

TRABAJO FINAL DE GRADO

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
PARA LA ELEVACIÓN DE CARGA DE UN PUENTE GRÚA
DE 10 Tn CON UNA VELOCIDAD DE 12,5 m/min.**

Autor: **ARTURO IGNACIO LOMBANA POMPEI**

Tutora: **ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ**

Grado: **INGENIERÍA MECÁNICA**

Fecha de presentación del proyecto: **SEPTIEMBRE 2019**

ÍNDICE

DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFG

- Memoria
- Presupuesto
- Planos
- Anexos

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1. Estado del Arte	6
1.1. Introducción	6
1.2. Aspectos Relevantes	8
1.3. Objetivo del Proyecto	9
2. Cálculo de transmisión y diseño	10
2.1 Datos de partida	10
2.2 Diseño de los engranajes	11
2.2.1 Diseño torsional de los ejes	11
2.2.2 Selección de módulos y dientes	12
2.2.3 Cálculo de espesor de engranaje	15
2.2.3.1 Material utilizado para la fabricación de los engranajes	15
2.2.3.2 Criterio de dimensionado	16
2.2.3.3 Resistencia superficial	17
2.2.3.4 Resistencia a rotura por flexión	18
2.2.3.5 Fallo superficial	18
2.2.3.6 Resistencia a la rotura por flexión del diente	21
2.2.3.7 Resultados obtenidos	23
2.3 Diseño de ejes	23
2.3.1 Consideraciones iniciales	23
2.3.2 Cálculo de solicitaciones de ejes	24
2.3.2.1 Eje de entrada	25
2.3.2.2 Eje intermedio	27
2.3.2.3 Eje de salida	28

2.3.3 Cálculo a fatiga	30
2.3.3.1 Cálculo del límite a fatiga del material	30
2.3.3.2 Eje de entrada	33
2.3.3.3 Eje intermedio	34
2.3.3.4 Eje de salida	36
2.3.4 Cálculo por deflexión	37
2.3.4.1 Cálculo deflexión y deformación angular de los ejes	37
2.3.5 Resultados obtenidos	44
2.4 Selección de rodamientos	44
2.4.1 Comprobación del lubricante seleccionado	44
2.4.2 Cálculo y selección de rodamientos	45
2.4.2.1 Vida estimada del rodamiento	46
2.4.2.2 Factor de fiabilidad	46
2.4.2.3 Factor de condiciones de trabajo	47
2.4.2.4 Cálculo de fuerzas equivalentes	50
2.4.3 Resultados de la selección de rodamientos	52
2.4.3.1 Rodamientos eje entrada apoyo A	52
2.4.3.2 Rodamientos eje entrada apoyo B	52
2.4.3.3 Rodamientos eje intermedio apoyo A	53
2.4.3.4 Rodamientos eje intermedio apoyo B	53
2.4.3.5 Rodamientos eje salida apoyo A	54
2.4.3.6 Rodamientos eje salida apoyo B	54
2.4.4 Disposición de los rodamientos	55

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

3. Presupuesto	57
3.1 Engranajes	57
3.2 Ejes	58
3.3 Carcasas y tapas	60
3.4 Materiales normalizados	61
3.5 Presupuesto de ejecución	63
3.6 Presupuesto base	64
3.7 Presupuesto total	64

ÍNDICE DE PLANOS

4. Planos	66
4.1 Piñón 1	67
4.2 Rueda 2	68
4.3 Piñón 3	69
4.4 Rueda 4	70
4.5 Eje de entrada	71
4.6 Eje intermedio	72
4.7 Eje de salida	73
4.7 Carcasa inferior	74
4.7 Carcasa superior	75
4.7 Tapa de entrada	76
4.7 Tapa intermedia	77
4.7 Dimensiones reductor	78
4.7 Despiece reductor	79

ÍNDICE DE ANEXOS

5. Anexos	80
5.1 Motor eléctrico	81
5.2 Lubricante	83
5.3 Rodamientos.....	87
5.3.1 Rodamientos eje entrada apoyo A	87
5.3.2 Rodamientos eje entrada apoyo B	88
5.3.3 Rodamientos eje intermedio apoyo A	89
5.3.4 Rodamientos eje intermedio apoyo B	90
5.3.5 Rodamientos eje salida apoyo A	91
5.3.6 Rodamientos eje salida apoyo B	92
5.4 Retenes	93
5.4.1 Retén eje de entrada	93
5.4.1 Retén eje intermedio	94
5.4.1 Retén eje de salida	95
5.5 Juntas de estanqueidad	96
5.6 Chavetas	98

