
REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA UN CABESTRANTE DE UN PUENTE GRÚA CAPAZ DE ELEVAR 2.5 Tm



TRABAJO FIN DE GRADO

Autor: Francisco Javier Gallego Tomás.
Tutores: Ana María Pedrosa Sánchez y Santiago Gregori Verdú.

Grado en Ingeniería Mecánica
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño
Universitat Politècnica de València

Julio 2020

Documento maquetado con T_EX^S v.1.0+.

REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA UN CABESTRANTE DE UN PUENTE GRÚA CAPAZ DE ELEVAR 2.5 Tm

Libro técnico de proyecto

Autor: Francisco Javier Gallego Tomás

Tutores: Ana María Pedrosa Sánchez y Santiago Gregori Verdú

**Grado en Ingeniería Mecánica
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño
Universitat Politècnica de València**

Julio 2020

*A mi familia y amigos que tanto me han apoyado en los mejores y peores momentos durante
estos años*

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría agradecer a todo los profesores, compañeros de grado y amigos cada una de las enseñanzas que me han proporcionado.

En segundo lugar me gustaría remarcar la labor de mi tutora Ana María Pedrosa Sánchez, ya que sin su ayuda y apoyo nada de esto hubiese sido posible.

Por último, me gustaría agradecer a mi familia por el enorme esfuerzo que han realizado para permitir que yo pueda titularme.

Resumen

El objetivo de este trabajo es calcular y diseñar un reductor de velocidad destinado al uso industrial, en este caso al cabestrante de un puente grúa que debe ser capaz de elevar 2.5 Tm.

El reductor de velocidad propuesto deberá ser de dos etapas, formado por engranajes cilíndricos de dientes helicoidales. Las hipótesis de cálculo solamente se realizarán para el sentido de giro ascendente del cabestrante, ya que, cuando la carga esté descendiendo, el reductor de velocidad actuará como un freno.

Para calcular el reductor, primeramente se ha tenido en cuenta la carga que debía elevar, así como el diámetro de la bobina donde se enrolla el cable y la velocidad a la cual debe elevarse esta carga. Estos datos, junto con los datos del accionamiento del sistema (potencia y velocidad de entrada), nos permiten calcular la relación de transmisión total necesaria así como el número de etapas.

A continuación se deben realizar las estimaciones de los diámetros mínimos de los ejes mediante el criterio de rigidez torsional, para calcular seguidamente el ancho de los engranajes de cada etapa del reductor según las sollicitaciones mecánicas propias. Junto con estos cálculos se elegirá también el lubricante que permitirá el correcto funcionamiento del reductor.

Conocida ya las geometrías de las dos etapas se procederá a elegir la disposición de los ejes según el criterio de mínimo espacio y máxima simplicidad y, a partir de este paso, se determinarán de una manera primaria las dimensiones tanto de los ejes como de la carcasa.

Los siguientes pasos a tomar serán elegir los métodos de fijación de los engranajes sobre los ejes y los rodamientos a utilizar. Así como los métodos de anclaje y lubricación de estos.

Seguidamente, se estudiará la deflexión lateral, así como el comportamiento a fatiga de las diferentes secciones de los ejes y los esfuerzos transmitidos por los engranajes.

Para concluir, se incluirán el pliego de condiciones de fabricación del reductor, el presupuesto de fabricación del mismo y los planos con acotado geométrico tanto del conjunto como del despiece del reductor.

Palabras clave: Reductor de velocidad, engranajes, ejes, rigidez torsional, deflexión lateral, fatiga.

Resum

L'objectiu d'aquest treball es calcular y dissenyar un reductor de velocitat destinat a l'ús industrial, en aquest cas al cabestrant d'un pont grúa que deu ser capaç de llevar 2.5 Tm.

El reductor de velocitat proposat deurà ser de dues etapes, format per engranats cilíndrics de dents helicoidals. Les hipòtesis de càlcul es realitzaran únicament per al sentit de gir ascendent del cabestrant, ja que, quan la càrrega està descendent, el reductor de velocitat actua com un fre.

Per a calcular el reductor, primerament s'ha tingut en compte la càrrega que havia de llevar, així com el diàmetre de la bobina on s'enrotlla el cable i la velocitat a la qual ha de llevar-se aquesta càrrega. Totes aquestes dades, juntament amb les dades de l'accionament del sistema (Potència i velocitat d'entrada), ens permeten calcular la relació de transmissió total necessària així com el nombre d'etapes.

A continuació s'han de realitzar les estimacions dels diàmetres mínims dels eixos mitjançant el criteri de rigidesa torsional, per a calcular seguidament l'ample dels engranats de cada etapa del reductor segons les sol·licitacions mecàniques pròpies. Juntament amb aquests càlculs es triarà també el lubricant que permetrà el correcte funcionament del reductor.

Conegudes ja les geometries de les dues etapes es procedirà a triar la disposició dels eixos segons el criteri de mínim espai i màxima simplicitat i, a partir d'aquest pas, es determinaran d'una manera primària les dimensions tant dels eixos com de la carcassa.

Els següents passos a prendre seran triar els mètodes de fixació dels engranats sobre els eixos i els rodaments a utilitzar. També es definiran els mètodes d'ancoratge i lubricació d'aquests.

Per a acabar amb els càlculs del reductor s'estudiaran la deflexió lateral, així com el comportament a fatiga de les diferents seccions dels eixos i els esforços transmesos pels engranats.

Per a concloure, s'inclouran el plec de condicions de fabricació del reductor, el pressupost de fabricació del mateix i els plans amb fitat geomètric tant del conjunt com de l'espejament del reductor.

Paraules clau: Reductor de velocitat, engranats, eixos, rigidesa torsional, deflexió lateral, fatiga.

Abstract

The aim of this work is to calculate and design a speed reducer for industrial use, in this case the winch of a bridge crane that must be able to lift 2.5 Tm.

The proposed speed reducer shall be two-stage, consisting of helical-toothed cylindrical gears. The calculation assumptions shall only be made for the upward direction of rotation of the winch, since, when the load is falling, the speed reducer will act as a brake.

To calculate the gearbox, first of all the load to be lifted was taken into account, as well as the diameter of the coil where the cable is wound and the speed at which this load must be lifted. All these data, together with the system drive data (power and input speed), allow us to calculate the total necessary transmission ratio as well as the number of stages.

The minimum shaft diameters must then be estimated using the torsional stiffness criterion, in order to then calculate the width of the gears in each stage of the gearbox according to its own mechanical stresses. Together with these calculations, the lubricant that will allow the gearbox to operate correctly must also be chosen.

Once the geometries of the two stages are known, the arrangement of the axes will be chosen according to the criteria of minimum space and maximum simplicity and, from this step, the dimensions of both the axes and the housing will be determined in a primary way.

The next steps to be taken will be to choose the methods of fixing the gears on the shafts and the bearings to be used. As well as the methods of anchoring and lubricating these.

To finish with the calculations of the gearbox, the lateral deflection will be studied, as well as the fatigue behaviour of the different sections of the shafts and the efforts transmitted by the gears.

In conclusion, the specifications for the manufacture of the gearbox, the manufacturing budget and the geometrical dimensioned drawings of both the assembly and the cutting of the gearbox shall be included.

Keywords: Speed Reducer, gears, shafts, torsional stiffness, lateral deflection, fatigue.

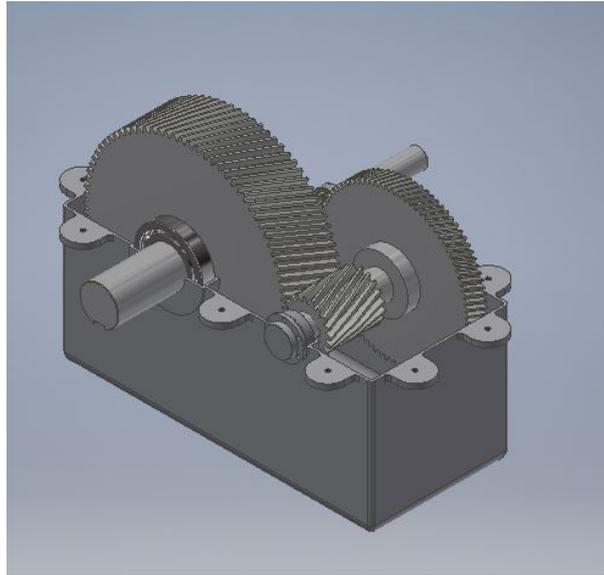


Figura 1: Imagen renderizada del reductor de velocidad diseñado

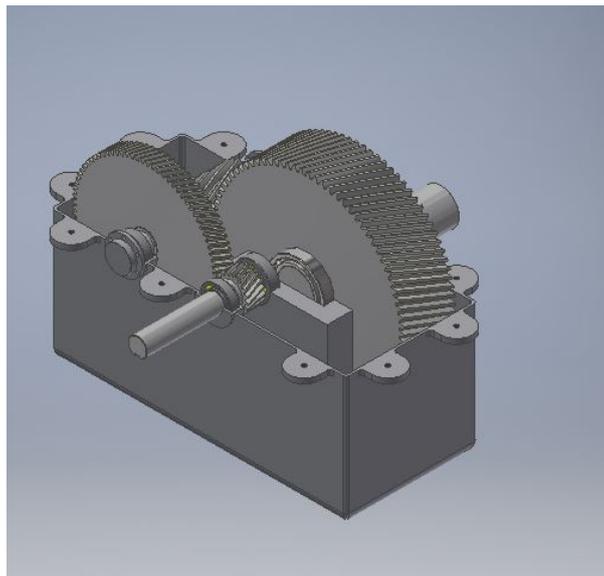


Figura 2: Imagen renderizada del reductor de velocidad diseñado

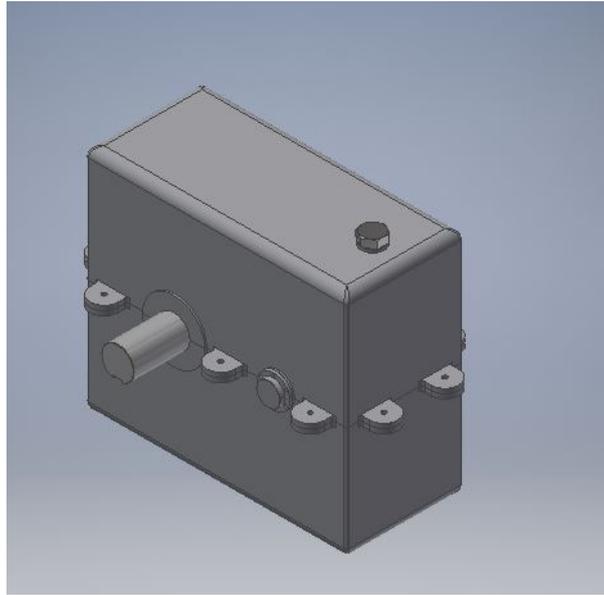


Figura 3: Imagen renderizada del reductor de velocidad diseñado

Índice

Agradecimientos	VII
Resumen	VIII
Resum	IX
Abstract	X
1. Memoria	1
1.1. Objeto	2
1.2. Limitaciones y condicionantes	3
1.3. Alternativas y solución elegida	4
1.3.1. Transmisiones por rozamiento, correas	4
1.3.2. Transmisiones flexibles por engrane	9
1.3.3. Transmisiones por engranajes	12
1.3.4. Solución adoptada	17
1.4. Descripción detallada del reductor de velocidad	19
1.4.1. Datos de entrada	19
1.4.2. Dimensionado previo de ejes	20
1.4.3. Dimensionado de los diámetros de los engranajes	20
1.4.4. Dimensionado del ancho de engranajes	24
1.4.5. Estudio de sollicitaciones en los ejes	29
1.4.6. Estudio a fatiga de los ejes	46
1.4.7. Selección de rodamientos	61
2. Planos	62
3. Pliego de condiciones	80
3.1. Documentos que componen el proyecto	80
3.1.1. Memoria	80
3.1.2. Planos	80
3.1.3. Pliego de Condiciones	80
3.1.4. Presupuesto	80
3.2. Pliego de condiciones facultativo	81
3.2.1. Ingeniero técnico director de proyecto	81

3.2.2.	Fabricante	81
3.2.3.	Relación entre fabricante e ingeniero director de proyectos	81
3.3.	Plazos y ejecución del proyecto	82
3.3.1.	Inicio de la actividad	82
3.3.2.	Plazos	82
3.4.	Pliego de condiciones técnicas	84
3.4.1.	Engranajes	84
3.4.2.	Ejes	85
3.4.3.	Carcasa y tapa superior del reductor	86
3.4.4.	Tapas del eje intermedio	86
3.4.5.	Tapas de llenado y vaciado de lubricante	86
3.4.6.	Visor de nivel	86
3.4.7.	Rodamientos	86
3.4.8.	Certificado de Materiales	87
3.5.	Pliego de condiciones económicas	88
3.5.1.	Fraccionamiento y plazos del pago	88
3.5.2.	Formas de pago	88
4.	Presupuestos	89
4.1.	Materiales en bruto para fabricación	89
4.2.	Elementos comerciales	90
4.3.	Costes de producción	91
4.4.	Cuantía total de presupuesto	93
A.	Tablas y gráficos	94
B.	Bibliografía	108

Índice de figuras

1.	Imagen renderizada del reductor de velocidad diseñado	XI
2.	Imagen renderizada del reductor de velocidad diseñado	XI
3.	Imagen renderizada del reductor de velocidad diseñado	XII
1.1.	Esquema de fuerzas en una polea accionada por una correa plana	5
1.2.	Esquema de tensado mediante peso propio.	5
1.3.	Esquema de tensado por desplazamiento del eje.	6
1.4.	Esquema de tensado mediante rodillo tensor.	6
1.5.	Geometría de correa trapecial de perfil clásico	8
1.6.	Geometría de correa trapecial de perfil estrecho	9
1.7.	Cadena de Rodillos simple y doble.	10
1.8.	Cadena Dentada	10
1.9.	Correa Dentada	11
1.10.	Ejemplo de engrane de dos engranajes cilíndricos rectos.	13
1.11.	Ejemplo de engrane de dos engranajes cilíndricos helicoidales.	13
1.12.	Geometría de un engranaje cilíndrico de dientes helicoidales.	14
1.13.	Ejemplo de engrane entre dos engranajes cónicos de dientes rectos.	14
1.14.	Ejemplo de engrane entre dos engranajes cónicos de dientes helicoidales.	15
1.15.	Ejemplo de tallado en espiral de un engranaje cónico.	15
1.16.	Ejemplo de engrane entre dos engranajes cónicos hipoides.	16
1.17.	Transmisión por tornillo sin fin.	16
1.18.	Transmisión por engranajes cilíndricos helicoidales cruzados.	17
1.19.	Ejemplo de las distintas disposiciones de los árboles en un reductor de dos etapas.	17
1.20.	Ejemplo de un engranaje afectado por el chavetero	21
1.21.	Esquema de la altura de diente y espesor de la circunferencia base de un engranaje	21
1.22.	Tabla resumen de las principales características de los lubricantes de la serie Super Tauro PAG de la marca Repsol. Encuadrado en rojo, está el lubricante seleccionado para nuestro reductor de velocidad.	25
1.23.	Esquema de distribución de cargas en el plano XY del eje de entrada	29
1.24.	Diagrama momento flector Eje de entrada Plano XY	30
1.25.	Esquema de distribución de cargas en el plano XZ del eje de entrada	30
1.26.	Diagrama momento flector Eje de entrada Plano XZ	30
1.27.	Esquema de las secciones críticas del eje de entrada	31
1.28.	Gráfico de la deflexión lateral en el plano XY del eje de entrada	31

1.29. Gráfica de la deformación angular en el plano XY del eje de entrada	31
1.30. Comparativa de la geometría original del eje de entrada vs geometría deformada en el plano XY	32
1.31. Gráfico de la deflexión lateral en el plano XZ del eje de entrada	32
1.32. Gráfica de la deformación angular en el plano XZ del eje de entrada	32
1.33. Comparativa de la geometría original del eje de entrada vs geometría deformada en el plano XZ	33
1.34. Esquema de distribución de cargas en el plano XY del eje intermedio	34
1.35. Diagrama momento flector Eje intermedio Plano XY	34
1.36. Esquema de distribución de cargas en el plano XZ del eje intermedio	35
1.37. Diagrama momento flector Eje intermedio Plano XZ	35
1.38. Esquema de las secciones críticas del eje intermedio	36
1.39. Gráfico de la deflexión lateral en el plano XY del eje intermedio	36
1.40. Gráfica de la deformación angular en el plano XY del eje intermedio	37
1.41. Comparativa de la geometría original del eje intermedio vs geometría deformada en el plano XY	37
1.42. Gráfico de la deflexión lateral en el plano XZ del eje intermedio	38
1.43. Gráfica de la deformación angular en el plano XZ del eje intermedio	38
1.44. Comparativa de la geometría original del eje intermedio vs geometría deformada en el plano XZ	39
1.45. Esquema de distribución de cargas en el plano XY del eje de salida	40
1.46. Diagrama momento flector Eje de salida Plano XY	40
1.47. Esquema de distribución de cargas en el plano XZ del eje de salida	41
1.48. Diagrama momento flector Eje de salida Plano XZ	41
1.49. Esquema de las secciones críticas del eje de salida	42
1.50. Gráfico de la deflexión lateral en el plano XY del eje de salida	42
1.51. Gráfica de la deformación angular en el plano XY del eje de salida	43
1.52. Comparativa de la geometría original del eje de salida vs geometría deformada en el plano XY	43
1.53. Gráfico de la deflexión lateral en el plano XZ del eje de salida	44
1.54. Gráfica de la deformación angular en el plano XZ del eje de salida	44
1.55. Comparativa de la geometría original del eje de salida vs geometría deformada en el plano XZ	45
A.1. Tabla de características del lubricante seleccionado	94
A.2. Tabla donde se especifican las características de los materiales elegidos para la construcción de rodamientos y ejes (G42CrMo4); y de las carcasas (20MnCr5)	95
A.3. Hoja de cálculo construida para la selección de rodamientos	99

Índice de Tablas

1.1. Geometrías de las correas trapeciales con perfil clásico	8
1.2. Geometría de las correas trapeciales con perfil estrecho	9
1.3. Variación de la viscosidad del lubricante necesaria según la temperatura ambiental.	11
1.4. Tabla de pre-dimensionado de ejes	20
1.5. Módulos estandarizados para dientes de perfil de evolvente.	22
1.6. Cálculos geométricos de la primera etapa	23
1.7. Resumen de cálculos geométricos de la segunda etapa	23
1.8. Resumen de los cálculos previos de la primera y segunda etapa.	24
1.9. Geometría del dentado de la primera etapa.	26
1.10. Datos generales de la primera etapa	26
1.11. Resumen del cálculo del ancho de engranaje según la seguridad a fallo superficial de la Primera Etapa	27
1.12. Geometría del dentado de la segunda etapa.	27
1.13. Datos generales de la segunda etapa	27
1.14. Resumen del cálculo del ancho de engranaje según la seguridad a fallo superficial de la Segunda Etapa	28
1.15. Resultado del cálculo de las reacciones en los apoyos del eje de entrada en el plano XY	29
1.16. Resultado del cálculo de las reacciones en los apoyos del eje de entrada en el plano XZ	30
1.17. Resultado del cálculo de las reacciones en los apoyos del eje intermedio en el plano XY	34
1.18. Resultado del cálculo de las reacciones en los apoyos del eje intermedio en el plano XZ	35
1.19. Resultado del cálculo de las reacciones en los apoyos del eje de salida en el plano XY	40
1.20. Resultado del cálculo de las reacciones en los apoyos del eje de salida en el plano XZ	41
1.21. Condiciones de comportamiento a fatiga de los ejes	46
1.22. Cotas de secciones críticas del eje de entrada	46
1.23. Solicitaciones de momento flector en el plano XY del eje de entrada	47
1.24. Solicitaciones de momento flector en el plano XZ del eje de entrada	47
1.25. Módulo de momentos para el eje de entrada	48
1.26. Valores de la tensión alternante en el eje de entrada	48

1.27. Coeficientes para el cálculo de seguridad a fatiga	49
1.28. Cálculo de coeficiente de seguridad a fatiga eje de entrada	49
1.29. Secciones críticas y cotas del eje intermedio	50
1.30. Solicitaciones de momentos flectores en el plano XY del eje intermedio	51
1.31. Solicitaciones de momentos flectores en el plano XZ del eje intermedio	52
1.32. Módulo de momentos en el eje intermedio	53
1.33. Tensión alternante en el eje intermedio	54
1.34. Coeficientes para el cálculo de seguridad a fatiga del eje intermedio	55
1.35. Coeficiente de seguridad a fatiga en el eje intermedio	56
1.36. Secciones críticas del eje de salida	57
1.37. Solicitaciones de momento flector en el plano XY del eje de salida	57
1.38. Solicitaciones de momento flector en el plano XZ del eje de salida	58
1.39. Módulo de momentos eje de salida	58
1.40. Valores de tensión alternante en el eje de salida	59
1.41. Valores de los coeficientes de cálculo a fatiga del eje de salida	59
1.42. Coeficientes de seguridad por fatiga eje de salida	60
1.43. Parámetros de cálculo para la selección de rodamientos	61
1.44. Resumen cálculos de selección de rodamientos (tabla A)	61
1.45. Resumen cálculos de selección de rodamientos (tabla B)	61
3.1. Características del Acero G42CrMo4	84
4.1. Presupuesto de materiales en bruto para fabricación	89
4.2. Presupuesto de elementos comerciales	90
4.3. Precio por hora de las distintas máquinas y de mano de obra	91
4.4. Tiempo de maquinaria por elemento	91
4.5. Tiempo de mano de obra según elemento	92
4.6. Costes de fabricación	92
4.7. Resultado total del presupuesto	93

Capítulo 1

Memoria

«El futuro mostrará los resultados y juzgará a cada uno de acuerdo a sus logros»

Nikola Tesla

RESUMEN: El objetivo de este capítulo es describir el proceso de diseño y cálculo del reductor de velocidad.

1.1. Objeto

El objeto de este trabajo es calcular los distintos parámetros de un reductor de velocidad destinado al cabestrante de un puente grúa que sea capaz de elevar 2.5 Tm a una velocidad de 0.2 m/s.

1.2. Limitaciones y condicionantes

Las limitaciones principales que definirán este reductor de velocidad son el tipo de accionamiento, la máquina arrastrada, el ambiente en el que va a estar instalado, la temperatura a la que va a funcionar y los ciclos de vida que va a tener que soportar el reductor.

En primer lugar, el accionamiento que hará funcionar este cabestrante y, que transmitirá su potencia a través del reductor será un motor eléctrico de 5 kW de potencia que gira a una velocidad nominal de 500 rpm. La velocidad de salida del reductor deberá ser de 25 rpm ya que el diámetro de la bobina donde se enrolla el cable es de 150 mm y la velocidad necesaria de elevación son 0,2 m/s.

El ambiente en el que va a estar instalado este reductor de velocidad es un ambiente industrial, en este caso una nave industrial, por lo que va a estar sometido a una alta contaminación ambiental de pequeñas partículas como virutas de metal, madera y plástico así como también va a tener un nivel de contaminación importante por polvo. En base a estos criterios, deberemos seleccionar un método de sellado que no permita la entrada de este tipo de contaminantes al interior del conjunto de engranajes del reductor.

La temperatura de funcionamiento será la establecida por el ambiente de la zona donde se encuentre la nave industrial. Suponiendo que esta nave se encuentra en Valencia, tendremos una temperatura media de 25°C.

Según los estándares de calidad auto impuestos, se deben garantizar 8 años de correcto funcionamiento del reductor.

1.3. Alternativas y solución elegida

En el ámbito industrial es habitual que la velocidad y par de salida de los accionamientos usualmente utilizados (motores eléctricos, MCI A...) no coincidan con las necesidades de utilización de las máquinas arrastradas utilizadas. Es en este punto donde se considera utilizar un elemento de transmisión para cambiar la relación entre velocidad de giro y par entregado hasta adecuarla a las necesidades de uso de la máquina arrastrada.

Se pueden diferenciar los tipos de transmisiones según sus principios de funcionamiento en:

- Transmisiones por fricción: correas planas y trapezoidales.
- Transmisiones por engrane, que se dividen en:
 - Transmisiones por contacto flexible como cadenas y correas dentadas.
 - Transmisiones por contacto directo como engranajes.

1.3.1. Transmisiones por rozamiento, correas

Estos tipos de elementos de transmisión se caracterizan principalmente por estar compuestas por varios elementos que mediante rozamiento entre sus superficies consiguen transmitir la potencia de un elemento a otro.

Estas transmisiones tienen un rendimiento que oscila desde un 85 a un 98 %. Además, la relación de transmisión no es constante ya que varía según la potencia transmitida a causa del deslizamiento entre correa y poleas.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cong \frac{d_2}{d_1} \quad (1.1)$$

Las ventajas de este tipo de transmisiones son:

- Bajo coste y requerimiento de ajuste de posición de los árboles.
- Funcionamiento con poco sonido.
- La mayor elasticidad de la transmisión permite absorber choques y proteger el sistema frente a sobrecargas.

Por otra parte, sus mayores desventajas son:

- La relación de transmisión no es tan exacta como en un sistema más rígido y existe un deslizamiento que hace variar este parámetro entre un 1 y un 3 %.
- Se produce una sobrecarga en los cojinetes por la necesidad de un pretensado previo al montaje.
- La duración del sistema es más limitada comparada con otro tipo de sistemas.
- Los sistemas de transmisión por correa son bastante sensibles a los cambios en las condiciones ambientales.

1.3.1.1. Correas Planas

Este tipo de correas son normalmente utilizadas entre árboles paralelos y cruzados, empleándose, fundamentalmente, en aplicaciones de elevadas velocidades (hasta 60 m/s). Su rendimiento se ve afectado a causa del deslizamiento y suele estar alrededor del 85 %. La capacidad de transmisión de este tipo de transmisiones está determinada por los valores de las fuerzas de tensión F_0 y F_1 , así como también por el coeficiente de rozamiento μ y el ángulo de abrazamiento β .¹

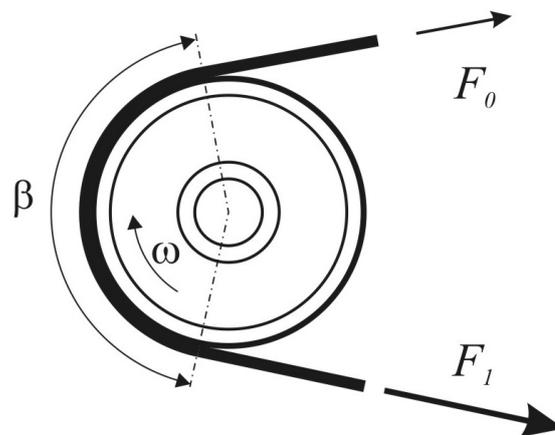


Figura 1.1: Esquema de fuerzas en una polea accionada por una correa plana

Con el objetivo de conseguir la tensión necesaria en la correa se suelen emplear tres tipos de configuraciones de tensado:

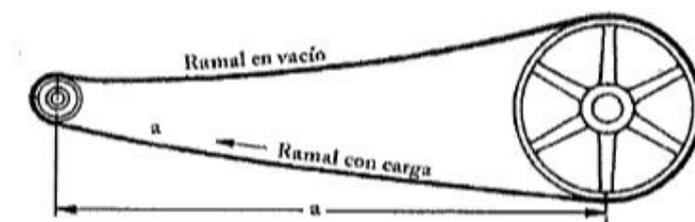


Figura 1.2: Esquema de tensado mediante peso propio.

- Tensado mediante peso propio. En esta configuración debe existir una elevada distancia

¹El ángulo de abrazamiento es la distancia angular que une los dos puntos donde la correa entra en contacto con la polea

entre ejes, siendo el ramal en carga, el inferior, con la finalidad de aumentar el ángulo de abrazamiento.

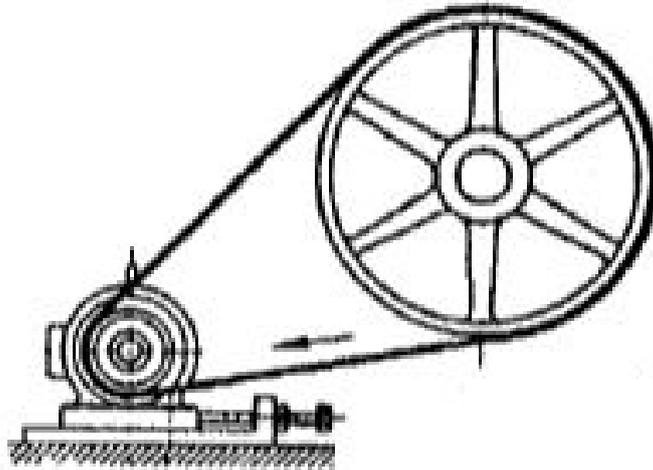


Figura 1.3: Esquema de tensado por desplazamiento del eje.

- Tensado mediante desplazamiento del eje. En este método de tensado, uno de los ejes es móvil y el conjunto queda tensado al aumentar la distancia entre los ejes.

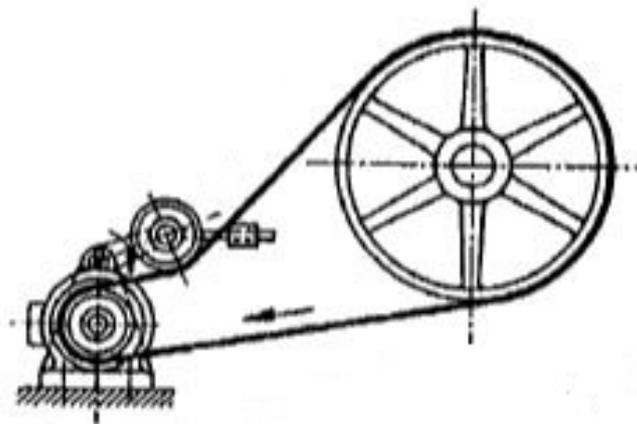


Figura 1.4: Esquema de tensado mediante rodillo tensor.

- Tensado mediante rodillo tensor. En este método, se coloca un rodillo móvil unido a un brazo con un resorte que aumenta el recorrido de la correa y, por tanto, genera la tensión deseada en esta.

Cuando la correa pasa por las poleas, la tensión a la que está sometida varía, por lo tanto

también lo hace su longitud, lo que provoca un deslizamiento sobre la polea que se denomina resbalamiento por alargamiento. Si la fuerza tractora es superior a la fuerza de rozamiento μ , la correa desliza sobre la polea sin ser esta última arrastrada. Es por esta facilidad al deslizamiento que estos tipos de elementos de transmisión actúan como protección frente a sobrecargas.

1.3.1.2. Correas Trapeciales

Tal y como su nombre indica, este tipo de correas se caracterizan por tener un perfil en forma de trapecio. Comparándolas con las correas planas podemos obtener en cuanto a ventajas los siguientes puntos:

- Su capacidad de transmisión es hasta el triple que la de las poleas planas, por tanto, sobrecargan menos los ejes.
- Poseen un arranque más suave.
- Funcionan con ángulos de abrazamiento más pequeños.
- Pueden utilizarse varias correas funcionando en paralelo.
- Su deslizamiento es menor (normalmente inferior al 2 %).
- Su rendimiento puede alcanzar el 98 %.

Por contra, hay otros aspectos en los que este tipo de correas no mejora a las correas planas:

- Sólo pueden emplearse entre árboles paralelos.
- No pueden utilizarse en rangos de velocidades superiores a 50 m/s.
- Si no se realizan comprobaciones periódicas de la tensión, el rendimiento cae de manera significativa.

La clasificación de las correas trapeciales se realiza atendiendo a su sección transversal. Sobre esta, se marcan el tipo de correa y la longitud primitiva. Las secciones normalizadas (según ISO 4184:1992) más utilizadas son el perfil clásico y el perfil estrecho. Sus geometrías principales quedan detalladas en las tablas que se adjuntan a continuación.

Tabla 1.1: Geometrías de las correas trapeciales con perfil clásico

Perfil Clásico							
	Y	Z	A	B	C	D	E
b (mm)	6	10	13	17	22	32	38
b_p (mm)	5.3	8.5	11	14	19	27	32
h (mm)	4	6	8	11	14	19	25
β	40°	40°	40°	40°	40°	40°	40°

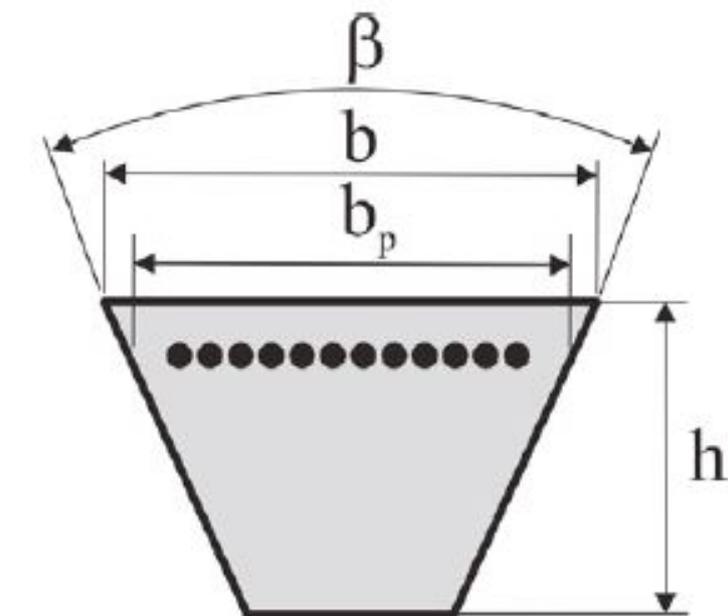


Figura 1.5: Geometría de correa trapecial de perfil clásico

Este tipo de perfil se puede utilizar en montajes donde la polea de menor tamaño es de tipo trapecial y la polea de mayor tamaño es plana.

Tabla 1.2: Geometría de las correas trapeciales con perfil estrecho

Perfil Estrecho				
	SPZ	SPA	SPB	SPC
b (mm)	9,7	12,7	16,3	22
b_p (mm)	8,5	11	14	19
h (mm)	8	10	13	18
β	40°	40°	40°	40°

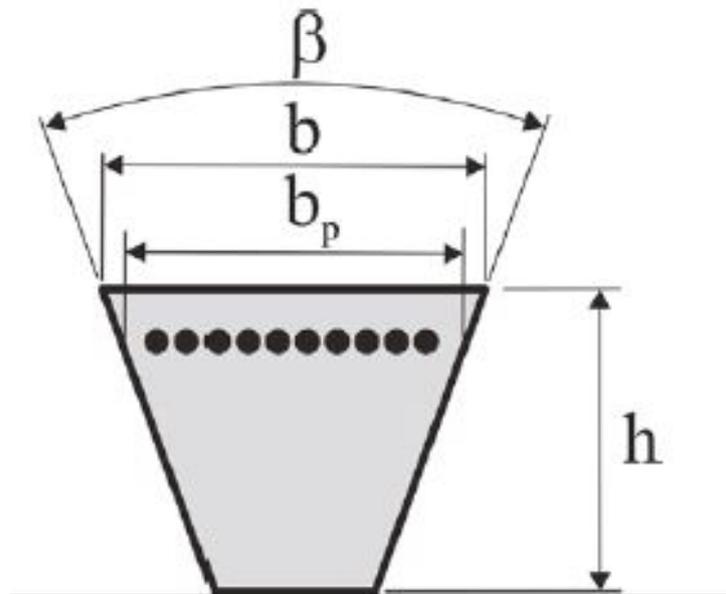


Figura 1.6: Geometría de correa trapecial de perfil estrecho

En las poleas utilizadas con correas trapeciales tanto de perfil clásico como estrecho, el ángulo de la garganta debe ser de 32°, 34°, 36° o 38°, según sea el valor del diámetro primitivo de la polea.

