	22,00	28,60
Fresado	h	0,4	30,00	12,00
Rectificado	h	2,1	40,00	84,00
Taladrado	h	0,1	15,00	1,50

Precio del eje de salida **146,991 €**

### 3.2.3 Carcasa y tapa.

Descripción del material y proceso utilizado	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
Fundición gris	Kg	56,658	1,30	73,66
Molde de la carcasa y moldeo	h	1	250,00	250,00
Fresado de la carcasa	h	1,2	30,00	36,00
Fresado de latapa superior	h	0,8	30,00	24,00
Fresado tapas laterales	h	1,8	30,00	54,00
Taladrado y roscados de agujeros	h	0,9	15,00	13,50

Precio carcasa y tapa **451,16 €**

### 3.2.4 Rodamientos.

Concepto material empleado	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
Rodamiento SKF 6406	ud	1	34	34
Rodamiento SKF 6006	ud	1	22	22
Rodamiento SKF 6408	ud	1	41	41
Rodamiento SKF NU 2208 ECPH	ud	1	49	49
Rodamiento SKF 6410	ud	1	51	51
Rodamiento SKF NU 2312 ECP	ud	1	145	145

Precio de los rodamientos **342 €**

### 3.2.5 Material normalizado.

Descripción del material utilizado	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
Anillo seeger DIN 471 Ø 30 mm	ud	4	0,20	0,8
Anillo seeger DIN 471 Ø 40 mm	ud	2	0,30	0,6
Anillo seeger DIN 471 Ø 50 mm	ud	1	0,35	0,35
Casquillo Ø30x42x8,5 mm	ud	1	0,60	0,6
Casquillo Ø40x60x16,5 mm	ud	1	0,8	0,8
Casquillo Ø40x50x20 mm	ud	1	0,75	0,75
Casquillo Ø40x49,5x8,5 mm	ud	1	0,6	0,6
Arandelas planas DIN 125 M6	ud	60	0,04	2,4
Chaveta 8 x 7 x 50 mm	ud	2	0,64	1,28
Chaveta 12 x 8 x 50 mm	ud	2	1,11	2,22
Chaveta 18 x 11 x 75 mm	ud	1	3,09	3,09
Chaveta 18 x 11 x 100 mm	ud	1	3,77	3,77
Retén SKF 30x42x7 HMS5 RG	ud	1	4,3	4,3
Retén SKF 60x100X10 HMS5 RG	ud	1	10,7	10,7
Aceite ISO VG 680 "MOBIL"	ud	8,6	7,2	61,92
Junta estanqueidad carcasa	ud	1	5,45	5,45
Junta estanqueidad tapa	ud	1	1,75	1,75
Tapón de llenado M20x10 mm	ud	1	1,7	1,7
Tapón de vaciado M10x10 mm	ud	1	1,25	1,25
Tapón de nivel M10x20 mm	ud	1	0,9	0,9
Tornillos allen DIN 912 M6x15 mm	ud	20	0,07	1,4
Tornillo allen DIN 912 M6x25 mm	ud	24	0,08	1,92
Tornillo DIN 933 M20x50 mm	ud	1	0,43	0,43

Precio material normalizado **108,98 €**

### 3.3 Presupuesto de ejecución.

Concepto	PRECIO	
ENGRANAJES	277,20	€
EJES	278,93	€
CARCASA Y TAPA	451,16	€
RODAMIENTOS	342,00	€
MATERIAL NORMALIZADO	108,98	€

TOTAL PRESUPUESTO EJECUCIÓN **1458,27 €**

### 3.4 Presupuesto base.

Concepto	PRECIO	
Presupuesto de ejecución	1458,27	€
Montaje y verificación	45	€
15% Gastos generales	218,74	€
8% Beneficios industriales.	116,66	€

TOTAL PRESUPUESTO BASE

1838,67 €

### 3.5 Presupuesto total.

Concepto	PRECIO	
Presupuesto base	1838,67	€
21% IVA	386,12	€

PRESUPUESTO TOTAL

2224,79 €

El coste total del reductor asciende a DOS MIL DOSCIENTOS VEINTICUATRO EUROS CON SETENTA Y NUEVE CENTIMOS.

## 4 ANEXOS.

### 4.1 Motor eléctrico.



[SOBRE WEG](#) | 
 [PRODUCTOS](#) | 
 [SOLUCIONES](#) | 
 [INVERSORES](#) | 
 [CONTACTO](#)

[Noticias](#) | 
 [Oportunidades de](#)

Búsqueda por producto, ca

W22 6.5/28 kW 8/4P 200L 3F 400 V 50 Hz IC411 - TEFC - B3T

[DETALLES DEL PRODUCTO](#) | 
 [CENTRO DE DESCARGAS](#)

Carcasa	200L	Momento de inercia (J)	0.3861 kgm <sup>2</sup>
Potencia	6.5 kW	Categoría	N
Numero de polos	8/4	Clase de aislamiento	F
Frecuencia	50 Hz	Factor de servicio	1.00
Rotación nominal	735 rpm	Elevación de temperatura	80 K
Resbalamiento	2.00 %	Ciclo de servicio	S1
Tensión nominal	400 V	Método de partida	Partida directa
Corriente nominal	18.0 A	Temperatura ambiente	-20°C hasta +40°C
Corriente de arranque	64.8 A	Altitud	1000 m
Ip/In	3.6	Grado de protección	IP55
Corriente en vacío	12.5 A	Refrigeración	IC411 - TEFC
Torque nominal	8.61 kgfm	Forma constructiva	B3T
Torque de arranque	190 %	Dirección de rotación <sup>1</sup>	Ambos
Torque máximo	200 %	Nivel de Ruido <sup>2</sup>	53.0 dB(A)
Tiempo de rotor bloqueado	36s (frío) 20s (caliente)	Masa aproximada <sup>3</sup>	261 kg

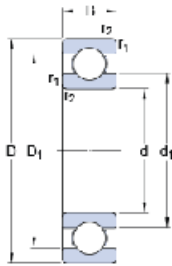
## 4.2 Rodamientos.

### 4.2.1 Rodamiento apoyo A para eje de entrada.

**SKF**

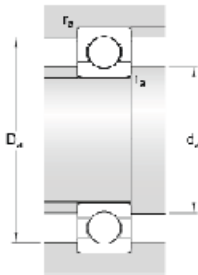
**6406**

#### Dimensiones



d	30	mm
D	90	mm
B	23	mm
d <sub>1</sub>	≈ 50.34	mm
D <sub>1</sub>	≈ 69.65	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5	mm

#### Dimensiones de los resaltes



d <sub>a</sub>	min. 41	mm
D <sub>a</sub>	max. 79	mm
r <sub>a</sub>	max. 1.5	mm

#### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	43.6	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	23.6	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	1	kN
Velocidad de referencia		18000	r/min
Velocidad límite		11000	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.035	
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	12.1	

#### Masa

Rodamiento de masa		0.75	kg
--------------------	--	------	----

#### 4.2.2 Rodamiento apoyo B para eje de entrada.

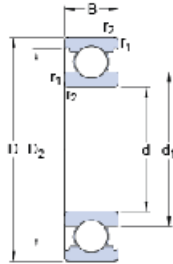
**SKF**



**6006**

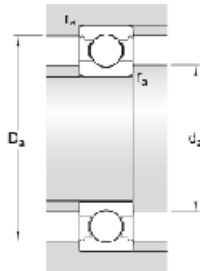
SKF Explorer

##### Dimensiones



d	30	mm
D	55	mm
B	13	mm
d <sub>1</sub>	≈ 38.2	mm
D <sub>2</sub>	≈ 49	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1	mm

##### Dimensiones de los resaltes



d <sub>a</sub>	min. 34.6	mm
D <sub>a</sub>	max. 50.4	mm
r <sub>a</sub>	max. 1	mm

##### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	13.8	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	8.3	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0.355	kN
Velocidad de referencia		28000	r/min
Velocidad límite		17000	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.025	
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	15	

##### Masa

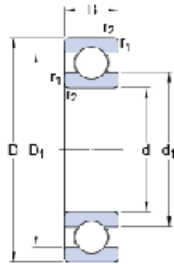
Rodamiento de masa		0.12	kg
--------------------	--	------	----

### 4.2.3 Rodamiento apoyo A para eje de intermedio.

**SKF**

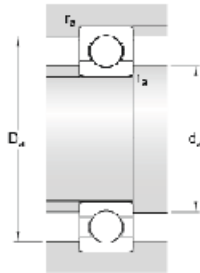
**6408**

#### Dimensiones



d	40	mm
D	110	mm
B	27	mm
d <sub>1</sub>	≈ 62.84	mm
D <sub>1</sub>	≈ 86.95	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 2	mm

#### Dimensiones de los resaltes



d <sub>a</sub>	min. 53	mm
D <sub>a</sub>	max. 97	mm
r <sub>a</sub>	max. 2	mm

#### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	63.7	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	36.5	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	1.53	kN
Velocidad de referencia		14000	r/min
Velocidad límite		9000	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.035	
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	12.2	

#### Masa

Rodamiento de masa		1.26	kg
--------------------	--	------	----



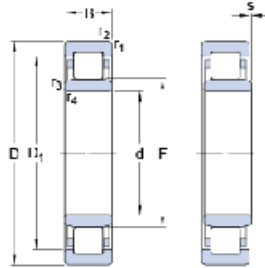
#### 4.2.4 Rodamiento apoyo B para eje de intermedio.

**SKF**

### NU 2208 ECML

SKF Explorer

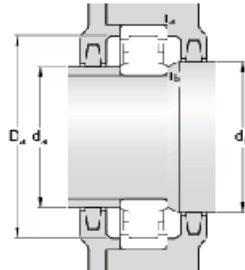
#### Dimensiones



d	40	mm
D	80	mm
B	23	mm
D <sub>1</sub>	≈ 67.9	mm
F	49.5	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.1	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.1	mm
s	max. 1.9	mm

#### Dimensions

#### Dimensiones de los resaltes



d <sub>a</sub>	min. 47	mm
d <sub>a</sub>	max. 48	mm
d <sub>b</sub>	min. 51	mm
D <sub>a</sub>	max. 72.8	mm
r <sub>a</sub>	max. 1	mm
r <sub>b</sub>	max. 1	mm

#### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	81.5	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	75	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	9.65	kN
Velocidad de referencia		9500	r/min
Velocidad límite		16000	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.3	

#### Calculation data

Cálculo de carga: Valor límite	e	0.3
Cálculo de carga: Factor de cálculo	Y	0.4

#### Masa

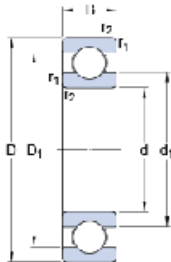
Rodamiento de masa	0.54	kg
--------------------	------	----

#### 4.2.5 Rodamiento apoyo A para eje de salida.

**SKF**

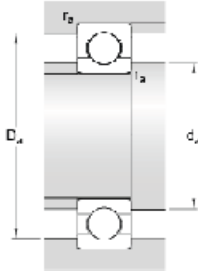
**6410**

##### Dimensiones



d	50	mm
D	130	mm
B	31	mm
d <sub>1</sub>	≈ 75.46	mm
D <sub>1</sub>	≈ 104.25	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 2.1	mm

##### Dimensiones de los resaltes



d <sub>a</sub>	min. 64	mm
D <sub>a</sub>	max. 116	mm
r <sub>a</sub>	max. 2	mm

##### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	87.1	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	52	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	2.2	kN
Velocidad de referencia		12000	r/min
Velocidad límite		7500	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.035	
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	12.2	

##### Masa

Rodamiento de masa		1.94	kg
--------------------	--	------	----

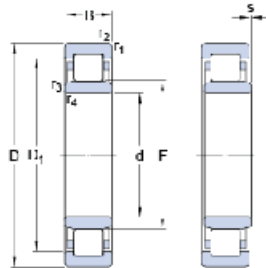
#### 4.2.6 Rodamiento apoyo B para eje de salida.