TRABAJO FINAL DE GRADO

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
PARA LA ELEVACIÓN DE CARGA DE UN PUENTE GRÚA
DE 10 Tn CON UNA VELOCIDAD DE 12,5 m/min.**

MEMORIA

Autor: ARTURO IGNACIO LOMBANA POMPEI

Tutora: ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ

Grado: INGENIERÍA MECÁNICA

Fecha de presentación del proyecto: JULIO 2018

CAPITULO 1. ESTADO DEL ARTE

1.1 Introducción

La ingeniería mecánica es una rama de la ingeniería que está asociada a la producción de bienes y servicios, sea a pequeña o a gran escala, mediante la procura de los medios de producción y la disposición en planta de dichos medios, al igual que los automatismos y los medios de transportación necesarios. El ámbito de aplicación de la ingeniería mecánica es muy amplio y diverso, y en ella, el diseño mecánico, visto como un proceso sistémico, abarca las áreas de la mecánica de fluidos, la mecánica de sólidos, así como la transferencia de masa, de energía y de momento, al igual que los procesos de manufactura y lo concerniente a las teorías de electricidad y de la información.

“Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema particular. Si el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiables, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse”. (BUDYNAS, RICHARD G. y NISBETT, J. KEITH. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. McGraw-Hill/Interamericana Editores, S. A. DE C.V. 9na.Edición. (2012). Pág. 4).

Es bien conocido entonces que el diseño en ingeniería mecánica abarca todas las áreas que son objeto de esta disciplina, tal como se verá a lo largo de esta investigación, la cual abarca el cálculo y el diseño de un reductor de velocidad.

El Reductor de Velocidad es un mecanismo de transmisión de potencia que, acoplado a un motor eléctrico, permite conseguir la velocidad idónea para el funcionamiento de ciertas maquinarias y equipos con un alto nivel de fiabilidad y seguridad, y su empleo se hace altamente necesario debido a que, como es bien sabido, la mayor parte de las maquinarias presentan requerimientos de velocidad y de par con ciertas características que los motores eléctricos industriales existentes en el mercado no satisfacen, debido a que tales motores poseen registros de velocidades de salida demasiado altas, independientemente de que hayan sido diseñados para aplicaciones directas. Por tal razón, la gran mayoría de la maquinaria que está accionada por un motor eléctrico requieren algún mecanismo que brinde y garantice la velocidad adecuada para su correcto funcionamiento.

Es por todos conocidos que entre los sistemas de transmisión existen los de poleas con cadenas y con correas, así como los trenes de engranajes simples o compuestos, (ver Fig. 1, en los que “n” representa la cantidad de engranajes de los cuales se compone el tren), siendo estos últimos el mecanismo más versátil, seguro y eficiente en la transmisión de potencia, dado que brinda mayor rigidez en el montaje y permite minimizar el espacio requerido en el montaje.

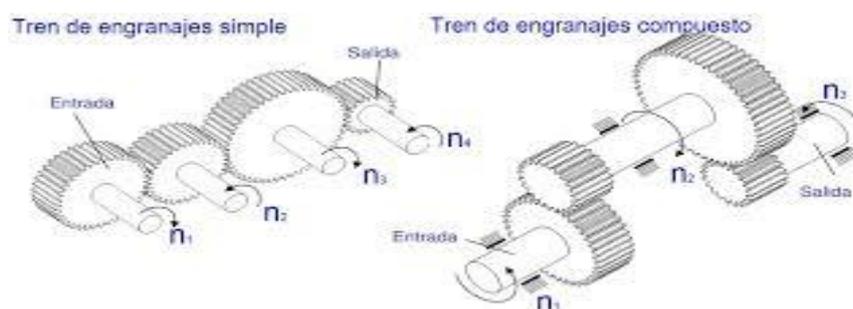


Fig. 1 Modelo de Tren de Engranajes

El empleo del Reductor de Velocidad o Caja Reductora garantiza una misma potencia de transmisión mecánica mediante el aumento del par torsor. El mecanismo en sí se compone de uno o

más engranajes, los cuales son conocidos como Trenes de Engranaje y están instalados en un mismo cuerpo, previo cálculo y diseño del tren de engranajes.