1.3.2. Transmisiones flexibles por engrane

1.3.2.1. Cadenas

Son empleadas entre árboles paralelos y son capaces de transmitir fuerzas mayores que las correas utilizando ángulos de abrazamiento menores y menor distancia entre ejes. El rendimiento de este tipo de transmisiones alcanza valores de un 97 hasta 98 %.

Las ventajas más destacables de las transmisiones por cadena son:

- Menor coste que los engranajes.

- La relación de transmisión no varña según la potencia transmitida.
- Varias ruedas pueden ser accionadas mediante una sola cadena.

Por otra parte, como inconvenientes destacan:

- La duración de las cadenas es limitada.
- No se pueden utilizar en aplicaciones de alta potencia.
- No son utilizables para aplicaciones con velocidades superiores a 15 m/s.
- El espacio requerido de instalación es elevado comparado con otras transmisiones.
- Es necesaria una correcta lubricación del sistema.
- No son capaces de trabajar elásticamente.
- Su coste es más elevado que el de las correas.

Durante el funcionamiento del sistema, los rodillos se apoyan sobre los huecos interdentales y la rueda es abrazada de forma poligonal, por tanto, la velocidad de la cadena a la salida de la rueda motriz no es uniforme. Este efecto pierde importancia para ruedas con un número de dientes superior o igual a 19.

De entre los diversos tipos de cadenas que se utilizan en la industria, las más utilizadas son las cadenas de rodillos y las cadenas dentadas.



Figura 1.7: Cadena de Rodillos simple y doble.



Figura 1.8: Cadena Dentada

En lo que respecta a la esperanza de vida de este tipo de transmisiones, el tiempo estimado de vida de una cadena debe estar alrededor de unas 15000 horas de funcionamiento.

En lo que a lubricación respecta, en la tabla 1.3 se muestran los distintos valores de viscosidad necesaria de lubricante según la temperatura ambiental.

Tabla 1.3: Variación de la viscosidad del lubricante necesaria según la temperatura ambiental.

Temperatura ambiente (°C)	Viscosidad SAE	ISO 3448
-5 a 5	20	46 a 68
5 a 40	30	100
40 a 50	40	150 a 220
50 a 60	50	320

1.3.2.2. Correas dentadas

Este tipo de correas se caracterizan por tener dientes en su a lo largo de su circunferencia.



Figura 1.9: Correa Dentada

Entre sus principales ventajas se encuentran:

- Ventajas similares a las cadenas.
- Además, se eliminan los problemas de lubricación.
- Son capaces de trabajar a velocidades superiores (hasta 60 m/s).
- Alcanzan rendimientos de hasta 98 %.
- Requieren menos mantenimiento que los otros tipos de correas.

- Las fuerzas de tracción son recogidas por cables de acero trenzado que están incrustados en el cuerpo de la correa de plástico. Estos cables son los responsables de que este tipo de correas tengan una buena flexibilidad y una gran resistencia contra el alargamiento longitudinal.
- Estas correas son capaces de trabajar a temperaturas de hasta 80°C.
- Las cargas en los cojinetes son reducidas debido al pequeño pretensado que precisan estas correas.

Entre sus desventajas destacan:

- Necesitan un mayor espacio que las cadenas para trabajar en las mismas condiciones de carga.
- Su funcionamiento genera más ruido que los otros tipos de correas.
- Son menos adecuadas para cargas de impacto que otras correas.
- Transmiten las vibraciones entre ejes.
- Puede aparecer un desgaste precoz en la superficie del dentado a causa de un mal pretensado.

1.3.3. Transmisiones por engranajes

Este tipo de transmisiones es el más utilizado en el ámbito industrial debido a su amplia variedad de posibilidades de uso. Existen infinitud de necesidades de potencias, velocidades y relaciones de transmisión que pueden ser cubiertas por este tipo de transmisiones.

De entre sus principales ventajas podemos destacar:

- Poseen una duración y una fiabilidad elevada.
- Su mantenimiento es reducido.
- Tienen una alta capacidad para soportar sobrecargas.
- Su rendimiento es muy elevado.
- La relación de transmisión en este tipo de transmisiones es constante e independiente de la carga.

En cambio, también podemos destacar algunas desventajas de estas transmisiones:

- Su coste de fabricación es superior a las transmisiones por correa y cadena.
- Su funcionamiento suele ser ruidoso.
- La elevada rigidez permite transmitir las vibraciones y choques por lo que se suele hacer necesario instalar acoplamientos elásticos para amortiguarlos.

Existen diversos tipos de transmisiones por engranajes, y entre las más comunes podemos destacar:

- Transmisiones por engranajes cilíndricos. Este tipo de transmisiones suele utilizarse entre árboles paralelos y son capaces de alcanzar una relación de transmisión de hasta $i = 8$ en cada etapa. El rendimiento en cada etapa suele variar entre un 96 y un 99 %. Podemos destacar dos tipos principales de engranajes cilíndricos:
 - Engranajes cilíndricos rectos. Este tipo de engranajes son más sencillos de fabricar, más baratos y más fáciles de engranar entre sí. Por contra, su funcionamiento es más ruidoso y los choques entre dientes son más severos.



Figura 1.10: Ejemplo de engrane de dos engranajes cilíndricos rectos.

- Engranajes cilíndricos helicoidales. Estos engranajes cilíndricos se caracterizan por tener un ángulo de tallado que suele variar entre los 15 y los 25°. Aunque son más costosos de fabricar, su funcionamiento silencioso permite que puedan utilizarse en una gran variedad de campos.



Figura 1.11: Ejemplo de engrane de dos engranajes cilíndricos helicoidales.

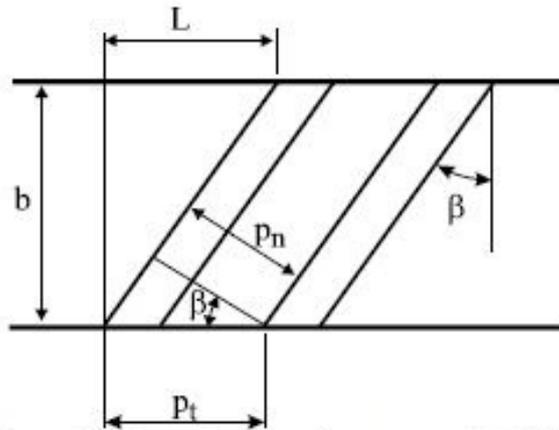


Figura 1.12: Geometría de un engranaje cilíndrico de dientes helicoidales.

- Transmisiones mediante engranajes cónicos. Este tipo de engranajes se utilizan cuando los árboles se cortan en un mismo plano, normalmente a 90° . Su relación de transmisión por etapa puede llegar a ser de hasta $i = 6$. En este tipo de engranajes existen tanto engranajes cónicos de dientes rectos como engranajes cónicos de dientes helicoidales y sus diferencias son las mismas que se han comentado anteriormente para los engranajes cilíndricos. Cabe destacar que cuando la exigencia es elevada se utiliza un dentado espirado.



Figura 1.13: Ejemplo de engrane entre dos engranajes cónicos de dientes rectos.



Figura 1.14: Ejemplo de engrane entre dos engranajes cónicos de dientes helicoidales.



Figura 1.15: Ejemplo de tallado en espiral de un engranaje cónico.

- Transmisión por engranajes cónicos hipoides. Este tipo de disposición tiene el piñón de ataque descentrado en lo que al eje de la corona respecta, lo que permite que los engranajes sean más resistentes. Este efecto, además, ayuda a un funcionamiento más silencioso. La lubricación de este tipo de engranajes debe realizarse mediante un aceite de extrema presión.

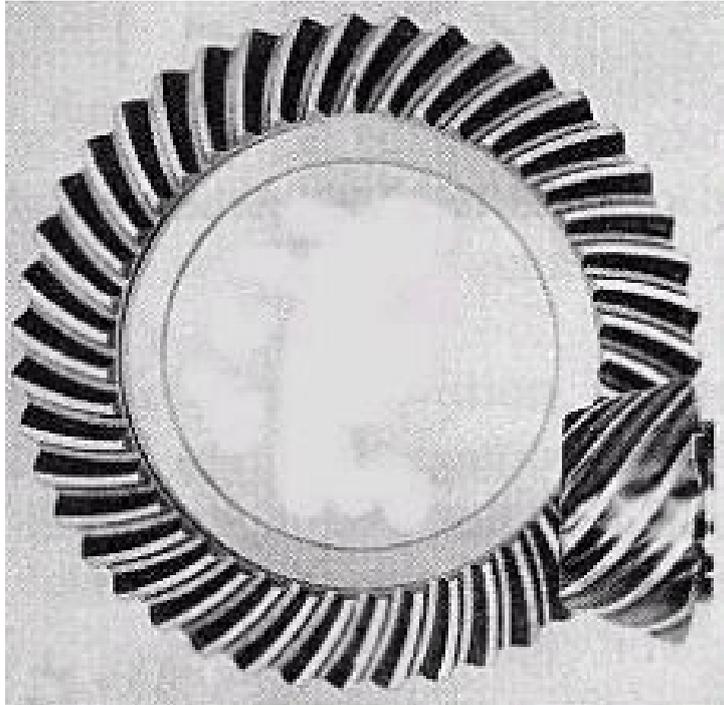


Figura 1.16: Ejemplo de engrane entre dos engranajes cónicos hipoides.

- Transmisión por piñón y tornillo sin fin. Estas transmisiones se utilizan en árboles cruzados (normalmente a 90°). Pueden llegar a conseguirse relaciones de transmisión de $1 \leq i \leq 100$ y los rendimientos varían desde un 45 hasta un 97%, siendo inversamente proporcional con el valor de la relación de transmisión.



Figura 1.17: Transmisión por tornillo sin fin.

- Transmisión por engranajes cilíndricos de dientes helicoidales cruzados. Este tipo de transmisión es raramente usada y se utiliza cuando los árboles de transmisión están cruzados y

con distancias cortas entre sí. Además solo pueden utilizarse para transmitir valores bajos de par ya que el contacto entre engranajes es puntual. En este tipo de transmisiones, el valor de la relación de transmisión puede variar entre $1 \leq i \leq 5$.



Figura 1.18: Transmisión por engranajes cilíndricos helicoidales cruzados.

1.3.4. Solución adoptada

Atendiendo a las necesidades de nuestra máquina motriz y arrastrada, la solución elegida es un reductor de velocidad de dos etapas formado por engranajes cilíndricos de dientes helicoidales con tres ejes:

- Un eje de entrada que estará conectado a la máquina motriz, en este caso, un motor eléctrico.
- Un eje intermedio, que conectará la rueda de la primera etapa con el piñón de la segunda etapa.
- Un eje de salida, que conectará la segunda etapa con la máquina arrastrada, en este caso, la bobina de un cabestrante.

En cuanto a la situación de los árboles, serán paralelos entre sí del Tipo B de la imagen 1.19. Se ha elegido esta disposición porque permite que el reductor se aloje en una carcasa más compacta.

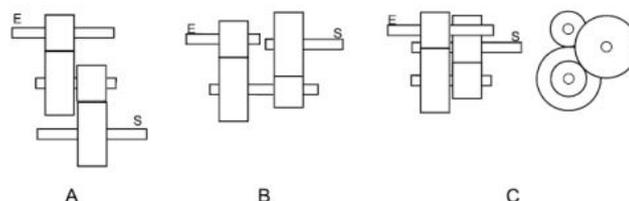


Figura 1.19: Ejemplo de las distintas disposiciones de los árboles en un reductor de dos etapas.

Además de esto cabe destacar que la unión de los elementos de transmisión al eje se realizarán mediante uniones a torsión, en este caso, mediante chavetas rectangulares y sus respectivos

chaveteros mecanizados tanto en el eje como en los engranajes.

Por lo que a la posición de los ejes respecta, los ejes tanto de entrada como de salida serán ejes fijos mientras que el eje intermedio será fijo en el extremo que coincide con la primera etapa y móvil en el extremo que coincide con la segunda etapa. Por otra parte, todos los ejes estarán sujetos a la carcasa mediante rodamientos de bolas.

Además de los elementos ya descritos, la fijación longitudinal de los elementos en los ejes se realizará mediante casquillos ya que estos no afectan el comportamiento del conjunto a fatiga.

1.4. Descripción detallada del reductor de velocidad

1.4.1. Datos de entrada

Los datos que nos definirán nuestro reductor es la aplicación para la que está destinado, que es el cabestrante de un puente grúa que debe poder elevar 2.5 toneladas a una velocidad de 0.2 m/s enrollando el cable en una bobina de diámetro 150 mm. Dados estos datos, el par de salida requerido son 1839.375 Nm, la velocidad angular del eje de salida debe ser 25 rpm, y consecuentemente la potencia requerida son 4815.47 W.

Dada la relación de velocidades de entrada y salida del reductor y según la ecuación 1.2, la relación de velocidades del reductor es de $i = 20$.

$$i = \frac{\omega_s}{\omega_e} \quad (1.2)$$

A partir de los requerimientos de la máquina arrastrada, se elige el accionamiento con las siguientes características:

- Tipo de accionamiento: Motor eléctrico de corriente alterna.
- Potencia: 5 kW
- Velocidad de giro nominal: 500 rpm
- Par motor: 95.49 Nm

A partir de esto y según la ecuación 1.3. rel. total, calcularemos la relación de transmisión para cada etapa según la ecuación 1.4.

$$i_{total} = i_{Etapa1} \cdot i_{Etapa2} \quad (1.3)$$

$$i_{Etapa1} = \sqrt{i_{total}} = 4.4721 \quad (1.4)$$

De este modo el par en el eje de entrada se calcularía tal y como indica la ecuación 1.5.

$$P = T_e \cdot \omega_e \rightarrow T_e = \frac{P}{\omega_e} = 95.493 Nm \quad (1.5)$$

A continuación, calcularemos el par en el eje intermedio mediante la ecuación 1.6 y, por último, para calcular el par en el eje de salida utilizaremos la ecuación 1.7.

$$T_{int} = T_e \cdot i_{Etapa1} = 420.20 Nm \quad (1.6)$$

$$T_{sal} = T_e \cdot i_{total} = 1911.18 Nm \quad (1.7)$$

1.4.2. Dimensionado previo de ejes

Una vez calculado el par al que estará sometido cada eje, nos dispondremos a realizar un primer dimensionado de los ejes mediante el criterio de rigidez torsional. Este criterio establece que la deflexión torsional debe ser $<1^\circ/\text{m}$ (o $1/20 \cdot d$) en árboles de maquinaria y transmisiones. Para calcular el diámetro mínimo utilizaremos la ecuación 1.8.

$$\theta = \frac{32 \cdot T \cdot L}{\pi \cdot d^4 \cdot G} \rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T \cdot L}{\pi \cdot \theta \cdot G}} \quad (1.8)$$

Los resultados de los diámetros estimados se presentan en la tabla 1.4

Tabla 1.4: Tabla de pre-dimensionado de ejes

Eje	$\omega(\text{r.p.m.})$	$T(\text{Nm})$	$d_{\min}(\text{mm})$		$d_{\text{elegido}}(\text{mm})$
			$1/m$	$1/20 \cdot d$	
Entrada	500.00	95.49	28.80	23.96	30.00
Intermedio	111.76	427.21	41.89	39.49	42.00
Salida	25.00	1909.86	60.91	65.05	70.00

1.4.3. Dimensionado de los diámetros de los engranajes

Una vez obtenido el diámetro previo de los ejes mediante rigidez torsional, nos dispondremos a calcular el diámetro de los engranajes. Primeramente, estimaremos el valor del diámetro de la circunferencia primitiva de los piñones, y , posteriormente, obtendremos el diámetro de las ruedas mediante la relación de transmisión.

Debemos tener en cuenta que el diámetro del piñón no puede ser excesivamente pequeño ya que hemos propuesto que la unión a torsión de los engranajes al eje se realice mediante chavetas. Si la circunferencia primitiva fuese demasiado pequeña aparece el riesgo de que la circunferencia base quede demasiado próxima al fondo del chavetero, y, por tanto, se debilite el engranaje tal y como puede apreciarse en la figura 1.20.

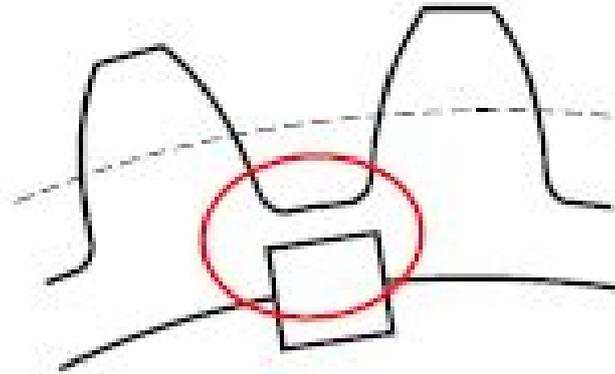


Figura 1.20: Ejemplo de un engranaje afectado por el chavetero

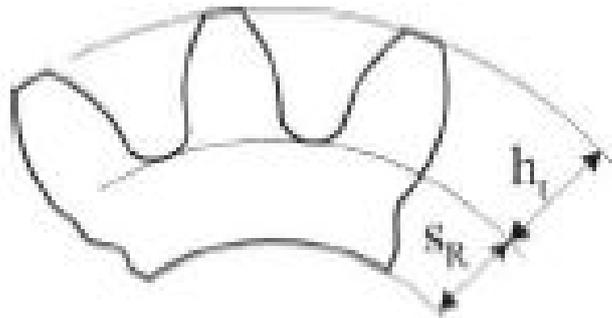


Figura 1.21: Esquema de la altura de diente y espesor de la circunferencia base de un engranaje

Vistos este tipo de ejemplos, es conveniente determinar un diámetro mínimo de la circunferencia primitiva para cada piñón del reductor, para ello, tendremos en cuenta las geometrías estándar de las chavetas y chaveteros, concretamente la profundidad h_2 en el cubo del chavetero. En la ecuación 1.9, se define el diámetro mínimo de la circunferencia primitiva de un engranaje para realizar una unión a torsión por chavetas. Esta ecuación considera que la diferencia de radios mínima (S_R) debe ser, al menos, 1.2 veces la altura total del diente h_t . Sustituyendo en función del módulo queda:

$$d_1 = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 2 \cdot S_R + 2 \cdot 1.25 \cdot m_n = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 7.9m_n \quad (1.9)$$

Se definen también, en este momento los ángulos primitivo $\alpha = 20^\circ$ y de inclinación del diente $\beta = 20^\circ$.

A partir del diámetro mínimo de la circunferencia de los piñones, se elige el módulo, (de entre los módulos estandarizados de la tabla 1.5) de cada etapa de transmisión según los siguientes criterios de validación:

- Para reducir costes, el número máximo de dientes tallados en un engranaje no debe superar los 100 dientes.
- No debe producirse interferencia². Este fenómeno en engranajes cilíndricos de dientes helicoidales viene dado por la siguiente ecuación:

$$z_{min} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t} \quad (1.10)$$

- La distancia entre centros debe ser mínima.

Tabla 1.5: Módulos estandarizados para dientes de perfil de evolvente.

m	0.5	0.6	0.8	1	1.3	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
---	-----	-----	-----	---	-----	-----	---	-----	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

Una vez se elige el módulo, se calcula el número de dientes del piñón (z_1) según la ecuación 1.11.

$$z_1^* = \frac{d_1^{min}}{m_{Etapa1}} \rightarrow z_1 = z_1^* \text{ redondeado al siguiente entero.} \quad (1.11)$$

Posteriormente, utilizando la relación de transmisión calculada en la ecuación 1.4 y el número de dientes calculado en la 1.11, obtendremos el número de dientes de la rueda según la ecuación 1.12.

$$z_2^* = z_1 \cdot i_{Etapa1} \rightarrow z_2 = \text{redondear } z_2^* \quad (1.12)$$

Una vez obtenidos los valores reales de los dientes procedemos a calcular la relación definitiva de velocidades de cada etapa tal como indica la ecuación 1.13.

$$i_{Etapa n} = \frac{z_{rueda}}{z_{pinon}} \quad (1.13)$$

Por último, calcularemos también la distancia entre centros ya que hemos elegido este parámetro como criterio de validez con la ecuación a continuación expuesta:

$$D_{centros} = \frac{m_{etapa}}{2} \cdot (z_{pinon} + z_{rueda}) \quad (1.14)$$

En las tablas 1.6 y 1.7 se resumen los resultados obtenidos de los cálculos geométricos y la opción elegida para la primera y segunda etapa, respectivamente.

²Fenómeno en el cual la circunferencia de cabeza intersecta a la línea de acción más allá de los puntos de interferencia.

Tabla 1.6: Cálculos geométricos de la primera etapa

m	d_{pin*}	z_1^*	z_1	d_{pin}	z_2^*	z_2	d_{rueda*}	i_{real}	$D_c(mm)$	¿Vale?
1	44.5	41.8	42	44.7	187.8	188	188.0	4.48	116.3	>100 D
1.25	46.5	34.9	35	46.6	156.5	157	208.8	4.49	127.7	>100 D
1.5	48.5	30.4	31	49.5	138.6	139	221.9	4.48	135.7	>100 D
2	52.4	24.6	25	53.2	111.8	112	238.4	4.48	145.8	>100 D
2.5	56.4	21.2	22	58.5	98.4	98	260.7	4.45	159.6	DIV.COM.
3	60.3	18.9	19	60.7	85.0	85	271.4	4.47	166.0	VALE
4	68.2	16.0	17	72.4	76.0	76	323.5	4.47	197.9	VALE
5	76.1	14.3	15	79.8	67.1	67	356.5	4.47	218.2	INTER
6	84.0	13.2	14	89.4	62.6	63	402.3	4.50	245.8	INTER
8	99.8	11.7	12	102.2	53.7	54	459.7	4.50	280.9	INTER
10	115.6	10.9	11	117.1	49.2	49	521.4	4.45	319.3	INTER
12	131.4	10.3	11	140.5	49.2	49	625.7	4.45	383.1	INTER
16	163.0	9.6	10	170.3	44.7	45	766.2	4.50	468.2	INTER

Tabla 1.7: Resumen de cálculos geométricos de la segunda etapa

m	d_{pin*}	z_1^*	z_1	d_{pin}	z_2^*	z_2	d_{rueda*}	i_{real}	$D_c(mm)$	¿Vale?
1	56.5	53.1	54	57.5	241.4	241	256.5	4.46	157.0	>100 D
1,25	1036.1	7.8	8	1064.2	35.8	36	4788.8	4.50	2926.5	>100 D
1,5	60.5	37.9	38	60.7	169.9	170	271.4	4.47	166.0	>100 D
2	64.4	30.3	31	66.0	138.6	139	295.8	4.48	180.9	>100 D
2,5	68.4	25.7	26	69.2	116.2	116	308.6	4.46	188.9	>100 D
3	72.3	22.6	23	73.4	102.8	103	328.8	4.48	201.1	>100 D
4	80.2	18.8	19	80.9	84.9	85	361.8	4.47	221.3	VALE
5	88.1	16.6	17	90.5	76.0	76	404.4	4.47	247.4	VALE
6	96.0	15.0	16	102.2	71.5	72	459.7	4.50	280.9	VALE
8	111.8	13.1	14	119.2	62.6	63	536.3	4.50	327.8	INTER
10	127.6	12.0	12	127.7	53.6	54	574.7	4.50	351.2	INTER
12	143.4	11.2	12	153.2	53.6	54	689.6	4.50	421.4	INTER
16	175.0	10.3	11	187.3	49.2	49	834.3	4.45	510.8	INTER

Una vez elegidos los módulos y definidas las geometrías de ambas etapas, calcularemos la relación de transmisión real según la ecuación 1.15.

$$i_{Total} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 20.01 \quad (1.15)$$

El resumen de estos datos queda reflejado en la tabla 1.8:

Tabla 1.8: Resumen de los cálculos previos de la primera y segunda etapa.

Eje	ω	T	$d_{rigideztorsional}$
Entrada	52.36 rad/s	95.492	30 mm
Intermedio	11.70 rad/s	420.2	42 mm
Salida	2.62 rad/s	1911.18	70 mm

1.4.4. Dimensionado del ancho de engranajes

Después de haber elegido ya los módulos de los engranajes y, con los datos de entrada mencionados en el punto 1.4.1, nos disponemos a calcular la anchura de los engranajes y para ello el primer paso a seguir será definir el coeficiente de seguridad por fallo superficial X_h , que en nuestro caso adquirirá un valor de 2.5. Cabe destacar que los cálculos se realizarán basándonos en el engranaje más desfavorable de cada etapa, el piñón y que supondremos el mismo ancho para ambos engranajes de cada etapa.

A continuación elegiremos el material del que se van a fabricar los engranajes, pero atendiendo a las siguientes necesidades:

- El material será el mismo para todos los engranajes con el fin de abaratar costes de producción.
- El tamaño deberá ser lo más compacto posible.

Atendiendo a las características descritas, el material elegido ha sido el acero aleado moldeado y templado G42CrMo4.

Paralelamente a la elección del material también se deberá realizar la elección del lubricante a utilizar, que en nuestro caso será el lubricante sintético Super Tauro PAG 680 de la marca Repsol. Las características de este lubricante se detallan en la imagen a continuación:

SUPER TAURO PAG 							
Lubricante sintético de altas prestaciones, para sistemas que requieran muy alto nivel de resistencia a la oxidación y capacidad de carga. Superan los requisitos solicitados por Flender.							
GRADO ISO	Viscosidades			Punto de		FZG escalón min.	Nivel de calidad DIN 51517/ ISO 6743/6
	cSt (40 °C)	cSt (100 °C)	Índice de Viscosidad	Congelación [°C]	Inflamación [°C]		
150	150	25,3	202	-39	260	12	CLP/CKS
220	220	32,5	193	-33	294	12	CLP/CKS
320	320	43,9	196	-36	296	12	CLP/CKS
460	460	67,6	225	-36	286	12	CLP/CKS
680	680	122,0	272	-30	287	12	CLP/CKS
1000	1000	165,0	284	-27	296	12	CLP/CKS

Figura 1.22: Tabla resumen de las principales características de los lubricantes de la serie Super Tauro PAG de la marca Repsol. Encuadrado en rojo, está el lubricante seleccionado para nuestro reductor de velocidad.

Una vez tenemos seleccionado el material, el lubricante y definido nuestro valor de coeficiente de seguridad por fallo superficial, despejamos la tensión alternante por fallo superficial de la ecuación 1.16:

$$X_H = \left(\frac{S_{HFP}}{\sigma_H} \right)^2 \quad (1.16)$$

Una vez obtenido el valor de la tensión alternante, obtendremos el valor del ancho de engraje b iterando en la ecuación 1.17³

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \frac{1+i}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad (1.17)$$

Una vez obtenido el valor de b , debemos calcular tensión alternante a flexión mediante la ecuación 1.18:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_{sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (1.18)$$

A continuación mediante la ecuación 1.19, calculamos el coeficiente de seguridad a flexión del diente, y comprobamos que $X_F > X_H$.

³Los valores de los distintos coeficientes calculados así como los distintos valores tomados de tablas se explicarán de manera más extensa en el A

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad (1.19)$$

Por último, debemos comprobar que el valor de b obtenido se encuentra en el rango marcado por la ecuación 1.20:

$$0.5 \cdot d_1 \leq b \leq 2 \cdot d_1 \quad (1.20)$$

A continuación se adjuntan varias tablas resumen con los resultados de los cálculos de los distintos coeficientes para ambas etapas:

1.4.4.1. Etapa 1

Tabla 1.9: Geometría del dentado de la primera etapa.

Geometria dentado			
α_t	21.17	$^{\circ} \rightarrow$	0.3695 rad
β_b	18.75	$^{\circ} \rightarrow$	0.3272 rad
m_t	3.19		
b_{ini}	60.658133	mm	
h_t	6.750	mm	\rightarrow altura diente
h_2	3.3	mm	\rightarrow h chavetero
S_R	8.28	mm	
S_R/h_t	1.23		

Tabla 1.10: Datos generales de la primera etapa

Datos generales			
z_1	19 dientes	d_{1real}	60.66 mm
z_2	85 dientes	d_{2real}	271.37 mm
z_{1v}	22.90 dientes	D_c	166.01 mm
z_{2v}	102.44 dientes	Par (T)	95.49 N/m
F_{tang}	3148.56 N	$V_{z1}/100R$	0.294 m/s
V_{tang}	1.59 m/s	i_{real}	4.4737

Tabla 1.11: Resumen del cálculo del ancho de engranaje según la seguridad a fallo superficial de la Primera Etapa

Coeficientes de tensión a fallo superficial	
Z_H	2.37
Z_E	$189.81 (N/mm^2)^{0,5}$
Z_ϵ	0.78
Z_β	1.03
K_A	1
K_v	1.044
$K_{H\beta}$	1.156
$K_{H\alpha}$	1
b_H	32.59 \rightarrow 33 mm

1.4.4.2. Etapa 2

Tabla 1.12: Geometría del dentado de la segunda etapa.

Geometria dentado			
α_t	21.17	$^\circ \rightarrow$	0.3695 rad
β_b	18.75	$^\circ \rightarrow$	0.3272 rad
m_t	4.26		
b_{ini}	80.87751	mm	
h_t	9.000	mm	\rightarrow altura diente
h_2	3.3	mm	\rightarrow h chavetero
S_R	11.14	mm	
S_R/h_t	1.24		

Tabla 1.13: Datos generales de la segunda etapa

Datos generales			
z_1	19 dientes	d_{1real}	80.88 mm
z_2	85 dientes	d_{2real}	361.82 mm
z_{1v}	22.90 dientes	D_c	221.35 mm
z_{2v}	102.44 dientes	Par (T)	427.21 N/m
F_{tang}	10564.26 N	$V_{z1}/100R$	0.088 m/s
V_{tang}	0.47 m/s	i_{real}	4.4737

Tabla 1.14: Resumen del cálculo del ancho de engranaje según la seguridad a fallo superficial de la Segunda Etapa

Coefficientes de tensión a fallo superficial	
Z_H	2.37
Z_E	$189.81 (N/mm^2)^{0,5}$
Z_ε	0.78
Z_β	1.03
K_A	1
K_v	1.012
$K_{H\beta}$	1.377
$K_{H\alpha}$	1
b_H	98.30 \rightarrow 99 mm

1.4.5. Estudio de solicitaciones en los ejes

Como ya se ha comentado anteriormente, se procederá a estudiar únicamente el sentido de giro del reductor en el cual se está elevando la carga ya que es el sentido de giro más desfavorable.

Cabe destacar que cuando la carga está descendiendo, las fuerzas van en las mismas direcciones (y diferente sentido) pero tienen un valor menor ya que el reductor en este caso actúa como freno.

En este apartado se van a determinar las reacciones en los apoyos de los ejes, así como los diagramas de fuerzas y momentos en cada uno de los ejes.

1.4.5.1. Eje de entrada

En la siguiente imagen podemos observar el diagrama de acciones en el plano XY que debe soportar el eje de entrada, lo que nos permitirá calcular las reacciones en los apoyos del eje, y, con estas obtendremos los diagramas de solicitaciones:

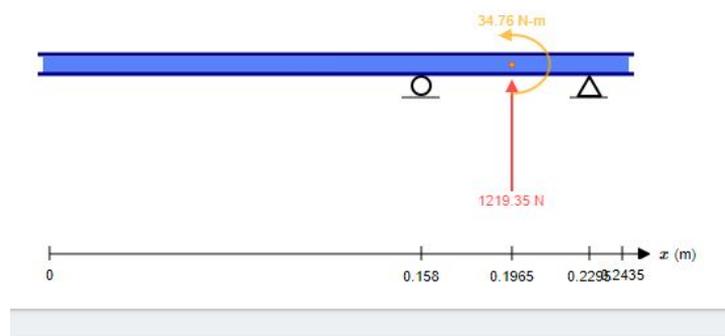


Figura 1.23: Esquema de distribución de cargas en el plano XY del eje de entrada

Mediante el cálculo de las reacciones en los apoyos obtenemos:

Tabla 1.15: Resultado del cálculo de las reacciones en los apoyos del eje de entrada en el plano XY

Reacción en apoyo izquierdo	-76.68 N
Reacción en apoyo derecho	-1142.67 N

A partir de estas reacciones obtendremos el diagrama de momentos flectores que se muestra a continuación:

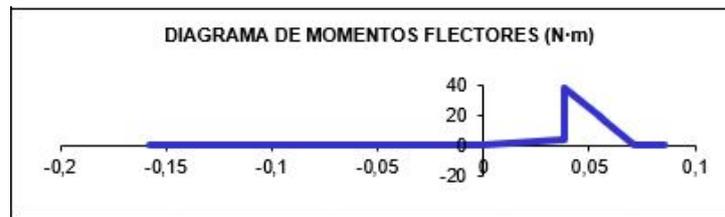


Figura 1.24: Diagrama momento flector Eje de entrada Plano XY

A continuación realizaremos los mismos cálculos para el plano XZ.

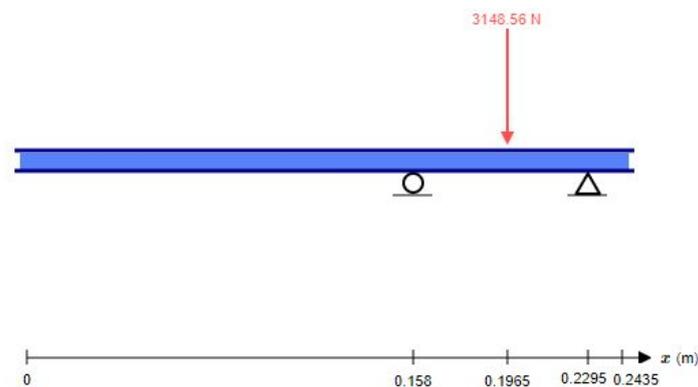


Figura 1.25: Esquema de distribución de cargas en el plano XZ del eje de entrada

Mediante el cálculo de las reacciones en los apoyos obtenemos:

Tabla 1.16: Resultado del cálculo de las reacciones en los apoyos del eje de entrada en el plano XZ

Reacción en apoyo izquierdo	1453.18 N
Reacción en apoyo derecho	1695.38 N

A partir de estas reacciones obtendremos el diagrama de momentos flectores que se muestra a continuación:

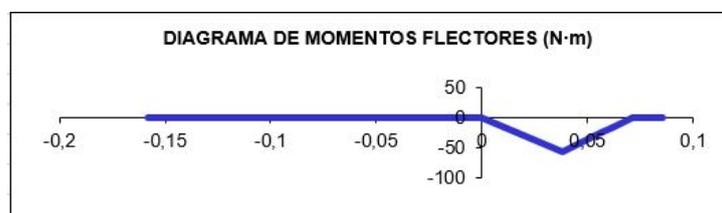


Figura 1.26: Diagrama momento flector Eje de entrada Plano XZ

Una vez calculadas las reacciones y obtenidos los diagramas de solicitaciones se van a calcular las tensiones a las que está sometido el eje y se va a comprobar que cumple los criterios de deflexión lateral y de deformación angular.