**SKF**

### NU 2312 ECPH

SKF Explorer

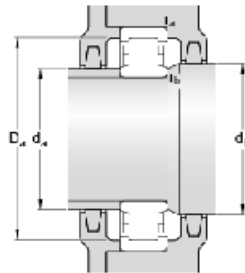
#### Dimensiones



d	60	mm
D	130	mm
B	46	mm
D <sub>1</sub>	≈ 108.5	mm
F	77	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 2.1	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 2.1	mm
s	max. 3.6	mm

#### Dimensions

#### Dimensiones de los resaltes



d <sub>a</sub>	min. 72	mm
d <sub>a</sub>	max. 74	mm
d <sub>b</sub>	min. 79	mm
D <sub>a</sub>	max. 118.1	mm
r <sub>a</sub>	max. 2	mm
r <sub>b</sub>	max. 2	mm

#### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	260	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	265	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	34.5	kN
Velocidad de referencia		5600	r/min
Velocidad límite		6700	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.25	

#### Calculation data

Cálculo de carga: Valor límite	e	0.3
Cálculo de carga: Factor de cálculo	Y	0.4

#### Masa

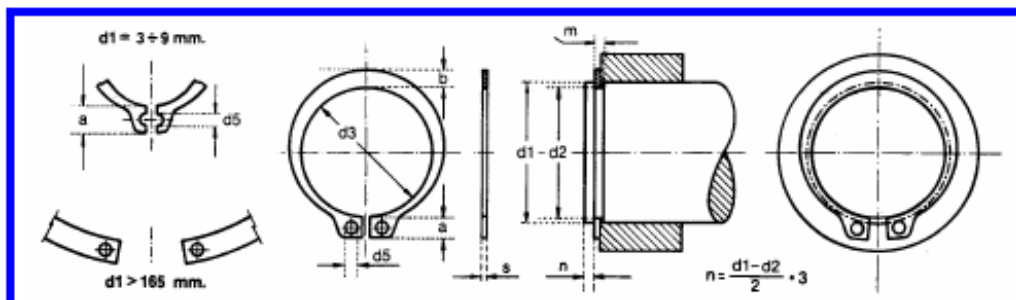
Rodamiento de masa	2.71	kg
--------------------	------	----

### 4.3 Anillos elásticos.



**ANILLOS SEEGER PARA EJES**  
Anillos de Retención

**DIN 471**



Med.Nom.	ANILLO						RANURA				
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2	m Min.	
3	0,4	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	2,8	-0,04	0,50		
4		3,7		2,2	0,9		3,8				
5		0,6		4,7	2,5		1,1			4,8	0,70
6		0,7		5,6	2,7		1,3			5,7	0,80
7	0,8	6,5	+0,06 -0,18	3,1	1,4	1,2	6,7	-0,06	0,90		
8		7,4		3,2	1,5		7,6				
9		8,4			1,7		8,6				
10		9,3		+0,10 -0,36	3,3		1,8			1,5	9,6
11	10,2	10,5									
12	11,0	11,5									
13	11,9	12,4									
14	1,0	12,9	+0,13 -0,42	3,5	2,1	1,7	13,4	-0,15	1,30		
15		13,8		3,6	2,2		14,3				
16		14,7		3,7	2,2		15,2				
17		15,7		3,8	2,3		16,2				
18	1,2	16,5	+0,21 -0,42	3,9	2,4	2,0	17,0	-0,21	1,60		
19		17,5		4,0	2,6		18,0				
20		18,5		4,1	2,7		19,0				
21		19,5		4,2	2,8		20,0				
22	1,5	20,5	+0,25 -0,50	4,3	2,9	2,5	21,0	-0,25	1,85		
23		21,5		4,4	3,0		22,9				
24		22,2		4,5	3,1		23,9				
25		23,2		4,6	3,1		24,9				
26	1,75	24,2	+0,25 -0,50	4,7	3,2	2,5	25,6	-0,25	1,85		
27		24,9		4,8	3,3		26,6				
28		25,9		4,8	3,3		27,6				
29		26,9		5,0	3,4		28,6				
30	1,5	27,9	+0,25 -0,50	5,2	3,6	2,5	29,3	-0,25	1,60		
31		28,6		5,2	3,6		30,3				
32		29,6		5,4	3,8		31,3				
33		30,5		5,4	3,8		32,3				
34	1,5	31,5	+0,25 -0,50	5,6	3,9	2,5	33,0	-0,25	1,85		
35		32,2		5,6	4,0		34,0				
36		33,2		5,7	4,1		35,0				
37		34,2		5,8	4,2		36,0				
38	35,2										

	<b>ANILLOS SEEGER PARA EJES</b> Anillos de Retención	<b>DIN 471</b>
---	---	----------------

Med.Nom.	ANILLO						RANURA		
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2
39	1,75	36,0	+0,39 -0,90	5,9	4,3	2,5	37,0	-0,25	1,85
40		36,5		6,0	4,4		37,5		
41		37,5		6,2	4,5		38,5		
42		38,5		6,5	4,6		39,5		
44		40,5		6,6	4,7		41,5		
45		41,5		6,7	4,8		42,5		
46		42,5		6,8	4,9		43,5		
47		43,5		6,8	5,0		44,5		
48		44,5		6,9	5,1		45,5		
50		45,8		7,0	5,2		47,0		
52	2,0	47,8	+0,46 -1,10	7,0	5,2	3,0	49,0	-0,30	2,15
54		49,8		7,1	5,3		51,0		
55		50,8		7,2	5,4		52,0		
56		51,8		7,3	5,5		53,0		
57		52,8		7,3	5,6		54,0		
58		53,8		7,4	5,8		55,0		
60		55,8		7,5	6,0		57,0		
62		57,8		7,6	6,2		59,0		
63		58,8		7,6	6,3		60,0		
65		60,8		7,8	6,4		62,0		
67	2,5	62,5	+0,54 -1,30	7,9	6,4	3,5	64,0	-0,35	3,15
68		63,5		8,0	6,5		65,0		
70		65,5		8,1	6,6		67,0		
72		67,5		8,2	6,8		69,0		
75		70,5		8,4	7,0		72,0		
77		72,5		8,5	7,2		74,0		
78		73,5		8,6	7,3		75,0		
80		74,5		8,6	7,4		76,5		
82		76,5		8,7	7,6		78,5		
85		79,5		8,7	7,8		81,5		
87	3,0	81,5	+0,54 -1,30	8,8	7,9	4,0	83,5	-0,54	4,15
88		82,5		8,8	8,0		84,5		
90		84,5		9,0	8,2		86,5		
92		86,5		9,0	8,4		88,5		
95		89,5		9,4	8,6		91,5		
97		91,5		9,4	8,8		93,5		
98		92,5		9,5	9,0		94,5		
100		94,5		9,6	9,2		96,5		
102		95,0		9,7	9,2		98,0		
105		98,0		9,9	9,3		101,0		
107	100,0	10,0	9,5	103,0					
108	101,0	10,1	9,6	104,0					
110	103,0	10,1	9,6	106,0					
112	105,0	10,3	9,7	108,0					
115	108,0	10,6	9,8	111,0					
117	110,0	10,8	10,0	113,0					
118	111,0	10,9	10,1	114,0					

## 4.4 Lubricante.

Mobil SHC™ Gear Series

Mobil SHC Gear Series cuenta con las siguientes aprobaciones de fabricantes	150	220	320	460	680	1000
SIEMENS AG Flender gear units, T 7300, Table A-c, Flender Code No.	A36	A35	A34	A33	A32	A31
SEW Eurodrive SEW IG CLP HC	150	220	320	460	680	1000
Rueda motorizada GE	D50E35	D50E35	D50E35	D50E35	D50E35	D50E35

### Características típicas

Mobil SHC Gear Series	150	220	320	460	680	1000
Grado de viscosidad ISO	150	220	320	460	680	1000
Viscosidad, ASTM D 445						
cSt @ 40°C	150	220	320	460	680	1000
cSt @ 100°C	22,2	30,4	40,6	54,1	75,5	99,4
Índice de viscosidad, ASTM D 2270	176	180	181	184	192	192
Punto de fluidez, °C, ASTM D 97	-45	-39	-33	-27	-27	-24
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	233	233	233	234	234	234
Brookfield @ 0°F (-18°C), cP, ASTM D 2983					41000	96000
Brookfield @ -20°F (-28°C), cP, ASTM D 2983	18200	35000	57000	10700	156000	500000
Densidad 60°F (15,6°C), g/ml	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,87
Número ácido total, mg KOH/g, ASTM 664	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Prueba de 4 bolas de EP, kgf, ASTM D 2783						
Carga de soldadura	200	200	200	200	200	200
Índice de desgaste de carga	51	51	51	51	51	51
Micropicado FZG, FVA Proc No. 54, 90°C						
Etapas de fallo	10	10	10	10	10	10
Clase GFT	Alto	Alto	Alto	Alto	Alto	Alto
Desgaste FZG, ISO 14635-1 (mod) A/16.6/90, etapas de fallo	13	14	14	14	14	14
Desgaste FZG, ISO 14635-1 (mod) A/16.6/90, etapas de fallo	No probado	>14	>14	>14	>14	>14
Corrosión de cobre 3 h, a 121°C, ASTM D 130	1B	1B	1B	1B	1B	1B
Protección frente a la herrumbre, ASTM D665, agua marina	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Demulsibilidad de los aceites EP, agua libre, ml, ASTM D 2711	88	87	85	84	87	
Separabilidad del agua, ASTM D 1401, tiempo a 40/37/3 a 82°C, minutos	10	10	10	15	25	40
Características de formación de espuma, ASTM D 892, Seq. II, Tendencia/Estabilidad, ml/ml	0/0	0/0	0/0	20/0	0/0	0/0

### 4.5 Chavetas normalizadas.

Diámetros del eje $d$		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavatero										Chañán $P_1$	
			Ancho $h$					Profundidad						
más de	hasta		Nominal	Tolerancia					Eje $h_1$		Cubo $h_2$		Mínimo	Máximo
				Clase de ajuste del enchavetado					Nomi- nal	Tolerancia	Nomi- nal	Tolerancia		
				Libre		Normal		Ajustado						
		Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9								
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2	+ 0,1 0	1	+ 0,1 0	0,08	0,16
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029	± 0,0125	- 0,031	1,8		1,4		0,08	0,16
10	12	4 × 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	2,5		1,8		0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	0	+ 0,030	- 0,030	± 0,015	- 0,042	3	+ 0,2 0	2,3	+ 0,2 0	0,16	0,25
17	22	6 × 6	6	0	+ 0,030	- 0,030	± 0,015	- 0,042	3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036	± 0,018	- 0,051	5	+ 0,2 0	3,3	+ 0,2 0	0,25	0,40
38	44	12 × 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043	± 0,0215	- 0,061	6	+ 0,2 0	4,3	+ 0,2 0	0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7		4,4		0,25	0,40
65	75	20 × 12	20						7,5		4,9		0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022	9	+ 0,2 0	5,4	+ 0,2 0	0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- 0,052	± 0,026	- 0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 × 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 × 18	32						11	+ 0,3 0	7,4	+ 0,3 0	0,40	0,60
130	150	36 × 20	36						12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,026	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	+ 0,080	- 0,062	± 0,031	- 0,088	15	+ 0,3 0	10,4	+ 0,3 0	0,70	1,00
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 × 32	56						20		12,3		0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20	+ 0,3 0	12,4	+ 0,3 0	1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074	± 0,037	- 0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28	+ 0,3 0	17,4	+ 0,3 0	2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087	± 0,0435	- 0,124	31		19,5		2,00	2,50

## 4.6 Retenes.

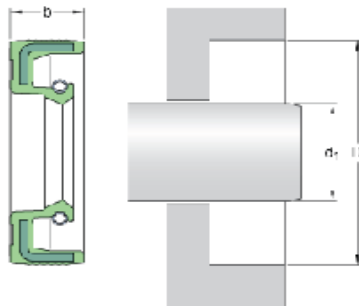
### 4.6.1 Retén eje de entrada.

**SKF**

#### 30x42x7 HMS5 RG

Número de referencia para EE. UU.	692351
Diseño	HMS5
Material del labio	RG
De acuerdo con la norma ISO/DIN	

#### Dimensiones



$d_1$	30	mm
D	42	mm
b	7	mm

#### Aplicación y condiciones de funcionamiento

Diferencial de presión	max.	0.03	MPa
Temperatura de funcionamiento	min.	-40	°C
Temperatura de funcionamiento	max.	100	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max.	120	°C
Velocidad de giro	max.	8913	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max.	14	m/s



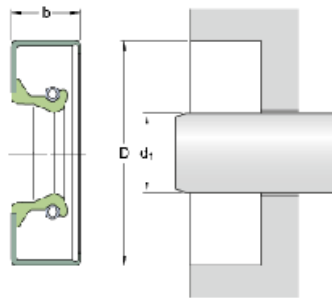
#### 4.6.2 Retén eje de salida.

**SKF**

### 75x110x10 CRW1 R

Número de referencia para EE. UU.	29570
Diseño	CRW1
Material del labio	R

#### Dimensiones

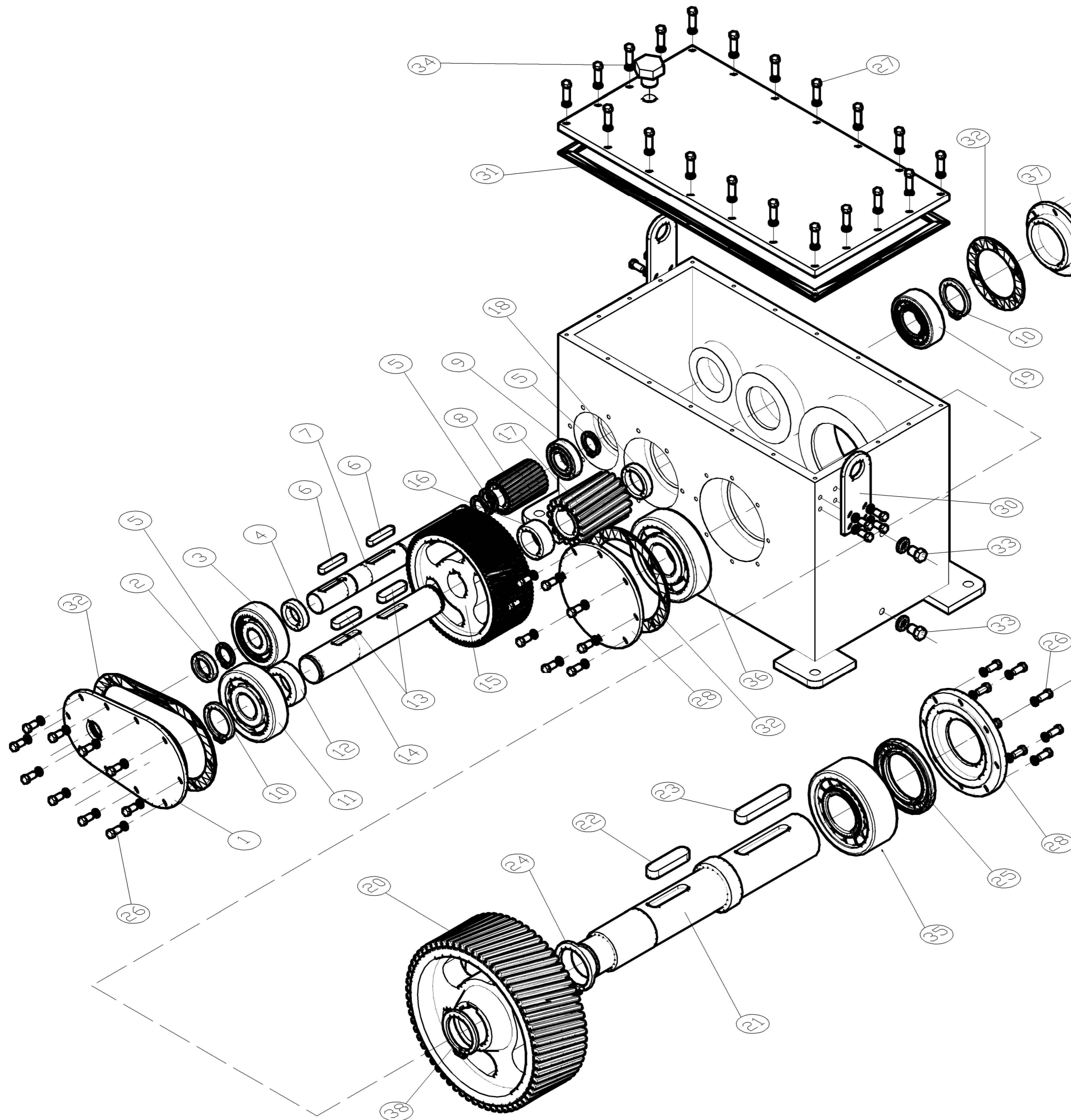


$d_1$	75	mm
D	110	mm
b	10	mm

#### Aplicación y condiciones de funcionamiento

Diferencial de presión	max.	0.07	MPa
Temperatura de funcionamiento	min.	-40	°C
Temperatura de funcionamiento	max.	100	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max.	120	°C
Velocidad de giro	max.	4584	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max.	18	m/s