Existe una gran variedad de reductores de velocidad, los cuales están muy diferenciados entre sí. Dicha diferenciación por lo general viene dada por su forma de fabricación, su disposición de montaje y resistencia, así como por las aplicaciones de los mismos. Entre ellos, se encuentran los de sinfín y corona, de engranajes helicoidales, de ejes paralelos, pendulares y planetarios (ver Fig. 2, 3 y 4)

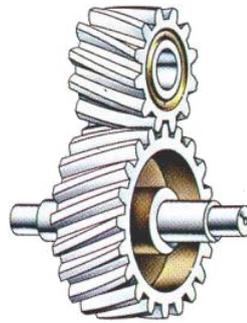


Fig. 2 Modelo Helicoidal

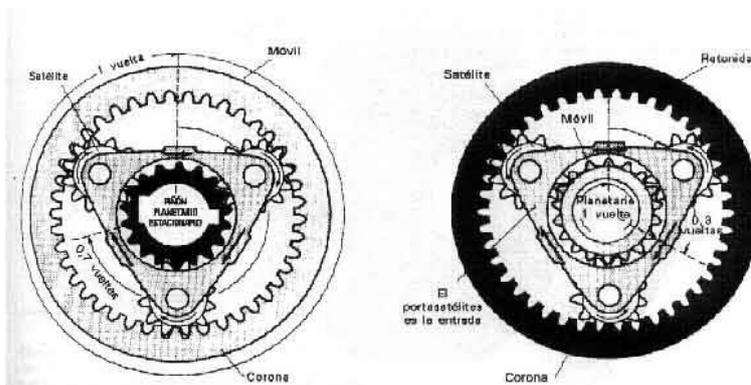


Fig. 3 Modelo Planetario



Fig. 4 Modelo Pendular

De acuerdo con la guía **Transmisiones** elaborada por el **Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales** (ver Pág. 10), entre las ventajas del empleo de reductores de velocidad se tienen las siguientes:

- *Relación de transmisión constante e independiente de la carga.*
- *Elevada fiabilidad y larga duración.*
- *Dimensiones reducidas.*
- *Elevado rendimiento.*
- *Mantenimiento reducido.*
- *Capacidad para soportar sobrecargas.*

Continuando con la Guía de Transmisiones, seguidamente se describen los tipos de transmisiones por engranajes más comunes:

- a) *Transmisiones por engranajes cilíndricos. Se utiliza entre árboles paralelos, admitiéndose en cada etapa de transmisión relaciones de hasta $i=8$. El rendimiento en cada etapa de transmisión es del 96 al 99 %. Para conseguir un funcionamiento silencioso se recurre a los engranajes de dentado helicoidal.*

- b) *Transmisiones por engranajes cónicos. Se emplean entre árboles que se cortan, y para relaciones de transmisión de hasta $i=6$. Para exigencias elevadas se utilizan con dentado espiral.*
- c) *Transmisiones por engranajes cónicos desplazados. Se utilizan entre árboles cruzados cuando la distancia entre ellos es reducida, con el fin de reducir los ruidos y tener posibilidad de prolongar los árboles de transmisión. El rendimiento es inferior a los del tipo b) debido al mayor deslizamiento.*
- d) *Transmisión por tornillo sin fin. Se utiliza para árboles cruzados, con relaciones de transmisión desde 1 a más de 100 por etapa, y con rendimientos entre el 97 y el 45 % (disminuye al aumentar la relación de transmisión).*
- e) *Transmisión por engranajes cilíndricos helicoidales cruzados. Se utilizan entre árboles cruzados con distancias pequeñas, solo son de aplicación cuando están sometidos a pares reducidos (debido a que el contacto es puntual) y con relaciones de transmisión de 1 a 5.*

Dado que la función principal de un reductor de velocidad es garantizar una misma potencia de transmisión mecánica en un mismo cuerpo, se deben realizar los cálculos correspondientes que permitirán diseñar las diferentes piezas como ruedas dentadas, ejes, cuñeros, rodamientos, entre otras partes, con miras a garantizar el correcto ensamblaje del equipo.