Para el cálculo del cumplimiento de estos criterios se ha dividido el eje en las secciones que se presentan en la siguiente imagen:

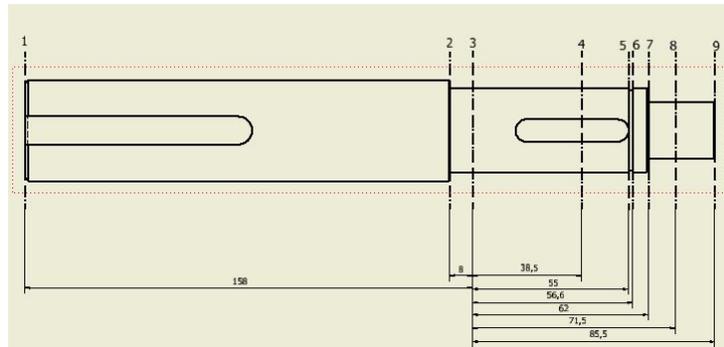


Figura 1.27: Esquema de las secciones críticas del eje de entrada

A partir de los datos del cálculo de las solicitaciones, del diámetro del eje y del módulo de elasticidad del material se calcula la deflexión lateral y la deformación angular.

En las siguientes gráficas se presentan los resultados obtenidos para el plano XY:

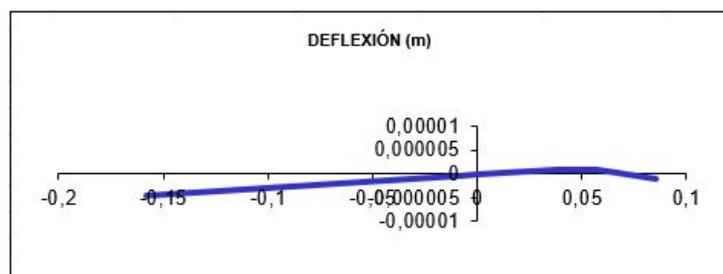


Figura 1.28: Gráfico de la deflexión lateral en el plano XY del eje de entrada

Como podemos observar en la imagen 1.28, la magnitud de los valores es del orden de $10^{-6}m$, por tanto, éste criterio no va a afectar a la seguridad de funcionamiento del reductor.

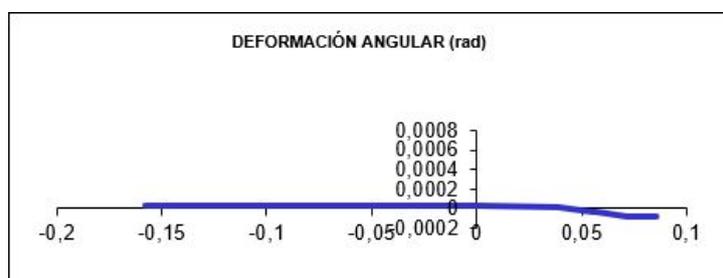


Figura 1.29: Gráfica de la deformación angular en el plano XY del eje de entrada

Como podemos observar en esta gráfica, no se supera el límite de seguridad establecido para la deflexión torsional ya que esta no rompe en ningún momento la siguiente condición:

$$Def.angular < \frac{1^\circ}{20 \cdot d} \quad (1.21)$$

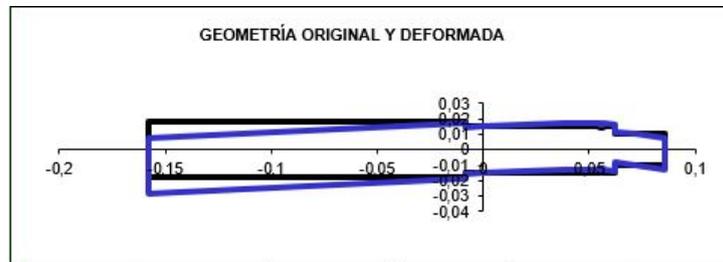


Figura 1.30: Comparativa de la geometría original del eje de entrada vs geometría deformada en el plano XY

A continuación se muestran también estas mismas gráficas para los resultados obtenidos en el plano XZ del eje de entrada:

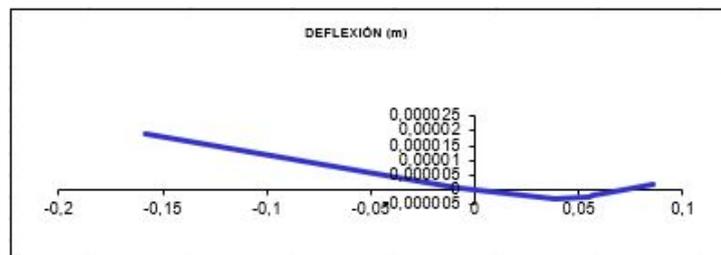


Figura 1.31: Gráfico de la deflexión lateral en el plano XZ del eje de entrada

Como podemos observar en la imagen 1.28, la magnitud de los valores es del orden de $10^{-6}m$, por tanto, éste criterio no va a afectar a la seguridad de funcionamiento del reductor.

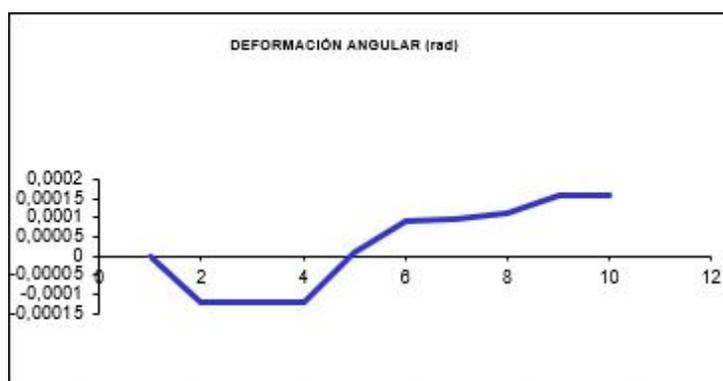


Figura 1.32: Gráfica de la deformación angular en el plano XZ del eje de entrada

Como podemos observar en esta gráfica, no se supera el límite de seguridad establecido para la deflexión torsional ya que esta no rompe en ningún momento la siguiente condición:

$$Def.angular < \frac{1^\circ}{20 \cdot d} \quad (1.22)$$

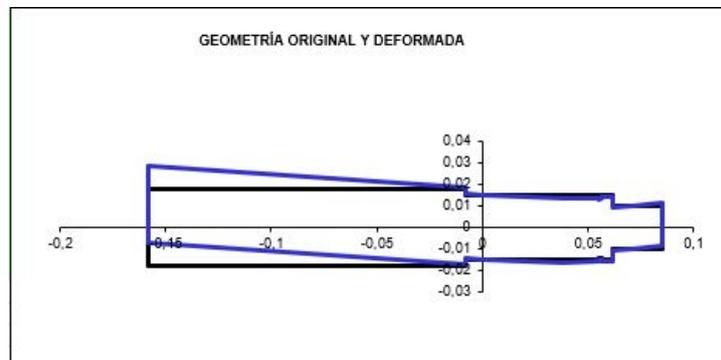


Figura 1.33: Comparativa de la geometría original del eje de entrada vs geometría deformada en el plano XZ

1.4.5.2. Eje intermedio

En la siguiente imagen podemos observar el diagrama de acciones en el plano XY que debe soportar el eje intermedio, lo que nos permitirá calcular las reacciones en los apoyos del eje, y, con estas obtendremos los diagramas de solicitaciones:

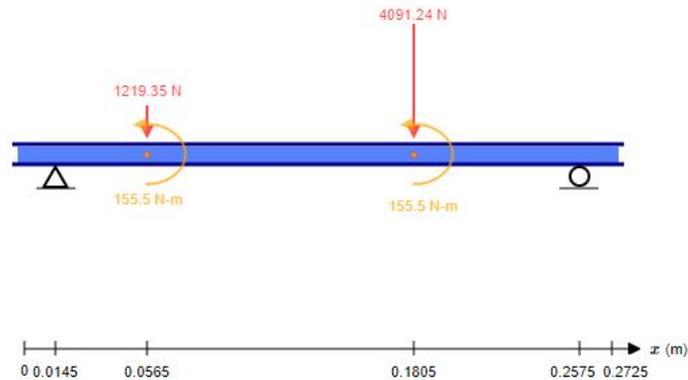


Figura 1.34: Esquema de distribución de cargas en el plano XY del eje intermedio

Mediante el cálculo de las reacciones en los apoyos obtenemos:

Tabla 1.17: Resultado del cálculo de las reacciones en los apoyos del eje intermedio en el plano XY

Reacción en apoyo izquierdo	3584.79 N
Reacción en apoyo derecho	1725.80 N

A partir de estas reacciones obtendremos el diagrama de momentos flectores que se muestra a continuación:

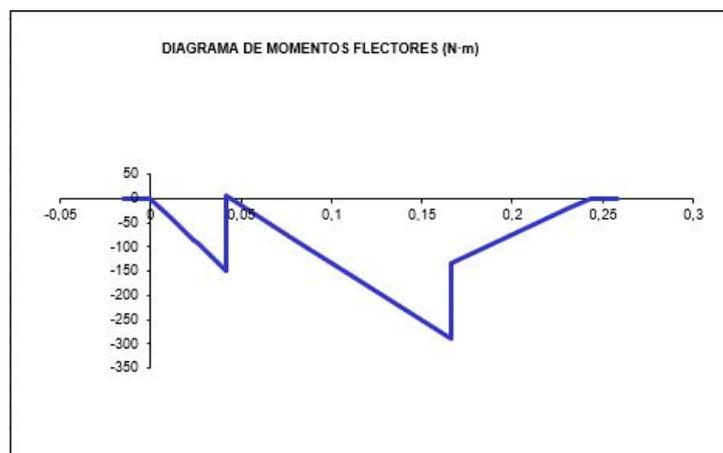


Figura 1.35: Diagrama momento flector Eje intermedio Plano XY

A continuación realizaremos los mismos cálculos para el plano XZ.

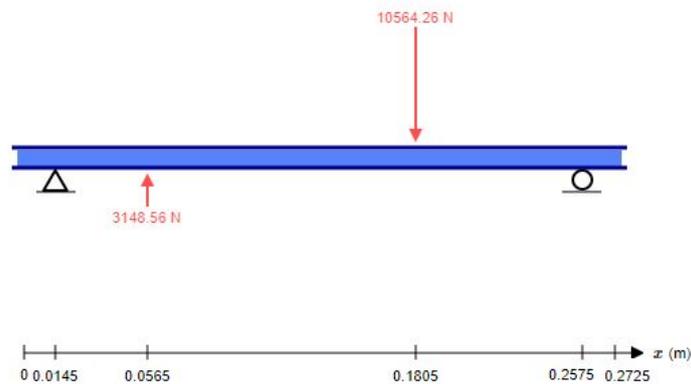


Figura 1.36: Esquema de distribución de cargas en el plano XZ del eje intermedio

Mediante el cálculo de las reacciones en los apoyos obtenemos:

Tabla 1.18: Resultado del cálculo de las reacciones en los apoyos del eje intermedio en el plano XZ

Reacción en apoyo izquierdo	743.16 N
Reacción en apoyo derecho	6672.54 N

A partir de estas reacciones obtendremos el diagrama de momentos flectores que se muestra a continuación:

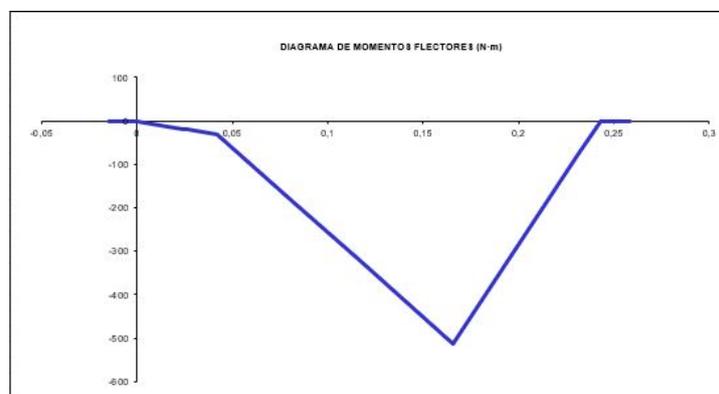


Figura 1.37: Diagrama momento flector Eje intermedio Plano XZ

Una vez calculadas las reacciones y obtenidos los diagramas de solicitaciones se van a calcular las tensiones a las que está sometido el eje y se va a comprobar que cumple los criterios de deflexión lateral y de deformación angular.

Para el cálculo del cumplimiento de estos criterios se ha dividido el eje en las secciones que se presentan en la siguiente imagen:

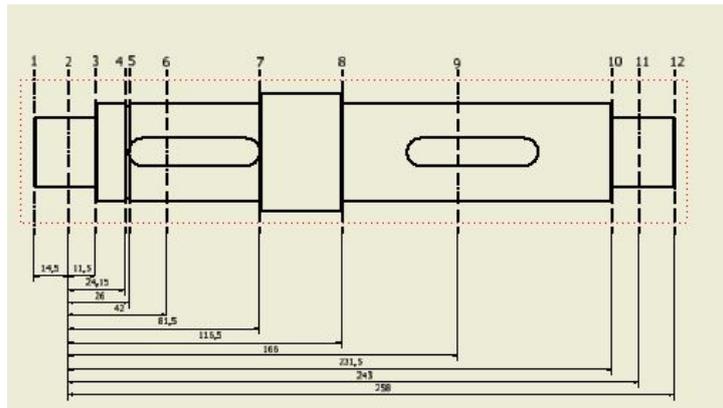


Figura 1.38: Esquema de las secciones críticas del eje intermedio

A partir de los datos del cálculo de las solicitaciones, del diámetro del eje y del módulo de elasticidad del material se calcula la deflexión lateral y la deformación angular.

En las siguientes gráficas se presentan los resultados obtenidos para el plano XY:

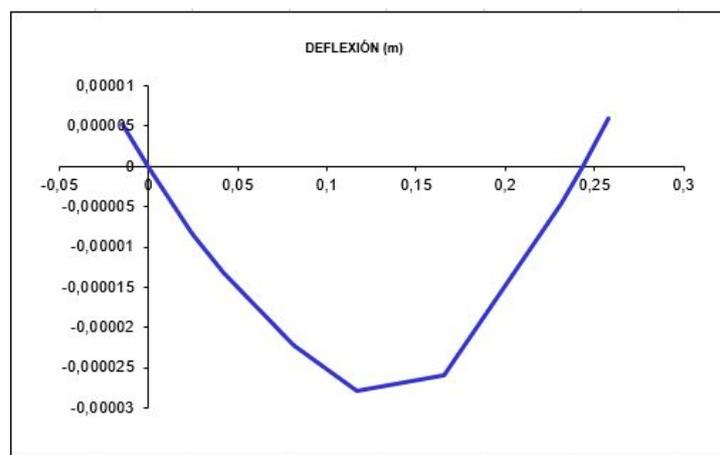


Figura 1.39: Gráfico de la deflexión lateral en el plano XY del eje intermedio

Como podemos observar en la imagen 1.28, la magnitud de los valores es del orden de $10^{-6}m$, por tanto, éste criterio no va a afectar a la seguridad de funcionamiento del reductor.

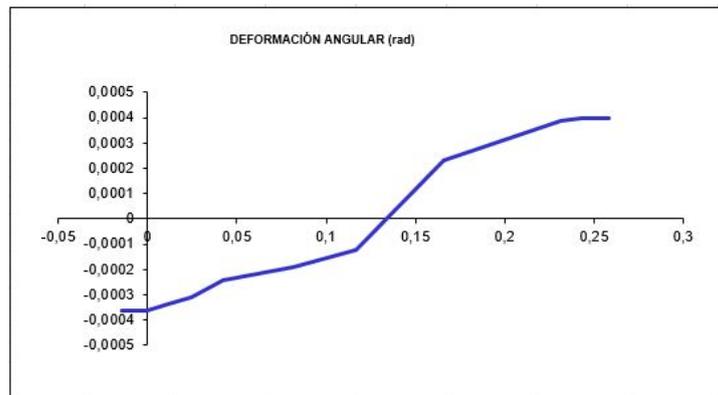


Figura 1.40: Gráfica de la deformación angular en el plano XY del eje intermedio

Como podemos observar en esta gráfica, no se supera el límite de seguridad establecido para la deflexión torsional ya que esta no rompe en ningún momento la siguiente condición:

$$Def.angular < \frac{1^\circ}{20 \cdot d} \quad (1.23)$$

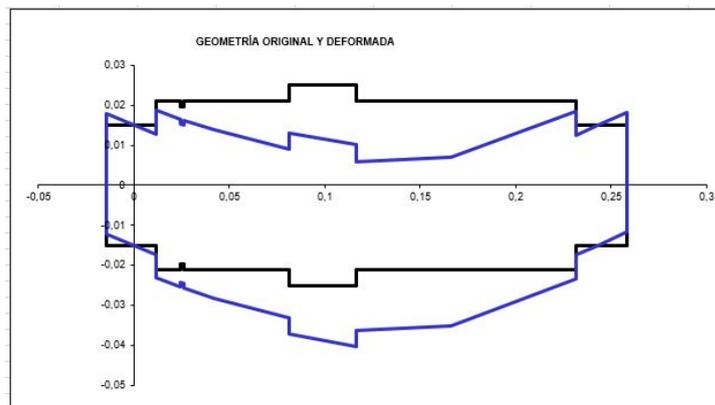


Figura 1.41: Comparativa de la geometría original del eje intermedio vs geometría deformada en el plano XY

A continuación se muestran también estas mismas gráficas para los resultados obtenidos en el plano XZ del eje intermedio:

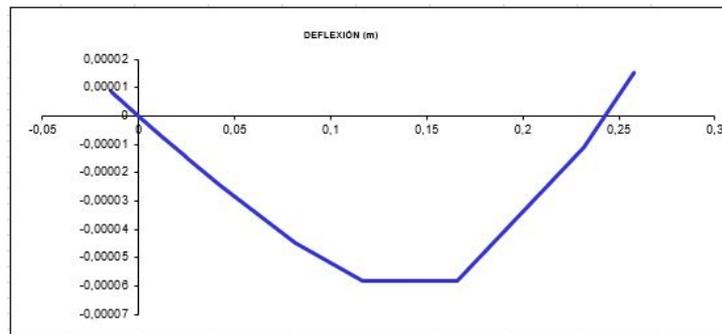


Figura 1.42: Gráfico de la deflexión lateral en el plano XZ del eje intermedio

Como podemos observar en la imagen 1.28, la magnitud de los valores es del orden de $10^{-6}m$, por tanto, éste criterio no va a afectar a la seguridad de funcionamiento del reductor.

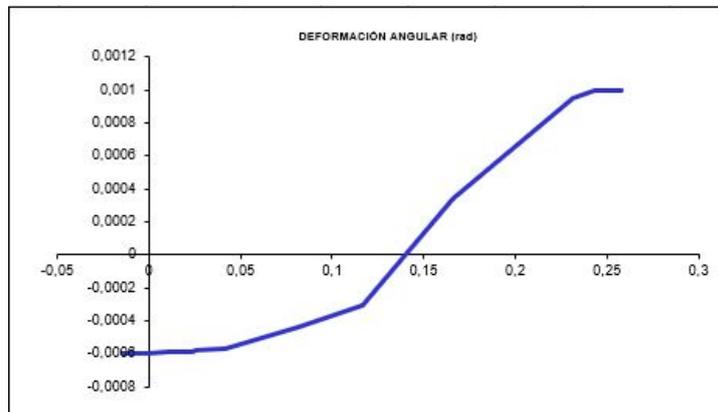


Figura 1.43: Gráfica de la deformación angular en el plano XZ del eje intermedio

Como podemos observar en esta gráfica, no se supera el límite de seguridad establecido para la deflexión torsional ya que esta no rompe en ningún momento la siguiente condición:

$$Def. angular < \frac{1^\circ}{20 \cdot d} \quad (1.24)$$

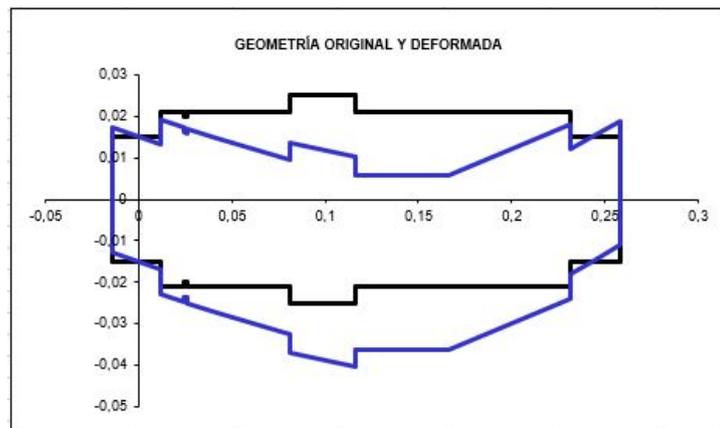


Figura 1.44: Comparativa de la geometría original del eje intermedio vs geometría deformada en el plano XZ

1.4.5.3. Eje de salida

En la siguiente imagen podemos observar el diagrama de acciones en el plano XY que debe soportar el eje de salida, lo que nos permitirá calcular las reacciones en los apoyos del eje, y, con estas obtendremos los diagramas de solicitaciones:

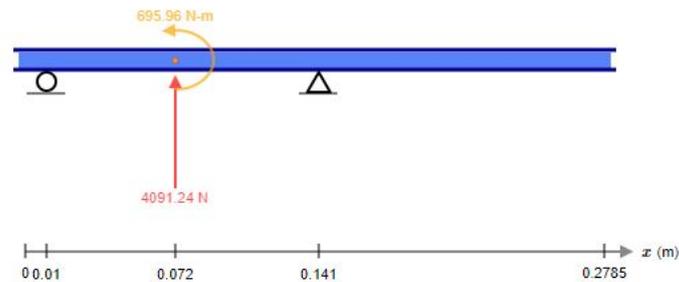


Figura 1.45: Esquema de distribución de cargas en el plano XY del eje de salida

Mediante el cálculo de las reacciones en los apoyos obtenemos:

Tabla 1.19: Resultado del cálculo de las reacciones en los apoyos del eje de salida en el plano XY

Reacción en apoyo izquierdo	3157.74 N
Reacción en apoyo derecho	-7248.98 N

A partir de estas reacciones obtendremos el diagrama de momentos flectores que se muestra a continuación:

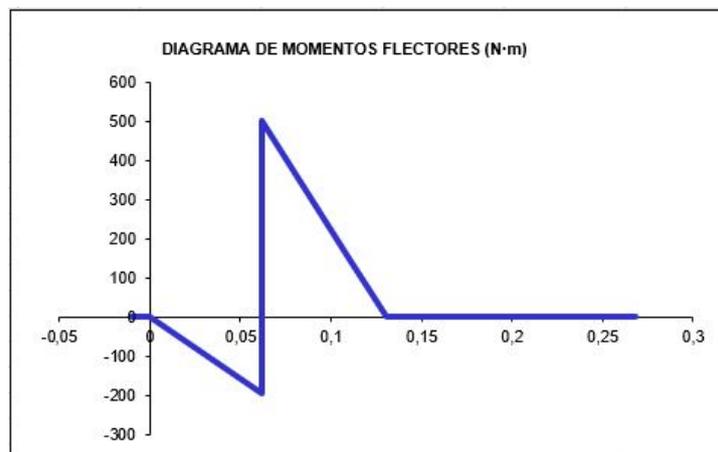


Figura 1.46: Diagrama momento flector Eje de salida Plano XY

A continuación realizaremos los mismos cálculos para el plano XZ.

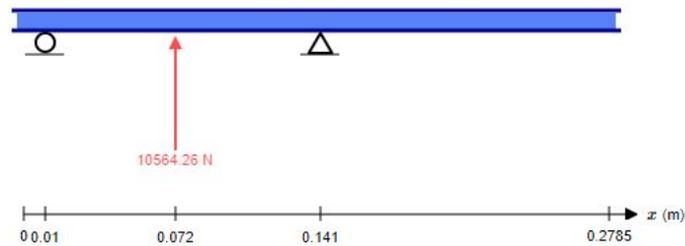


Figura 1.47: Esquema de distribución de cargas en el plano XZ del eje de salida

Mediante el cálculo de las reacciones en los apoyos obtenemos:

Tabla 1.20: Resultado del cálculo de las reacciones en los apoyos del eje de salida en el plano XZ

Reacción en apoyo izquierdo	-5564.38 N
Reacción en apoyo derecho	-4999.88 N

A partir de estas reacciones obtendremos el diagrama de momentos flectores que se muestra a continuación:

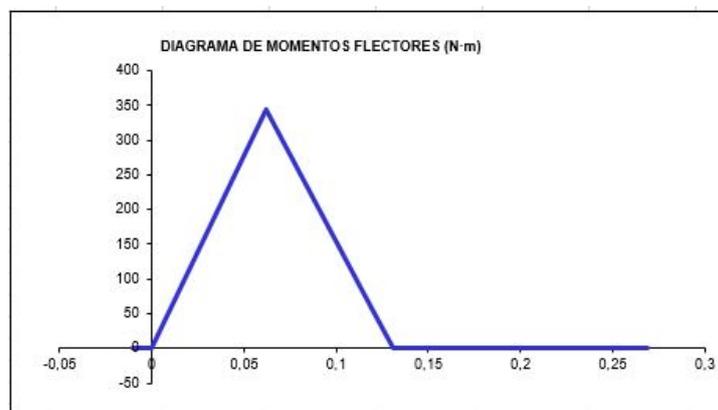


Figura 1.48: Diagrama momento flector Eje de salida Plano XZ

Una vez calculadas las reacciones y obtenidos los diagramas de solicitaciones se van a calcular las tensiones a las que está sometido el eje y se va a comprobar que cumple los criterios de deflexión lateral y de deformación angular.

Para el cálculo del cumplimiento de estos criterios se ha dividido el eje en las secciones que se presentan en la siguiente imagen:

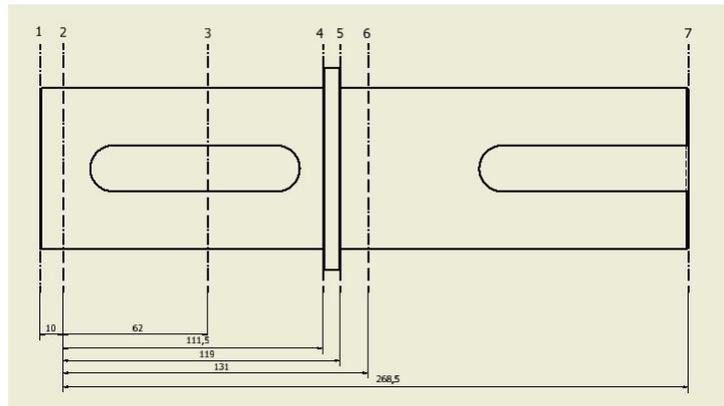


Figura 1.49: Esquema de las secciones críticas del eje de salida

A partir de los datos del cálculo de las solicitaciones, del diámetro del eje y del módulo de elasticidad del material se calcula la deflexión lateral y la deformación angular.

En las siguientes gráficas se presentan los resultados obtenidos para el plano XY:

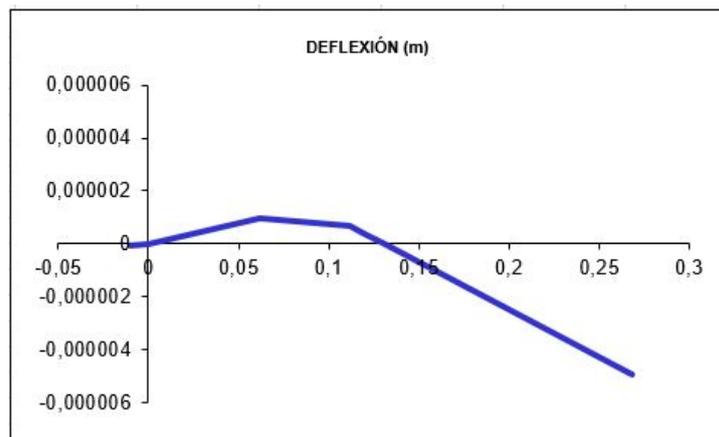


Figura 1.50: Gráfico de la deflexión lateral en el plano XY del eje de salida

Como podemos observar en la imagen 1.28, la magnitud de los valores es del orden de $10^{-6}m$, por tanto, éste criterio no va a afectar a la seguridad de funcionamiento del reductor.

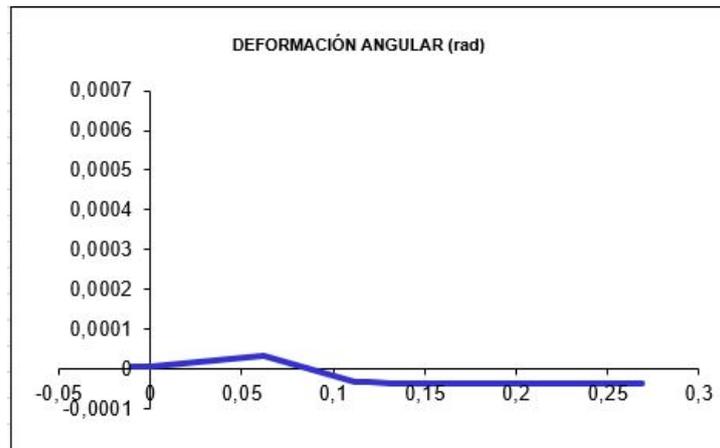


Figura 1.51: Gráfica de la deformación angular en el plano XY del eje de salida

Como podemos observar en esta gráfica, no se supera el límite de seguridad establecido para la deflexión torsional ya que esta no rompe en ningún momento la siguiente condición:

$$Def. angular < \frac{1^\circ}{20 \cdot d} \quad (1.25)$$

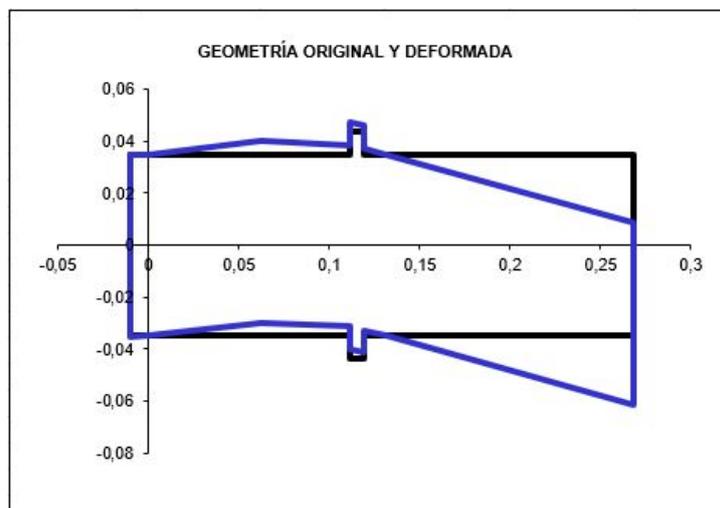


Figura 1.52: Comparativa de la geometría original del eje de salida vs geometría deformada en el plano XY

A continuación se muestran también estas mismas gráficas para los resultados obtenidos en el plano XZ del eje de salida:

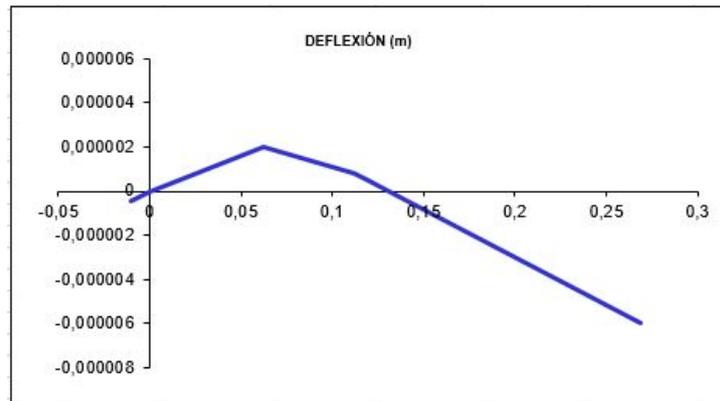


Figura 1.53: Gráfico de la deflexión lateral en el plano XZ del eje de salida

Como podemos observar en la imagen 1.28, la magnitud de los valores es del orden de $10^{-6}m$, por tanto, éste criterio no va a afectar a la seguridad de funcionamiento del reductor.

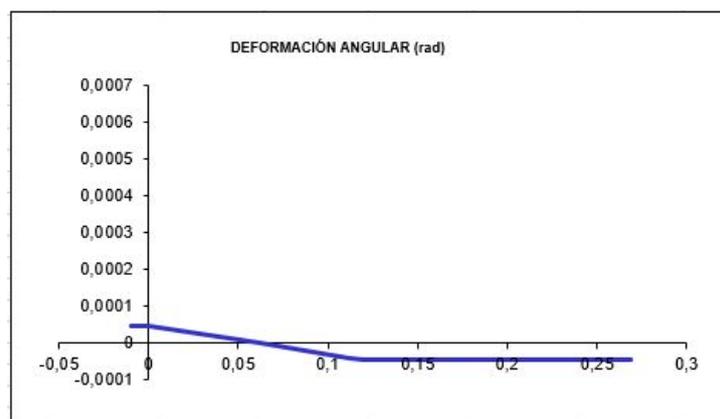


Figura 1.54: Gráfica de la deformación angular en el plano XZ del eje de salida

Como podemos observar en esta gráfica, no se supera el límite de seguridad establecido para la deflexión torsional ya que esta no rompe en ningún momento la siguiente condición:

$$Def.angular < \frac{1^\circ}{20 \cdot d} \quad (1.26)$$

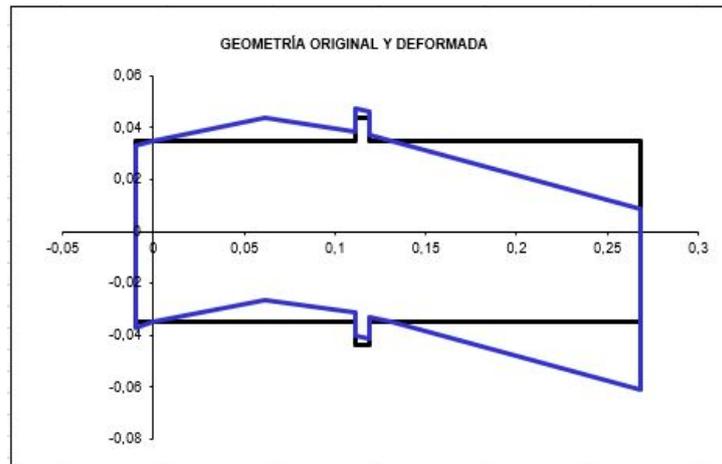


Figura 1.55: Comparativa de la geometría original del eje de salida vs geometría deformada en el plano XZ

1.4.6. Estudio a fatiga de los ejes

En este apartado se va a contemplar el comportamiento de los ejes a fatiga para las condiciones de funcionamiento que se van a exponer a continuación:

Tabla 1.21: Condiciones de comportamiento a fatiga de los ejes

Su	1000 MPa
Sé	500 MPa
Ka	0.723
Ke	0.868
Acabado Superficial	Mecanizado
Confiabledad	0.95

Se han estudiado las secciones críticas comentadas en el apartado 1.4.5 ya que son las que incluyen algún tipo de concentrador de tensiones.