## 5. PLANOS



38	Anillo de retención segguer.	DIN 471 Ø50mm	1
37	Tapa lateral eje intermedio	Tapa lateral eje intermedio	1
36	Rodamiento rígido de bolas	SKF 6410	1
35	Rodamiento de rodillos.	SKF NU2312 ECP	1
34	Tapón llenado	DIN 933 M20x20	1
33	Tapón vaciado/nivel	DIN 933 M10x20mm	2
32	Juntas tapas laterales	Juntas	3
31	Junta tapa superior	Junta	1
30	Drejetas de transporte	Drejetas de transporte	2
29	Tapa superior	Tapa superior	1
28	Tapas laterales eje salida	Tapas laterales eje salida	2
27	Tornillería tapa superior	DIN 933 M6x25mm	20
26	Tornillería tapas laterales	DIN 933 M6x15mm	34
25	Retén eje de salida.	SKF 75x110x10mm CRW1	1
24	Anillo de retención segguer.	DIN 471 Ø60mm	1
23	Chaveta eje salida (tambor)	18x11x100mm	1
22	Chaveta eje salida (engranaje Z4).	18x11x75mm	1
21	Eje de salida.	Eje	1
20	Engranaje Z4	Rueda 2ª etapa	1
19	Rodamiento de rodillos.	SKF NU2208 ECPH	1
18	Casquillo separador	Ø49x40x8.5mm	1
17	Engranaje Z3	Piñón 2ª etapa	1
16	Casquillo separador	Ø40x50x20	1
15	Engranaje Z2	Rueda 1ª etapa	1
14	Eje intermedio	Eje	1
13	Chaveta eje intermedio	12x8x50mm	2
12	Casquillo separador	Ø40x60x16.5	1
11	Rodamiento rígido de bolas	SKF 6408	1
10	Aillo de retención segguer	DIN 471 Ø40mm	2
9	Rodamiento rígido de bolas	SKF 6006	1
8	Engranaje Z1	Piñón 1ª etapa	1
7	Eje de entrada	Eje	1
6	Chaveta eje entrada	8x7x50 mm	2
5	Anillo de retención segger	DIN 471 Ø 30	3
4	Casquillo separador	Ø30x42x8.5 mm	1
3	Rodamiento rigido de bolas	SKF 6406	1
2	Retén eje de entrada	SKF 30x42x7 HMS5 RG	1
1	Tapa lateral entrada	Tapa lateral entrada	1
POSICIÓN	DESCRIPCIÓN DEL CONJUNTO	DENOMINACIÓN COMPONENTE	CANTIDAD



TRABAJO FIN DE GRADO  
TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA 1:4  
FECHA NOVIEMBRE 2018

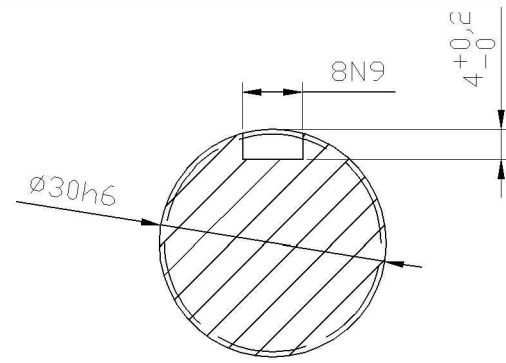
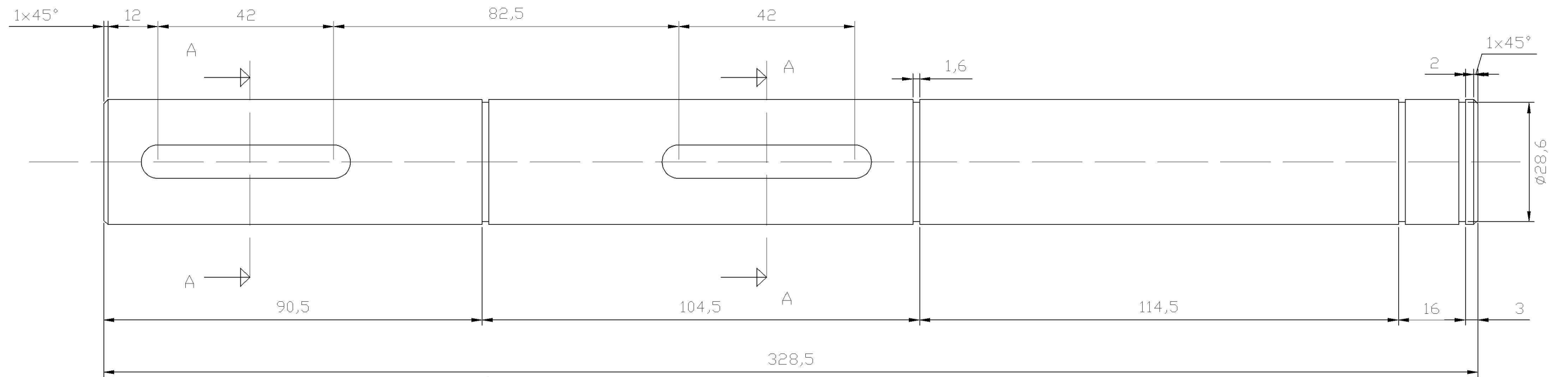
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

DIRECTORA: ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ  
PROYECTO FINAL DE CARRERA: CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR VELOCIDAD PARA ELEVACION CARGA DE 1.5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD DE 25 M/MIN

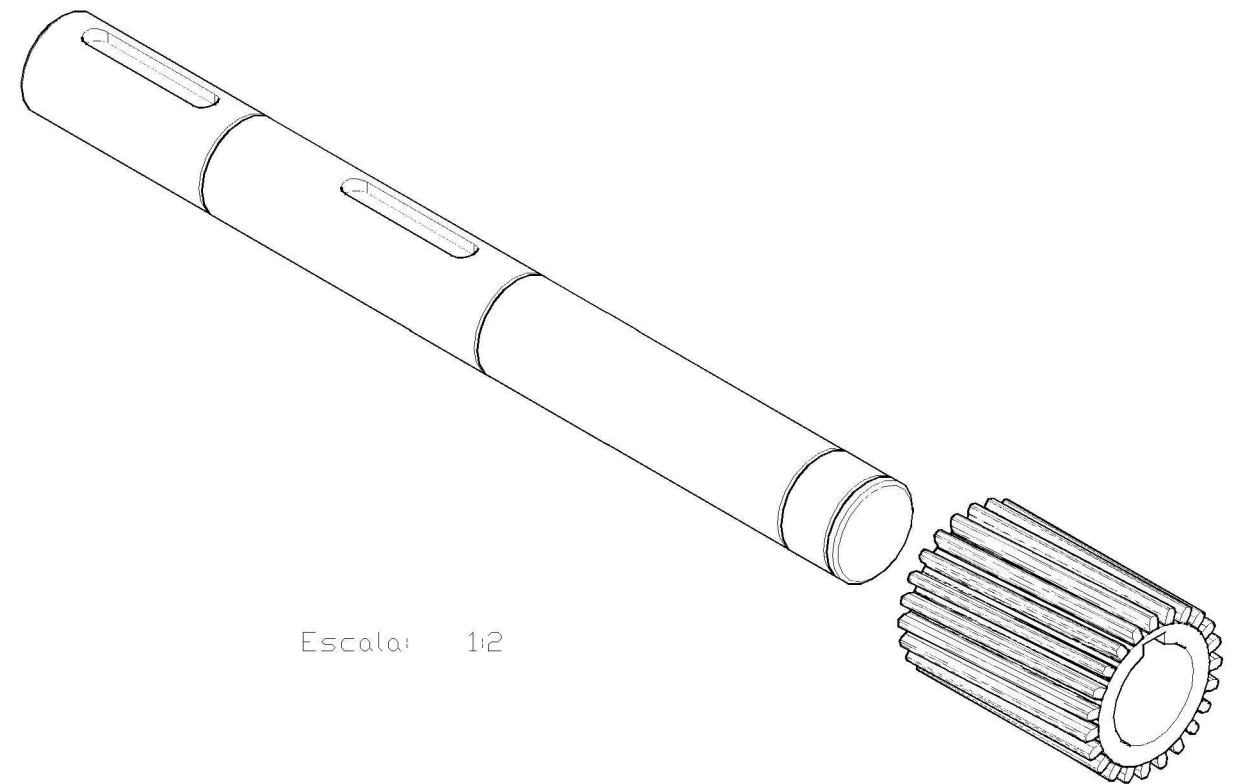
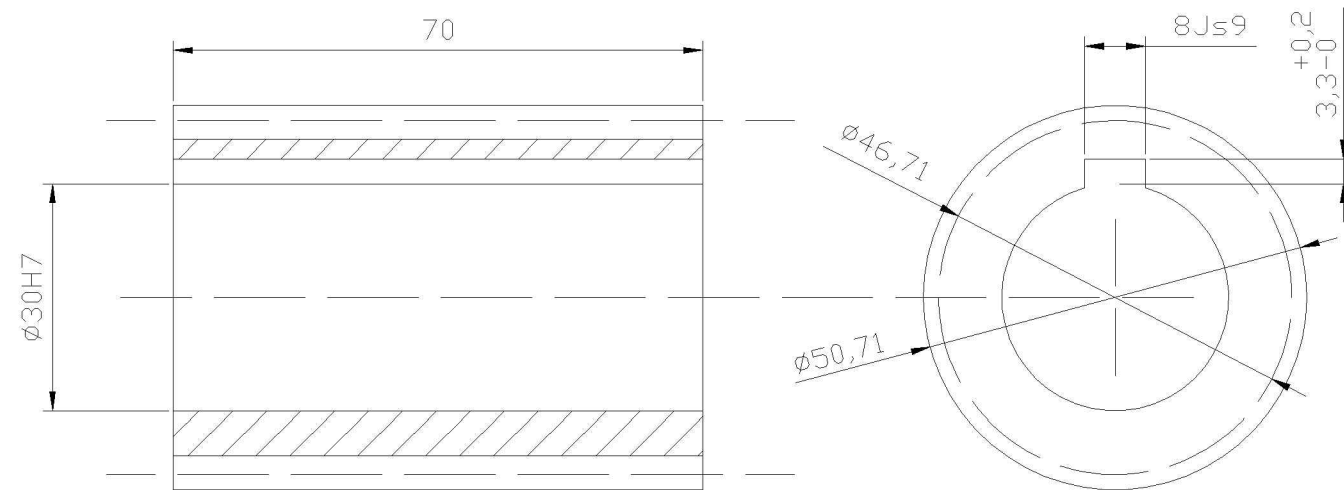
AUTOR DEL PROYECTO: OSCAR GONZÁLEZ AGUILAR

DESPIECE DEL CONJUNTO

Nº PLANO  
1




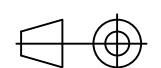
DETALLE A-A

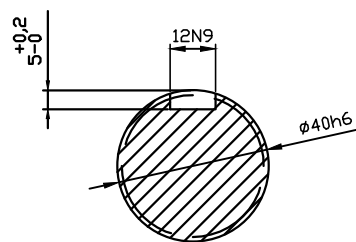
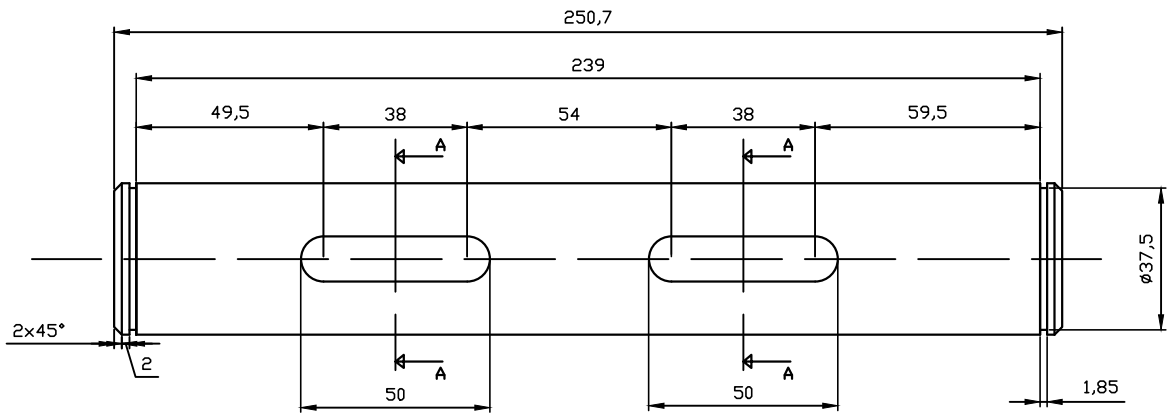