1.2 Aspectos relevantes

El diseño de un reductor de velocidad implica conocer y dominar cierta información relevante, tal como los datos de entrada, ya que con los mismos comienza el proceso de diseño. Se inicia con la información del motor eléctrico que se va a acoplar con el reductor de velocidad en cuestión, y en los requerimientos o necesidades que se desean satisfacer, y así es como se obtendrá la velocidad de salida generada. Adicionalmente se debe considerar la relación de transmisión y la potencia, así como el par a transmitir.

Para la consecución del objetivo del TFG se realizarán todos los cálculos pertinentes para el diseño de los ejes y engranajes, así como de la caja.

Es menester tomar en consideración ciertos factores relevantes a fin de maximizar el buen funcionamiento de cada una de las etapas de reducción y de sus partes. Para ello se recomienda considerar los siguientes aspectos:

- 1) Funcionamiento de las unidades de reducción:
 - Las unidades deben instalarse sobre bases firmes a fin de eliminar vibraciones y evitar desalineamientos en los ejes.
 - En caso de que la transmisión de la unidad a la máquina sea por acople directo entre ejes, es indispensable garantizar una perfecta alineación y centrado. Si la transmisión se hace por cadenas o correas, la tensión dada a estos elementos debe ser recomendada por el fabricante, previa alineación entre los piñones o poleas.

- Las unidades de acoplamiento deben instalarse minuciosamente sobre los ejes para no dañar los rodamientos empleados y deben estar lo más cercana posible a la carcasa para evitar cargas de flexión sobre los ejes.

2) Mantenimiento del equipo:

- Los engranajes y los rodamientos deben estar lubricados por inmersión o bien por salpicaduras del aceite alojado en la carcasa. Es menester revisar el nivel del aceite antes de poner en marcha el equipo, así como verificar posibles fugas por los sellos.
- En la carcasa se encuentran los tapones de llenado y de drenaje de aceite. El de llenado posee un orificio de ventilación, el cual debe permanecer limpio.

1.3 Objetivo del proyecto

El objeto intrínseco de este proyecto es calcular y diseñar un reductor de velocidad de dos etapas compuesto por dos juegos de piñones y ruedas, con la finalidad de reducir la velocidad del árbol de entrada mediante el incremento del par torsor en el árbol de salida y con una tercera etapa de reducción en la salida del reductor, mediante polea y cadena trapezoidal, a fin de elevar la carga de un puente grúa de 10 toneladas de capacidad a una velocidad de 12,5 m/min.

Para el diseño se tendrá en cuenta la minimización del espacio a ocupar por el reductor y la minimización de costes sin sacrificar funcionalidad y fiabilidad.

CAPITULO 2. CÁLCULOS

2.1 Datos de partida.

La carga estimada será de 10.000 Kg, la cual debe de desplazarse a una velocidad de 12,5 m/min, por lo que:

$$V_h := 12.5 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad \text{O bien en S.I.} \quad V_h = 0.208 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El motorreductor accionará un tambor de diámetro 0,25 m, cuya finalidad será enrollar un cable de acero que permita la elevación de la carga a la velocidad, siendo esta de:

$$\omega_h := \frac{V_h \cdot 2}{D_h} = 15.915 \text{rpm}$$

Una vez obtenida la velocidad de elevación, se calcula la potencia consumida debida a la elevación de la carga.

$$\text{Pot}_{\text{calculada}} := F \cdot V_h = 20.431 \text{kW} \approx 22 \text{ kW}$$

Para la potencia obtenida, se elige un motor comercial asíncrono trifásico cuya velocidad nominal es de 740 rpm. Las características del motor se encuentran recogidas en el apartado de Anexos

$$\omega_{\text{motor}} = 740 \text{rpm}$$

Calculamos su relación de transmisión como:

$$i := \frac{\omega_{\text{motor}}}{\omega_h} = 46.496$$

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

$$i_{\text{cada. etapa}} := \sqrt[3]{i} = 3.596$$

La relación de transmisión de cada etapa calculada, nos indica que es necesario el uso de 3 etapas en el reductor. Debido a que es recomendable no utilizar relaciones mayores de 4 para así evitar la aparición de ruedas voluminosas. Se tomó la decisión de diseñar el reductor de velocidad de 2 etapas y añadir una etapa externa al sistema que consistiría en una reducción de velocidad mediante el sistema de transmisión de poleas y correas para llegar a la velocidad deseada.