Es importante recalcar que las condiciones que se estudian para el comportamiento a fatiga son en el caso de funcionamiento más desfavorable, que en este caso sería realizando la elevación de 2.5 Tm a una velocidad de 0.2 m/s.

1.4.6.1. Eje de entrada

En las siguientes tablas se muestran las secciones críticas del eje de entrada junto con sus sollicitaciones de momento flector según la sección tanto en el plano XY como en el plano XZ:

Tabla 1.22: Cotas de secciones críticas del eje de entrada

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)
1	-0.158	0.036
2	-0.008	0.03
3	0	0.03
4	0.0385	0.03
5	0.055	0.0286
6	0.0566	0.03
7	0.0601	0.02
8	0.0696	0.02
9	0.0836	0.02

Tabla 1.23: Solicitaciones de momento flector en el plano XY del eje de entrada

Sección (i)	Diagrama de momentos	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
1	-5.17E-14	-5.17E-14
2	-8.46E-15	-8.46E-15
3	-7.11E-15	-7.11E-15
4	1.75	36.51
5	17.14	17.14
6	15.26	15.26
7	11.15	11.15
8	0	0
9	0	0

Tabla 1.24: Solicitaciones de momento flector en el plano XZ del eje de entrada

Sección (i)	Diagrama de momentos	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
1	0	0
2	0	0
3	0	0
4	-54.17	-54.17
5	-25.43	-25.43
6	-22.64	-22.64
7	-16.55	-16.55
8	0	0
9	0	0

Una vez presentadas las sollicitaciones de momento flector y las cotas en cada sección, se va a proceder a calcular el módulo del momento flector en cada sección, el coeficiente de cálculo a fatiga K_b y el coeficiente de concentrador de tensiones de cada sección K_f para, por último, calcular el coeficiente de seguridad a fatiga X.

El resultado del cálculo de estos coeficientes se presenta en las siguientes tablas:

Tabla 1.25: Módulo de momentos para el eje de entrada

M TOTAL	Módulo del momento	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
Sección (i)		
1	5.174E-14	5.174E-14
2	8.462E-15	8.462E-15
3	7.105E-15	7.105E-15
4	54.198	65.324
5	30.666	30.666
6	27.303	27.303
7	19.957	19.957
8	0	0
9	0	0

Tabla 1.26: Valores de la tensión alternante en el eje de entrada

M TOTAL	Tensión alternante	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
Sección (i)		
1	1.130E-14	1.130E-14
2	3.192E-15	3.192E-15
3	2.681E-15	2.681E-15
4	20.447	24.644
5	13.352	13.352
6	10.300	10.300
7	25.409	25.409
8	0	0
9	0	0

Tabla 1.27: Coeficientes para el cálculo de seguridad a fatiga

M TOTAL	Kb	Kf	Se
Sección (i)			
1	8.562E-01	1.00	26.87
2	8.719E-01	3.12	87.78
3	8,719E-01	1	27.36
4	0.872	2.000	136.811
5	0.876	1.932	142.335
6	0.872	1.932	141.656
7	0.908	2.694	105.778
8	0.908	1	284.943
9	0.908	1	284.943

Tabla 1.28: Cálculo de coeficiente de seguridad a fatiga eje de entrada

M TOTAL	X	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
Sección (i)		
1	2.378E+16	2.378E+16
2	2.750E+16	2.750E+16
3	1.021E+17	1.021E+17
4	6.691	5.552
5	10.660	10.660
6	13.753	13.753
7	4.163	4.163
8	—	—
9	—	—

1.4.6.2. Eje intermedio

En las siguientes tablas se muestran las secciones críticas del eje intermedio junto con sus solicitaciones de momento flector según la sección tanto en el plano XY como en el plano XZ:

Tabla 1.29: Secciones críticas y cotas del eje intermedio

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)
1	-0.0145	0.03
2	0	0.03
3	0.0115	0.042
4	0.02415	0.0395
5	0.026	0.042
6	0.042	0.042
7	0.0815	0.0504
8	0.1165	0.042
9	0.166	0.042
10	0.2315	0.03
11	0.243	0.03
12	0.258	0.03

Tabla 1.30: Solicitaciones de momentos flectores en el plano XY del eje intermedio

Sección (i)	Diagrama de momentos	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
1	-2.866E-15	-2.866E-15
2	8.527E-14	8.527E-14
3	-41.23	-41.23
4	-86.573	-86.573
5	-93.205	-93.205
6	-150.561	4.929
7	-88.506	-88.506
8	-171.297	-171.297
9	-288.386	-132.886
10	-19.847	-19.847
11	0	0
12	0	0

Tabla 1.31: Solicitaciones de momentos flectores en el plano XZ del eje intermedio

Sección (i)	Diagrama de momentos	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
1	-1.175E-13	-1.175E-13
2	2.134E-14	2.134E-14
3	-8.546	-8.546
4	-17.947	-17.947
5	-19.322	-19.322
6	-31.213	-31.213
7	-184.936	-184.936
8	-321.146	-321.146
9	-513.786	-513.786
10	-76.734	-76.734
11	0	0
12	0	0

Una vez presentadas las solicitaciones de momento flector y las cotas en cada sección, se va a proceder a calcular el módulo del momento flector en cada sección, el coeficiente de cálculo a fatiga K_b y el coeficiente de concentrador de tensiones de cada sección K_f para, por último, calcular el coeficiente de seguridad a fatiga X.

El resultado del cálculo de estos coeficientes se presenta en las siguientes tablas:

Tabla 1.32: Módulo de momentos en el eje intermedio

M TOTAL	Módulo del momento	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
Sección (i)		
1	1.176E-13	1.176E-13
2	8.790E-14	8.790E-14
3	42.102	42.102
4	88.414	88.414
5	95.186	95.186
6	153.763	31.599
7	205.023	205.023
8	363.974	363.974
9	589.188	530.693
10	79.259	79.259
11	0	0
12	0	0

Tabla 1.33: Tensión alternante en el eje intermedio

M TOTAL	Tensión alternante	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
Sección (i)		
1	4.436E-14	4.436E-14
2	3.316E-14	3.316E-14
3	5.788	5.788
4	14.613	14.613
5	13.087	13.087
6	21.140	4.344
7	16.312	16.312
8	50.041	50.041
9	81.004	72.962
10	29.901	29.901
11	0	0
12	0	0

Tabla 1.34: Coeficientes para el cálculo de seguridad a fatiga del eje intermedio

M TOTAL	Kb	Kf	Se
Sección (i)			
1	0.872	1.000	273.621
2	0.872	1.000	273.621
3	0.843	2.778	95.220
4	0.848	2.355	113.033
5	0.843	2.355	112.341
6	0.843	2.000	132.284
7	0.828	3.117	83.339
8	0.843	3.117	84.872
9	0.843	2.000	132.284
10	0.872	2.778	98.478
11	0.872	1.000	273.621
12	0.872	1.000	273.621

Por último, se presentan en la siguiente tabla los coeficientes de seguridad a fatiga del eje intermedio:

Tabla 1.35: Coeficiente de seguridad a fatiga en el eje intermedio

Sección (i)	M TOTAL X	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
1	6.169E+15	6.169E+15
2	8.252E+15	8.252E+15
3	16.450	16.450
4	7.735	7.735
5	8.584	8.584
6	6.258	30.449
7	5.109	5.109
8	1.696	1.696
9	1.633	1.813
10	3.293	3.293
11	—	—
12	—	—

Como podemos observar, en las secciones 8 y 9 el coeficiente de seguridad es superior a la unidad pero no está en el valor óptimo ($2.5 \leq X \leq 4$), aunque esto no debe preocuparnos ya que se ha supuesto la situación más desfavorable posible, que sería que el puente grúa estuviese constantemente elevando 2500 kg, y, en la práctica, esta no será la situación habitual de funcionamiento.

1.4.6.3. Eje de salida

En las siguientes tablas se muestran las secciones críticas del eje de salida junto con sus solicitaciones de momento flector según la sección tanto en el plano XY como en el plano XZ:

Tabla 1.36: Secciones críticas del eje de salida

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)
1	-0.01	0.07
2	0	0.07
3	0.062	0.07
4	0.1115	0.0875
5	0.119	0.07
6	0.131	0.07
7	0.2685	0.07

Tabla 1.37: Solicitaciones de momento flector en el plano XY del eje de salida

Sección (i)	Diagrama de momentos	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
1	0	0
2	0	0
3	-196	500
4	141.36	141.36
5	86.99	86.99
6	0.00	0.00
7	0.00	0.00

Tabla 1.38: Solicitaciones de momento flector en el plano XZ del eje de salida

PLANO XZ	Diagrama de momentos	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
Sección (i)		
1	0	0
2	0	0
3	345	345
4	97.50	97.50
5	60.00	60.00
6	0.00	0.00
7	0.00	0.00

Una vez presentadas las sollicitaciones de momento flector y las cotas en cada sección, se va a proceder a calcular el módulo del momento flector en cada sección, el coeficiente de cálculo a fatiga K_b y el coeficiente de concentrador de tensiones de cada sección K_f para, por último, calcular el coeficiente de seguridad a fatiga X.

El resultado del cálculo de estos coeficientes se presenta en las siguientes tablas:

Tabla 1.39: Módulo de momentos eje de salida

M TOTAL	Módulo del momento	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
Sección (i)		
1	0	0
2	0	0
3	396.671	607.617
4	171.723	171.723
5	105.675	105.675
6	0.000	0.000
7	0.000	0.000

Tabla 1.40: Valores de tensión alternante en el eje de salida

M TOTAL	Tensión alternante	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
Sección (i)		
1	0.000	0.000
2	0.000	0.000
3	11.780	18.044
4	2.611	2.611
5	3.138	3.138
6	0.000	0.000
7	0.000	0.000

Tabla 1.41: Valores de los coeficientes de cálculo a fatiga del eje de salida

M TOTAL	Kb	Kf	Se
Sección (i)			
1	0.801	1.000	251.392
2	0.801	1.000	251.392
3	0.801	2.000	125.696
4	0.783	3.117	78.866
5	0.801	3.117	80.646
6	0.801	1.000	251.392
7	0.801	1.000	251.392

Para concluir este apartado, se presentan, en la siguiente tabla, los coeficientes de seguridad de fallo por fatiga del eje de salida:

Tabla 1.42: Coeficientes de seguridad por fatiga eje de salida

Sección (i)	M TOTAL X	
	anterior (Nm)	posterior (Nm)
1	—	—
2	—	—
3	10.671	6.966
4	30.205	30.205
5	25.698	25.698
6	—	—
7	—	—

1.4.7. Selección de rodamientos

Para la selección de rodamientos se han seguido los siguientes criterios:

Tabla 1.43: Parámetros de cálculo para la selección de rodamientos

viscosidad lubricante	680 mm^2/s
Temperatura de trabajo	75 °C
factor contaminacion	0.5
a1	0.64
Vida	15000 h

Una vez establecidos los criterios anteriores y siguiendo estos, se calculan cada uno de los coeficientes necesarios para la selección de rodamientos y se comprueba que cada uno de los rodamientos seleccionados cumple la vida mínima exigida.

El resumen de estos cálculos se refleja en las siguientes tablas:

Tabla 1.44: Resumen cálculos de selección de rodamientos (tabla A)

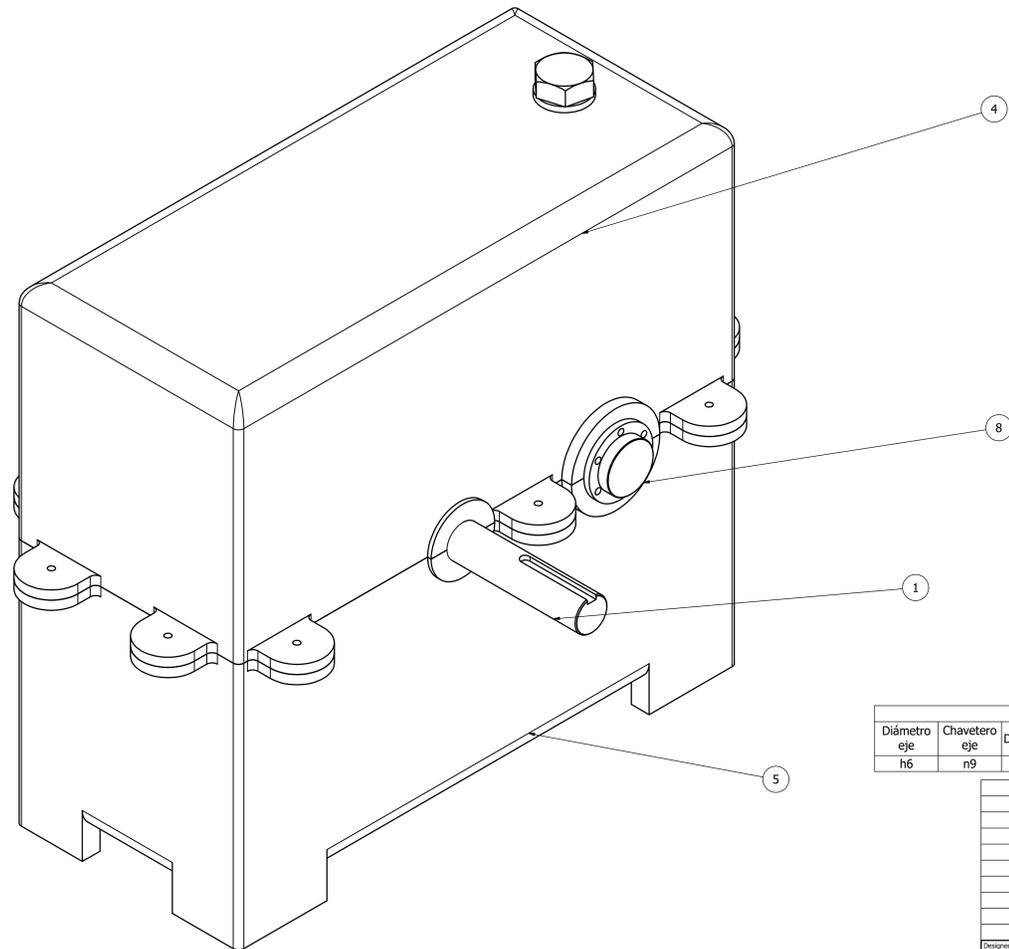
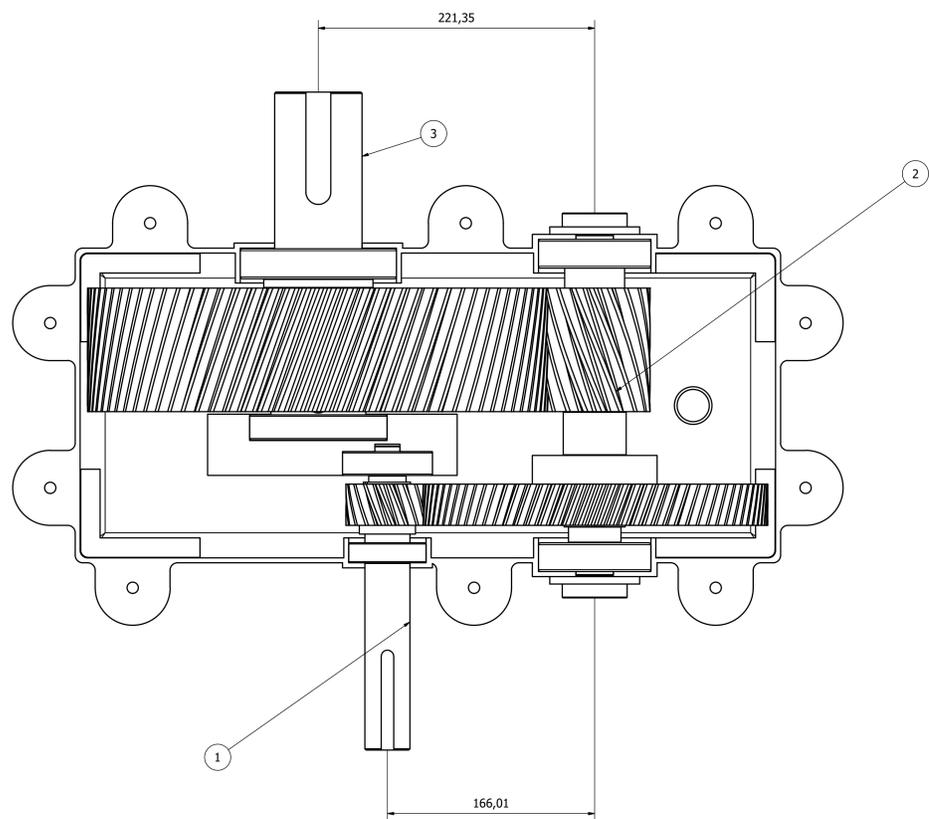
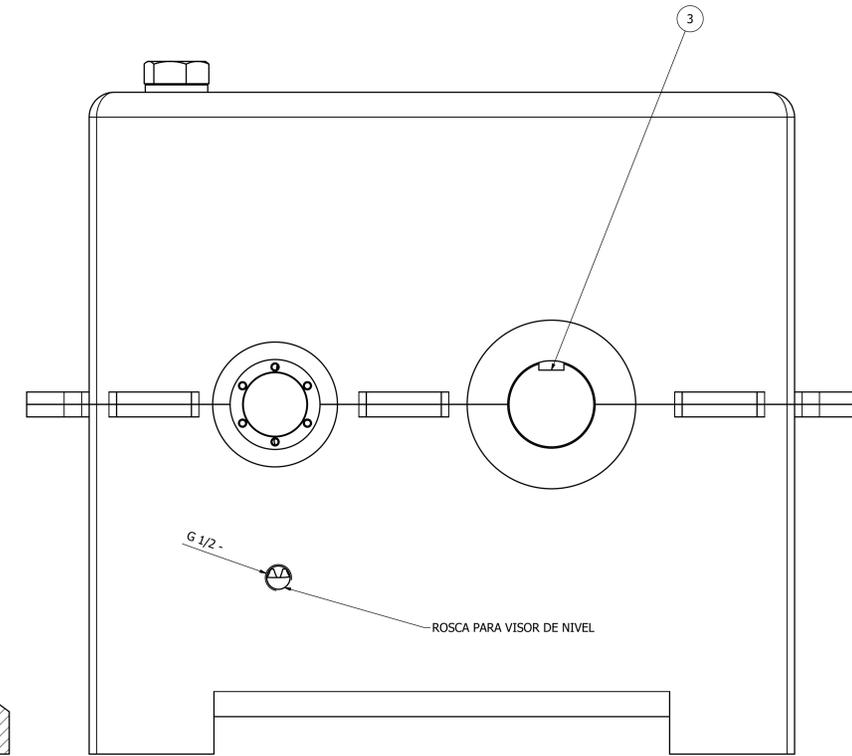
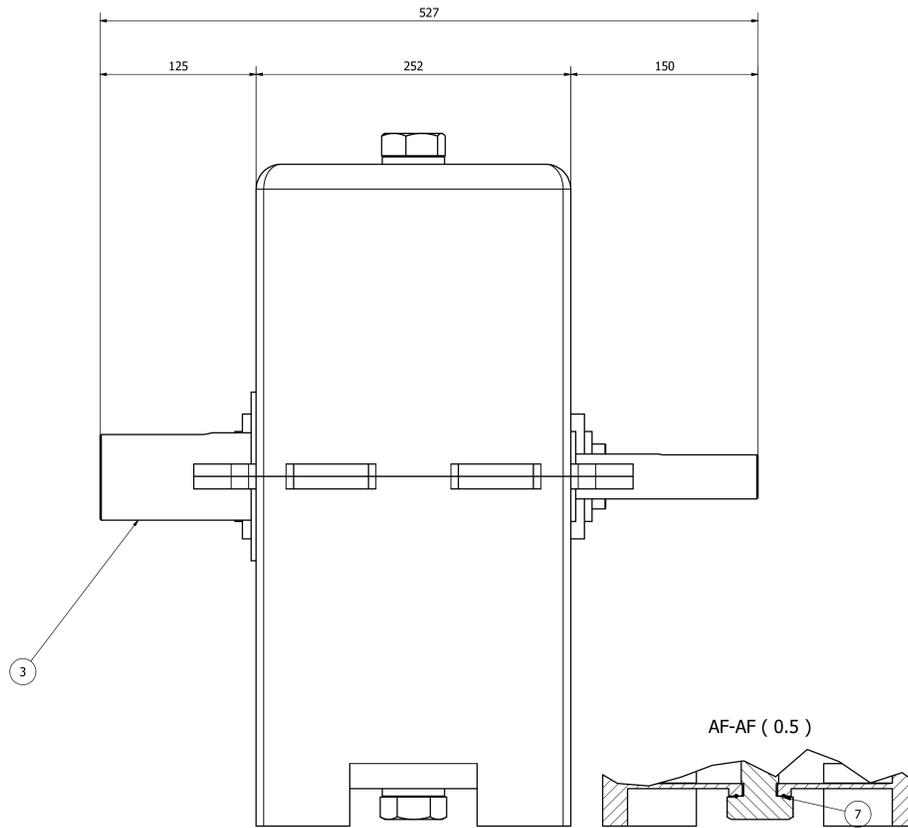
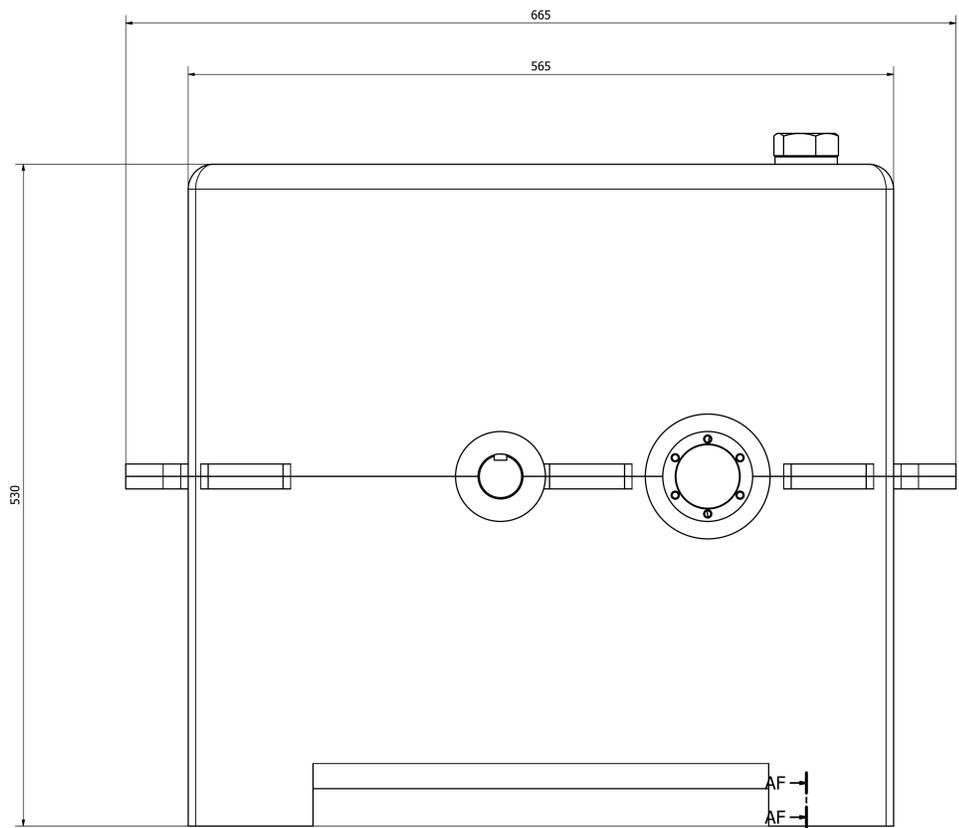
	—	Pu	Fr	Fa	c0
eje entrada	Rod libre	640	1766.551	0	15000
	Rod fijo	475	1782.918	1146	11200
eje intermedio	Rod libre	1000	6970.520	0	23600
	Rod fijo	1000	3671.302	4991.1	23600
eje salida	Rod libre	1320	6397.941	0	31000
	Rod fijo	1900	8806.050	3845.1	45000

Tabla 1.45: Resumen cálculos de selección de rodamientos (tabla B)

	—	a iso	L	C	L minima	¿Válido?	nomenclatura
eje entrada	Rod libre	18	6.05E+10	30700	4.50E+08	SI	6404
	Rod fijo	5	1.42E+09	20300	4.50E+08	SI	6206
eje intermedio	Rod libre	1	1.60E+08	43600	1.01E+08	SI	6406
	Rod fijo	1	1.02E+08	43600	1.01E+08	SI	6406
eje salida	Rod libre	0.3	4.3E+07	39700	2.25E+07	SI	6014
	Rod fijo	0.3	3.59E+07	63700	2.25E+07	SI	6214

Capítulo 2

Planos



ESCALA 1:2

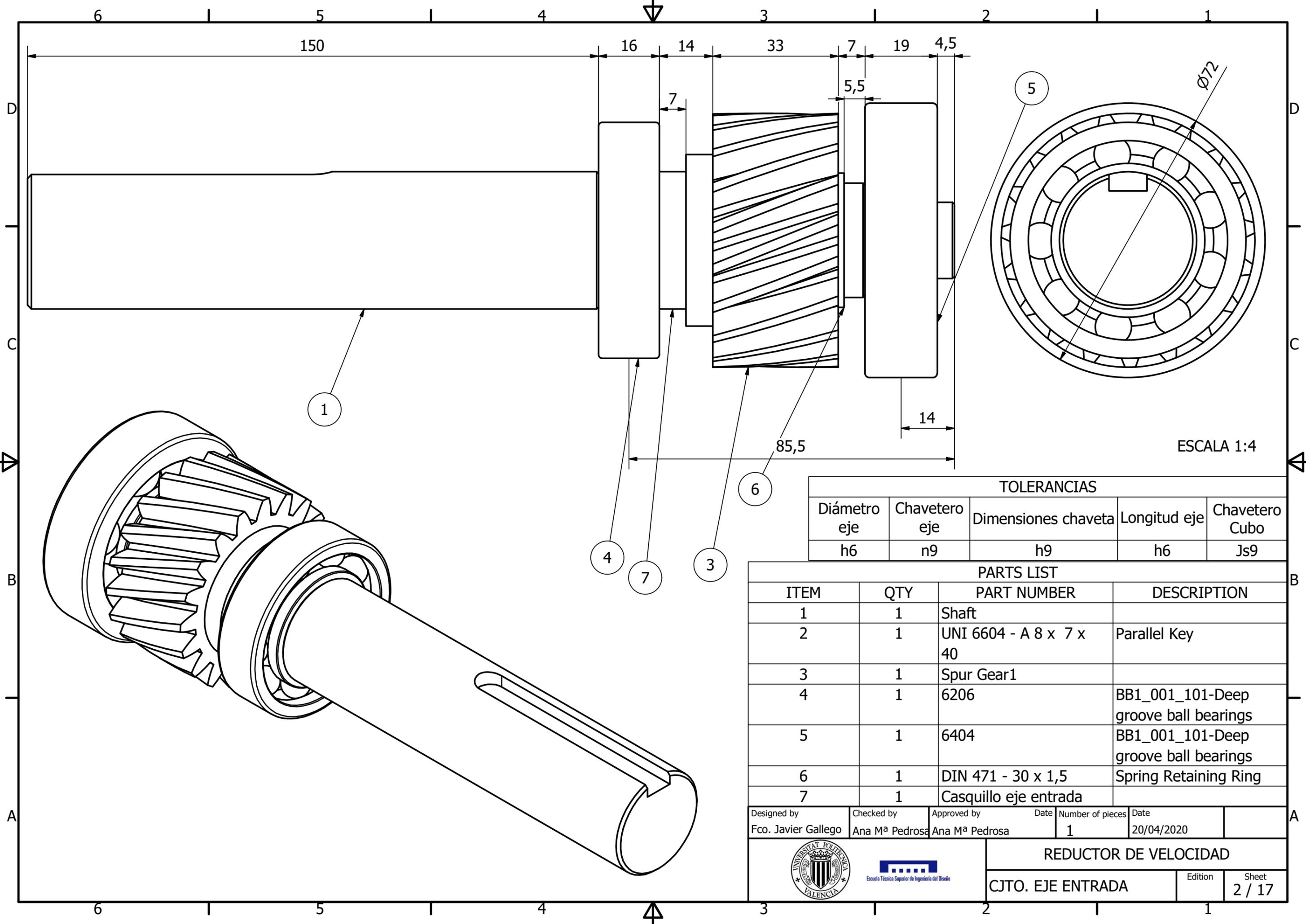
TOLERANCIAS						
Diámetro eje	Chavetero eje	Dimensiones chaveta	Longitud eje	Chavetero Cubo	Agujero	Posición angular
h6	n9	h9	h6	Js9	H6	h6

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	EJE ENTRADA	
2	1	EJE INTERMEDIO	
3	1	EJE SALIDA	
4	1	carcasa	
5	1	carcasa_MIR	
6	2	DIN 933 - M30 x 35	Hex-Head Bolt
7	2	UNI 9211 - B 0355	O-Ring
8	2	Tapa eje intermedio	

Designed by	Checked by	Approved by	Date	Number of pieces	Date
Fco. Javier Gallego	Ana M ^a Pedrosa	Ana M ^a Pedrosa	20/04/2020	1	

REDUCTOR DE VELOCIDAD

CJTO GENERAL		Edición	Sheet
		1 / 17	



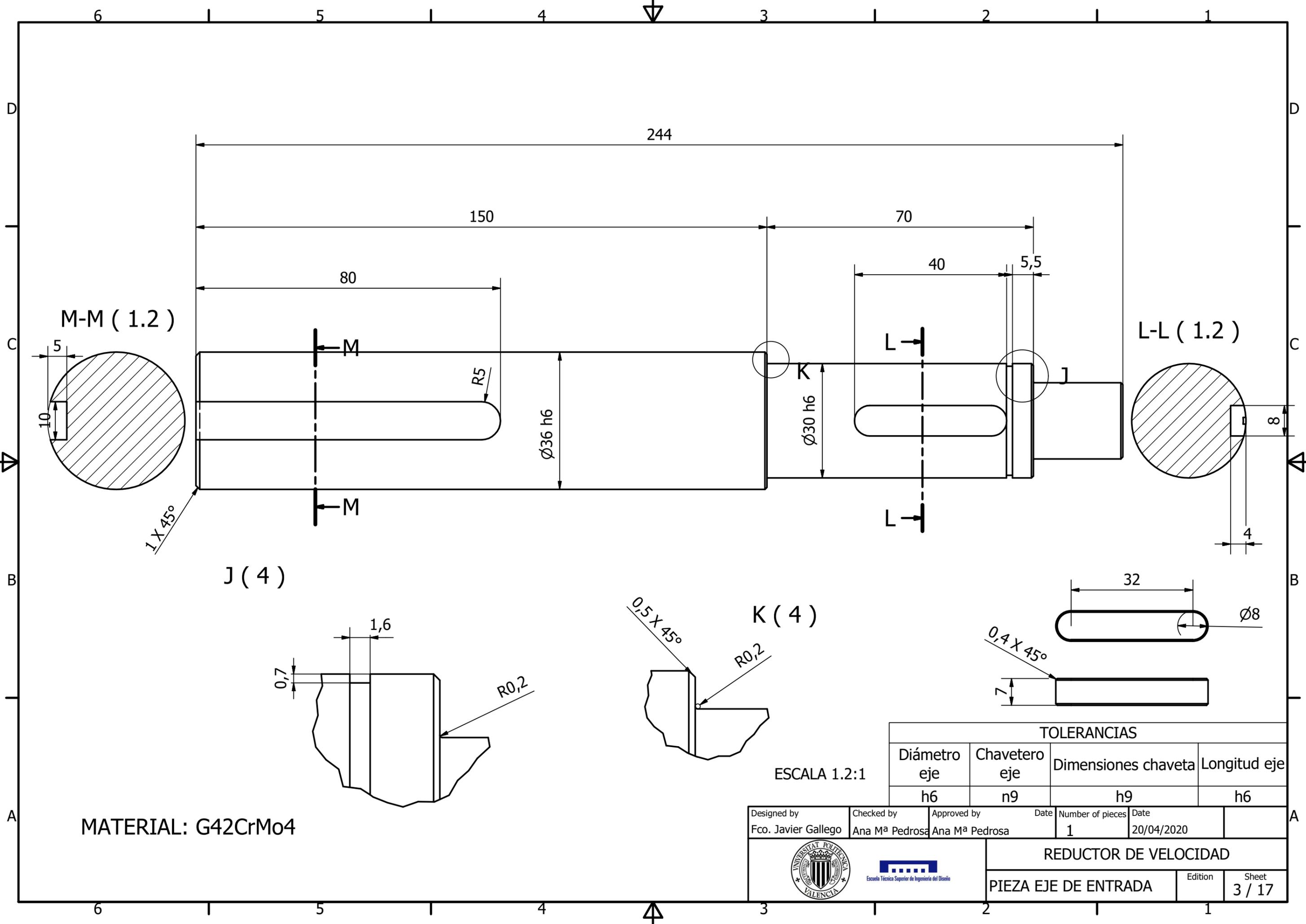
ESCALA 1:4

TOLERANCIAS				
Diámetro eje	Chavetero eje	Dimensiones chaveta	Longitud eje	Chavetero Cubo
h6	n9	h9	h6	Js9

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Shaft	
2	1	UNI 6604 - A 8 x 7 x 40	Parallel Key
3	1	Spur Gear1	
4	1	6206	BB1_001_101-Deep groove ball bearings
5	1	6404	BB1_001_101-Deep groove ball bearings
6	1	DIN 471 - 30 x 1,5	Spring Retaining Ring
7	1	Casquillo eje entrada	

Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana M ^a Pedrosa	Approved by Ana M ^a Pedrosa	Date 20/04/2020	Number of pieces 1	Date 20/04/2020
------------------------------------	--	---	--------------------	-----------------------	--------------------

 	REDUCTOR DE VELOCIDAD	
	CJTO. EJE ENTRADA	Edition Sheet 2 / 17



M-M (1.2)

L-L (1.2)

J (4)

K (4)