Escala: 1:2

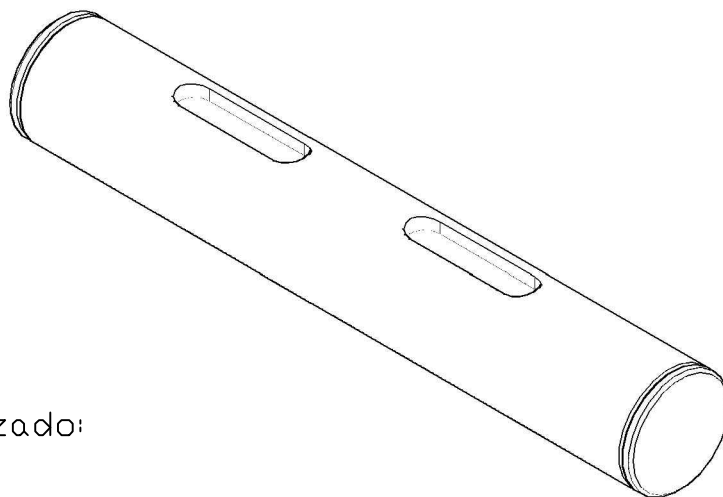
Material utilizado para Z1: Acero aleado templado y revenido.  
20NiCrMoS2-2

Nº de dientes: 23  
Módulo: 2  
Ángulo de presión: 20  
Ángulo de inclinación: 10

 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO <b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA		<b>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA</b>	
		DIRECTORA:	ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ
ESCALA 1:1 		PROYECTO FINAL DE CARRERA: <b>CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR VELOCIDAD PARA ELEVACION CARGA DE 1.5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD DE 25 M/MIN</b>	
FECHA DICIEMBRE 2018		AUTOR DEL PROYECTO: OSCAR GONZÁLEZ AGUILAR	
		<b>EJE DE ENTRADA Y PIÑÓN Z1</b>	
		Nº PLANO <b>2</b>	


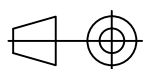


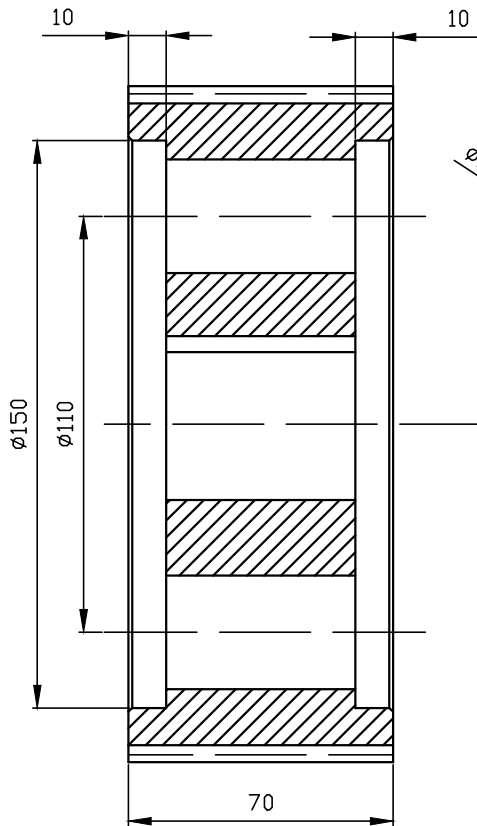
SECCIÓN A-A



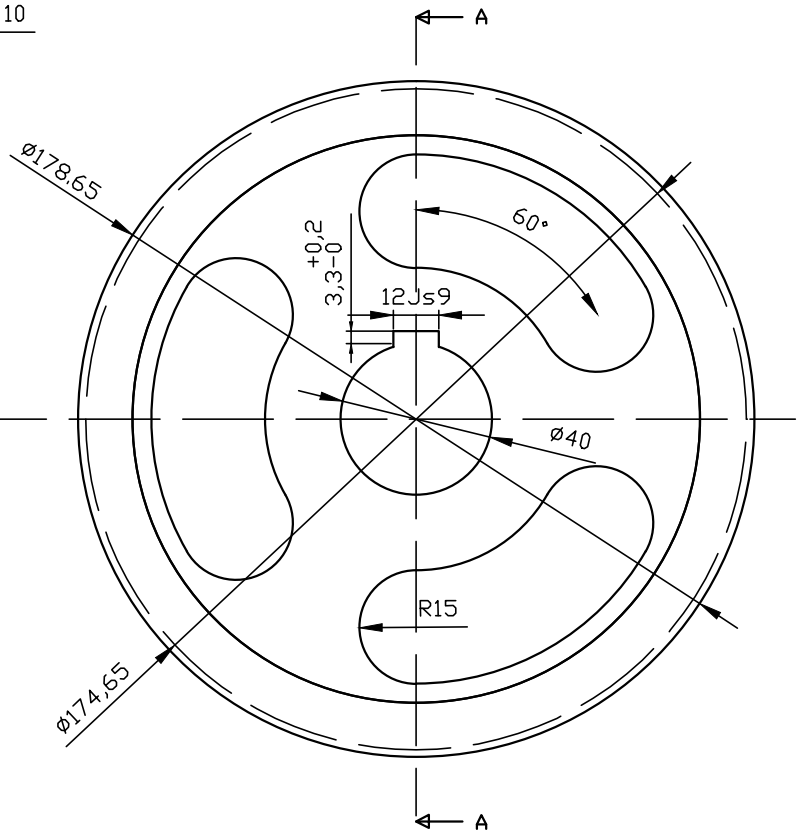
Material utilizado:

42CrMo4

 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO <b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	<b>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA</b>	
	DIRECTORA: <b>ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ</b>	FIRMA:
PROYECTO FINAL DE CARRERA : <b>CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR VELOCIDAD PARA ELEVACION CARGA DE 1.5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD DE 25 M/MIN</b>		Nº PLANO <div style="text-align: center; font-size: 2em;"><b>3</b></div>
ESCALA 1:2 	FECHA Diciembre 2018	
		<div style="font-size: 1.5em;"><b>EJE INTERMEDIO</b></div>

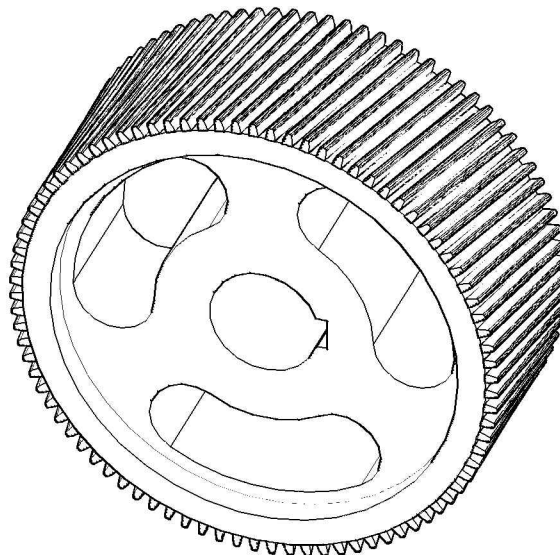


SECCIÓN A-A



Material utilizado: Acero aleado templado y revenido.  
20NiCrMoS2-2

Nº de dientes: 86  
Módulo: 2  
Ángulo de presión: 20°  
Ángulo de inclinación: 10°

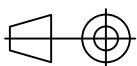


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

TRABAJO FIN DE GRADO

TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA 1:2



FECHA

DICIEMBRE 2018

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

DIRECTORA:

ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ

FIRMA:

PROYECTO FINAL DE CARRERA:

CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR VELOCIDAD PARA  
ELEVACION CARGA DE 1.5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD  
DE 25 M/MIN

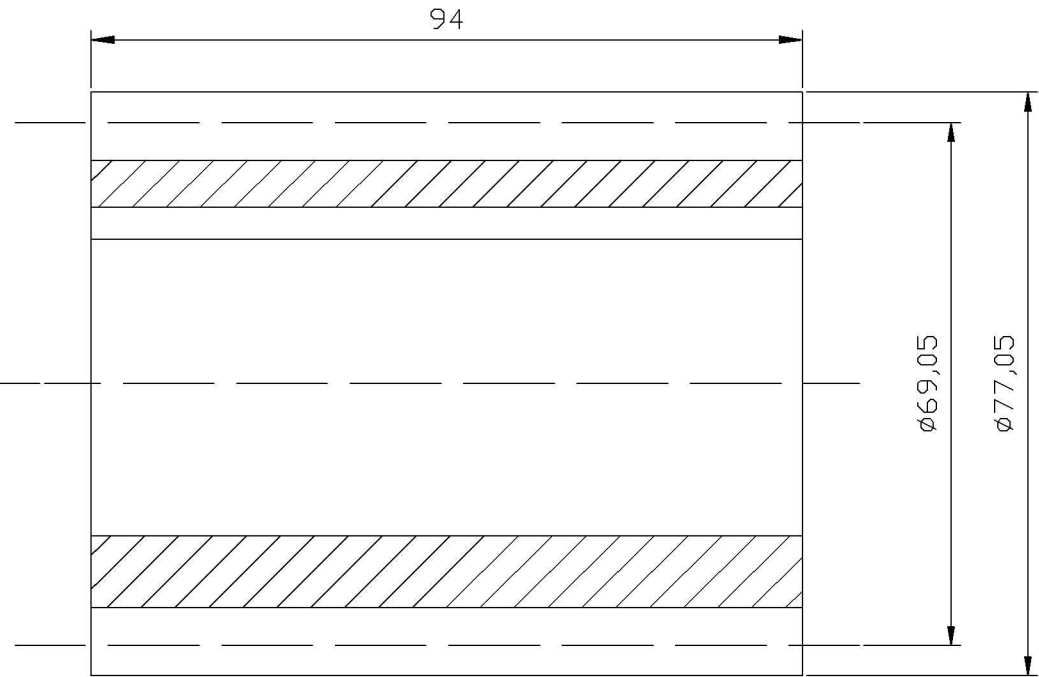
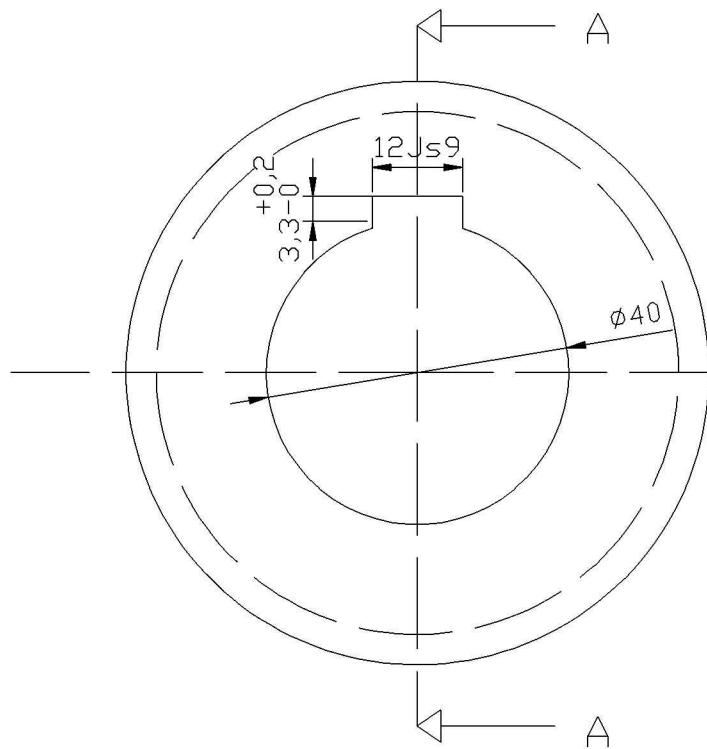
AUTOR DEL PROYECTO:

OSCAR GONZÁLEZ AGUILAR

Nº PLANO

**RUEDA Z2**

**4**



Sección A-A

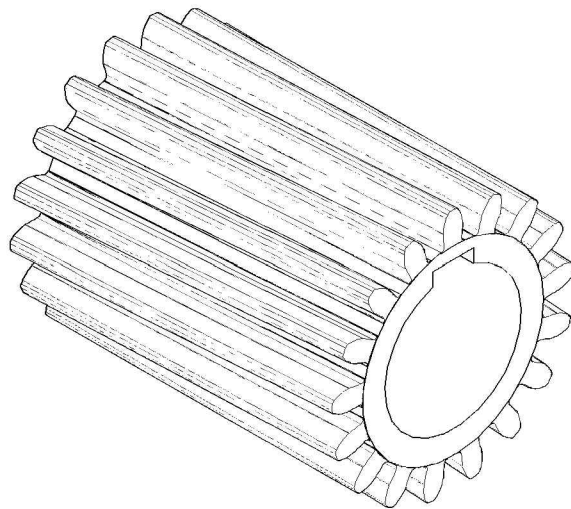
Material: Acero aleado templado y revenido: 20MnCr5