Por lo que la velocidad de salida del reductor será la siguiente:

$$\omega_{\text{sal}} = 57.23 \text{rpm}$$

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

$$i_1 = i_2$$

2.2 Diseño de los engranajes.

Iniciamos calculando las velocidades angulares (ω) y los pares (T) de los ejes.

$$T_{\text{motor}} := \frac{\text{Pot}}{\omega_{\text{motor}}} = 283.898 \text{ N}\cdot\text{m} \quad \text{Ecuación 2.2.1}$$

$$\omega_{\text{int}} := \frac{\omega_{\text{motor}}}{i_1} = 205.792 \text{ rpm} \quad \text{Ecuación 2.2.1}$$

$$T_{\text{int}} := \frac{T_{\text{motor}} \cdot \omega_{\text{motor}}}{\omega_{\text{int}}} = 1020.86 \text{ N}\cdot\text{m} \quad \text{Ecuación 2.2.1}$$

$$T_{\text{sal}} := \frac{T_{\text{int}} \cdot \omega_{\text{int}}}{\omega_{\text{sal}}} = 3670.879 \text{ N}\cdot\text{m} \quad \text{Ecuación 2.2.1}$$

2.2.1 Diseño torsional de los ejes.

Una vez obtenido el par torsor de cada eje, se evaluará la deflexión torsional debido a que los ejes deben transmitir una potencia de forma uniforme. El giro que producirá sobre el eje para una sección circular es el siguiente:

$$\theta = \frac{32 \cdot T \cdot L}{\pi \cdot d^4 \cdot G} \quad \text{Ecuación 2.2.1.1}$$

Donde:

T = Momento torsor del eje

G = Módulo de rigidez torsional cuyo valor es: $8,1 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$

D = Diámetro del eje

L = Longitud del eje

Para la estimación del diámetro mínimo del eje, será necesario implementar las siguientes restricciones:

$$- \theta/L = 1.5^\circ/m$$

$$- \frac{\theta}{(d \cdot 20)} < 1^\circ$$

$$d_{\text{motor.teorico.1}} := \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T_{\text{motor}}}{\pi \cdot \theta_1 \cdot G_{\text{ac}}}} = 34.365 \text{ mm} \quad d_{\text{motor.teorico.2}} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot T_{\text{motor}} \cdot 20}{\pi \cdot \theta_2 \cdot G_{\text{ac}}}} = 34.716 \text{ mm}$$

$$d_{\text{int.teorico.1}} := \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T_{\text{int}}}{\pi \cdot \theta_1 \cdot G_{\text{ac}}}} = 47.323 \text{ mm} \quad d_{\text{int.teorico}} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot T_{\text{int}} \cdot 20}{\pi \cdot \theta_2 \cdot G_{\text{ac}}}} = 53.186 \text{ mm}$$

$$d_{\text{sal.teorico.1}} := \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T_{\text{sal}}}{\pi \cdot \theta_1 \cdot G_{\text{ac}}}} = 65.166 \text{ mm} \quad d_{\text{sal.teorico}} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot T_{\text{sal}} \cdot 20}{\pi \cdot \theta_2 \cdot G_{\text{ac}}}} = 81.483 \text{ mm}$$

Al obtener los siguientes resultados, se seleccionan los diámetros mayores mínimos para que cumplan las restricciones mencionadas anteriormente. Así, obtendremos los diámetros para los ejes.

- Eje de entrada: $d_{\text{ent}} = 35 \text{ mm}$
- Eje intermedio: $d_{\text{int}} = 55 \text{ mm}$
- Eje de salida: $d_{\text{sal}} = 85 \text{ mm}$

2.2.2 Selección de módulos y dientes

Una vez definidos los diámetros de los ejes, se va a determinar el diámetro mínimo de cada piñón. Para estos piñones, se concluyó que la unión a torsión a implementar será mediante chaveteros de tamaños estandarizados mostrados en el Anexo. Para el cálculo de los diámetros, vamos a tener en cuenta la siguiente expresión:

$$d_p = d_{\text{eje}} + 2 \cdot h + 7,9 \cdot m \quad \text{Ecuación 2.2.2.1}$$

Donde:

- d_p Diámetro primitivo
- d_{eje} Diámetro del eje
- h Altura del chavetero en el cubo en función del diámetro del eje
- m_n Módulo normal

Para la selección de los módulos, utilizaremos los siguientes estandarizados:

m_n	0,5	0,6	0,8	1	1,3	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
-------	-----	-----	-----	---	-----	-----	---	-----	---	---	---	---	---	----	----

Tabla 1.- Serie de módulos estandarizados (tamaño en mm)

Para obtener de la altura del chavetero, tenemos que seleccionar las chavetas normalizadas que correspondan con el diámetro del eje que permitirán la unión de este con los engranajes. La longitud de la chaveta se obtiene multiplicando el diámetro del eje correspondiente por 1,25.

	Etapa 1		Etapa 2	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Diámetro del eje (mm)	35	55	55	85
Anchura (mm)	10	16	16	22
Altura (mm)	8	10	10	14
Longitud (mm)	50	70	70	110
Profundidad en el eje (mm)	5	6	6	9
Profundidad en el cubo (mm)	3,3	4,3	4,3	5,4

Tabla 2.- Selección de chavetas.

Una vez estimado el diámetro primitivo, se calculará el número de diente. Hay que tener en cuenta que los engranajes serán dientes helicoidales, lo cual corresponde para el cálculo de los dientes la siguiente expresión:

$$Z = d_p / m_t \quad \text{Ecuación 2.2.2.2}$$

Donde:

- Z Número de dientes
- d_p Diámetro primitivo del piñón
- m_t Módulo aparente

El módulo aparente se calcula de la siguiente manera:

$$m_t = m_n / \cos\beta \quad \text{Ecuación 2.2.2.3}$$

Donde:

- β Ángulo de inclinación del dentado

Para la selección de los módulos, hay que tener en cuenta varias consideraciones.

1. El valor de los dientes obtenidos del piñón y la rueda de cada etapa, no pueden tener divisores comunes, evitando así que los dientes coincidan en el transcurso de las vueltas previniendo un desgaste no uniforme.
2. El número de dientes de la rueda no debe exceder de más de 150, evitando así que el reductor sea muy voluminoso y tenga un peso excesivo.
3. Evitar el fenómeno de interferencia entre piñón y rueda, calculando el número mínimo de dientes que debe tener el piñón mediante la siguiente formula:

$$Z_{\min} := \left(\frac{2 \cdot \cos(\beta)}{\sin(\alpha_t)^2} \right) = \quad \text{Ecuación 2.2.2.4}$$

Donde:

Z_{\min} = Número de dientes mínimo del piñón

$$\alpha_t = \operatorname{atan} \left(\frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} \right)$$

Interferencia dentado helicoidal	α	α_t	β	Z_{\min}
	20°	20.283	10°	17

Tabla 3.- Cálculo de Z_{\min}

Una vez definido todos los criterios anteriores, se determinará el módulo para los engranajes que cumplan la mayoría de los requisitos.

m_n	m_t	d_p	z_1	$z_{1_{real}}$	z_2	$z_{2_{real}}$	i_{real}
0.5	0.51	45.55	89.716	90	323.640	324	3.60
0.6	0.61	46.34	76.060	77	276.892	277	3.60
0.8	0.81	47.92	58.990	59	212.164	212	3.59
1	1.02	49.5	48.748	49	176.204	176	3.59
1.25	1.27	51.475	40.554	41	147.436	147	3.59
1.5	1.52	53.45	35.092	36	129.456	129	3.58
2	2.03	57.4	28.264	29	104.284	104	3.59
2.5	2.54	61.35	24.167	25	89.900	90	3.60
3	3.05	65.3	21.436	22	79.112	79	3.59
4	4.06	73.2	18.022	19	68.324	68	3.58
5	5.08	81.1	15.974	16	57.536	58	3.63
6	6.09	89	14.608	15	53.940	54	3.60
8	8.12	104.8	12.901	13	46.748	47	3.62
10	10.15	120.6	11.877	12	43.152	43	3.58
12	12.19	136.4	11.194	12	43.152	43	3.58

Tabla 4.- Cálculo de la primera etapa.