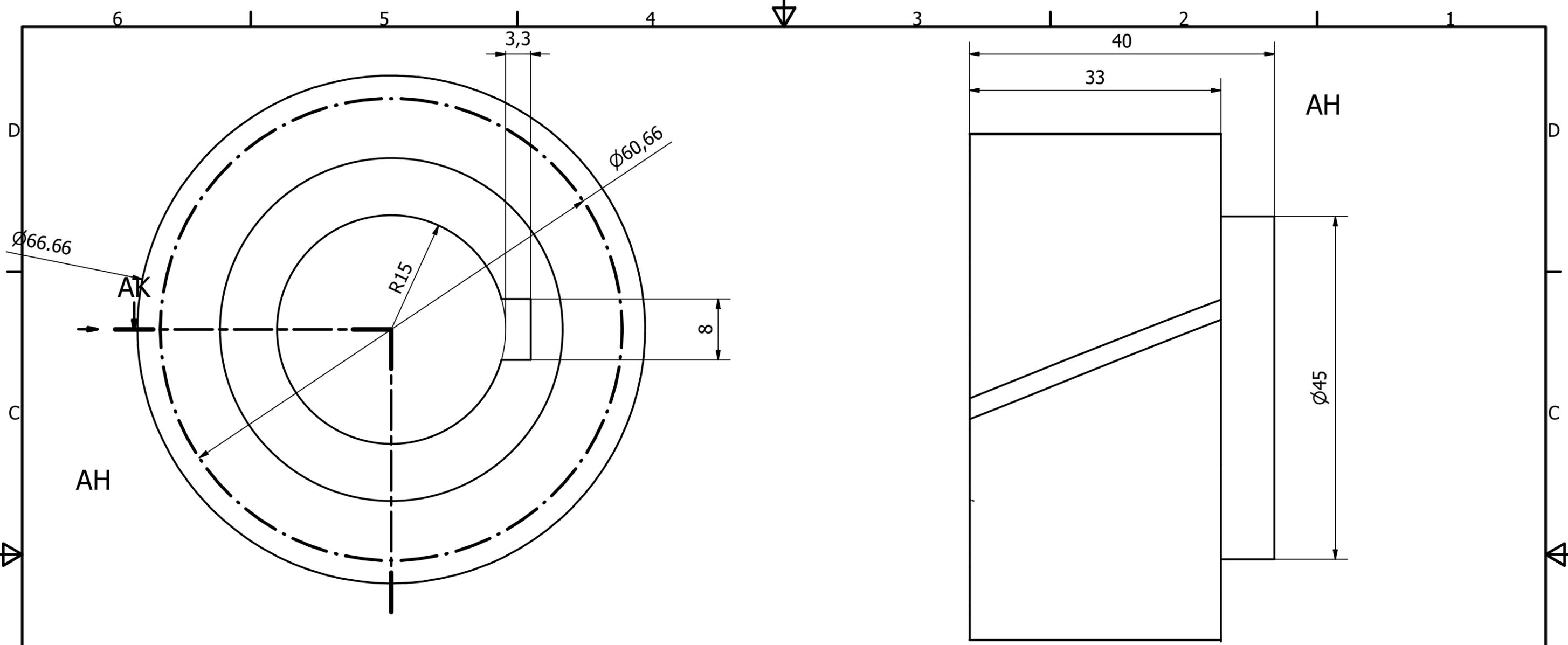
MATERIAL: G42CrMo4

ESCALA 1.2:1

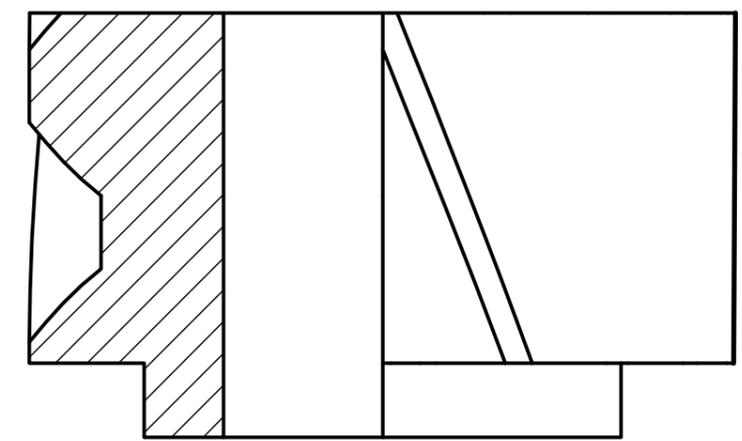
TOLERANCIAS

Diámetro eje	Chavetero eje	Dimensiones chaveta	Longitud eje
h6	n9	h9	h6

Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana M ^a Pedrosa	Approved by Ana M ^a Pedrosa	Date 20/04/2020	Number of pieces 1	Date 20/04/2020
			REDUCTOR DE VELOCIDAD		
			PIEZA EJE DE ENTRADA		Edition



AK-AK (3:2)

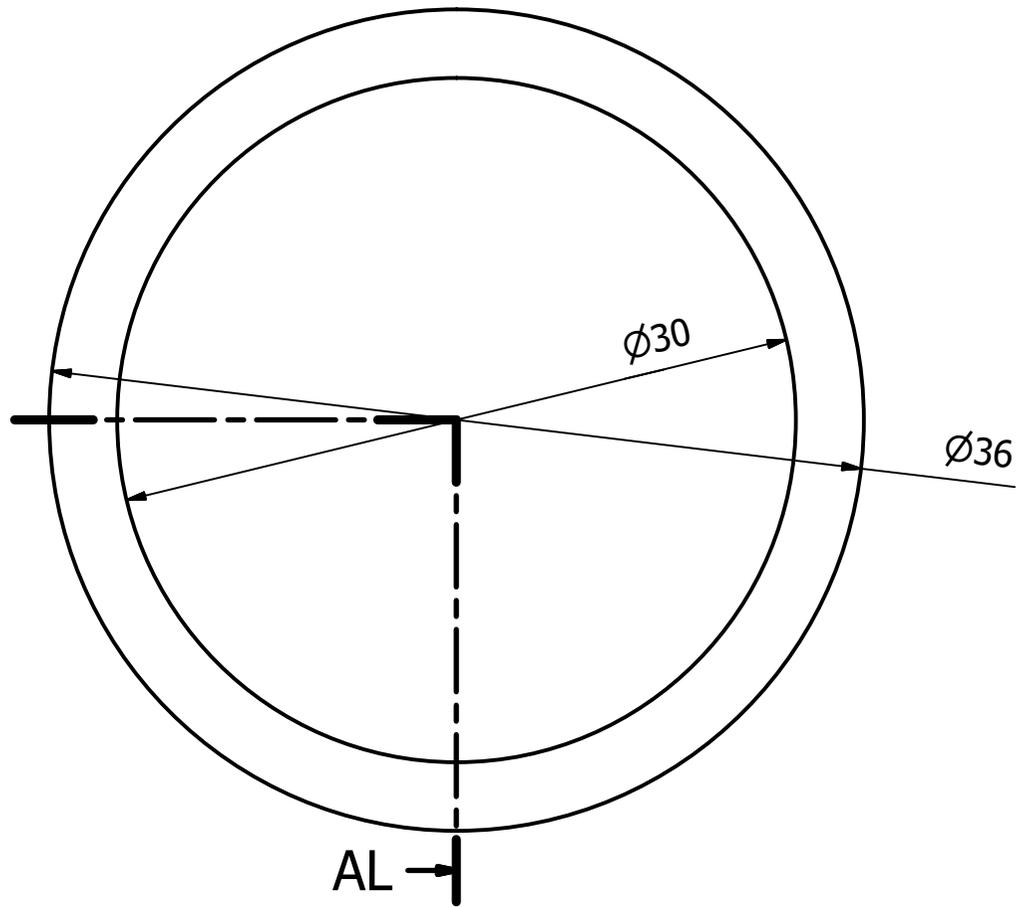


ESCALA 2:1

CARACTERÍSTICAS PIÑÓN 1ª ETAPA	
Módulo	3
Nº de dientes	19
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Diámetro primitivo	60.658 mm
Tipo de diente	Perfil de evolvente
Anchura	33
Material	G42CrMo4

TOLERANCIAS	
Agujero	Chavetero Cubo
H6	Js9

Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana M ^a Pedrosa	Approved by Ana M ^a Pedrosa	Date	Number of pieces	Date 20/04/2020
 		REDUCTOR DE VELOCIDAD			
PIÑÓN 1ª ETAPA				Edition	Sheet 4 / 17

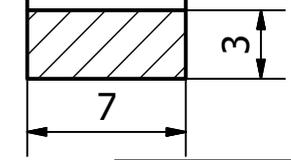


AL-AL (3 : 1)

Ø30

Ø36

AL →

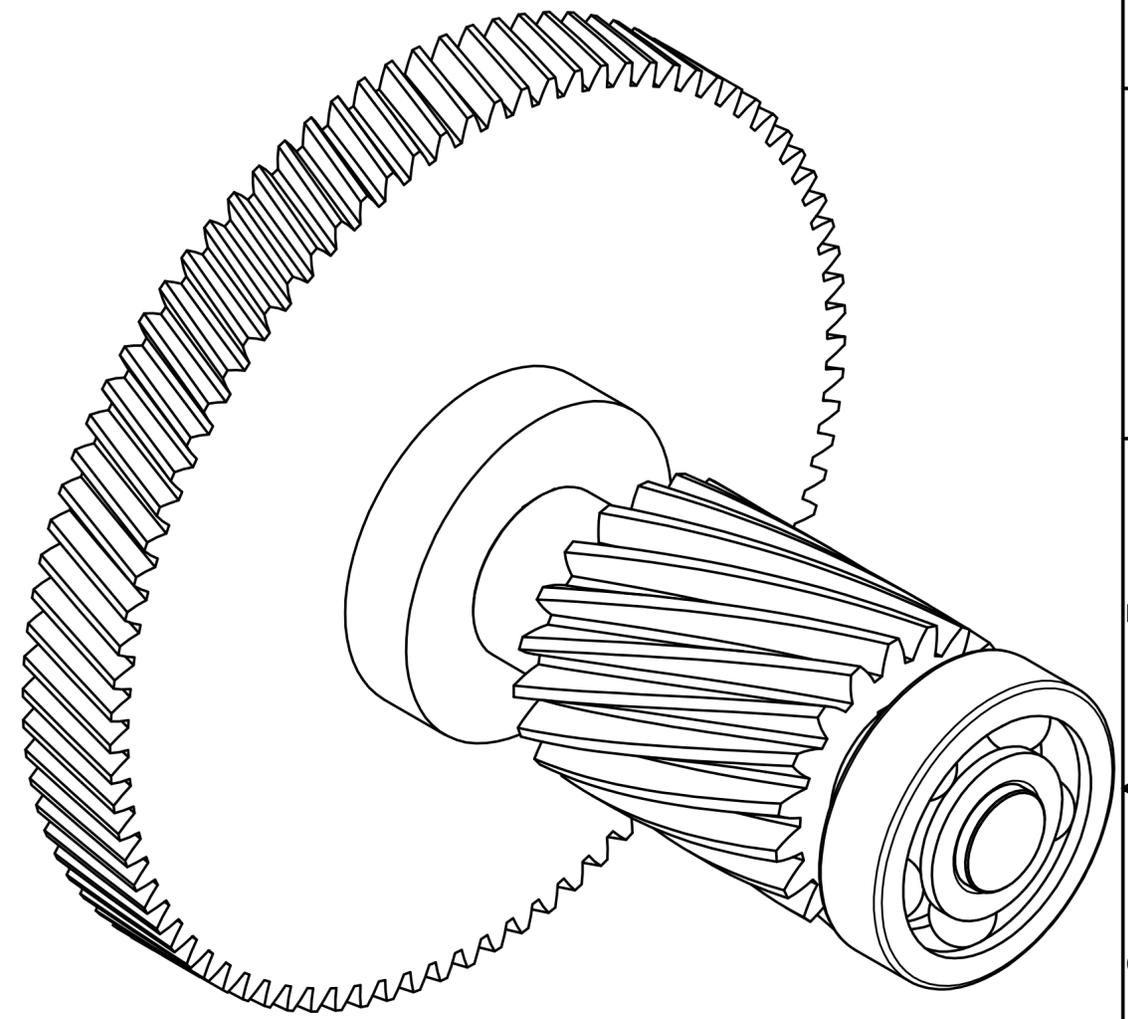
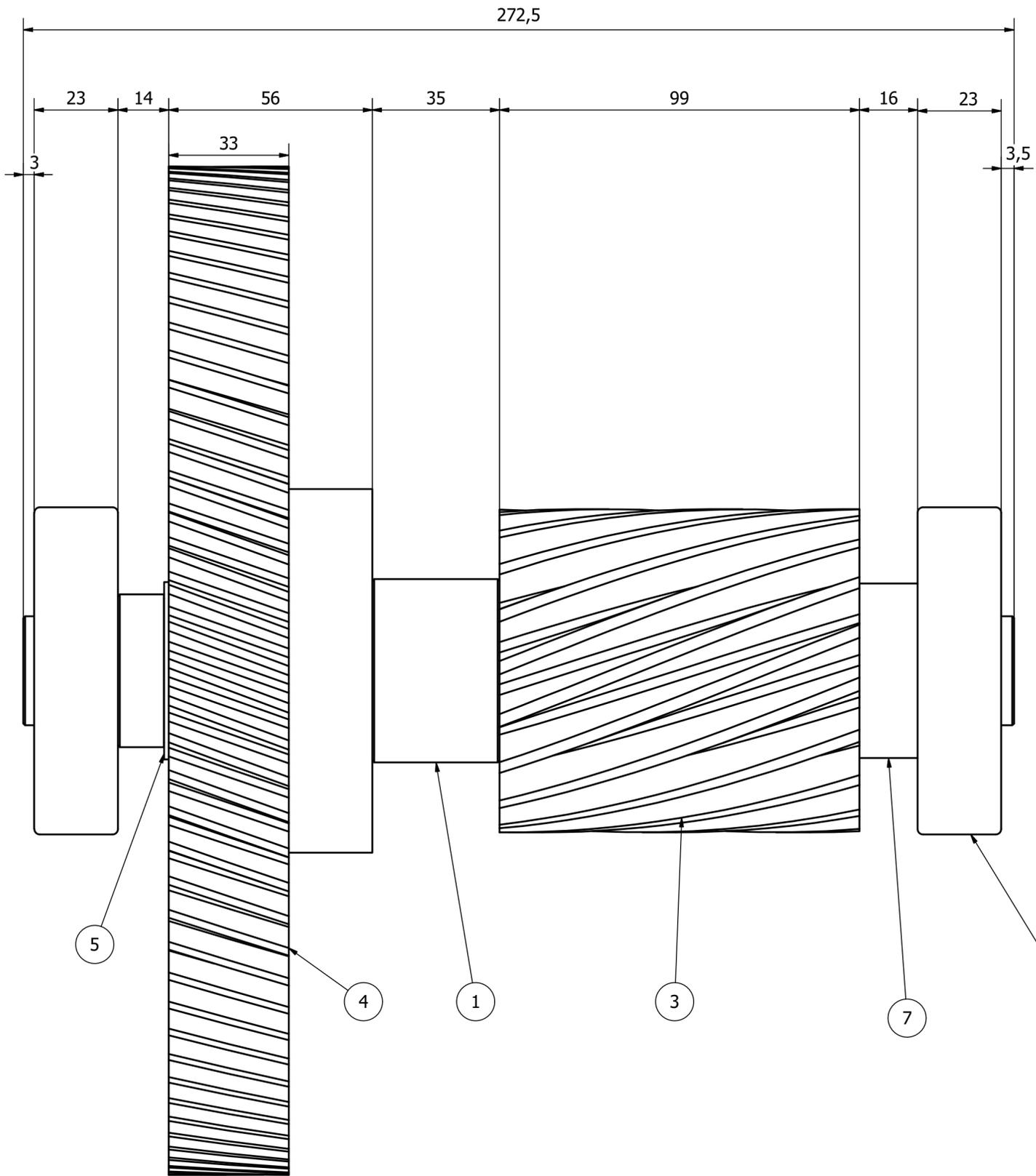


ESCALA 3:1

TOLERANCIAS	
Agujero	Longitud
H6	h6

MATERIAL: G42CrMo4

Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana M ^a Pedrosa	Approved by Ana M ^a Pedrosa	Date	Number of pieces 1	Date 20/04/2020
 		REDUCTOR DE VELOCIDAD			
CASQUILLO EJE ENTRADA			Edition	Sheet 5 / 17	



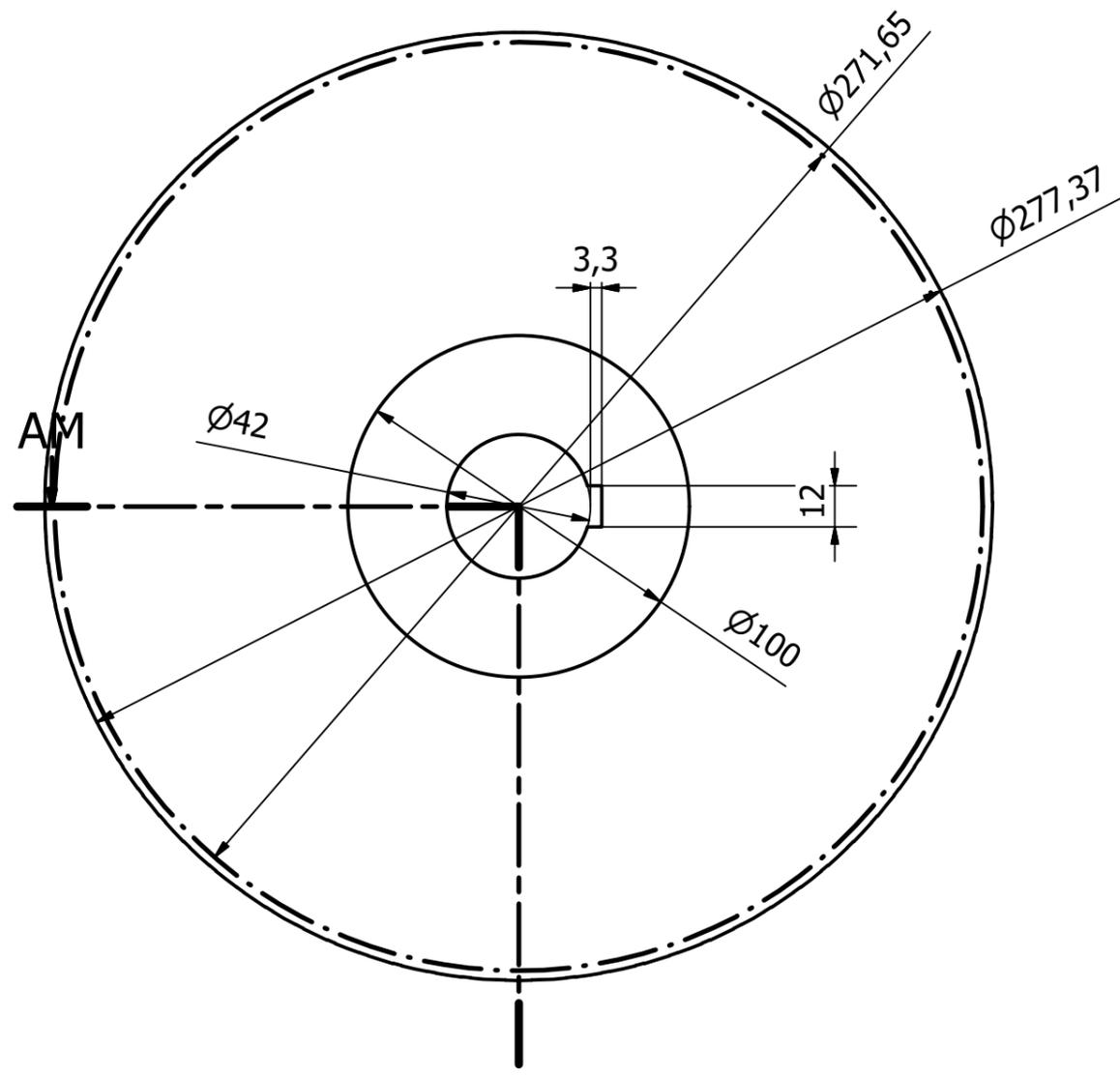
TOLERANCIAS					
Diámetro eje	Longitud	Agujero	Chavetero eje	Chavetero Cubo	Dimensiones chaveta
h6	h6	H6	n9	Js9	h9

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Shaft	
2	2	UNI 6604 - A 12 x 8 x 56	Parallel Key
3	1	Spur Gear1	
4	1	Spur Gear2	
5	1	DIN 471 - 42 x 1,75	Spring Retaining Ring
6	2	SKF6406	Deep groove ball bearings, single row
7	1	Casquillo eje intermedio	

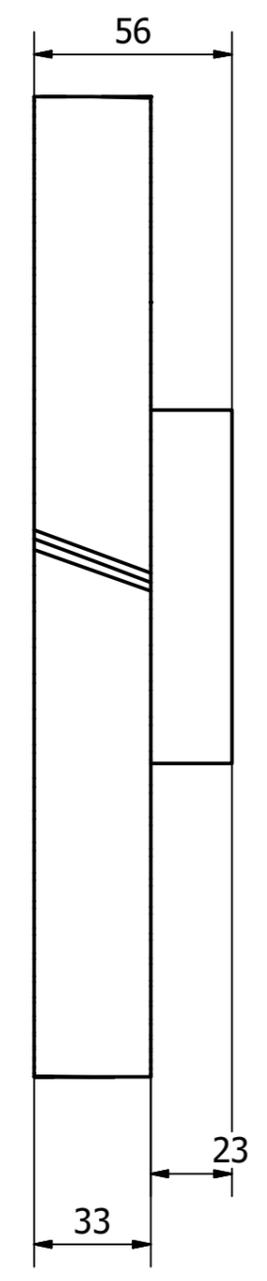
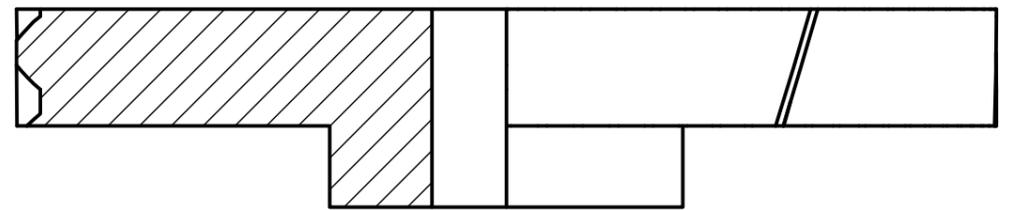
Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana Mª Pedrosa	Approved by Ana Mª Pedrosa	Date 20/04/2020	Number of pieces 1	Date 20/04/2020
------------------------------------	------------------------------	-------------------------------	--------------------	-----------------------	--------------------

ESCALA 1.2:1

	REDUCTOR DE VELOCIDAD	
	CJTO. EJE INTERMEDIO	Edition Sheet 6 / 17



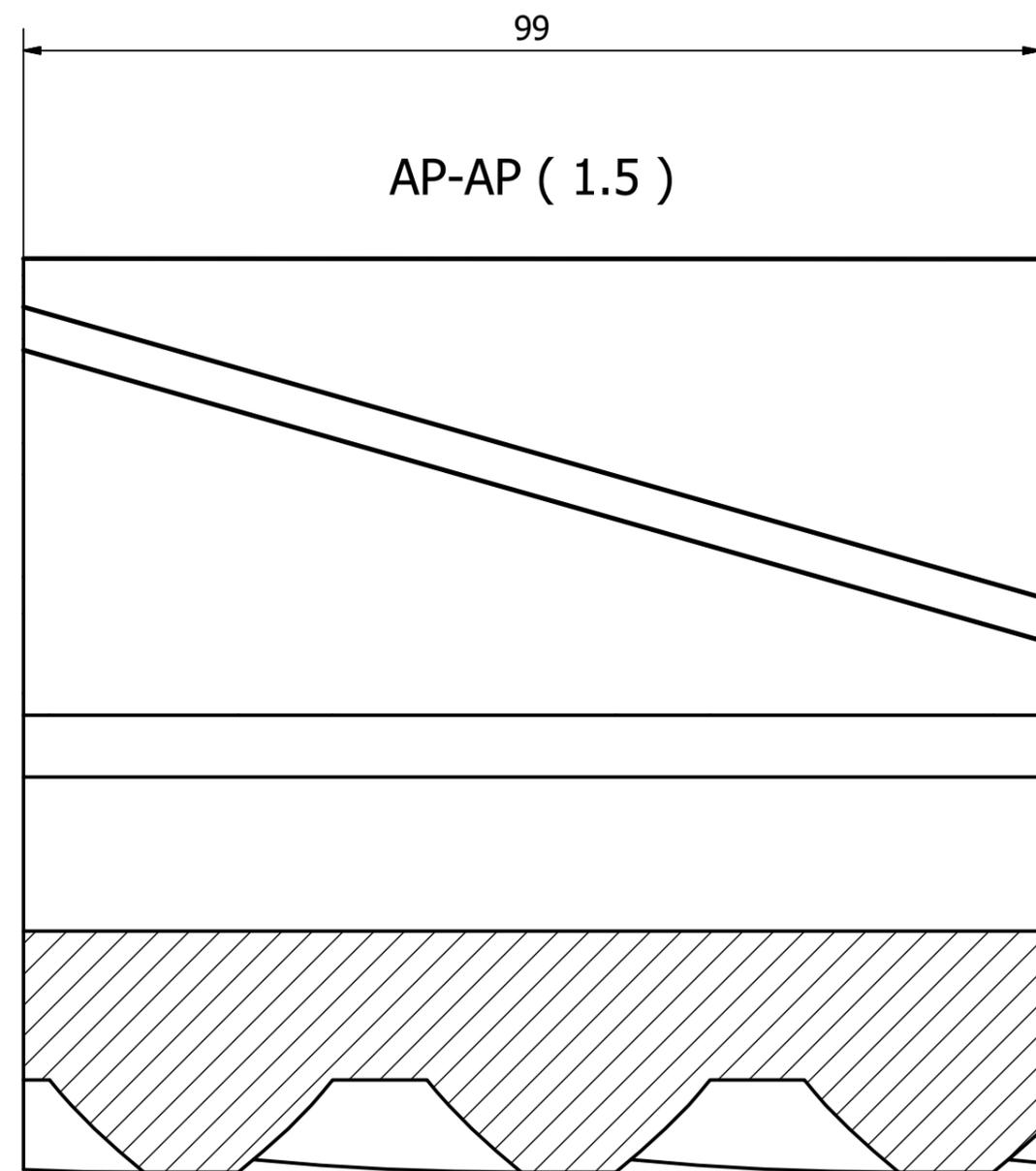
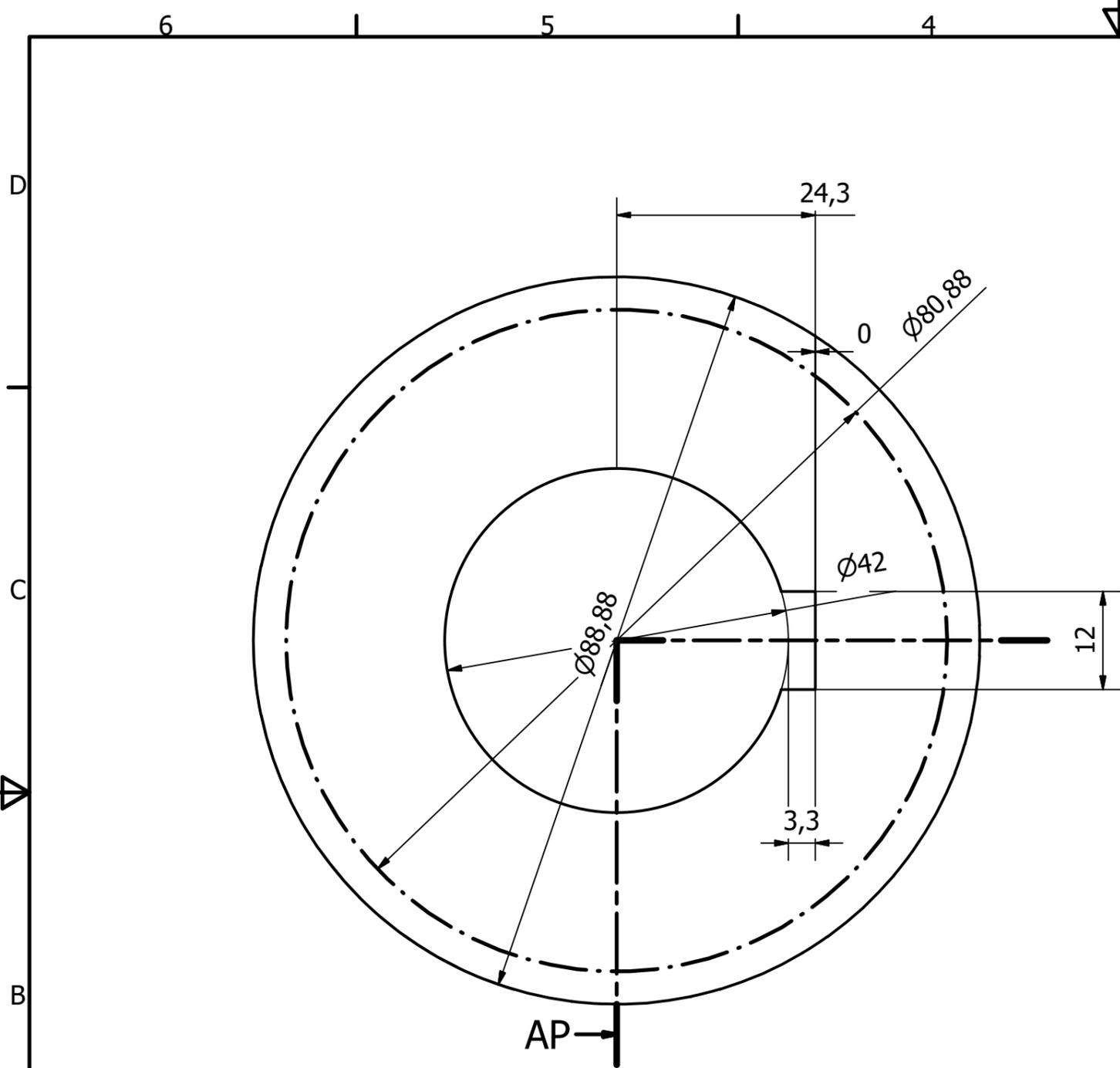
AM-AM (1:2)



ESCALA 1:2

CARACTERÍSTICAS RUEDA 1ª ETAPA	
Módulo	3
Nº de dientes	85
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Díametro primitivo	271.65 mm
Tipo de diente	Perfil de evolvente
Anchura	33
Material	G42CrMo4

TOLERANCIAS					
Diámetro eje	Longitud	Agujero	Chavetero eje	Chavetero Cubo	Dimensiones chaveta
h6	h6	H6	n9	Js9	h9
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Number of pieces	Date
Fco. Javier Gallego	Ana M ^a Pedrosa	Ana M ^a Pedrosa		1	20/04/2020
			REDUCTOR DE VELOCIDAD		
			RUEDA 1ª ETAPA		Edition
					7 / 17



CARACTERÍSTICAS PIÑÓN 2ª ETAPA

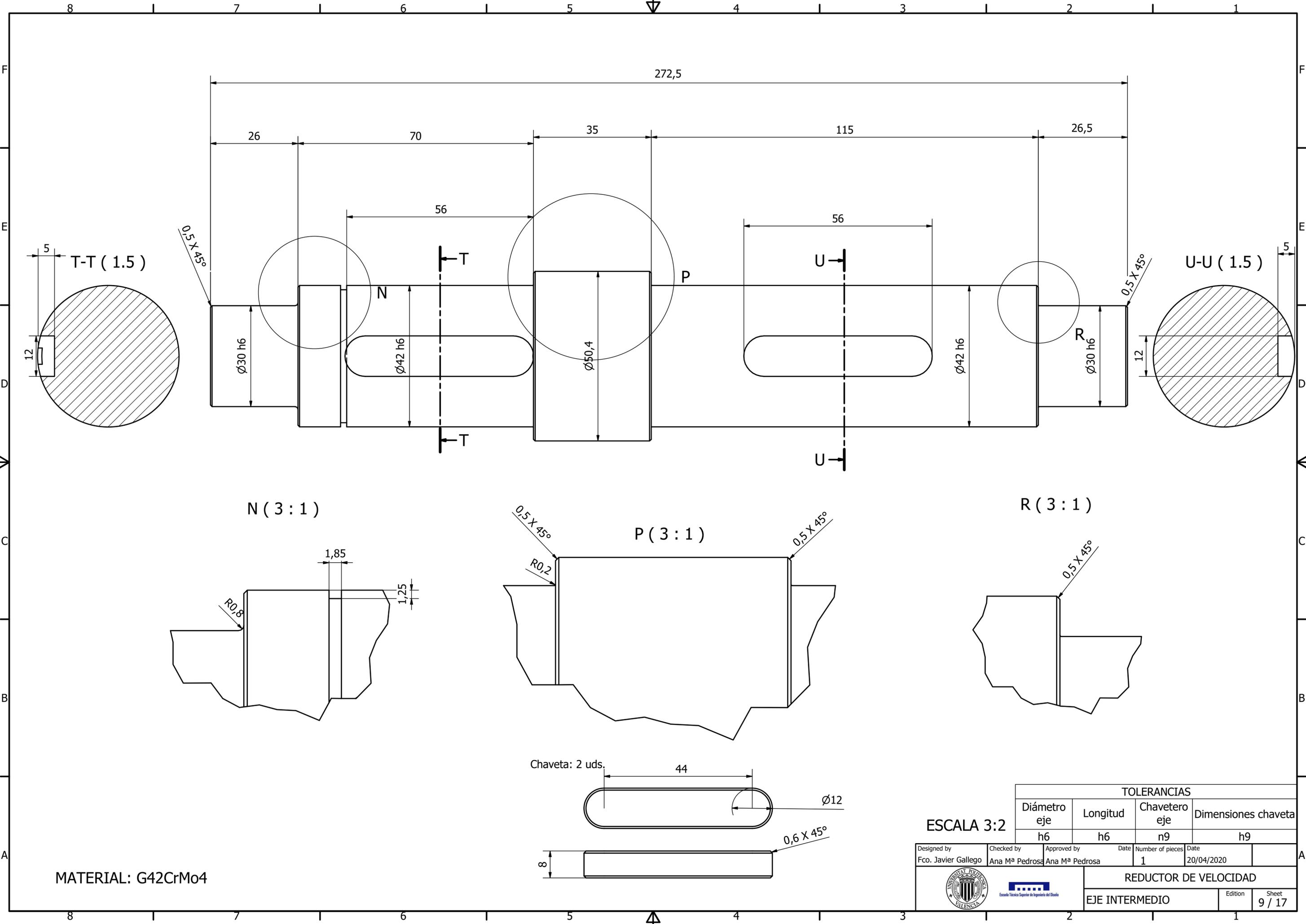
Módulo	4
Nº de dientes	19
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Diámetro primitivo	80.876 mm
Tipo de diente	Perfil de evolvente
Anchura	99
Material	G42CrMo4