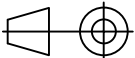
Nº dientes: 17

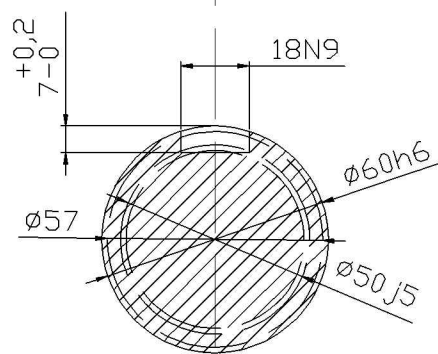
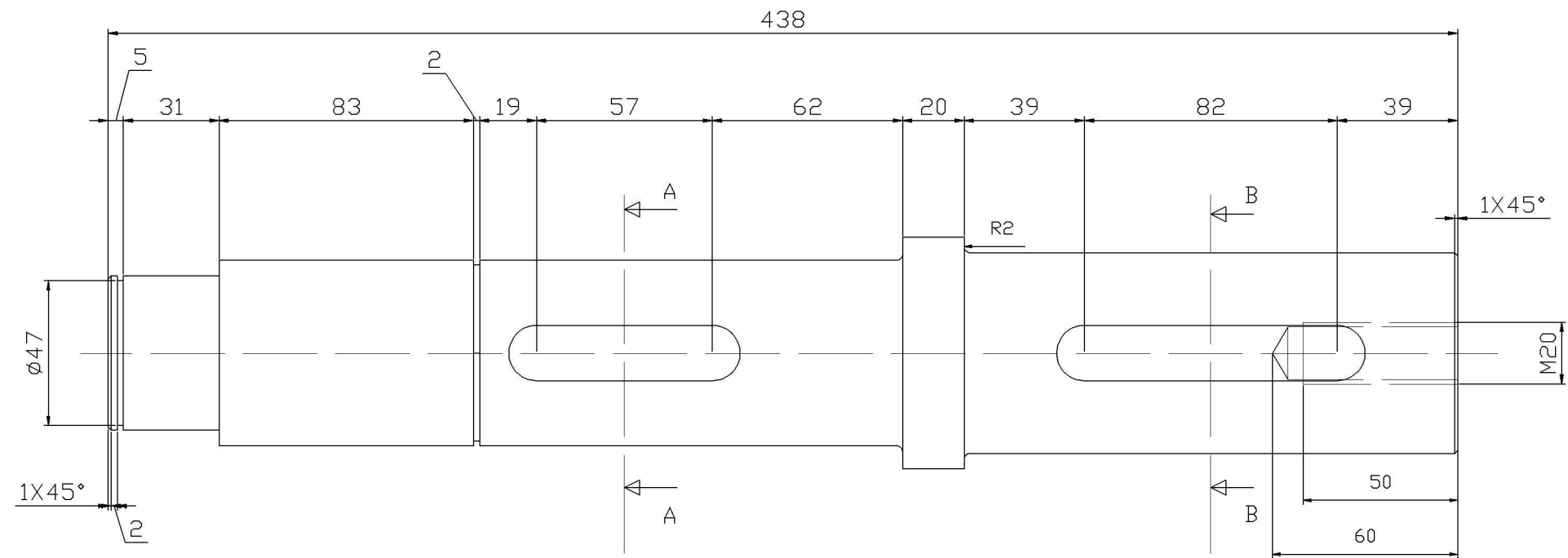
Modulo : 4

Ángulo de presión: 20°

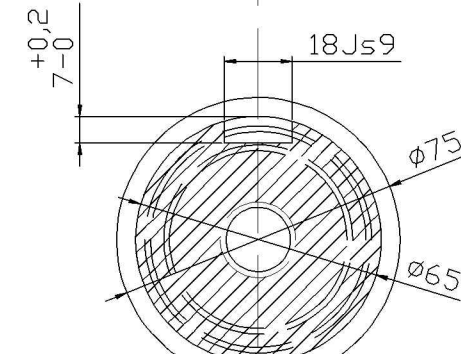
Ángulo de inclinación: 10°



 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO <b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA		<b>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA</b>	
		DIRECTORA:	ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ
ESCALA 1:1 		PROYECTO FINAL DE CARRERA : <b>CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR VELOCIDAD PARA ELEVACION CARGA DE 1.5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD DE 25 M/MIN</b>	
FECHA	DICIEMBRE 2018	AUTOR DEL PROYECTO:	OSCAR GONZÁLEZ AGUILAR
<b>PIÑÓN Z3</b>			Nº PLANO <b>5</b>

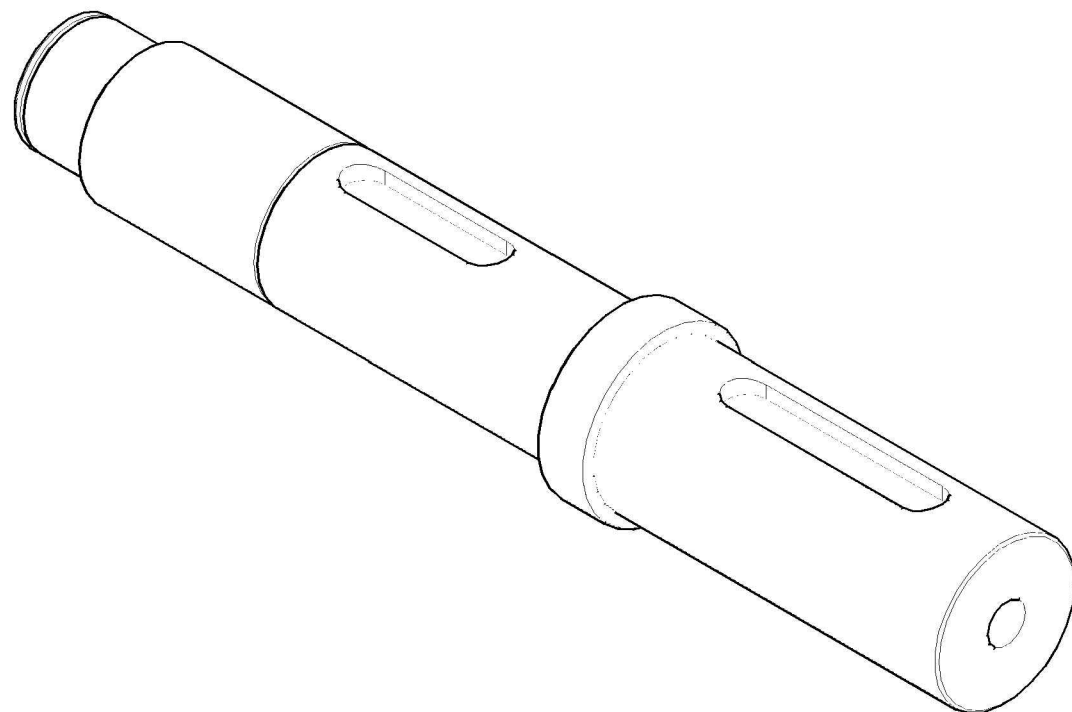



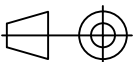
SECCIÓN A-A



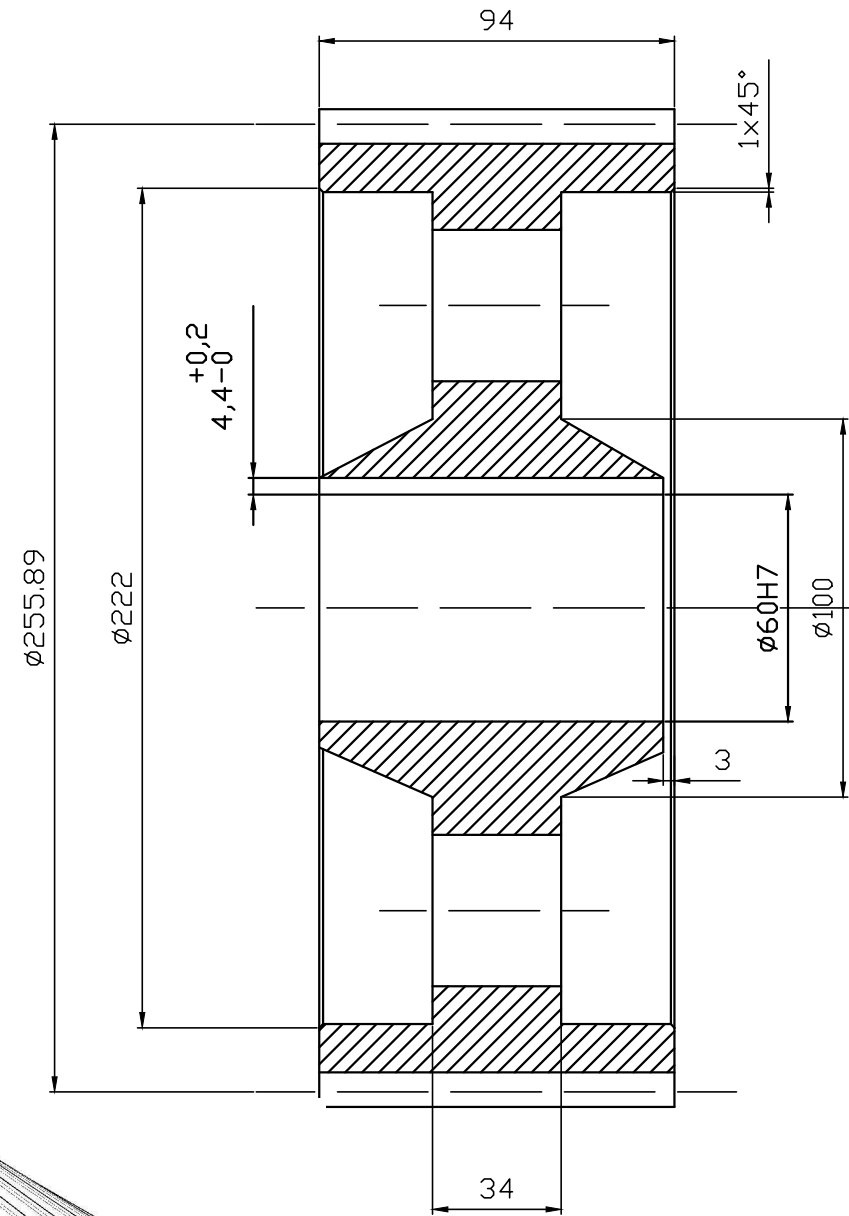
SECCIÓN B-B

MATERIAL UTILIZADO PARA LA FABRICACIÓN DEL EJE:  
42CrMo4

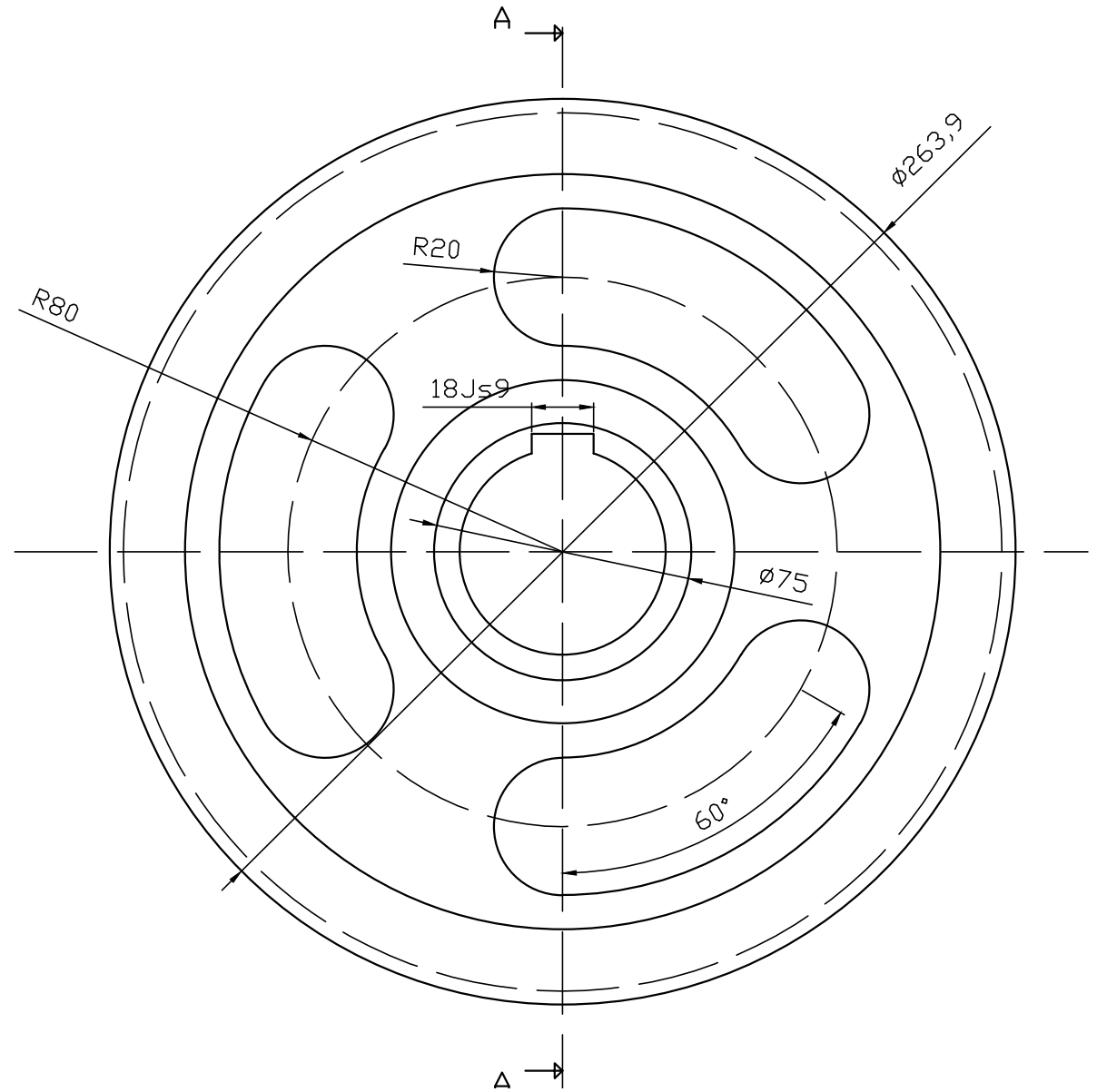


 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO <b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA		<b>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA</b>	
		DIRECTORA: ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ PROYECTO FINAL DE CARRERA: CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR VELOCIDAD PARA ELEVACION CARGA DE 1.5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD DE 25 M/MIN	FIRMA:
ESCALA 1:2 	FECHA DICIEMBRE 2018	AUTOR DEL PROYECTO: OSCAR GONZÁLEZ AGUILAR	Nº PLANO <b>6</b>
<b>EJE DE SALIDA</b>			