m_n	m_t	d_p	z_3	$z_{3_{real}}$	z_4	$z_{4_{real}}$	i_{real}
0.5	0.51	67.55	133.048	134	481.864	482	3.60
0.6	0.61	68.34	112.170	113	406.348	406	3.59
0.8	0.81	69.92	86.072	87	312.852	313	3.60
1	1.02	71.5	70.414	71	255.316	255	3.59
1.25	1.27	73.475	57.887	58	208.568	209	3.60
1.5	1.52	75.45	49.536	50	179.800	180	3.60
2	2.03	79.4	39.097	40	143.840	144	3.60
2.5	2.54	83.35	32.833	33	118.668	119	3.61
3	3.05	87.3	28.658	29	104.284	104	3.59
4	4.06	95.2	23.438	24	86.304	86	3.58
5	5.08	103.1	20.307	21	75.516	76	3.62
6	6.09	111	18.219	19	68.324	68	3.58
8	8.12	126.8	15.609	16	57.536	58	3.63
10	10.15	142.6	14.043	15	53.940	54	3.60
12	12.19	158.4	12.999	13	46.748	47	3.62

Tabla 5.- Cálculo de la segunda etapa.

Realizando una estimación del cálculo de las etapas, se seleccionaron los valores que proporcionen un tamaño mínimo de engranajes evitando los riesgos de interferencia. Obteniendo así los siguientes resultados:

	1º Etapa	2º Etapa
m	4	6
Z _{piñón} (mm)	19	19
Z _{rueda} (mm)	68	68
d _{piñón} (mm)	77.178	115.767
d _{rueda} (mm)	276.216	414.324
i	3.579	3.579
i _{total}	12.809	

Tabla 6.- Resultados obtenidos.

2.2.3 Cálculo de espesor de engranaje.

Para el cálculo de la anchura de los engranajes se ha realizado un estudio que cuenta con dos posibles fallos en los engranajes:

- Fallo superficial: Este fallo se manifiesta en forma de desgastes, picado, desconchado y gripado. Existe la posibilidad de su detección y reparación antes de que produzca rotura. Los principales síntomas aparecen en forma de ruidos y vibraciones en los engranajes, debido a la falta de lubricación y las tensiones creadas en la superficie de contacto entre los dientes.
- Fallo a flexión: A diferencia del fallo superficial, este fallo no manifiesta síntomas ni anomalías en su funcionamiento, colapsando sin previo aviso y pudiendo originar una cadena de averías en consecuencia. Dicha avería suele ocasionarse por los esfuerzos soportados por los dientes, fracturando la base del diente debido a la fatiga sometida.

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

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

En todo este proceso vamos a utilizar el método empleado por la norma ISO 6336 en los apartados 2 y 3, utilizando una hoja de cálculo para realizar el proceso iterativo y los resultados geométricos utilizados en el apartado 2.2.2.

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

2.2.3.1 Material utilizado para la fabricación de los engranajes.

Para el diseño de los engranajes se ha considerado la utilización del mismo material y mismas características para ambas etapas.

	Material	Denominación	S _u (N/mm ²)	S _y (N/mm ²)	Dureza Superficial
1º Etapa	Acero aleado templado y revenido UNE-EN10083-3:2008	34NiCrMo16	1420	1030	HB 352
2º Etapa	Acero aleado templado y revenido UNE-EN10083-3:2008	34NiCrMo16	1420	1030	HB 352

Tabla 7.- Tabla característica de los materiales de los engranajes.

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

2.2.3.2 Criterio de dimensionado.

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

Se realizan los cálculos necesarios hasta conseguir la geometría de diseño representada en la tabla 6 y 7 de los módulos normalizados.

Se opta por una de las soluciones, en función de su validez, y se selección un material con el que ser fabricado.

Nos imponemos con que coeficiente de seguridad queremos trabajar X, y calculamos el espesor del engranaje a fallo superficial.

$$X = X_H \rightarrow b$$

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

$$X_F > X_H > X$$

En caso de no conseguirlo, tendremos que volver al segundo paso y seleccionar una solución con mayor módulo o cambiar por otro material que tenga una relación SFP/SHP mayor.