TOLERANCIAS

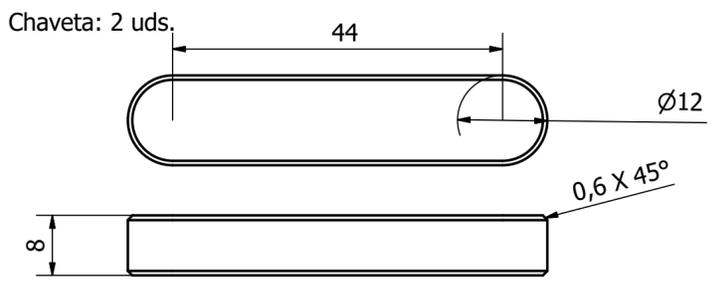
Longitud	Agujero	Chavetero Cubo
h6	H6	Js9

ESCALA 3:2

Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana M ^a Pedrosa	Approved by Ana M ^a Pedrosa	Date	Number of pieces 1	Date 20/04/2020
 		REDUCTOR DE VELOCIDAD			
PIÑÓN 2ª ETAPA				Edition	Sheet 8 / 17



MATERIAL: G42CrMo4



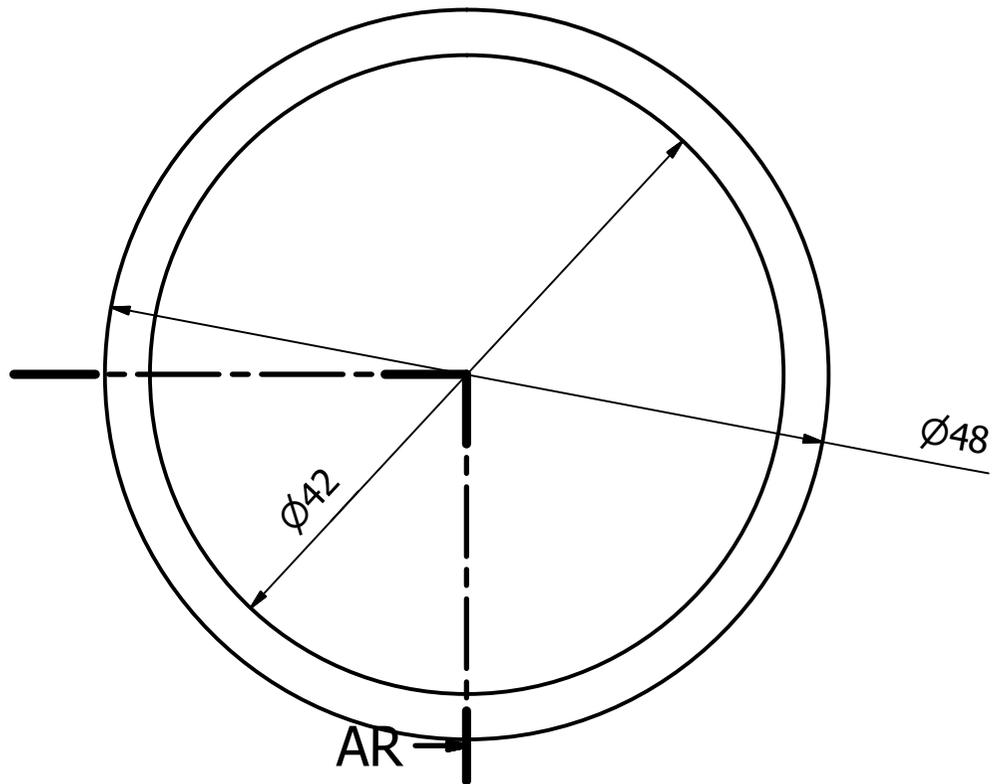
ESCALA 3:2

TOLERANCIAS			
Diámetro eje	Longitud	Chavetero eje	Dimensiones chaveta
h6	h6	n9	h9

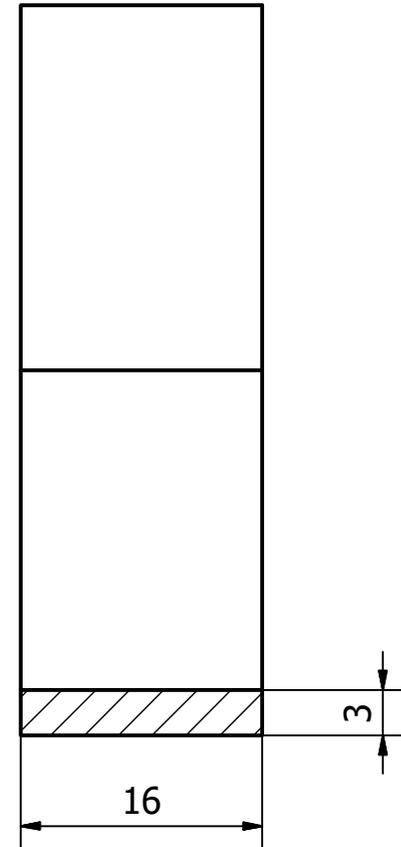
Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana Mª Pedrosa	Approved by Ana Mª Pedrosa	Date 20/04/2020	Number of pieces 1	Date 20/04/2020
------------------------------------	------------------------------	-------------------------------	--------------------	-----------------------	--------------------



REDUCTOR DE VELOCIDAD	
EJE INTERMEDIO	Edition Sheet 9 / 17



AR-AR (2)

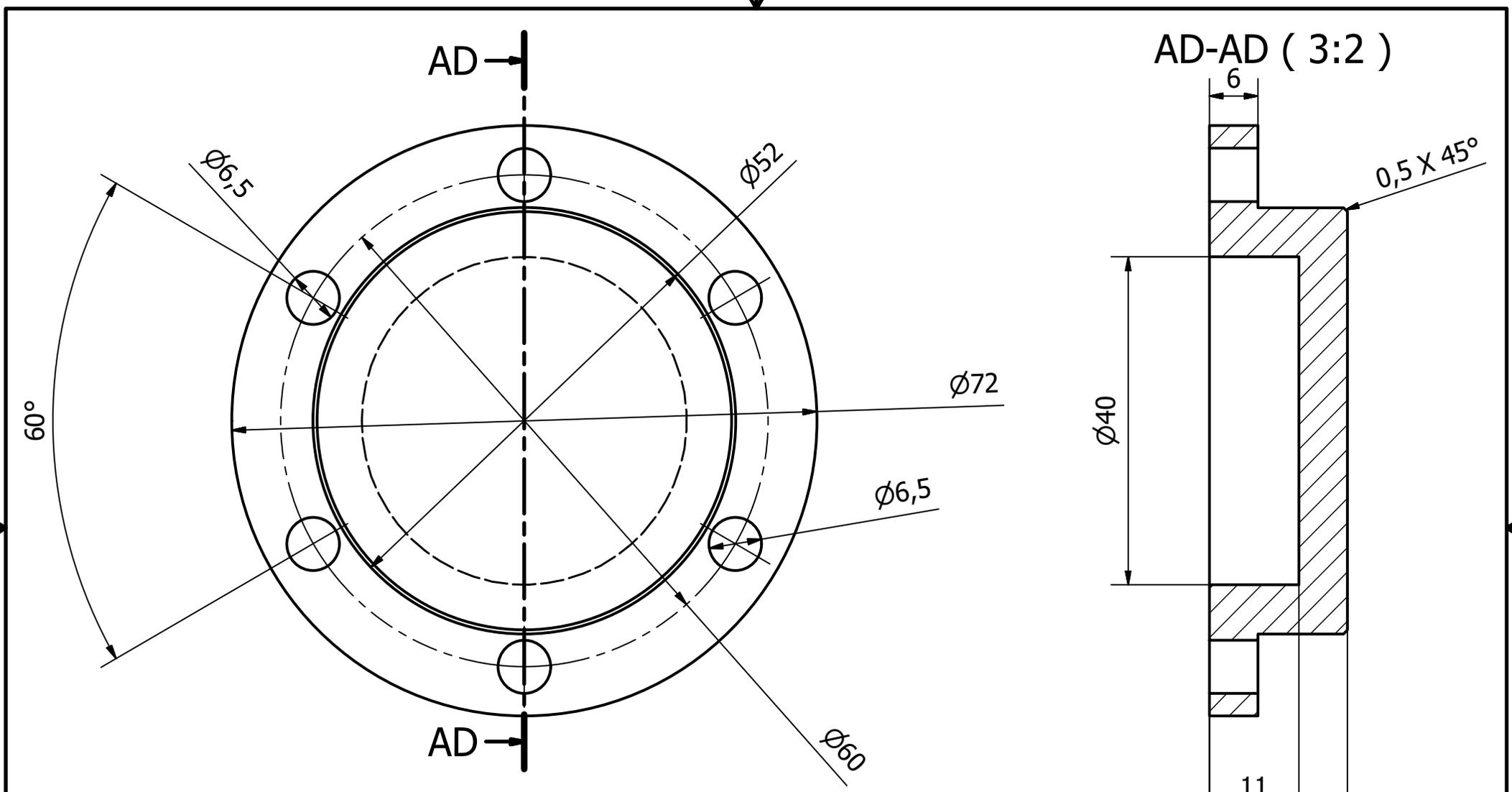


ESCALA 2:1

TOLERANCIAS	
Longitud	Agujero
h6	H6

MATERIAL: G42CrMo4

Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana M ^a Pedrosa	Approved by Ana M ^a Pedrosa	Date	Number of pieces 1	Date 20/04/2020	
 		REDUCTOR DE VELOCIDAD				
		CASQUILLO EJE INTERMEDIO	Edition 10	Sheet 10 / 17		



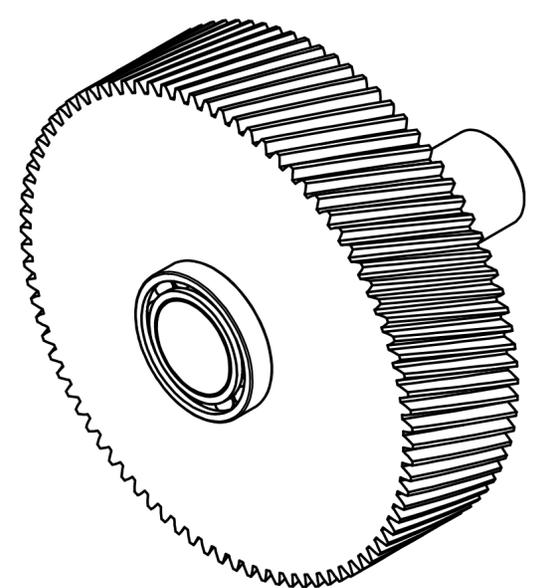
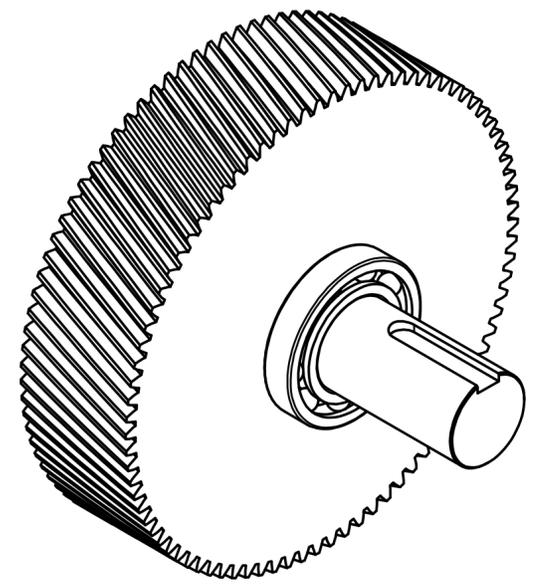
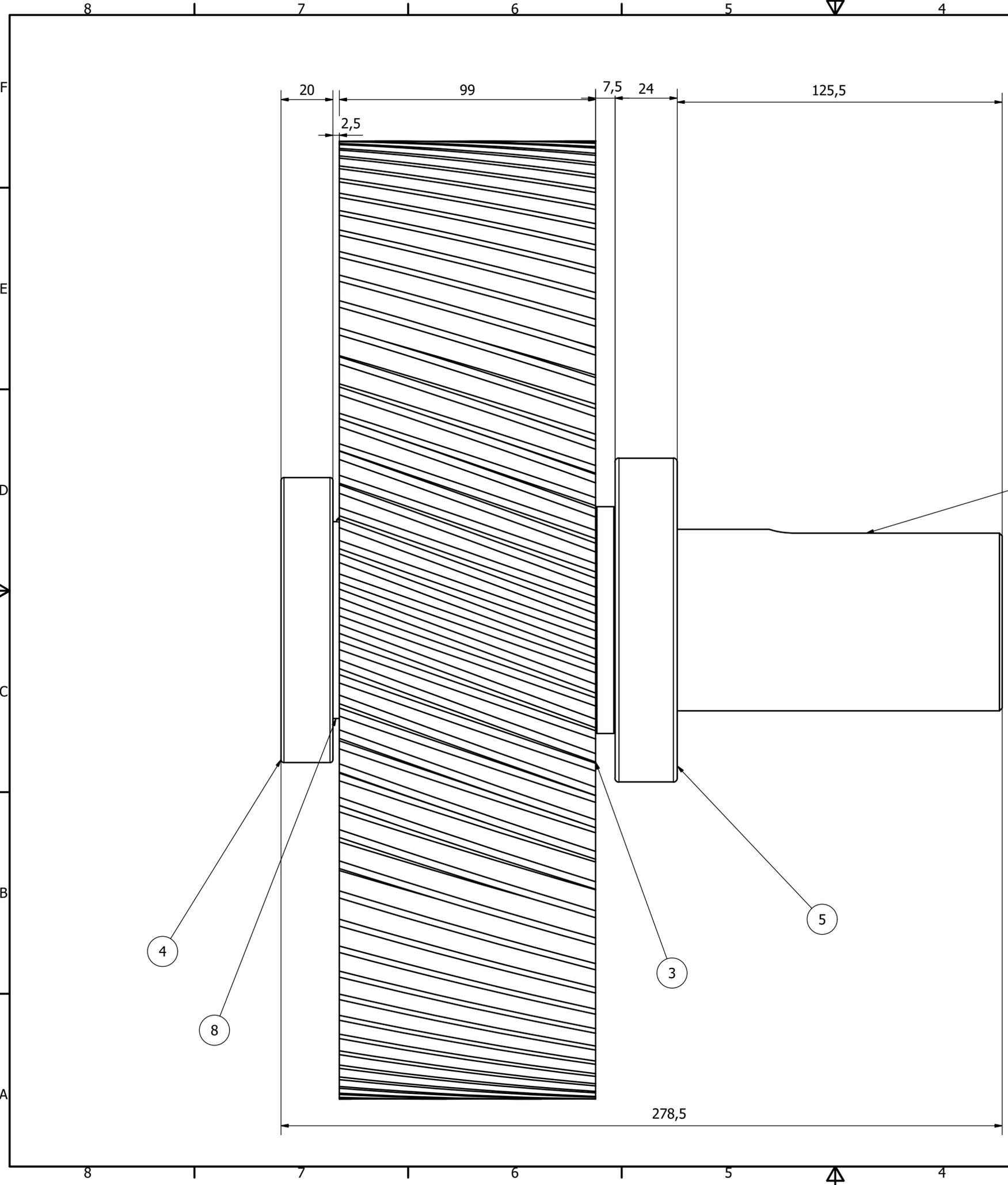
ESCALA 1:1

TOLERANCIAS		
Longitud	Agujero	Posición angular
h6	H6	h8

Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana M ^a Pedrosa	Approved by Ana M ^a Pedrosa	Date	Number of pieces 1	Date 20/04/2020
------------------------------------	--	---	------	-----------------------	--------------------



REDUCTOR DE VELOCIDAD		
TAPA EJE INTERMEDIO	Edition	Sheet 11 / 17



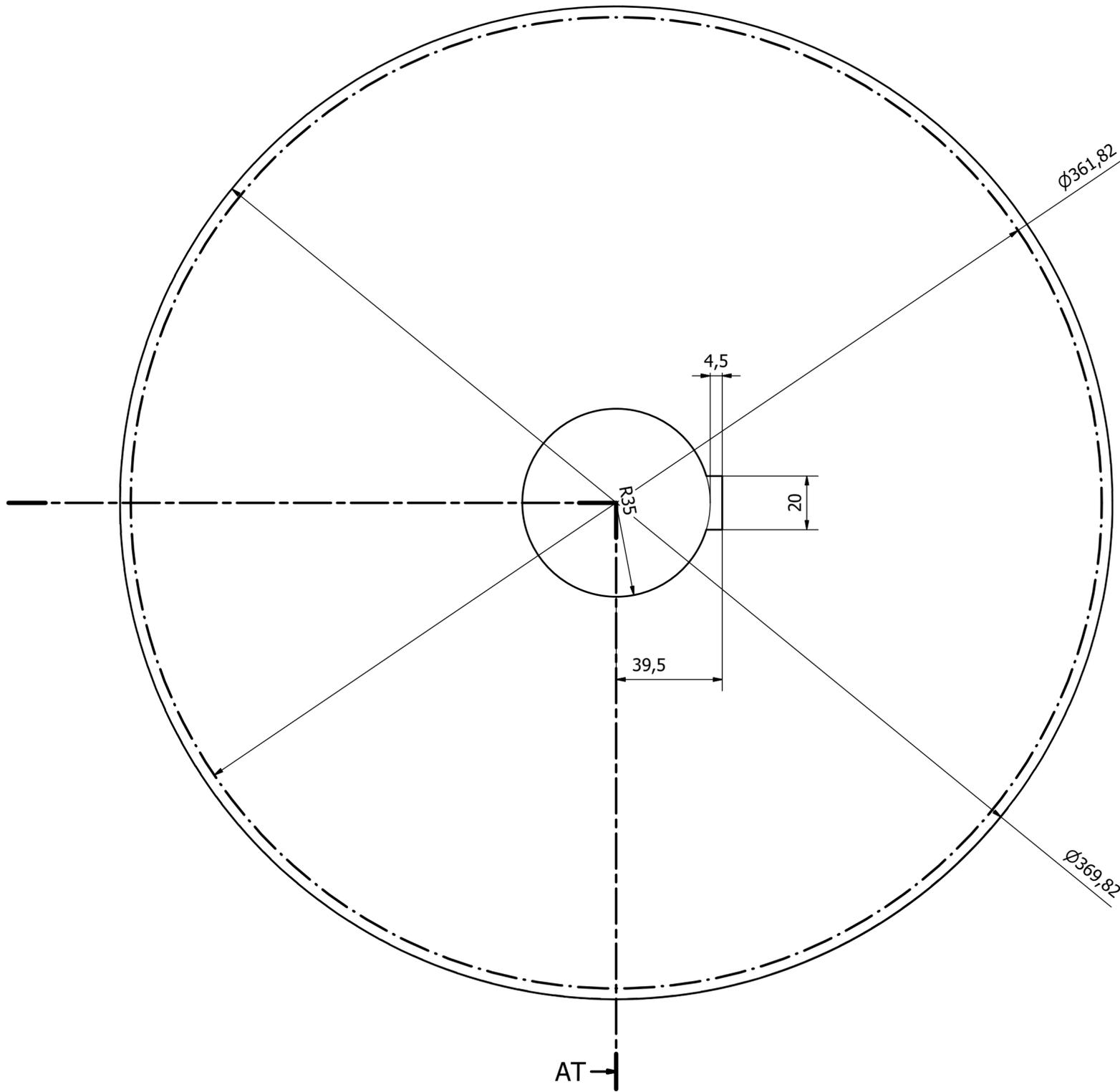
ESCALA 9:10

TOLERANCIAS					
Diámetro eje	Longitud	Agujero	Chavetero eje	Chavetero Cubo	Dimensiones chaveta
h6	h6	H6	n9	Js9	h9

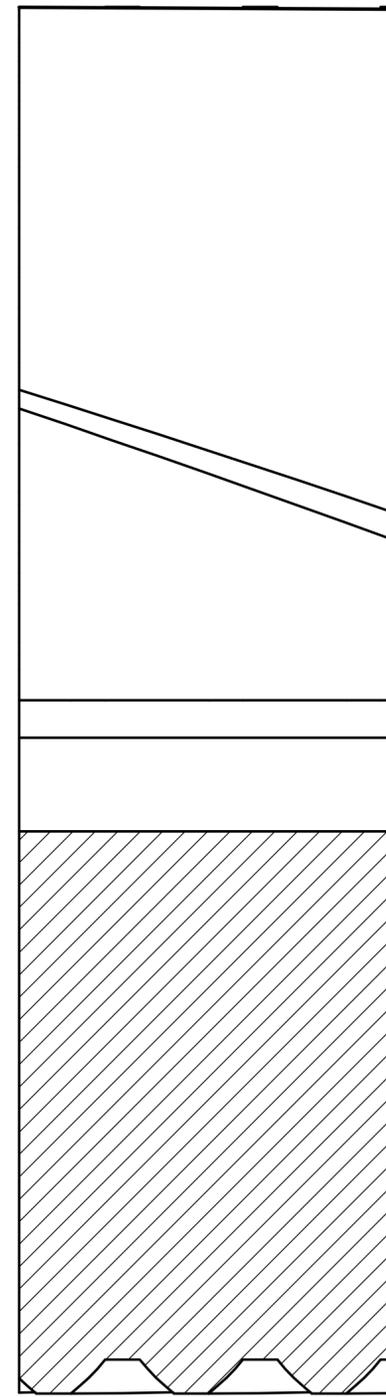
PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Shaft	
2	1	UNI 6604 - A 20 x 12 x 90	Parallel Key
3	1	Spur Gear2	
4	1	DIN 625 SKF - SKF 6014	Single row ball bearings SKF
5	1	DIN 625 SKF - SKF 6214	Single row ball bearings SKF
8	1	Casquillo eje salida	

Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana Mª Pedrosa	Approved by Ana Mª Pedrosa	Date 20/04/2020	Number of pieces 1	Date 20/04/2020
------------------------------------	------------------------------	-------------------------------	--------------------	-----------------------	--------------------

	REDUCTOR DE VELOCIDAD	
	CJTO. EJE DE SALIDA	Edition Sheet 12 / 17



AT-AT (0.75)

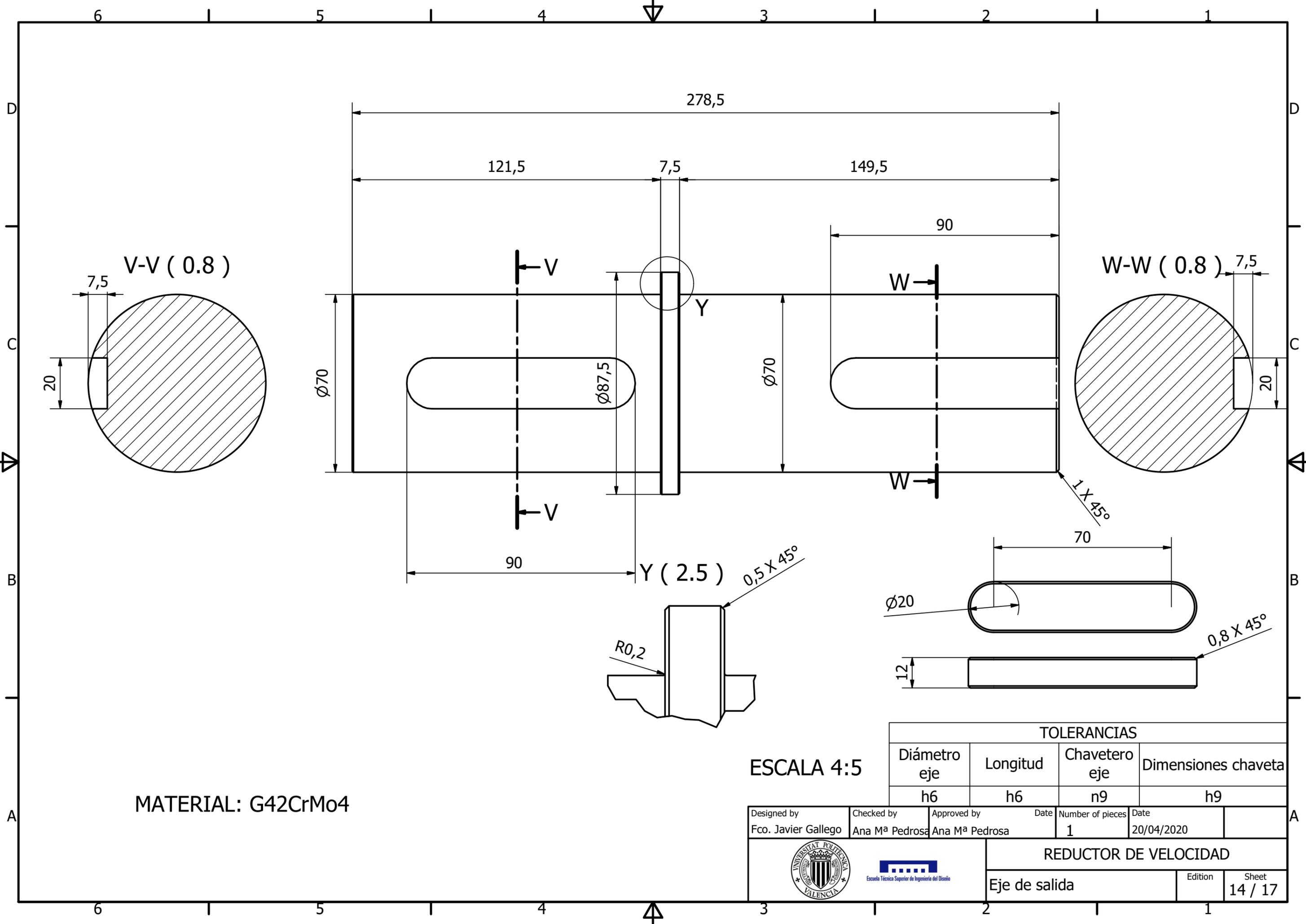


CARACTERÍSTICAS RUEDA 2ª ETAPA	
Módulo	4
Nº de dientes	85
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Diámetro primitivo	361.82 mm
Tipo de diente	Perfil de evolvente
Anchura	99
Material	G42CrMo4

TOLERANCIAS		
Longitud	Agujero	Chavetero Cubo
h6	H6	Js9

ESCALA 3:4

Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana Mª Pedrosa	Approved by Ana Mª Pedrosa	Date 20/04/2020	Number of pieces 1	Date 20/04/2020
		REDUCTOR DE VELOCIDAD			
		Edition		Sheet 13 / 17	

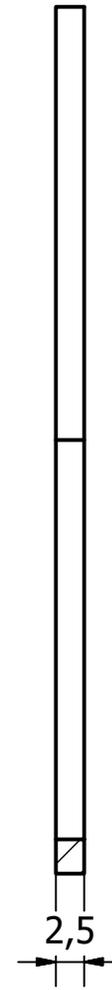
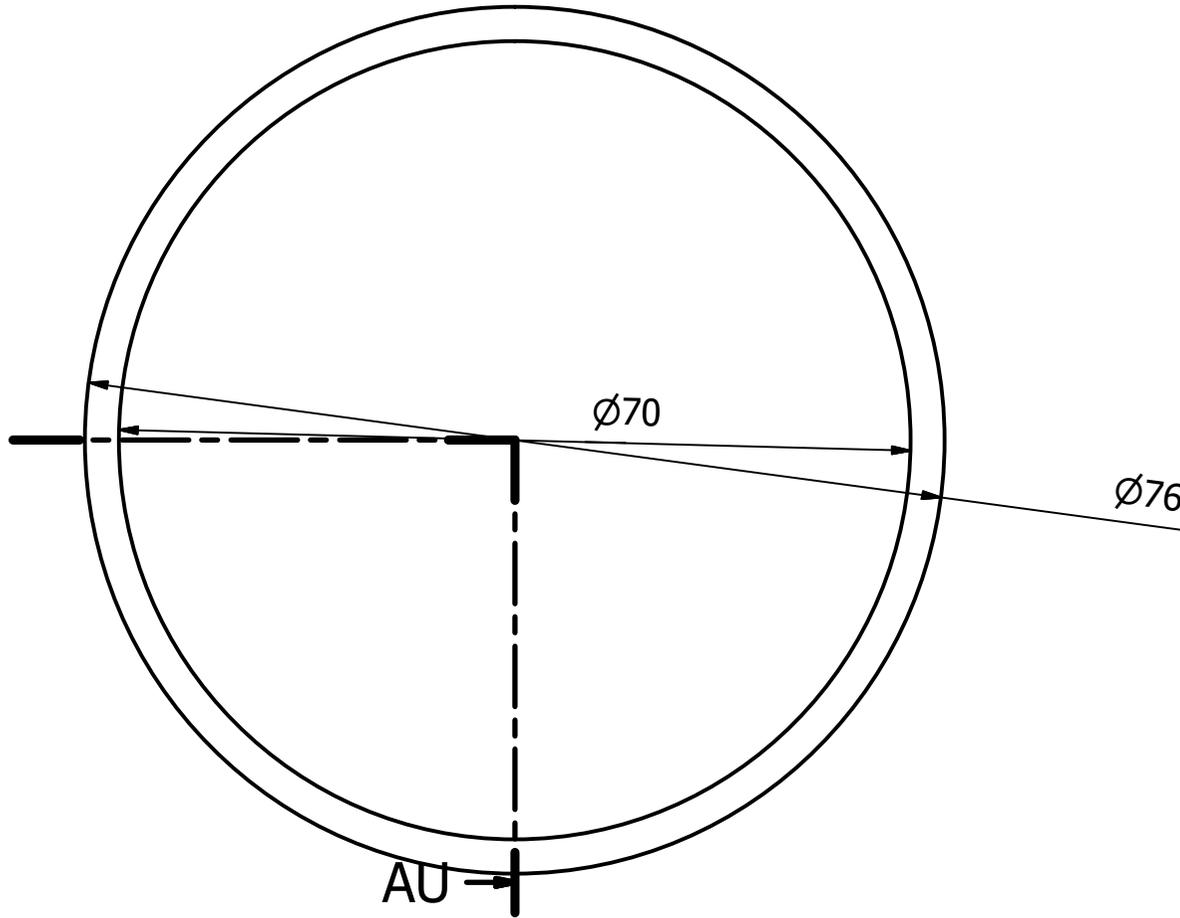


TOLERANCIAS			
Diámetro eje	Longitud	Chavetero eje	Dimensiones chaveta
h6	h6	n9	h9

Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana M ^a Pedrosa	Approved by Ana M ^a Pedrosa	Date	Number of pieces 1	Date 20/04/2020
------------------------------------	--	---	------	-----------------------	--------------------

 	REDUCTOR DE VELOCIDAD	
	Eje de salida	Edition Sheet 14 / 17

AU-AU (1.5)