SECCIÓN A-A



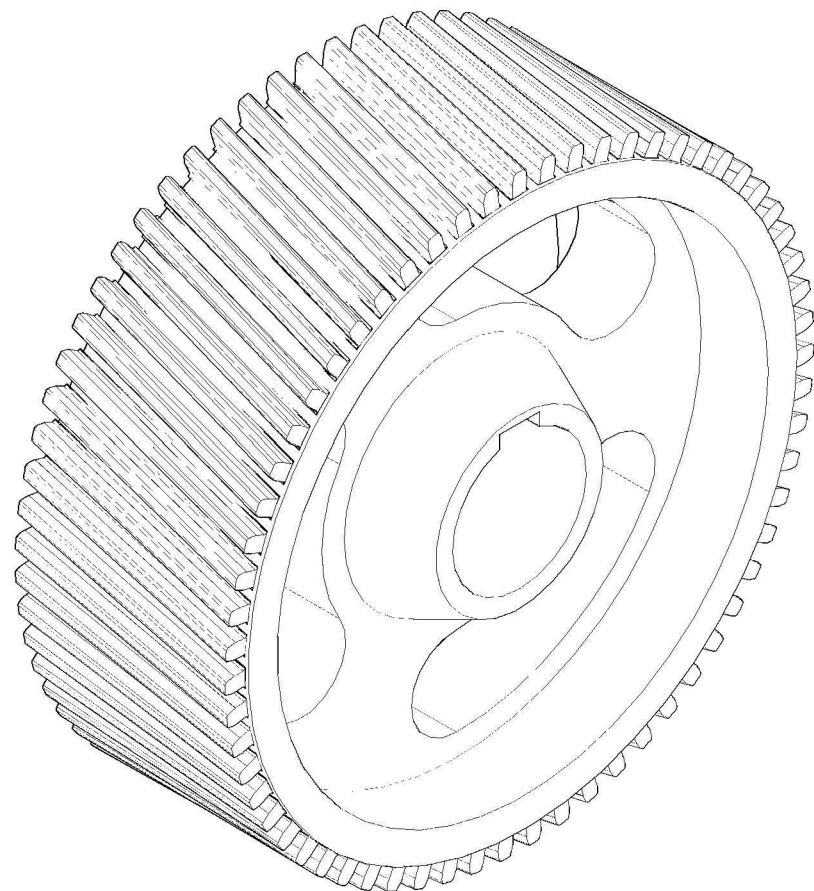
Material: Acero aleado templado y revenido.  
20MnCr5.


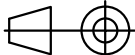
Nº dientes: 63

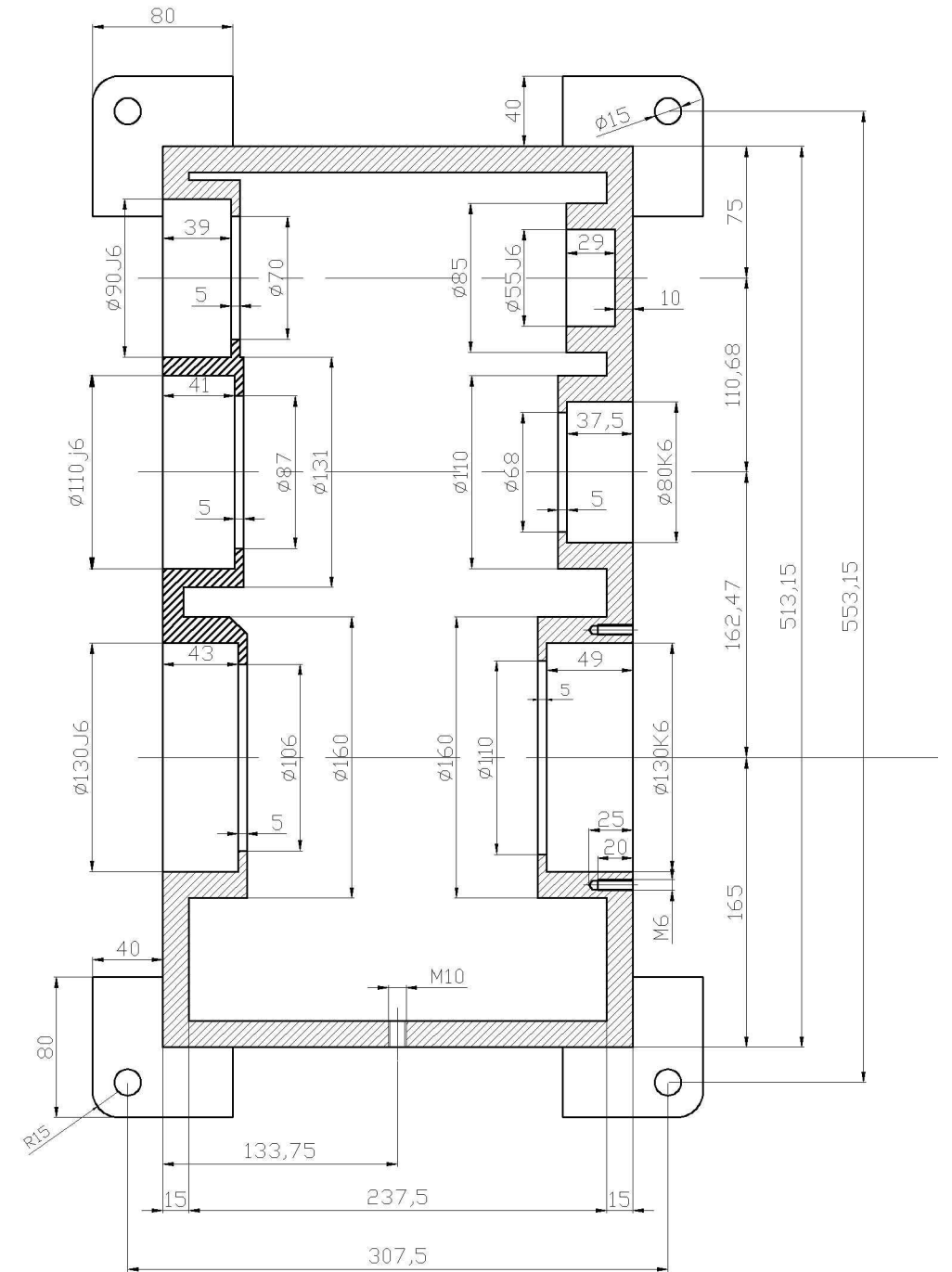
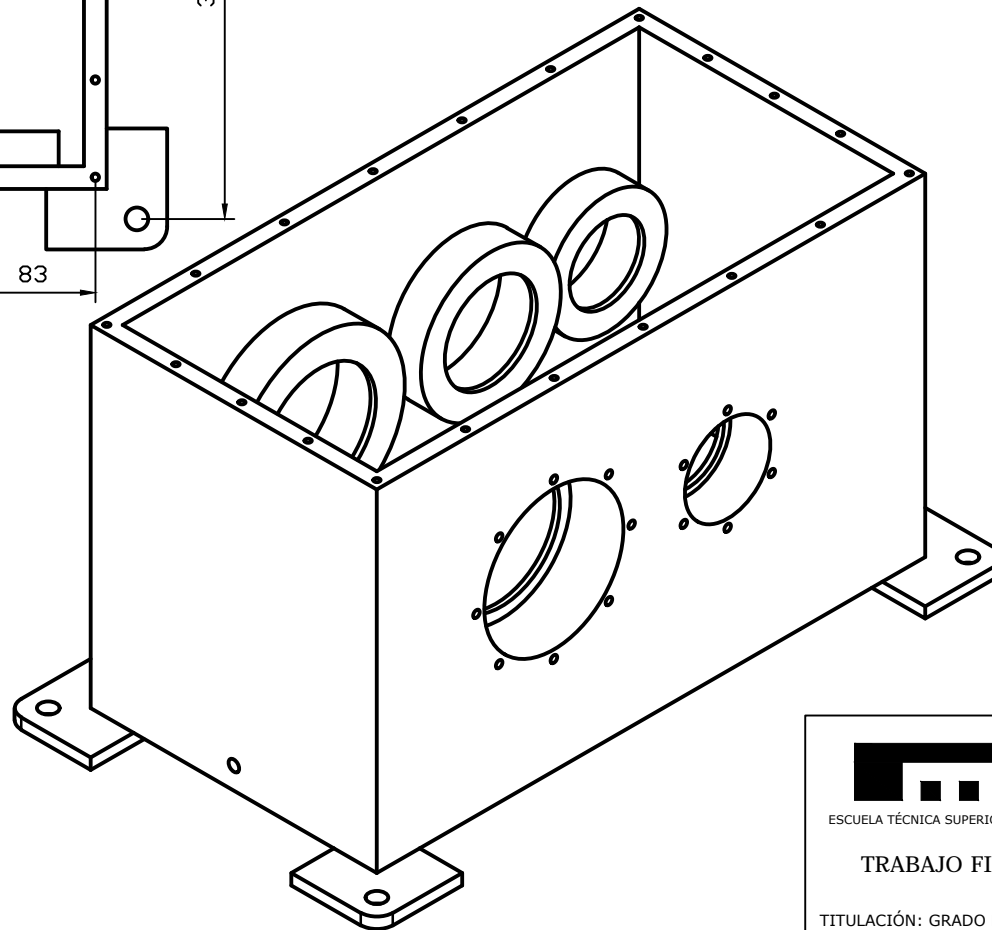
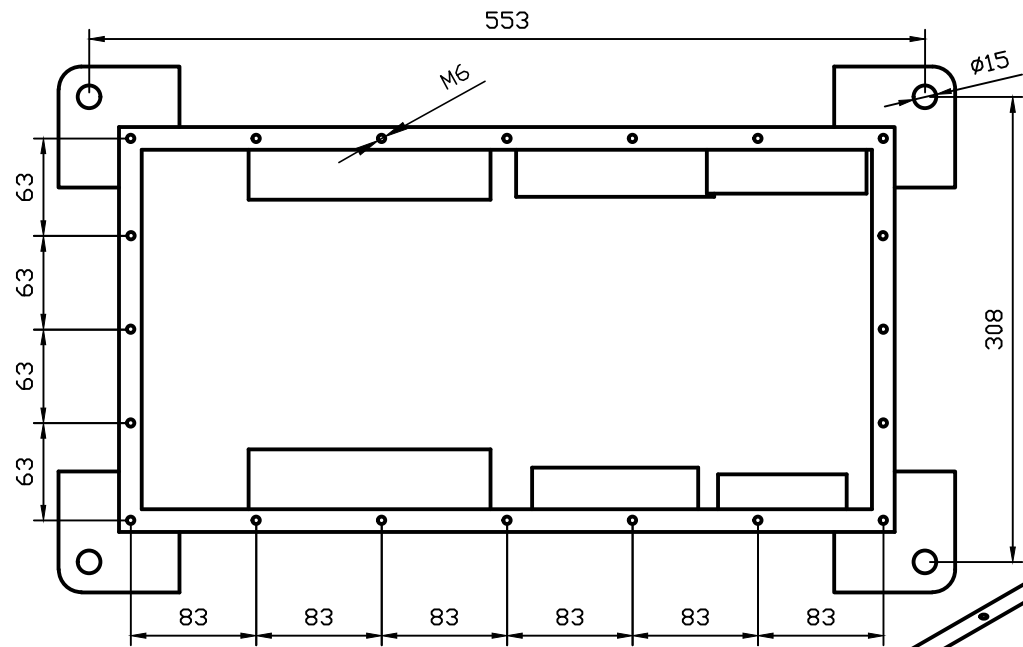
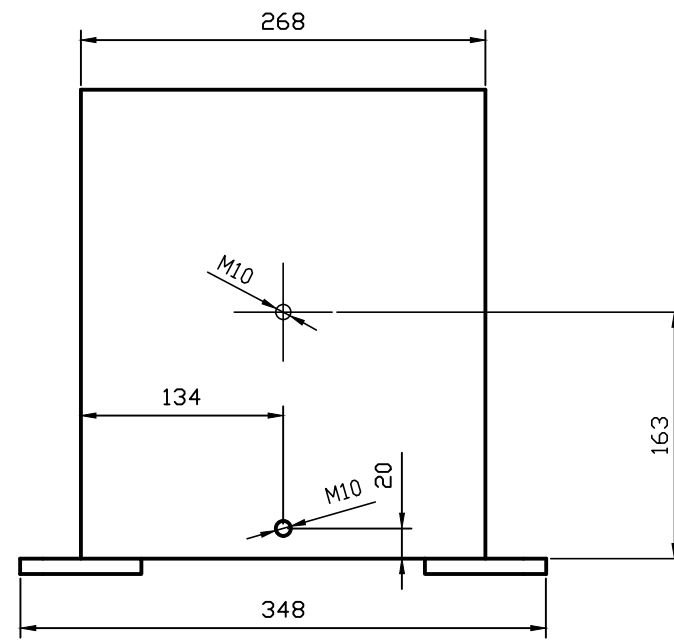
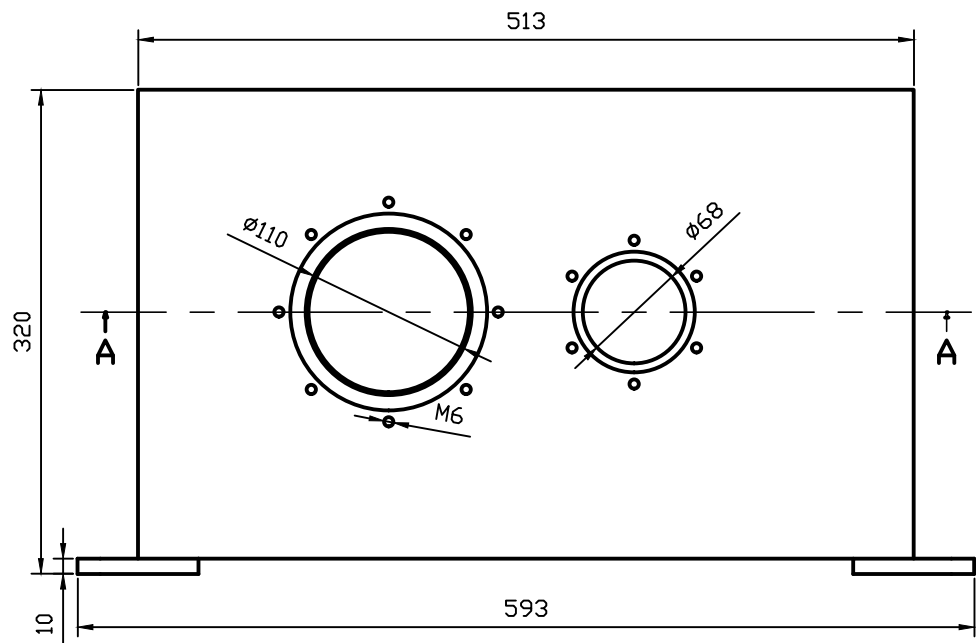
Modulo : 4

Ángulo de presión: 20°

Ángulo de inclinación: 10°


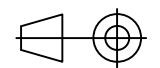


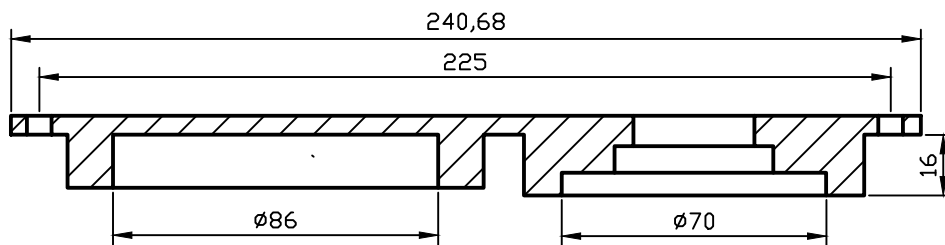
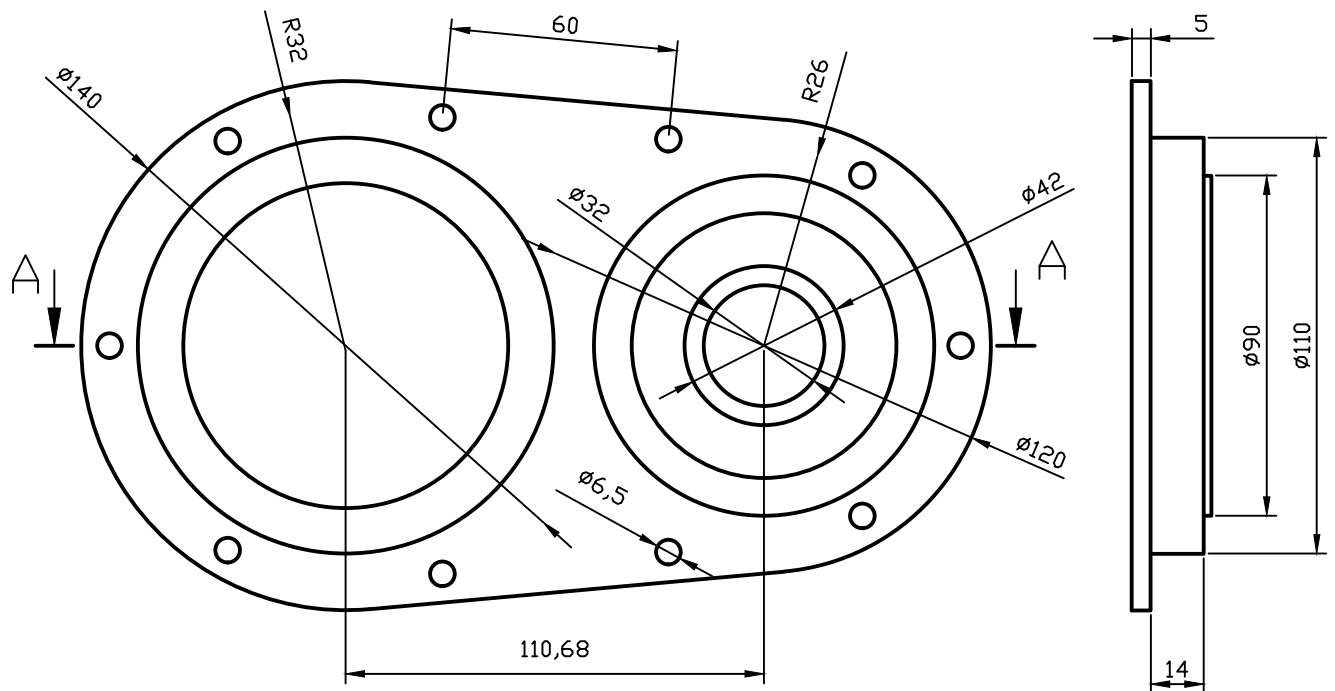
 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO <b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA		<b>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA</b>		
		DIRECTORA:	<b>ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ</b>	FIRMA:
ESCALA 1:2 		PROYECTO FINAL DE CARRERA : <b>CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR VELOCIDAD PARA ELEVACION CARGA DE 1.5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD DE 25 M/MIN</b>		
		FECHA	DICIEMBRE 2018	AUTOR DEL PROYECTO:
		<b>RUEDA Z4</b>		Nº PLANO <b>7</b>



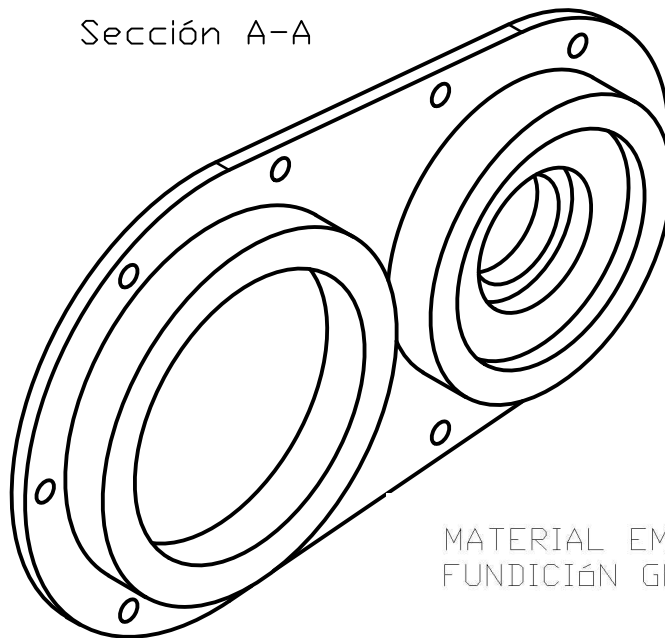
SECCIÓN A-A  
ESCALA: 1:4

MATERIAL EMPLEADO:  
FUNDICIÓN GRIS : EN-GJS-500-7


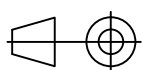
 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO <b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA		<b>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA</b>	
		DIRECTORA: <b>ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ</b>	FIRMA:
ESCALA 1:5 		PROYECTO FINAL DE CARRERA: <b>CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR VELOCIDAD PARA ELEVACION CARGA DE 1.5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD DE 25 M/MIN</b>	
		FECHA <b>DICIEMBRE 2018</b>	AUTOR DEL PROYECTO: <b>OSCAR GONZÁLEZ AGUILAR</b>
		<b>CARCASA REDUCTOR</b>	

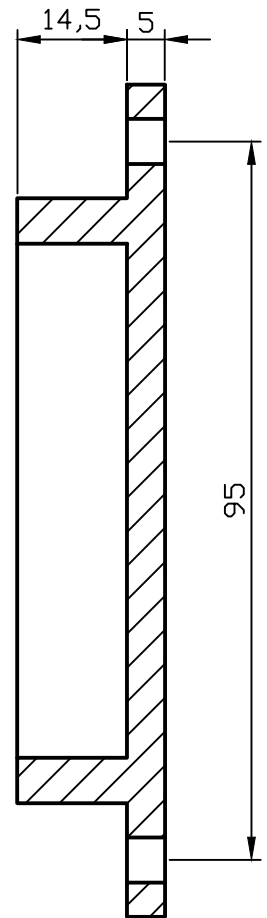
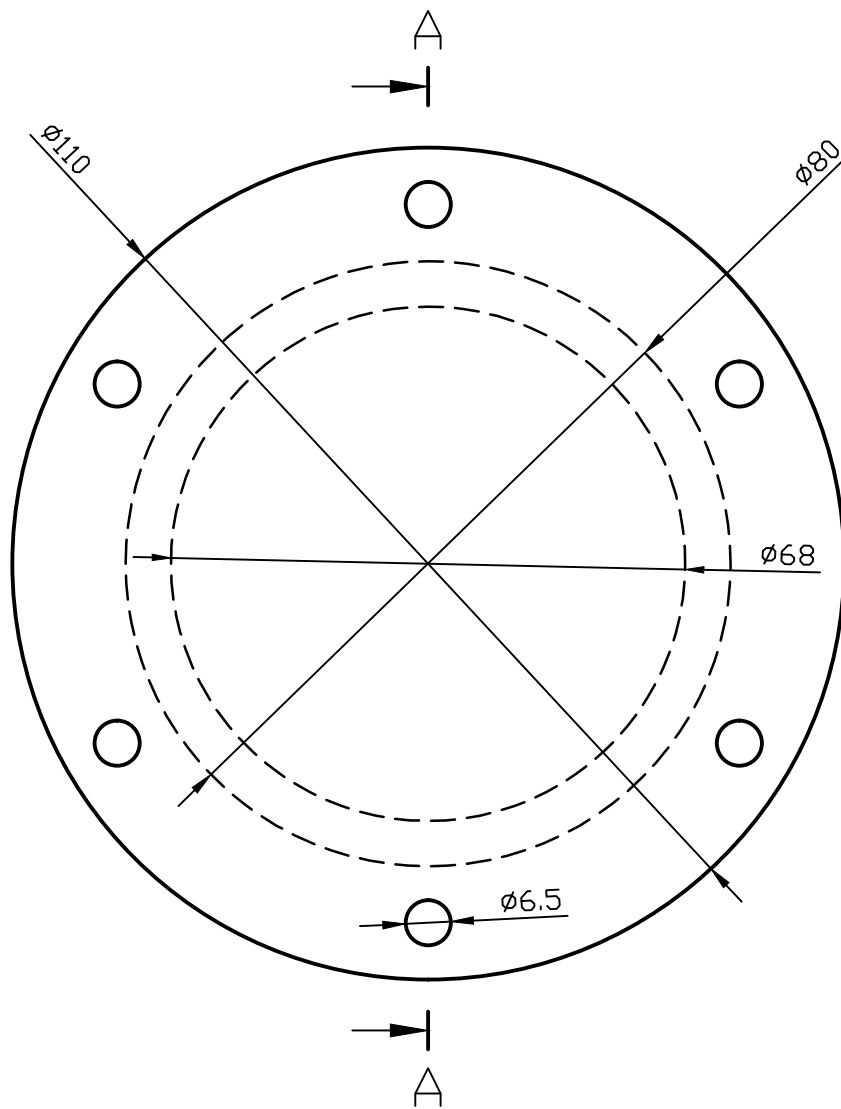


Sección A-A




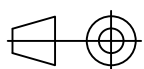
MATERIAL EMPLEADO:  
FUNDICIÓN GRIS : EN-GJS-500-7