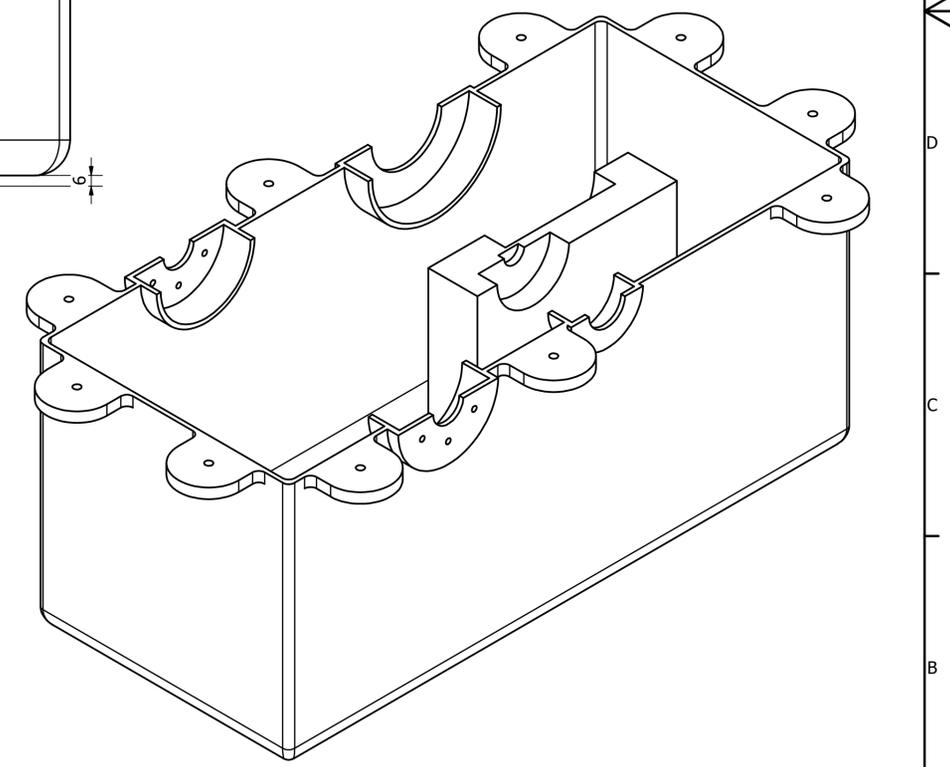
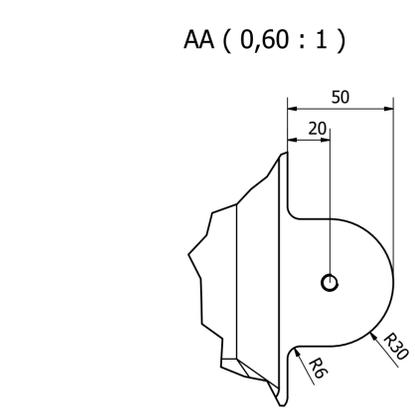
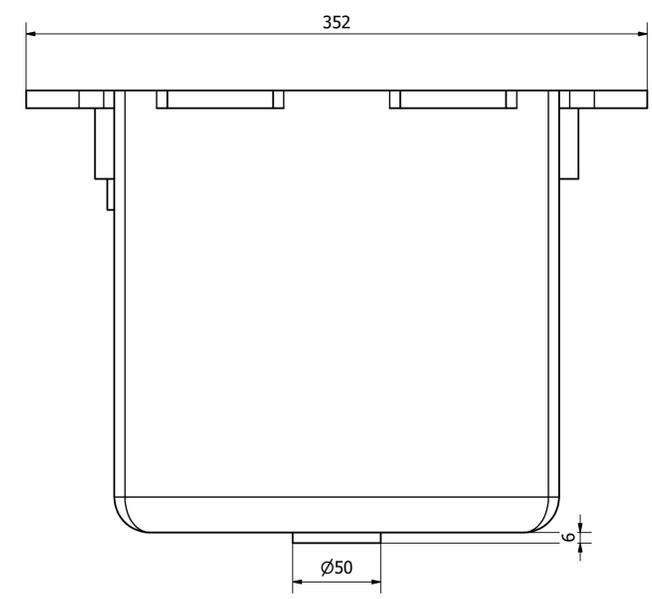
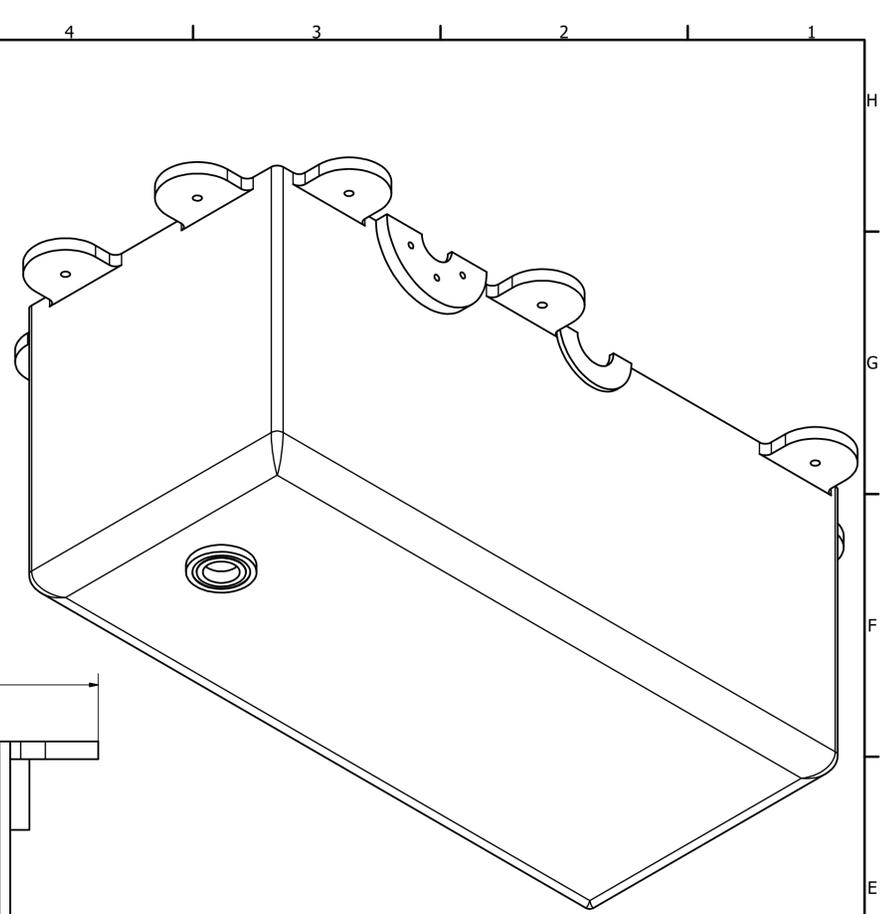
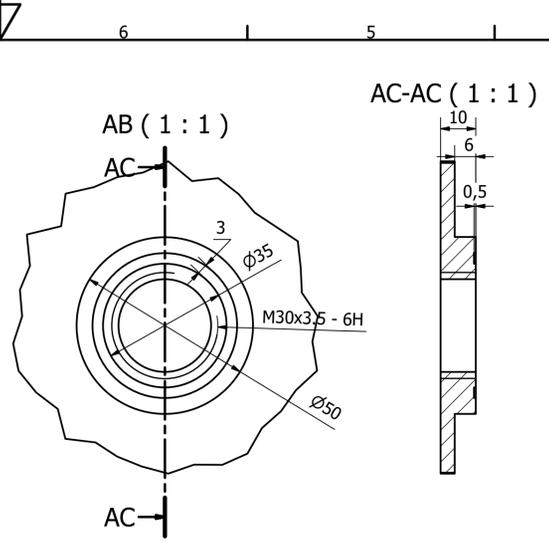
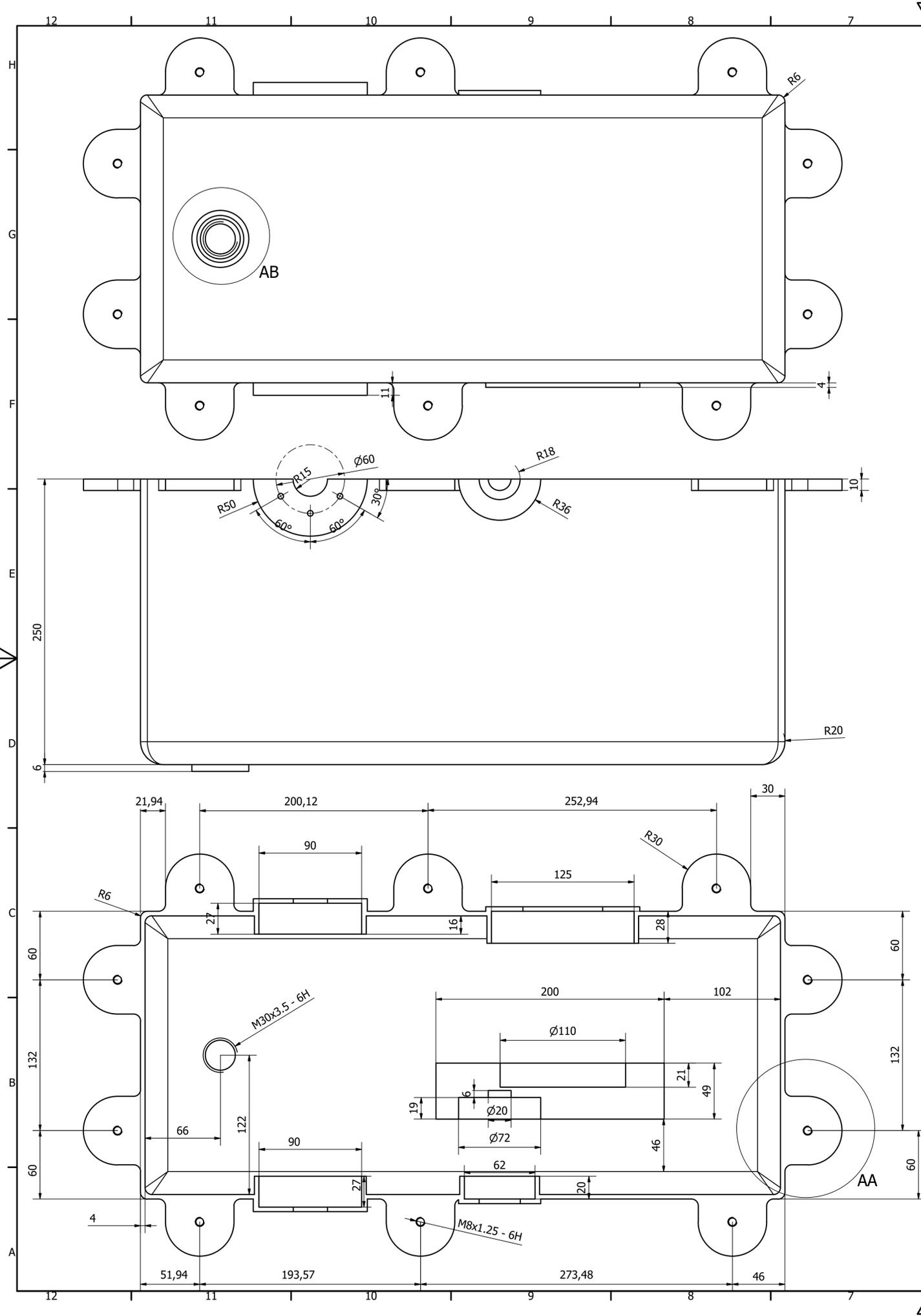


TOLERANCIAS	
Longitud	Agujero
h6	H6

ESCALA 3:2

MATERIAL: G42CrMo4

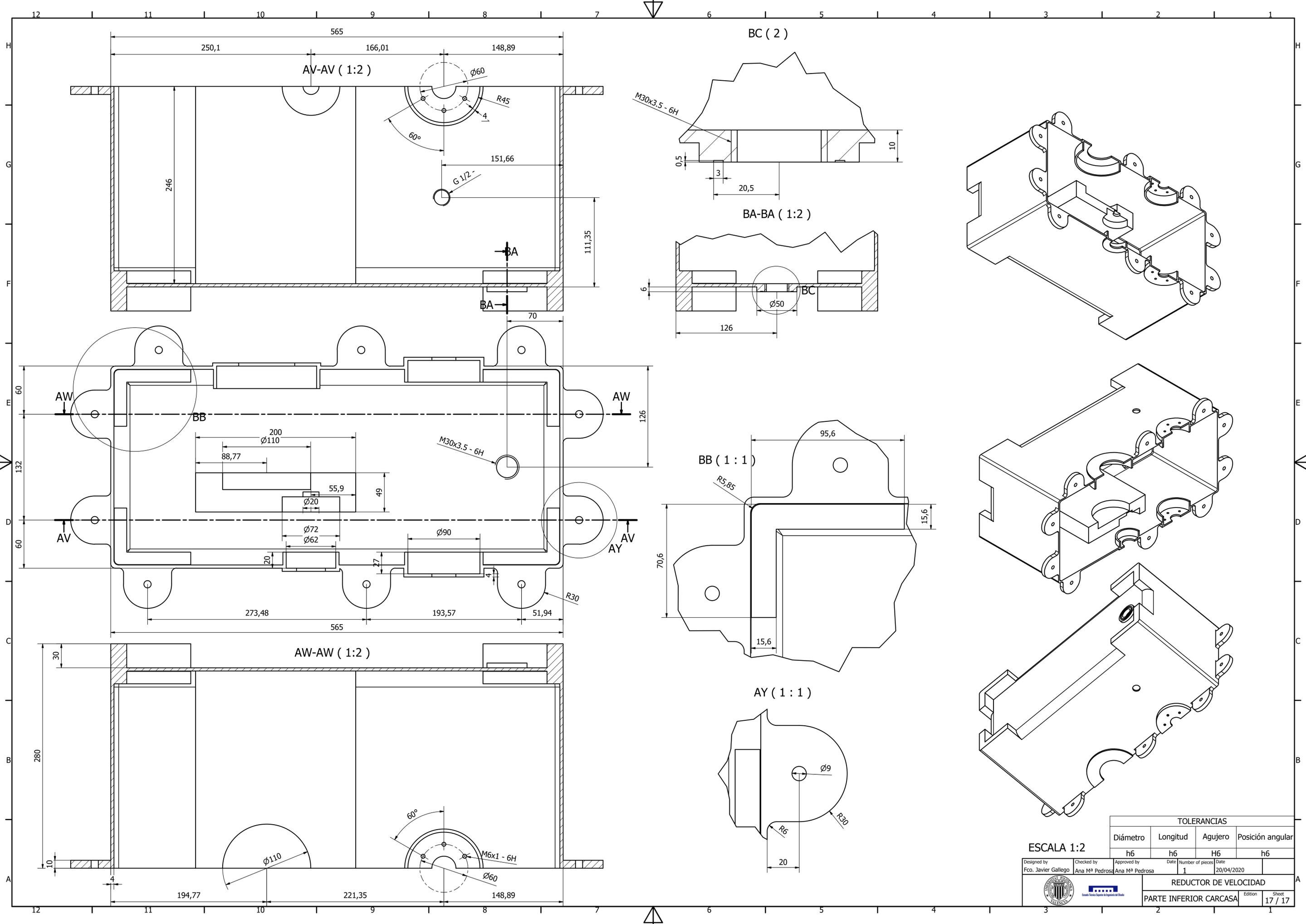
Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana M ^a Pedrosa	Approved by Ana M ^a Pedrosa	Date	Number of pieces 1	Date 20/04/2020	
		REDUCTOR DE VELOCIDAD				
		CASQUILLO EJE SALIDA	Edition	Sheet 15 / 17		



ESCALA 1:2

TOLERANCIAS			
Diámetro	Longitud	Agujero	Posición angular
h6	h6	H6	h6

Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana Mª Pedrosa	Approved by Ana Mª Pedrosa	Date 20/04/2020	Number of pieces 1	Date 20/04/2020	
REDUCTOR DE VELOCIDAD						
TAPA SUPERIOR CARCASA					Edition	Sheet 16 / 17



TOLERANCIAS			
Diámetro	Longitud	Agujero	Posición angular
h6	h6	H6	h6

ESCALA 1:2

Designed by Fco. Javier Gallego	Checked by Ana Mª Pedrosa	Approved by Ana Mª Pedrosa	Date 20/04/2020	Number of pieces 1	Date 20/04/2020
------------------------------------	------------------------------	-------------------------------	--------------------	-----------------------	--------------------

REDUCTOR DE VELOCIDAD		Edition	Sheet
PARTE INFERIOR CARCASA			17 / 17



Capítulo 3

Pliego de condiciones

RESUMEN: En el siguiente capítulo se va a proceder a describir las distintas especificaciones y limitaciones técnicas, económicas y legales que darán lugar al método que se debe seguir para la correcta ejecución del proyecto.

3.1. Documentos que componen el proyecto

El proyecto de este reductor de velocidad está compuesto por los siguientes documentos:

3.1.1. Memoria

Este documento es el documento principal del proyecto donde se describe el diseño del reductor y los cálculos que se han llevado a cabo y que respaldan el diseño. Este será el documento al que acudir en caso de existir divergencias entre distintos documentos del proyecto en cuanto a la elección de materiales respecta.

3.1.2. Planos

Mediante los planos del reductor de velocidad se describe gráficamente el diseño y el montaje de cada uno de los elementos que conforman el reductor. Será el documento que tendrá la máxima prioridad respecto a la geometría del proyecto.

3.1.3. Pliego de Condiciones

En este documento se describe el modo en que debe ser llevado a cabo el proyecto tanto por parte del ingeniero al cargo como por parte del fabricante y las condiciones que se establecerán en la relación entre estos.

3.1.4. Presupuesto

En este documento se describen las condiciones económicas que regirán la ejecución del proyecto y la fabricación de este.

3.2. Pliego de condiciones facultativo

3.2.1. Ingeniero técnico director de proyecto

La figura del ingeniero que dirigirá el proyecto será la encargada de las siguientes funciones:

- Redactar y hacer llegar al fabricante las modificaciones necesarias en el proyecto
- Supervisar la fabricación y resolver las posibles dudas acerca de este proceso.
- Llevar a cabo la gestión documental y de certificados de calidad y certificación del proyecto.
- Ejecutar la certificación de calidad de los diferentes elementos que componen el proyecto.
- Verificación de la puesta en servicio del reductor y comprobación del correcto funcionamiento

3.2.2. Fabricante

El fabricante será el encargado de llevar a cabo las siguientes funciones:

- Acopio del material necesario para la realización del proyecto.
- Organización de los procesos de fabricación y montaje
- Acuerdo de fechas de fabricación, entrega, y puesta en servicio del proyecto.
- Revisión de las piezas a fabricar y consulta en caso de imposibilidad de fabricación.

3.2.3. Relación entre fabricante e ingeniero director de proyectos

La correcta comunicación entre el fabricante y el ingeniero director de proyectos es competencia compartida de ambos, debiéndose establecer un protocolo de actuación acordado entre ambos para realizar el seguimiento de los plazos y métodos de ejecución del proyecto.

Este protocolo será descrito en el libro de seguimiento del proyecto.

3.2.3.1. Libro de seguimiento del proyecto

En el libro de seguimiento del proyecto se recogerán cada una de las órdenes de trabajo y plazos de realización de los trabajos que componen el proyecto.

3.3. Plazos y ejecución del proyecto

3.3.1. Inicio de la actividad

El inicio de la actividad tendrá lugar cuando ambas partes (proyectista y fabricante) cierren el acuerdo de proyecto y firmen el correspondiente contrato de ejecución de proyecto.

3.3.2. Plazos

3.3.2.1. Inicio de la fabricación

Se establece como máximo un período de 10 días hábiles de margen con el fabricante para permitir el aprovisionamiento de los materiales necesarios por parte de éste antes de iniciar la actividad.

Si este aprovisionamiento consiguiese realizarse antes de que termine este plazo de 10 días, se deberá comunicar al ingeniero director de proyecto para poder dar lugar al inicio de la siguiente fase de producción.

3.3.2.2. Período de fabricación

El período establecido desde el acopio de materiales hasta el final de la fabricación se establece en 15 días hábiles. Este período viene marcado por el cliente y supondrá una penalización económica de un 2% del total del proyecto por cada día hábil de retraso en la entrega del proyecto.

En caso de una demora superior a 15 días hábiles, el proyectista tiene derecho a realizar un cambio de fabricante, sin tener que abonar al actual fabricante los gastos devengados por la ejecución del proyecto.

3.3.2.3. Período de reglaje y puesta a punto

Este período se establece en 3 días hábiles desde la finalización de la fabricación y hasta un máximo de 18 días hábiles desde el inicio de la fecha de fabricación.

En este período deberá ensamblarse el reductor, y realizar una prueba de funcionamiento de 8 horas, desensamblarse y realizar las revisiones de calidad pertinentes.

Este período es facultad combinada tanto del fabricante como del ingeniero director de proyecto ya que el fabricante será el encargado de realizar el ensamblaje y las pruebas de funcionamiento y el ingeniero director de proyecto será el encargado de realizar el control de calidad pertinente.

Este período se dará por finalizado una vez que el director de proyecto considere que el reductor ha superado con éxito el control de calidad impuesto.

3.3.2.4. Período de puesta en funcionamiento

Una vez completado el período de reglaje, el reductor será ensamblado en las instalaciones del cliente y puesto a punto para desarrollar sus funciones.

Este período de puesta en funcionamiento se establece en 15 días en que el cliente tiene el derecho de notificar cualquier tipo de funcionamiento anormal siempre que este sea derivado de una mala planificación, fabricación o ensamblaje del proyecto.

3.3.2.5. Período de garantía

Se establece, por ley, un período de 2 años de garantía en que el cliente está en su potestad de exigir una reparación o cambio del reductor si, habiendo sido utilizado este para las funciones que ha sido diseñado, fallara por cuestiones relativas a un mal diseño o fallo de ensamblaje.

Para poder acogerse a este derecho, el cliente deberá haber realizado el correcto mantenimiento del reductor habiendo pasado las pertinentes revisiones técnicas por parte del proyectista.

3.4. Pliego de condiciones técnicas

En este apartado del pliego de condiciones se va a definir los materiales de cada uno de los elementos del reductor así como los métodos de fabricación empleados para cada uno de estos elementos.

3.4.1. Engranajes

3.4.1.1. Materiales

El material a utilizar para la fabricación de los engranajes será común a todos ellos y se trata del acero aleado moldeado y templado G42CrMo4, las características del cual se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 3.1: Características del Acero G42CrMo4

Características acero G42CrMo4		
E	206000	N/mm ²
ν	0.3	
G	81000	N/mm ²
Sy	700	N/mm ²
Su	1000	N/mm ²

3.4.1.2. Piñón primera etapa

Para la fabricación del piñón de la primera etapa partiremos de una barra en bruto de \emptyset 65 mm y 42 mm de longitud para proceder al mecanizado mediante fresado de este piñón.

El diámetro elegido tiene su razón en que el \emptyset 65 mm es un diámetro comercial. Además, como el piñón junto con el cubo miden 40 mm de longitud, escogeremos un bruto de 42 mm para poder tener 1 mm de creces por cada cara para poder mecanizar correctamente el piñón.

3.4.1.3. Rueda primera etapa

Para fabricar la rueda de la primera etapa, partiremos de una barra en bruto de \emptyset 275 y 58 mm de longitud.

Al igual que en el apartado 3.4.1.2 el diámetro se ha escogido en base a los diámetros comerciales más habituales y la longitud del bruto se ha escogido también dejando 1 mm de creces en cada una de las caras.

3.4.1.4. Piñón segunda etapa

Para la fabricación del piñón de la segunda etapa partiremos de una barra en bruto de \emptyset 85 mm y 101 mm de longitud para proceder al mecanizado mediante fresado de este piñón.

El diámetro elegido tiene su razón en que el \emptyset 85 mm es un diámetro comercial. Además, como el piñón mide 99 mm de longitud, hemos seguido el mismo criterio que en el apartado 3.4.1.2 y le hemos dado 1 mm de creces por cada cara.

3.4.1.5. Rueda segunda etapa

Para fabricar la rueda de la primera etapa, partiremos de una barra en bruto de \emptyset 365 y 101 mm de longitud.

Siguiendo el mismo criterio de elección que se ha seguido durante la elección del material en bruto para cada uno de los engranajes anteriores, se han escogido el diámetro y la longitud descritas en el párrafo anterior.

3.4.1.6. Proceso de fabricación

El proceso de fabricación escogido para la construcción de los engranajes es el mecanizado mediante torno y fresadora.

Al final de cada uno de estos procesos deberán comprobarse las medidas de cada uno de los engranajes así como sus durezas superficiales para comprobar que el calor generado por el mecanizado no ha mermado la dureza superficial del material.

En caso de que existiese una variación de la dureza superficial de $\pm 5\%$ se deberá informar al proyectista, y se procederá a realizar las modificaciones pertinentes.

3.4.2. Ejes

3.4.2.1. Materiales

El material escogido para la construcción de los ejes es el mismo que para la construcción de los engranajes, es decir, el acero G42CrMo4 cuyas características ya han sido descritas en la tabla 3.1.

El proceso de fabricación para todos los ejes será el mismo, mecanizado mediante torno, y la tolerancia a respetar será en todos los ejes h6.

3.4.2.2. Eje de entrada

Para la fabricación del eje de entrada se partirá de una barra del material anteriormente descrito de \emptyset 40 mm y longitud 245 mm.

Al igual que con los engranajes, se ha dejado 1 mm de creces en cada cara del eje y se ha escogido un diámetro muy común entre los principales fabricantes de materia prima.

3.4.2.3. Eje intermedio

Para el mecanizado del eje intermedio se ha elegido como material de partida una barra en bruto de \emptyset 55 mm y longitud 275 mm.

Nuevamente se ha atendido el criterio de diámetro comercial más común y un mínimo de 1 mm de creces por cada una de las caras del eje.

3.4.2.4. Eje de salida

Para la fabricación del eje de salida se parte de una barra de acero de \emptyset 90 mm y longitud 281 mm.

En este caso, hemos seguido de nuevo el criterio de diámetro comercial más común tanto como el criterio de un mínimo de 1 mm de creces por cada cara del eje.

3.4.3. Carcasa y tapa superior del reductor

Por la geometría tanto de la carcasa inferior como de la tapa superior del reductor, el proceso que debe ser utilizado para la fabricación de estos es la conformación mediante colada con molde perdido de arena.

El material utilizado para la realización de la carcasa deberá ser acero 20MnCr5.

Una vez obtenidas las piezas en bruto tanto de la carcasa inferior como de la tapa superior del reductor deberán de mecanizarse debidamente los alojamientos de los rodamientos y de los ejes con una tolerancia h6.

Además, los distintos taladros y roscas se realizarán también mediante mecanizado.

3.4.4. Tapas del eje intermedio

Las tapas del eje intermedio se fabricarán a partir de una barra de acero G42CrMo4 de \emptyset 75 mm y longitud 20 mm, y el proceso para fabricarlas será el mecanizado mediante fresadora, estableciéndose la tolerancia en el valor h6.

3.4.5. Tapas de llenado y vaciado de lubricante

Los tapones tanto de llenado como de vaciado serán del mismo tipo, el tapón TTE-30.15 de la marca TECNODIN.

3.4.6. Visor de nivel

Se instalará un visor de nivel de la marca TECNODIN con la referencia 48002212000 en el taladro de rosca G1/2realizado en uno de los laterales de la carcasa del reductor.

3.4.7. Rodamientos

Los rodamientos que deberán instalarse en cada uno de los ejes deben respetar las medidas marcadas en los planos cumpliendo, además, con las siguientes especificaciones:

- Los rodamientos instalados en la parte exterior de los ejes deberán disponer de, al menos, un anillo de retención sellante que impida que el lubricante del reductor pueda fugar mediante estos.

En caso de disponer solo de un anillo de retención, éste deberá montarse en la parte exterior del reductor para permitir que el rodamiento sea lubricado por el mismo lubricante que los engranajes.

En caso de disponer de dos anillos de retención, será importante que el lubricante del rodamiento sea de una viscosidad igual o superior a la del lubricante del reductor de velocidad.

- Los rodamientos alojados en la parte interior de la carcasa podrán no disponer de anillos de retención. En caso de que los rodamientos alojados en el interior lleven un lubricante diferente del de los engranajes, éste deberá ser de viscosidad igual o superior a la del lubricante de los engranajes.
- El material de los rodamientos será preferentemente AISI 316, pudiéndose sustituir este por acero AISI 304 en caso de que los rodamientos no estuviesen disponibles en este tipo de acero inoxidable para poder completar con éxito las tareas de ensamblaje.
- El proveedor autorizado para este material comercial es SKF. Cualquier cambio de proveedor deberá ser consultado al proyectista, el cual realizará la evaluación pertinente y tendrá el derecho de declinar el cambio de proveedor. Además, el proceso de consulta y cambio de proveedor no exime del cumplimiento de los plazos descritos en el punto 3.3.2.1.

3.4.8. Certificado de Materiales

Cada tipo de acero adquirido por el fabricante debe ir debidamente acompañado de su certificado de calidad proveniente del proveedor.

Todos estos certificados deberán ser entregados al ingeniero director de proyecto antes del inicio del período de fabricación, y este, tras verificarlos, dará la orden de comienzo de la fabricación por escrito al fabricante.

En caso de que alguno de los proveedores no pudiese suministrar el certificado de calidad correspondiente al material, el fabricante será el encargado de realizar la búsqueda de un proveedor que pueda garantizar que todos los materiales cumplen con las especificaciones descritas en el pliego de condiciones técnicas.

3.5. Pliego de condiciones económicas

Este apartado del pliego de condiciones estará destinado a describir los plazos, fraccionamientos y formas de pago mediante los cuales se ejecutará el acuerdo económico entre el proyectista y el fabricante.

Las cantidades monetarias a transferir estarán reflejadas en el documento descrito en el punto 3.1.4

3.5.1. Fraccionamiento y plazos del pago

El pago de la cantidad fijada en el presupuesto se dividirá en las siguientes 3 partes con un reparto asimétrico:

- A la firma del contrato de ejecución se abonará un 30 % de la cantidad total al fabricante.
- A la finalización del período de fabricación se abonará un 40 % de la cantidad total.
- 30 días después de la finalización del montaje y puesta en funcionamiento se abonará la cantidad restante, a la que habrá que restar las penalizaciones que se hayan podido imponer por demoras en la entrega del material por parte del fabricante al proyectista.

3.5.2. Formas de pago

La forma de pago será al contado para los tres fraccionamientos de pago descritos en el apartado 3.5.1.

Capítulo 4

Presupuestos

RESUMEN: En este capítulo se van a contabilizar todos los elementos necesarios para la fabricación y ensamblaje del reductor junto con sus precios para poder realizar la estimación de costes de la realización del proyecto del reductor.

4.1. Materiales en bruto para fabricación

En este apartado se va a proceder a desglosar los materiales necesarios para la fabricación de los elementos de transmisión del reductor de velocidad.

Todos los materiales necesarios para la fabricación se presentan en las siguientes tablas junto con su precio unitario, el subtotal de cada elemento y el total de todos los materiales sin IVA:

Tabla 4.1: Presupuesto de materiales en bruto para fabricación

Elemento para fabricación	Masa (kg)	Precio/kg(€)	Subtotal (€)
Eje de entrada	2.43	2.95 €	7.16 €
Eje intermedio	5.15	2.95 €	15.19 €
Eje de salida	14.09	2.95 €	41.56 €
Piñón etapa 1	1.10	2.95 €	3.24 €
Rueda etapa 1	27.15	2.95 €	80.08 €
Piñón etapa 2	4.52	2.95 €	13.32 €
Rueda etapa 2	83.28	2.95 €	245.67 €
Tapa superior	37.22	3.65 €	135.85 €
Carcasa inferior	41.34	3.65 €	150.90 €
Tapas eje intermedio	0.66	2.95 €	1.95 €
Casquillos	0.5	2.95 €	1.48 €
		Total	696.39 €

4.2. Elementos comerciales

En este apartado se va a proceder a desglosar los elementos comerciales necesarios para el ensamblaje del reductor de velocidad.

Todos los elementos comerciales necesarios para el ensamblaje del reductor se presentan en las siguientes tablas junto con su precio unitario, el subtotal de cada elemento y el total de todos los elementos sin IVA:

Tabla 4.2: Presupuesto de elementos comerciales

Elementos comerciales	Unidades	Precio unitario(€)	Subtotal (€)
Aceite	18	10.35 €	186.30 €
Junta de estanqueidad	1	3.50 €	3.50 €
Anillo de retención Ø 42 mm	1	0.75 €	0.75 €
Anillo de retención Ø 30 mm	1	0.50 €	0.50 €
6206 2RS	1	3.50 €	3.50 €
6404 2RS	1	3.00 €	3.00 €
6406 2RS	2	4.20 €	8.40 €
6014 2RS	1	5.85 €	5.85 €
6214 2RS	1	6.95 €	6.95 €
Tornillos M8	22	0.15 €	3.30 €
Chaveta eje entrada	1	1.20 €	1.20 €
Chaveta eje intermedio	2	1.80 €	3.60 €
Chaveta eje de salida	1	1.90 €	1.90 €
Tapón aceite	2	1.50 €	3.00 €
Visor de nivel	1	2.10 €	2.10 €
		TOTAL	233.85 €

4.3. Costes de producción

En este apartado se van a contabilizar y valorar económicamente las distintas operaciones de producción necesarias para la fabricación y ensamblaje del reductor de velocidad incluyendo la mano de obra de los distintos operarios y el tiempo de maquinaria empleado para cada elemento de transmisión.

Tabla 4.3: Precio por hora de las distintas máquinas y de mano de obra

Mano de obra	
Categoría profesional	Precio (€/h)
Oficial 1ª	25 €
Oficial 2ª	17 €
Peón de taller	10 €

Maquinaria	Precio (€/h)
Torno	40€
Fresadora	52€

Operaciones de colada	€/ud
Modelo y molde de la carcasa	70 €

Tabla 4.4: Tiempo de maquinaria por elemento

Elemento	Tiempo torno (h)	Tiempo fresadora (h)	Precio molde (€/ud)
Eje de entrada	0.5	0	0
Eje intermedio	0.9	0	0
Eje de salida	0.4	0	0
Piñón etapa 1	0.2	0.8	0
Rueda etapa 1	0.2	1.25	0
Piñón etapa 2	0.25	1	0
Rueda etapa 2	0.25	1.25	0
Tapa superior	0	0.4	70.00 €
Carcasa inferior	0	0.4	70.00 €
Tapas eje intermedio	0	0.3	0

Tabla 4.5: Tiempo de mano de obra según elemento

Elemento	Tiempo oficial 1 ^a (h)	Tiempo oficial 2 ^a (h)	Tiempo peón de taller (h)
Eje de entrada	0	0.5	1
Eje intermedio	0	0.9	1.75
Eje de salida	0	0.4	1.2
Piñón etapa 1	0.8	0.2	0.5
Rueda etapa 1	1.25	0.2	0.5
Piñón etapa 2	1	0.25	0.5
Rueda etapa 2	1.25	0.25	0.5
Tapa superior	0	0	1.9
Carcasa inferior	0	0	1.9
Tapas eje intermedio	0	0.3	0.2

Tabla 4.6: Costes de fabricación

Elemento	Subtotal
Eje de entrada	38.50 €
Eje intermedio	68.80 €
Eje de salida	34.80 €
Piñón etapa 1	78.00 €
Rueda etapa 1	112.65 €
Piñón etapa 2	96.25 €
Rueda etapa 2	115.50 €
Tapa superior	109.80 €
Carcasa inferior	109.80 €
Tapas eje intermedio	22.70 €
Total	786.80 €

4.4. Cuantía total de presupuesto

En este último apartado se procederá a realizar el sumatorio de cada uno de los conceptos añadiendo a estos la ganancia industrial y el IVA. Los resultados se plasman en la siguiente tabla:

Tabla 4.7: Resultado total del presupuesto

Tipo de coste	Precio
Coste de material en bruto	696.39 €
Coste elementos comerciales	233.85 €
Costes de fabricación	786.80 €
Total sin IVA	1.717.04 €
Ganancia industrial (10 %)	1.888.75 €
IVA (21 %)	396.64 €
TOTAL PRESUPUESTO	2.285.38 €

Apéndice A

Tablas y gráficos

En este apéndice se van a incluir los formularios y tablas utilizados para la determinación de las características de diseño del reductor.