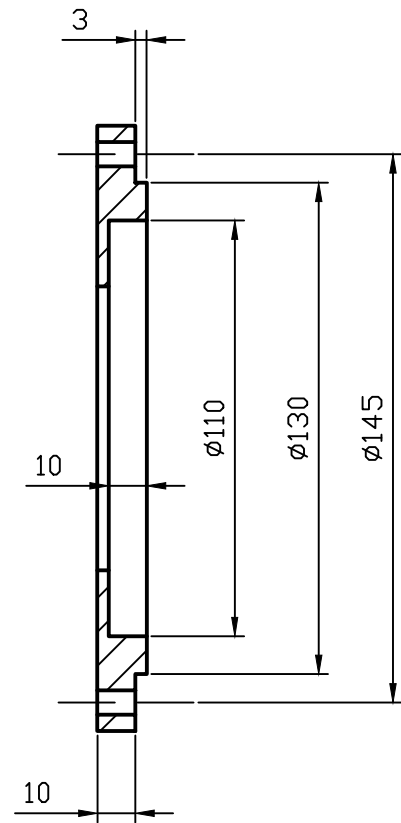
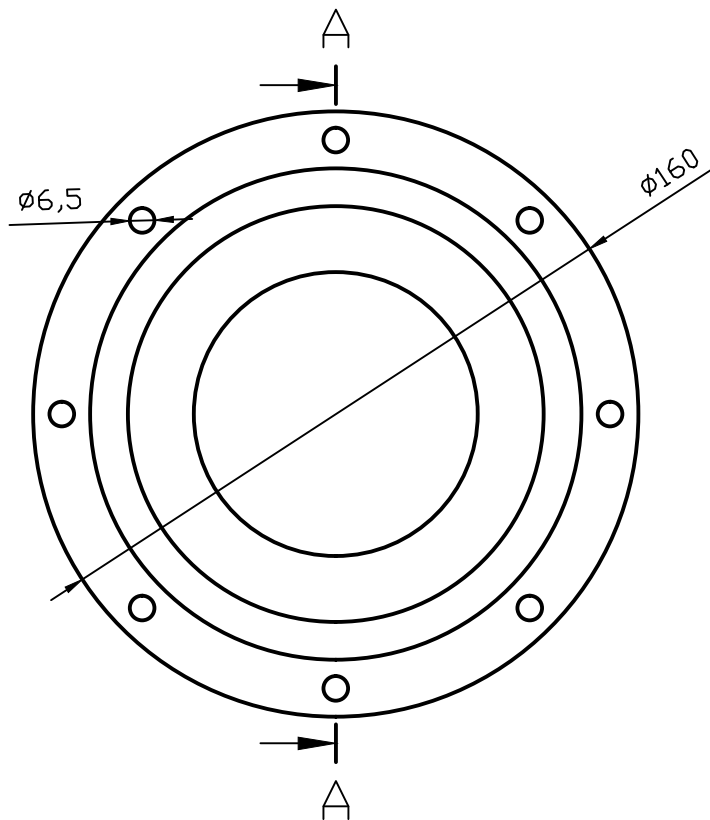
 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO <b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	<b>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA</b>	
	DIRECTORA: <b>ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ</b>	FIRMA:
ESCALA 1:2  FECHA <b>DICIEMBRE 2018</b>	PROYECTO FINAL DE CARRERA : <b>CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR VELOCIDAD PARA ELEVACION CARGA DE 1.5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD DE 25 M/MIN</b>	
	AUTOR DEL PROYECTO: <b>OSCAR GONZÁLEZ AGUILAR</b>	Nº PLANO <b>9</b>
<b>TAPA LATERAL ENTRADA</b>		



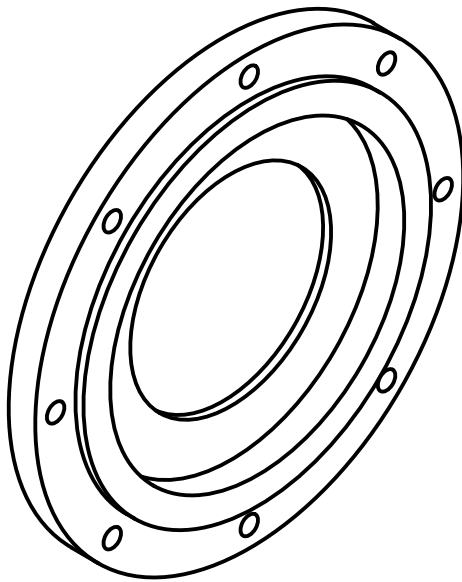
Sección A-A

MATERIAL EMPLEADO:  
 FUNDICIÓN GRIS : EN-GJS-500-7


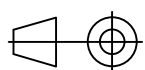
 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO <b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	<b>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA</b>	
	DIRECTORA: <b>ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ</b>	FIRMA:
ESCALA 1:1 	FECHA <b>DICIEMBRE 2018</b>	PROYECTO FINAL DE CARRERA : <b>CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR VELOCIDAD PARA ELEVACION CARGA DE 1.5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD DE 25 M/MIN</b>
	AUTOR DEL PROYECTO: <b>OSCAR GONZÁLEZ AGUILAR</b>	
<b>TAPA EJE INTERMEDIO</b>		Nº PLANO <b>10</b>

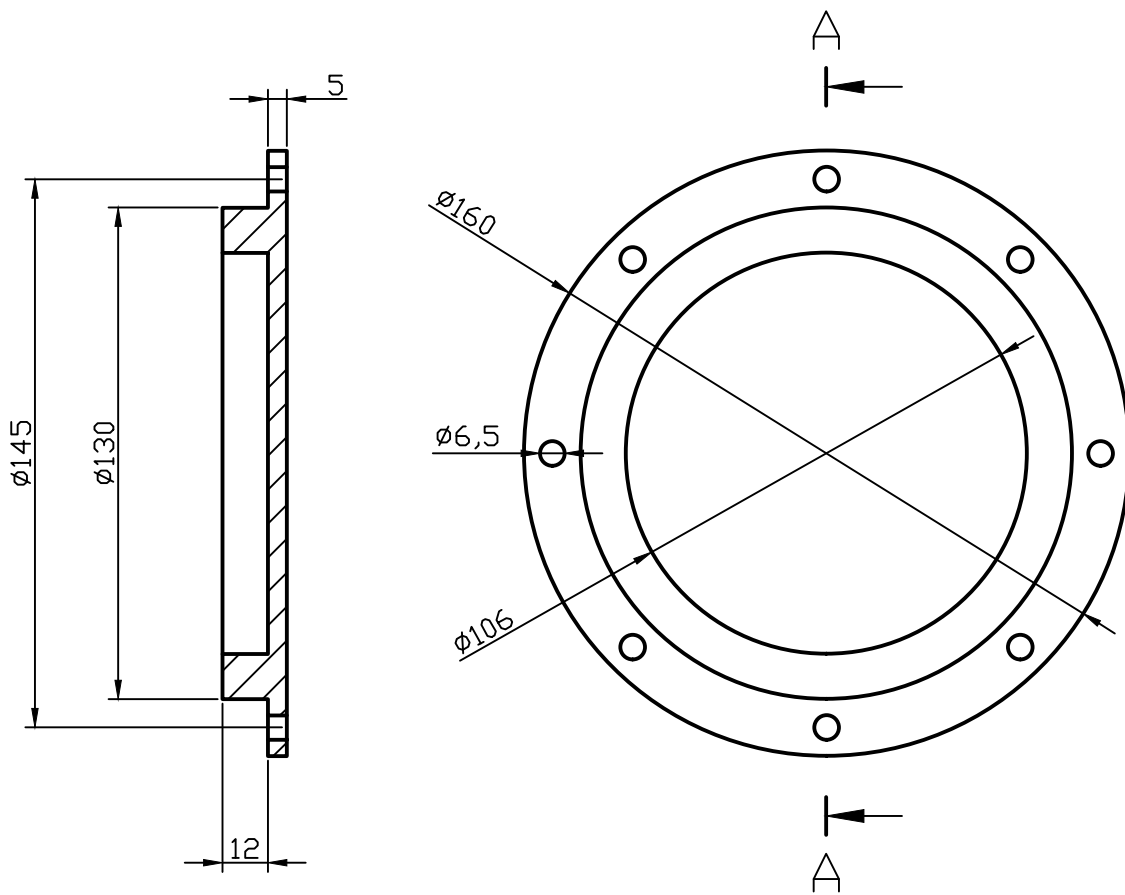


Sección A-A

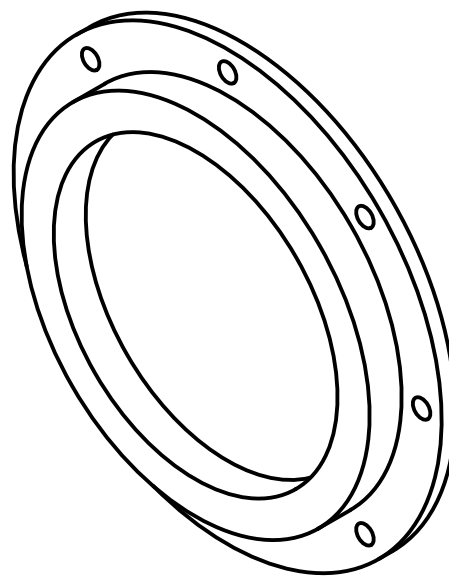


MATERIAL EMPLEADO:  
FUNDICIÓN GRIS : EN-GJS-500-7


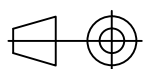
 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO <b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	<b>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA</b>	
	DIRECTORA: <b>ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ</b>	FIRMA:
ESCALA 1:2  FECHA NOVIEMBRE 2018	PROYECTO FINAL DE CARRERA : <b>CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR VELOCIDAD PARA ELEVACION CARGA DE 1.5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD DE 25 M/MIN</b>	
	AUTOR DEL PROYECTO: <b>OSCAR GONZÁLEZ AGUILAR</b>	Nº PLANO <b>11</b>
<b>TAPA EJE DE SALIDA</b>		

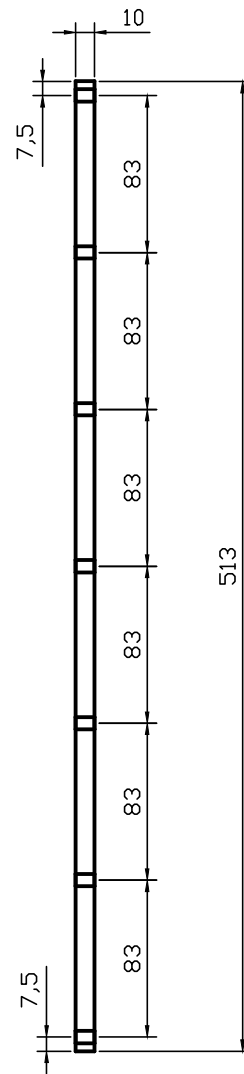
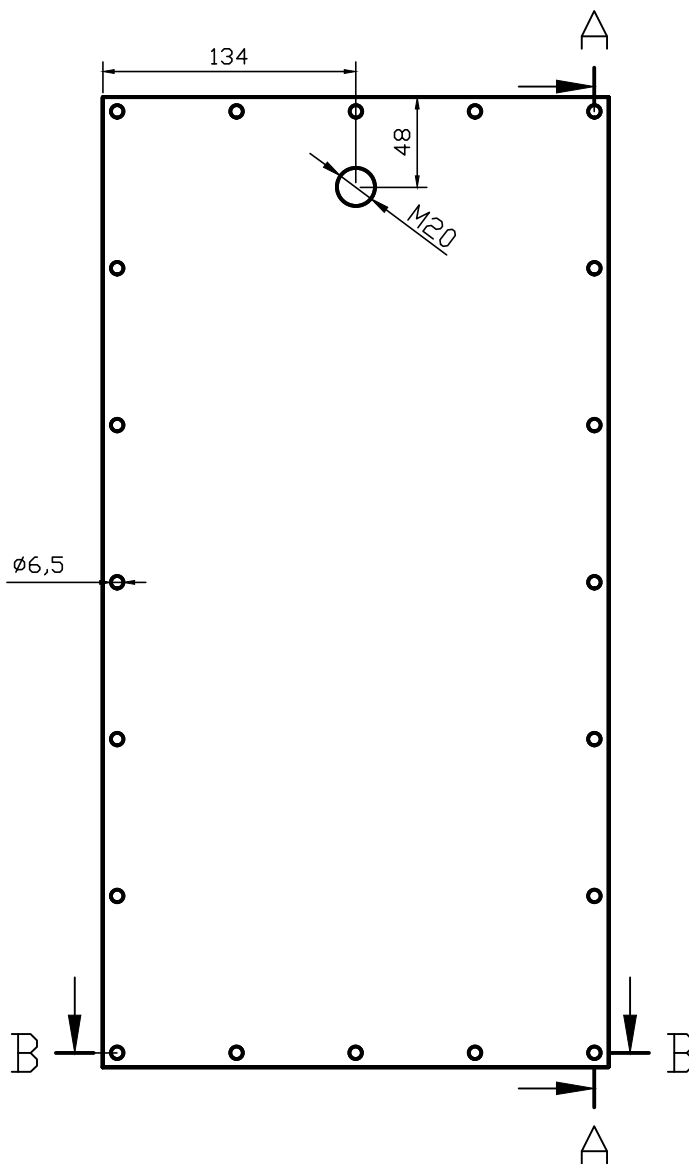


SECCION A-A

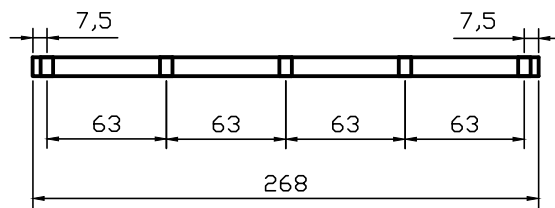


MATERIAL EMPLEADO:  
FUNDICIÓN GRIS : EN-GJS-500-7

 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO <b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	<b>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA</b>	
	DIRECTORA: <b>ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ</b>	FIRMA:
ESCALA 1:2  FECHA DICIEMBRE 2018	PROYECTO FINAL DE CARRERA : <b>CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR VELOCIDAD PARA ELEVACION CARGA DE 1.5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD DE 25 M/MIN</b>	
	AUTOR DEL PROYECTO: <b>OSCAR GONZÁLEZ AGUILAR</b>	Nº PLANO <b>12</b>
<b>TAPA CIERRE EJE SALIDA</b>		


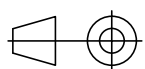


Sección A-A



sección B-B

MATERIAL EMPLEADO:  
FUNDICIÓN GRIS : EN-GJS-500-7

 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO <b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	<b>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA</b>	
	DIRECTORA: <b>ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ</b>	FIRMA:
ESCALA 1:4  FECHA <b>DICIEMBRE 2018</b>	PROYECTO FINAL DE CARRERA : <b>CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR VELOCIDAD PARA ELEVACION CARGA DE 1.5 TONELADAS A UNA VELOCIDAD DE 25 M/MIN</b>	
	AUTOR DEL PROYECTO: <b>OSCAR GONZÁLEZ AGUILAR</b>	Nº PLANO <b>13</b>
<b>TAPA SUPERIOR</b>		