SUPER TAURO PAG 							
Lubricante sintético de altas prestaciones, para sistemas que requieran muy alto nivel de resistencia a la oxidación y capacidad de carga. Superan los requisitos solicitados por Flender.							
GRADO ISO	Viscosidades			Punto de		FZG escalón min.	Nivel de calidad DIN 51517/ ISO 6743/B
	cSt (40 °C)	cSt (100 °C)	Índice de Viscosidad	Congelación (°C)	Inflamación (°C)		
150	150	25,3	202	-39	260	12	CLP/CKS
220	220	32,5	193	-33	294	12	CLP/CKS
320	320	43,9	196	-36	296	12	CLP/CKS
460	460	67,6	225	-36	286	12	CLP/CKS
680	680	122,0	272	-30	287	12	CLP/CKS
1000	1000	165,0	284	-27	296	12	CLP/CKS

Figura A.1: Tabla de características del lubricante seleccionado

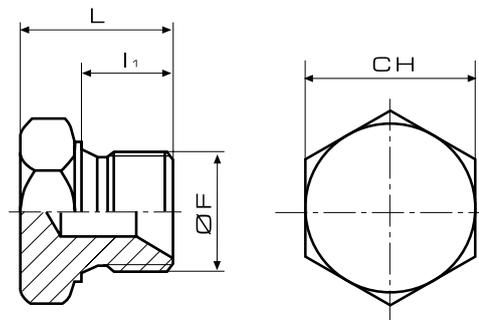
MATERIAL	Denominación	S_u (N/mm ²) min - max	S_v (N/mm ²) min - max	Dureza superficial
Acero moldeado no aleado UNE-EN10293:2006	GE240	450 - 600	240 -	HB 140
	GE300	520 - 670	300 -	HB 175
Acero no aleado forjado	C25	400	280	HB 140
	C35	580	380	HB 180
	C45	680	430	HB 207
Acero no aleado forjado, templado y revenido UNE-EN10083- 2:2008	C25	570	430	HV 170
	C35	600 - 750	430 - 520	HV 216
Aceros aleados templados y revenidos UNE-EN10083-3:2008	20NiCrMoS2-2	850	580	HV 267
	20MnCr5	980	735	HV 317
	34CrMo4	1000 - 1200	800	HV 326
	42CrMo4	1100 - 1300	950	HV 337
	34NiCrMo16	1230 - 1420	1030	HV 368
Acero moldeado no aleado templado				HV 130-215
Acero moldeado aleado templado	G35CrMo4	750-980	650	HV 305
	G42CrMo4	800-1025	700	HV 320
Acero forjado de cementación. UNE- EN10084:2010	20MnCr5	980	735	HV 720
	20NiCrMoS2-2	850	600	HV 600
	15 NiCr13	950	750	HV 700
	14NiCrMo13	1300	1100	HV 740
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	C45	1034	786	HV 560
	37Cr4	1150		HV 550 - 610
	42CrMo4	1300	1200	HV 615
Acero forjado de nituración, acero templado de nituración, acero de nituración UNE- EN10085:2001	42CrMo4	1450		HV 700
	24CrMo13-6	1100	900	HV 700
	31CrMoV9	1000	800	HV 700
	41CrAlMo7-10	950 - 1150	750	HV 850 - 950
	34CrAlNi7-10	900-1100	680	HV 850 - 950
Acero forjado de nitrocarburización				HV 300-650

Figura A.2: Tabla donde se especifican las características de los materiales elegidos para la construcción de rodamientos y ejes (G42CrMo4); y de las carcasas (20MnCr5)

Se incluyen, además, la ficha técnica de los tapones de llenado y vaciado y del visor de nivel

en las siguientes páginas:

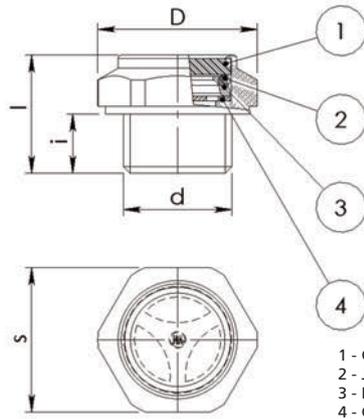
TTE - HEX HEAD STEEL PLUGS



- Material : Steel 11SMnPb37
- Working temperature : -20°C +100°C
- Max working pressure : 70 bar in static applications

Code	ØF	l1	L	CH	Min. pack. pz
TTE-18	G 1/8"	8	13	14	1000
TTE-14	G 1/4"	11	17	19	900
TTE-38	G 3/8"	12	19	22	500
TTE-12	G 1/2"	14	22	27	250
TTE-34	G 3/4"	16	25	32	150
TTE-1	G 1"	19	29	41	100
TTE-114	G 1 1/4"	20	31	50	50
TTE-112	G 1 1/2"	21	33	55	30
TTE-2	G 2"	23	36	70	10
TTE-10.1	M 10x1	8	12	14	1000
TTE-12.15	M 12x1,5	10	15	17	1000
TTE-14.15	M 14x1,5	11	17	19	900
TTE-16.15	M 16x1,5	12	19	22	500
TTE-18.15	M 18x1,5	13	20	24	200
TTE-20.15	M 20x1,5	14	22	27	250
TTE-22.15	M 22x1,5	15	23	27	250
TTE-24.15	M 24x1,5	16	25	30	100
TTE-26.15	M 26x1,5	16	25	32	150
TTE-28.15	M 28x1,5	17	27	36	100
TTE-30.15	M 30x1,5	18	28	38	100

480022 VISOR METÁLICO INOXIDABLE



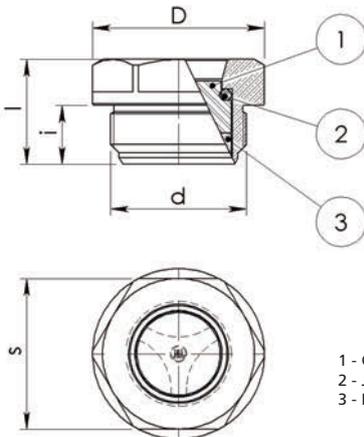
- 1 - Cristal.
- 2 - Junta.
- 3 - Distanciador. (Acero).
- 4 - Contraste. (Aleación de aluminio).



Código	d	i	s	l
48002206000	G 1/4"	8	17	17
48002209000	G 3/8"	9	22	18
48002212000	G 1/2"	9	27	20
48002219000	G 3/4"	11	32	22
48002225000	G 1"	10	40	22

Indicador de nivel con cuerpo de acero inoxidable.
 Ventana del visor en cristal y junta en FKM GLT Viton.
 Gracias a estas características la temperatura de trabajo es de -10°C a +150°C.
 La presión máxima de trabajo es de 10 bar.
 Este producto se utiliza en reductores y similares, instalaciones para energía solar y térmica, intercambiadores de calor, bombas.

480022 VISOR METÁLICO INOXIDABLE DE ALTA PRESIÓN



- 1 - Cristal.
- 2 - Junta.
- 3 - Distanciador. (Acero).



Código	d	i	s	l
48002212001	G 1/2"	12	27	19
48002219001	G 3/4"	13	32	21
48002225001	G 1"	14	41	23

Indicador de nivel con cuerpo de acero inoxidable.
 Ventana del visor en cristal y junta en FKM Viton.
 Gracias a estas características la temperatura de trabajo es de -10°C a +150°C.
 La presión máxima de trabajo es de 40 bar.
 Este producto es adecuado para aplicaciones que trabajan a presiones media-alta.

A continuación, se incluye también la hoja de cálculo que se ha construido para la selección de rodamientos, la cual incluye todos los parámetros de cálculo de estos.

		v1	v	B	de	di	dm	k	Pu
eje entrada	Rodamiento libre	37,346	90	19	72	20	46	2,409907704	640
	Rodamiento fijo	37,346	90	16	62	30	46	2,409907704	475
eje intermedio	Rodamiento libre	113,959	90	23	90	30	60	0,789755881	1000
	Rodamiento fijo	113,959	90	23	90	30	60	0,789755881	1000
eje salida	Rodamiento libre	324,271	90	20	110	70	90	0,277545537	1320
	Rodamiento fijo	311,550	90	24	125	70	97,5	0,288878553	1900

		Fr	Fa	f0	c0	f0*fa/c0	y	e	Fa/Fr
eje entrada	Rodamiento libre	1766,551	0	11	15000	0	---	---	0
	Rodamiento fijo	1782,918	1145,98	14	11200	1,432	1,45	0,3	0,643
eje intermedio	Rodamiento libre	6970,520	0	12	23600	0	---	---	0
	Rodamiento fijo	3671,302	4991,06	12	23600	2,538	1,2	0,36	1,359
eje salida	Rodamiento libre	6397,941	0	16	31000	0	---	---	0
	Rodamiento fijo	8806,050	3845,08	15	45000	1,282	1,48	0,29	0,437

		Feq	factor contami*Pu/feq	a iso	L	C	L minima	¿Válido?	nomenclatura
eje entrada	Rodamiento libre	1766,551	0,181143893	18	6,05E+10	30700	4,50E+08	SI	6404
	Rodamiento fijo	2660,105	0,089282184	5	1,42E+09	20300	4,50E+08	SI	6206
eje intermedio	Rodamiento libre	6970,520	0,071730665	1,02	1,60E+08	43600	1,01E+08	SI	6406
	Rodamiento fijo	8045,201	0,062148851	1	1,02E+08	43600	1,01E+08	SI	6406
eje salida	Rodamiento libre	6397,941	0,103158191	0,27	4,13E+07	39700	2,25E+07	SI	6014
	Rodamiento fijo	10622,106	0,089436123	0,26	3,59E+07	63700	2,25E+07	SI	6214

	catálogo		tablas y gráficas		cálculo de solicitaciones
--	----------	--	-------------------	--	---------------------------

Figura A.3: Hoja de cálculo construida para la selección de rodamientos

Por último, en las siguientes páginas se incluye el formulario de la asignatura Tecnología de Máquinas, en el cual se han basado todos los cálculos:

TEMA 2: DISEÑO A CARGA ESTÁTICA

Criterio de la Máxima Tensión Normal: $\sigma_{eq} = MAX (|\sigma_1| , |\sigma_2| , |\sigma_3|)$

Criterio de la Máxima Tensión Tangencial: $\sigma_{eq} = MAX (|\sigma_1 - \sigma_2| , |\sigma_2 - \sigma_3| , |\sigma_3 - \sigma_1|)$

Criterio de la Energía de Distorsión: $\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$ $\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$

TEMA 3: DISEÑO A FATIGA

Para el acero se estima el límite de fatiga como:

$S'_e = \text{mínimo} (0.5 S_{ut}, 700 \text{ MPa})$

Para acero, en 10^3 ciclos se estima la tensión de fatiga como:

$S'_{1000} = 0.9 S_{ut}$

Factores modificativos del límite de fatiga:

$S_e = k_a k_b k_e k_x S'_e$

Factor de superficie: Para aceros y vida infinita: $k_a = a S_u^b$

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

Factor de tamaño k_b

Para flexión rotativa y torsión en 10^6 : $k_b = \left(\frac{d}{7,62 \text{ mm}} \right)^{-0,1}$ $3 \text{ mm} < d < 270 \text{ mm}$
 $d < 3 \text{ mm} \rightarrow k_b = 1,1$ $d > 270 \text{ mm} \rightarrow k_b = 0,7$

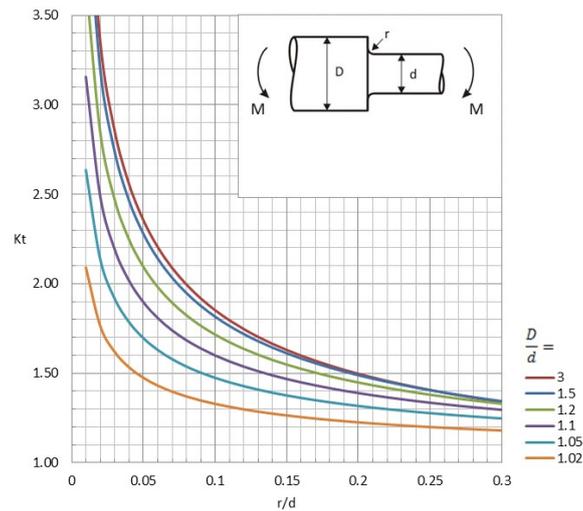
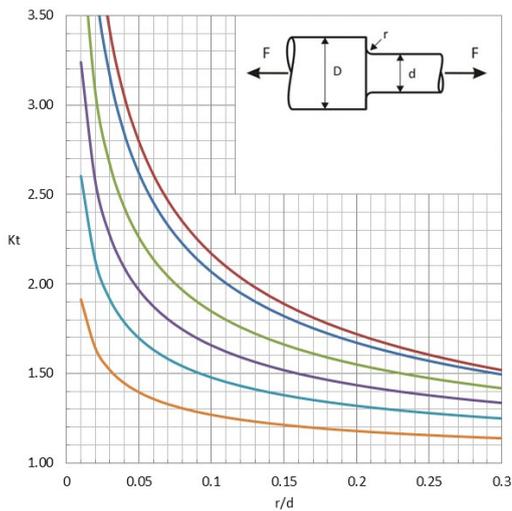
Confiabilidad k_e

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

Factor de temperatura para aceros:

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

Efecto del concentrador de tensiones: $k_t = \sigma^{max} / \sigma^{nom}$ (σ^{nom} = tensión nominal en la sección de la entalla)



Factor de sensibilidad a la entalla: $q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1}$

se puede estimar como: $q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{r}}$

Estimación de Peterson para carga axial o de flexión (σ):

$\alpha = 0.51 \text{ mm}$ (aleaciones de aluminio)

$\alpha = \frac{75000}{(S_u + 210)^{1.92}} \text{ mm}$ (aceros con $345 \text{ MPa} < S_u < 2070 \text{ MPa}$)

Para torsión y cortante (τ) se multiplican los valores anteriores por 0.6

En vidas cortas: $q_{10^3} = \frac{k_f \cdot 10^3 - 1}{k_f - 1}$ siendo:

$$q_{10^3} = -0,52 + 0,028 \cdot \sqrt{S_u} \quad (\text{aceros con } 550 \text{ MPa} < S_u < 1800 \text{ MPa}, k_f \cdot 10^3 = 1 \text{ si } S_u < 550 \text{ MPa})$$

$$q_{10^3} = -0,54 + 0,049 \cdot \sqrt{S_u} \quad (\text{aluminio con } 190 \text{ MPa} < S_u < 620 \text{ MPa}, k_f \cdot 10^3 = 1 \text{ si } S_u < 190 \text{ MPa})$$

Efecto de las tensiones medias

Criterio de Goodman: $\frac{\sigma_a + \sigma_m}{S_N} = 1 \quad \frac{\sigma_a}{S_N} = 1 \quad (\sigma_m \leq 0)$

Tensiones multiaxiales en estados de tensiones proporcionales y material dúctil

$$\sigma_{au} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + (\sigma_{2a} - \sigma_{3a})^2 + (\sigma_{3a} - \sigma_{1a})^2} \quad \text{o} \quad \sigma_{au} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + (\sigma_{ya} - \sigma_{za})^2 + (\sigma_{za} - \sigma_{xa})^2 + 6(\tau_{xya}^2 + \tau_{yza}^2 + \tau_{zxa}^2)}$$

$$\sigma_{mu} = \sigma_{1m} + \sigma_{2m} + \sigma_{3m} \quad \text{o bien} \quad \sigma_{mu} = \sigma_{xm} + \sigma_{ym} + \sigma_{zm}$$

Carga de amplitud variable. La regla de Palmgren-Miner:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots = \sum \frac{n_j}{N_j} = 1$$

si se repite una secuencia de carga:

$$B_f \left[\sum \frac{n_j}{N_j} \right]_{\text{secuencia}} = 1$$

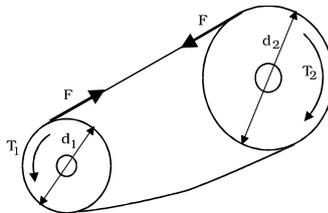
TEMA 4: EJES

Esfuerzos ocasionados sobre ejes por elementos de transmisión:

T_1 par motor aplicado sobre el eje
 T_2 par resistente.

Transmisión por cadena:

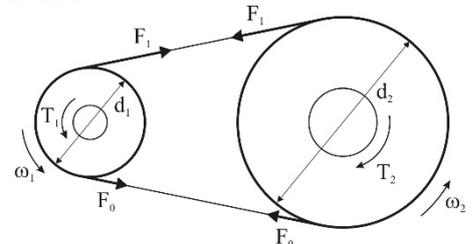
$$F = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2}$$



Transmisión por correa de fricción:

$$F_1 - F_0 = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2}$$

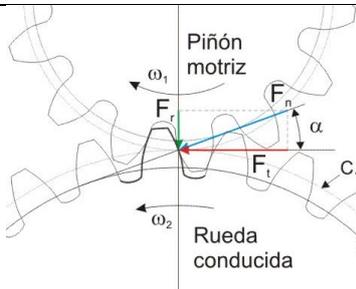
$$F_1 + F_0 = 2 \cdot F_p$$



Engranajes cilíndricos dientes rectos

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

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



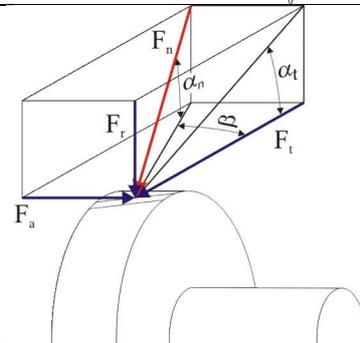
Engranajes cilíndricos helicoidales:

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

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

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

$$\text{tg} \alpha_n = \text{tg} \alpha \cdot \cos \beta$$



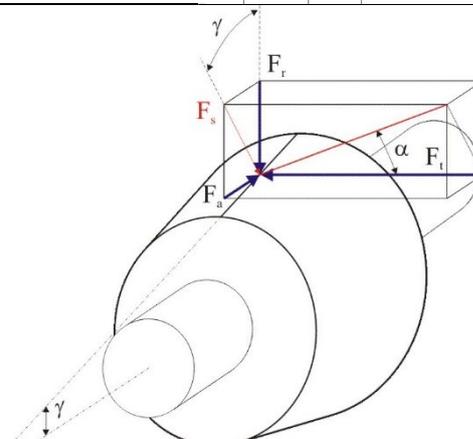
Engranaje cónico de dientes rectos:

$$F_t = \frac{T}{d/2}$$

$$(F_s = F_t \cdot \text{tg} \alpha)$$

$$F_a = F_s \cdot \text{sen} \gamma$$

$$F_r = F_s \cdot \text{cos} \gamma$$



Calculando con Goodman en un eje de acero dúctil: $\frac{S_u}{X} = \frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 \cdot M_m}{\pi \cdot d^3} + \frac{S_u}{S_N} \cdot \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{(k_k^n \cdot M_a)^2 + \frac{3}{4} \cdot (k_f^t \cdot T_a)^2}$

Sin axiales:
$$d = \left(\frac{32 \cdot X}{\pi} \left(\frac{M_m}{S_u} + \frac{1}{S_N} \sqrt{(k_f^f \cdot M_a)^2 + \frac{3}{4} \cdot (k_f^t \cdot T_a)^2} \right) \right)^{\frac{1}{3}}$$

Sin M_m ni T_a :
$$d = \left(\frac{32 \cdot X \cdot k_f^f \cdot M_a}{\pi \cdot S_N} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Otras consideraciones de diseño

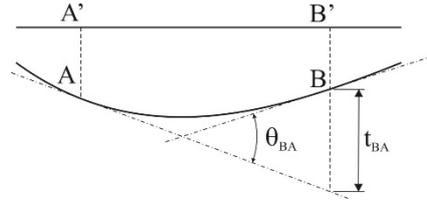
Rigidez torsional

Deflexión torsional $< 1^\circ$ en una longitud de $20 \cdot d$ (máx $2^\circ/m$)

El giro entre dos secciones se calcula como: $\theta = \frac{TL}{JG}$ y si la sección es circular: $\theta = \frac{32 \cdot TL}{\pi d^4 G}$

Deformaciones laterales por flexión (teoremas de Mohr)

$$\theta_{BA} = \theta_B - \theta_A = \int_A^B \frac{M}{E \cdot I} dx \quad t_{BA} = \int_A^B (x_B - x) \frac{M}{E \cdot I} dx$$



TEMA 5: RODAMIENTOS

Fallo bajo carga estática: fuerza estática equivalente $F_0 = x_0 \cdot F_{0r} + y_0 \cdot F_{0a}$

Para rígidos de bolas: Si $F_{0a} \leq 0.8 \cdot F_{0r} \Rightarrow F_0 = F_{0r}$
 Si $F_{0a} > 0.8 \cdot F_{0r} \Rightarrow F_0 = 0.6 \cdot F_{0r} + 0.5 \cdot F_{0a}$

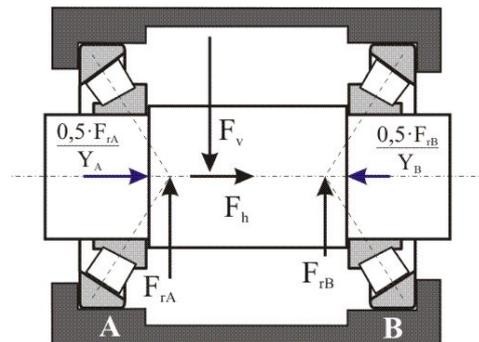
Condiciones de funcionamiento	Coeficiente de seguridad estática X_0	
	Rodillos	Bolas
Carga uniforme, bajas vibraciones, requisitos poco severos para la suavidad de marcha	≥ 1.0	≥ 0.5
Carga uniforme, bajas vibraciones, requisitos más elevados para la suavidad de marcha	≥ 2.0	≥ 1.0
Funcionamiento con considerables cargas de impacto o choques	≥ 3.0	≥ 2.0
Rodadura con elevados requisitos de precisión de rotación y suavidad de marcha	≥ 4.0	≥ 3.0

Fuerza equivalente:

rígidos de bolas: $F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a$

Rodillos cónicos: $F_{eq} = F_r$ si $F_a/F_r < e$
 $F_{eq} = 0.4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$ si $F_a/F_r > e$

$f_0 \cdot F_a / C_0$	e	$F_a/F_r > e$	
		x	y
0.172	0.19	0.56	2.30
0.345	0.22	0.56	1.99
0.689	0.26	0.56	1.71
1.03	0.28	0.56	1.55
1.38	0.30	0.56	1.45
2.07	0.34	0.56	1.31
3.45	0.38	0.56	1.15
5.17	0.42	0.56	1.04
6.89	0.44	0.56	1.00



Empuje axial generado por la carga radial = $0.5 \cdot F_r / Y$

Tabla 1.- Factores de carga radial equivalente para **rodamientos rígidos de bolas**

Cálculo de la vida del rodamiento

$q=3$ en rodamientos de contacto puntual y $q=10/3$ para contacto lineal

Vida Nominal: $L_{10} = 10^6 \left(\frac{C}{F} \right)^q$

Factores de corrección de vida: $L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10}$

Fiabilidad %	a_1
90	1
95	0.64
96	0.55
97	0.47
98	0.37
99	0.25
99.2	0.22
99.4	0.19
99.6	0.16
99.8	0.12
99.9	0.093
99.92	0.087
99.94	0.080
99.95	0.077

Tabla 1.- Factor corrector por fiabilidad: a_1

Relación de viscosidades

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

Viscosidad relativa ν_1 (mm²/s):

$$\nu_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \quad n < 1000 \text{ rpm}$$

$$\nu_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \quad n \geq 1000 \text{ rpm}$$

Condición	$d_m < 100$ (mm)	$d_m \geq 100$ (mm)
Limpieza extrema	1	1
Gran limpieza	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy alta	0	0

Tabla 2. Factor de contaminación η_c

Relación entre viscosidad y temperatura del lubricante:

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

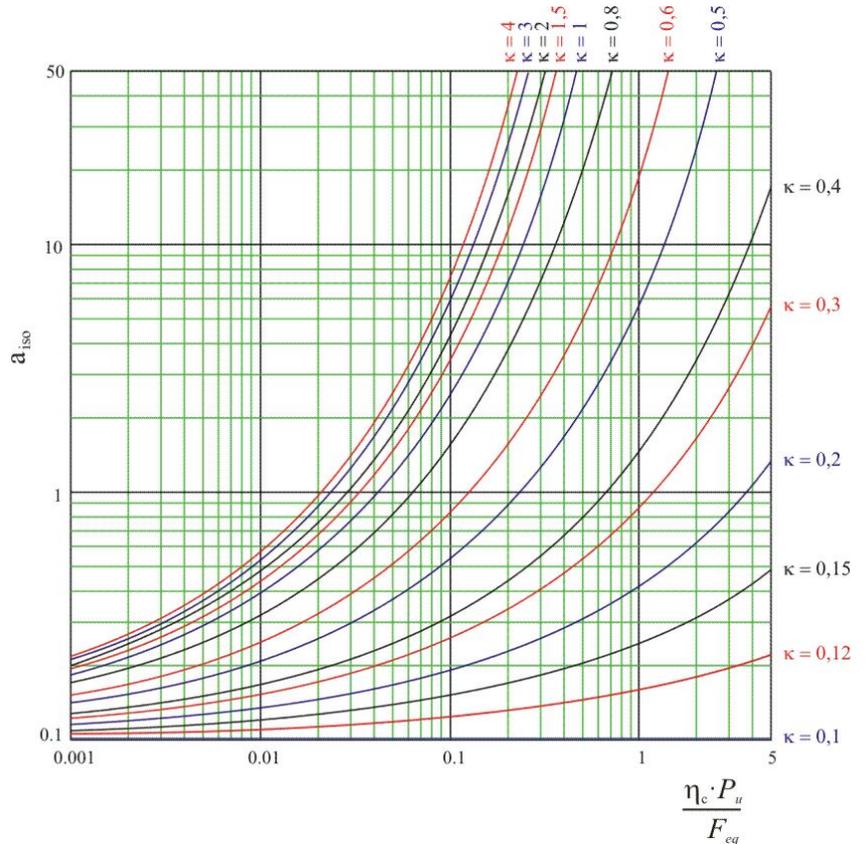
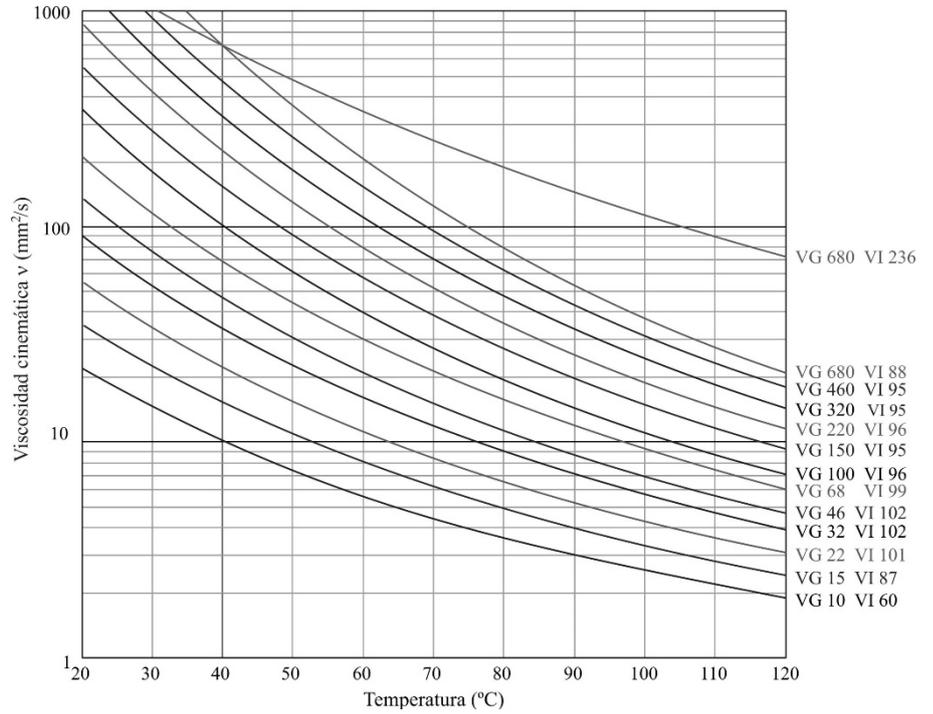


Figura 2.- Obtención de a_{180} rodamientos radiales de bolas

Rodamientos sometidos a cargas variables:
$$C^q = \frac{60 \cdot L}{10^6 \cdot a_1} \sum_{m=1}^i t_m \frac{n_m}{a_{isom}} F_m^q$$

TEMA 6: TRANSMISIONES. ENGRANAJES CILÍNDRICOS:**Geometría del dentado helicoidal:**

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad \operatorname{sen} \beta_b = \operatorname{sen} \beta \cdot \cos \alpha_n \quad \varepsilon_\beta = \frac{L}{p_t} = \frac{b \cdot \operatorname{sen} \beta}{\pi \cdot m_n}$$

Interferencia: dientes rectos

Z1	Z2 max	Tallado con cremallera:	Dentado helicoidal tallado con cremallera:
13	16	$z_{\min} = \frac{2}{\operatorname{sen}^2 \alpha}$	$z_{\min} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\operatorname{sen}^2 \alpha_t}$
14	26		
15	45		
16	101		
17	1309		

Cálculo a presión superficial:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad (N/mm^2) \quad \text{Coeficiente de seguridad: } X_H = \left(\frac{s_{HP}}{\sigma_H} \right)^2$$

- Coeficiente geométrico: $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\operatorname{sen} \alpha_t \cdot \cos \alpha_t}}$ - Coeficiente elástico $Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$

	Módulo de Young E (N/mm ²)	Coeficiente de Poisson v
Acero	206.000	0.30
Fundición Gris	118.000	0.26
F. maleable	173.000	0.28
F. Grafito esferoidal	173.000	0.28

- Coef. de conducción; rectos: $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ helicoidales con $\varepsilon_\beta < 1$: $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha \cdot (1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$
 helicoidales con $\varepsilon_\beta \geq 1$: $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$

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

- Coeficiente de ángulo de hélice: $Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos \beta}}$

Cálculo a flexión del diente:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_{Fa} Y_\varepsilon Y_{sa} Y_\beta Y_B K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad \text{Coeficiente de seguridad: } X_F = \frac{s_{FP}}{\sigma_F}$$

- Coeficiente de forma:

para $z_v \leq 400$ $Y_{Fa} = 38,18 \cdot z_v^{-1,29} + 2,11$
 para $z_v > 400$ $Y_{Fa} = 2,07$

- Coeficiente de conducción: $Y_\varepsilon = 0,25 + \left(\frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \right)$

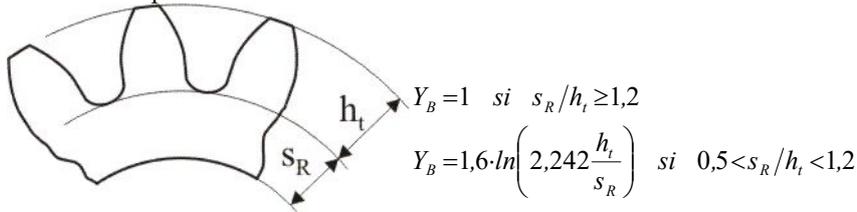
- Coeficiente de concentración de tensiones:

para $z_v \leq 200$ $Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log(z_v)$
 para $z_v > 200$ $Y_{sa} = 2,383$

- Factor de inclinación: $Y_{\beta \min} = 1 - 0,25 \varepsilon_\beta$ ($\beta > 30^\circ$) donde si $\varepsilon_\beta > 1$ se toma $\varepsilon_\beta = 1$

$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \left(\frac{\beta}{120^\circ} \right)$ ($\beta < 30^\circ$)

- Factor de espesor de aro:



- Coeficiente de aplicación K_A :

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada			
	Uniforme	Choques ligeros	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choques ligeros	1,10	1,35	1,60	1,85
Choques moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques fuertes	1,50	1,75	2,00	2,25 o mayor

Características de la máquina motriz	Máquina
Uniforme	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con trabajo continuo
Choques ligeros	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con frecuentes arranques
Choques moderados	Motor de combustión interna de varios cilindros
Choques fuertes	Motor de combustión interna monocilíndrico

Características de la máquina arrastrada	Máquina
Uniforme	Alternador, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbo compresores
Choques ligeros	Mecanismos de rotación de grúas, ventiladores de minería, mezcladoras de materias no homogéneas, compresores de cilindros múltiples
Choques moderados	Extrusoras de goma, mezcladoras de materia no homogénea, compresor monocil.
Choques importantes	Transmisiones de excavadoras, prensas, cizallas, molinos de bolas

- Coeficiente dinámico K_V :

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}}$$

Si $\frac{V \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \leq 0,2 \text{ m/s}$ $K_3 = 2,0$

Si $\frac{V \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} > 0,2 \text{ m/s}$ $K_3 = -0,357 \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} + 2,071$

Donde:

V velocidad en m/s

Si $K_A \cdot F_t/b < 100 \text{ N/mm}$ se introduce 100

K_2 dientes rectos = 0,0193 – helicoidales = 0,0087

$K_{3 \text{ min}} = 1$

Si $\varepsilon_\beta < 1$ interpolar entre rectos y helicoidales:

$$K_V = K_{V\alpha} - \varepsilon_\beta \cdot (K_{V\alpha} - K_{V\beta})$$

Q_{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
K_1 rectos	76,6	52,8	39,1	26,8	14,9	7,5	3,9	2,1
K_1 helicoidales	68,2	47,0	34,8	23,9	13,3	6,7	3,5	1,9

- Coeficiente de distribución de carga longitudinal $K_{F\beta/H\beta}$: $K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F}$ con $N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2}$

Tipo de ajuste de los engranajes en el proceso de fabricación/montaje:

a) Se montan los engranajes sin ajustes ni rodaje posterior

b,c) Se ajustan durante el montaje, por ejemplo árboles regulables. Se someten a rodaje

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$$

Q _{ISO}	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / rectific.		
		H ₁	H ₂	H ₃	H ₁	H ₂	H ₃
5	a	1.135	2.3·10 ⁻⁴	0.18	1.09	1.99·10 ⁻⁴	0.26
5	b, c	1.10	1.15·10 ⁻⁴	0.18	1.05	1.0·10 ⁻⁴	0.26
6	a	1.15	3.0·10 ⁻⁴	0.18	1.09	3.3·10 ⁻⁴	0.26
6	b, c	1.11	1.5·10 ⁻⁴	0.18	1.05	1.6·10 ⁻⁴	0.26
7	a	1.17	4.7·10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
7	b, c	1.12	2.3·10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
8	a	1.23	6.1·10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
8	b, c	1.15	3.1·10 ⁻⁴	0.18	-	-	-

- Coeficientes de distribución de carga transversal $K_{F\alpha}$ y $K_{H\alpha}$

1. Para índice de calidad ISO 6 o mejor (menor): $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$
2. Para peores índices de calidad (ISO 7 o 8) $K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$ obtenidos en la siguiente tabla:

Q _{ISO}	7	8
Diente recto endurecido superficialmente	1,0	1,1
Diente helicoidal endurecido superficialmente	1,1	1,2
Diente recto no endurecido superficialmente	1,0	1,0
Diente helicoidal no endurecido superficialmente	1,0	1,1

Módulos normalizados de uso preferente:

m	0.5	0.6	0.8	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
---	-----	-----	-----	---	------	-----	---	-----	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

Lubricación de Engranajes cilíndricos

- Método United (se obtiene la viscosidad a 38°C)

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \quad \text{donde } F_t \text{ (N), } b \text{ (mm), } d_1 \text{ (mm).}$$

Para temperatura ambiente entre 10 y 25 °C; con $K(N/mm^2)$, $v_t (m/s)$, $d_1 (mm)$, $\mu (cSt)$.

si $2.5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$ y $v_t \leq 20$

$$\log(\nu_{38}) = -0,028 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t} \cdot K_A \right)^3 - 0,025 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t} \cdot K_A \right)^2 + 0,460 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t} \cdot K_A \right) + 2,593$$

si $2.5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$ y $v_t > 20$

$$\mu_{38} = \frac{67500}{\left(10 \cdot v_t \cdot d_1 \cdot \frac{i}{i+1} \right)^{0,6}}$$

Para temperatura ambiente superior a 25 °C, se aumenta un 10% la viscosidad por cada tramo de 2,5 °C

- Método de la norma ANSI/AGMA 9005-E02

Temperatura de trabajo usualmente 45 °C superior a la del ambiente.

Temp °C	Velocidad tangencial en <i>m/s</i>							
	1,0 – 2,5	2,5	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0
10	32							
15	46	32						
20	68	46	32					
25	68	46	32					
30	100	68	46	32				
35	100	100	68	46	32			
40	150	100	68	46	32	32	32	
45	220	150	100	68	46	46	32	32
50	320	220	150	100	46	46	46	32
55	460	220	150	100	68	68	68	46
60	460	320	220	150	68	68	68	46
65	680	460	320	220	150	100	100	68
70	1000	680	320	220	150	100	100	68
75	1500	680	460	320	220	150	150	100
80	2200	1000	680	460	220	220	220	150
85	3200	1500	1000	460	320	220	220	150
90	3200	2200	1000	680	460	320	320	220
95		3200	1500	1000	460	460	320	220
100		3200	2200	1000	680	460	460	320

Tabla 5.3 Grado de viscosidad ISO a partir de la temperatura de trabajo del lubricante, aceites con índice de viscosidad 90

Apéndice B

Bibliografía

- Grado en Ingeniería Mecánica: Diseño de máquinas I. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.
- Grado en Ingeniería Mecánica: Diseño de máquinas II. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica.
- <https://www.skf.com/es>- Catálogos de rodamientos de bolas de una hilera.
- "http://www.tecnodin.com/oleodinamica/taponos_metalicos.html-Catálogos de los taponos de llenado y visores de nivel.