Una vez conseguido que $X_F > X_H$ realizaremos la siguiente comprobación:

$b > 2d_1 \rightarrow$ seleccionamos un material con mejores características y volvemos a pto.2

$b \ll d_1 \rightarrow$ seleccionamos un material con peores características y volvemos a pto.2

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

2.2.3.3 Resistencia superficial.

Para el proceso del cálculo del ancho del engranaje, se necesita conocer la tensión de contacto máxima admisible del material (S_{HP}) que se calcula con la siguiente expresión:

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \quad \text{Ecuación 2.2.3.3.1}$$

Donde:

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

Que se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$S_{HL} = A \cdot x + B \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad \text{Ecuación 2.2.3.3.1}$$

	Fallo	A	B	x (Dureza Superficial)	S_{HL}
1º Etapa	Superficial	1.313	373	HB 352	835.18
2º Etapa	Superficial	1.313	373	HB 352	835.18

Tabla 8.- Coeficientes para el cálculo de la tensión de contacto límite y resultado.

Z_N Coeficiente de duración (función del material y de la duración deseada).

Z_L Coeficiente de viscosidad del lubricante (función del material y del lubricante).

Z_R Coeficiente de rugosidad (función del material y del lubricante).

Z_V Coeficiente de velocidad (función del material y del lubricante).

Z_W Coeficiente de dureza, considera el posible incremento en la resistencia de la rueda al engranar con un piñón endurecido y con buen acabado superficial.

Z_X Coeficiente de tamaño, considera la influencia del tamaño del diente en su fallo a fatiga (se toma igual a la unidad).

Conociendo los coeficientes, se obtiene el valor de la tensión máxima de contacto admisible del material en cada etapa.

	Z_N	Z_L	Z_R	Z_V	Z_W	Z_X	$S_{HP} (N/mm^2)$
1º Etapa	1	1.18	1.12	0.94	1	1	1037.8
2º Etapa	1	1.18	1.15	0.91	1	1	1024.8

Tabla 9.- Coeficientes para el cálculo de la tensión de contacto máxima admisible.

Los coeficientes mencionados anteriormente son dependientes de la fuerza tangencial actuante sobre los dientes, la geometría del dentado, el tipo de carga, el lubricante utilizado, la calidad ISO y el tipo de ajuste, entre otros.

2.2.3.4 Resistencia a la rotura por flexión.

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

$$S_{FP} = S_{FL} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X \quad \text{Ecuación 2.2.3.4.1}$$

Donde:

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

Que se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$S_{FL} = A \cdot x + B \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad \text{Ecuación 2.2.3.4.2}$$

	Fallo	A	B	x (Dureza Superficial)	S_{FL}
1º Etapa	Flexión	0.425	187	HB 352	336.6
2º Etapa	Flexión	0.425	187	HB 352	333.6

Tabla 10.- Coeficientes para el cálculo de la tensión a flexión límite y resultado.

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

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

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

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

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

Conociendo los coeficientes, se obtiene el valor de la tensión normal máxima admisible del material en cada etapa.

	Y_{ST}	Y_{NT}	$Y_{\delta rT}$	Y_{RrT}	Y_X	$S_{FP} (N/mm^2)$
1º Etapa	2	1	0.873	1.097	1	644.232
2º Etapa	2	1	0.873	1.097	0.994	640.336

Tabla 11.- Coeficientes para el cálculo de la tensión normal máxima admisible.

Los coeficientes mencionados anteriormente son dependientes de la fuerza tangencial actuante sobre los dientes, la geometría del dentado, el tipo de carga, el lubricante utilizado, la calidad ISO y el tipo de ajuste, entre otros.

2.2.3.5 Fallo superficial.

El coeficiente de seguridad frente al fallo por presión superficial relativo a la fuerza tangencial transmitida es:

$$X_H = \left(\frac{S_{HP}}{\sigma_H} \right)^2 \quad \text{Ecuación 2.2.3.5.1}$$

Donde:

S_{HP} Tensión de contacto máxima admisible del material calculado en el apartado 2.2.3.3.

σ_H Tensión máxima debido a la presión superficial.

Como se ha comentado en el apartado 2.3.3, dicho fallo ocurre debido a los esfuerzos que se producen entre los dientes de los engranajes en la superficie de contacto, por lo que aplicado a los engranajes helicoidales se utilizará la expresión de Hertz:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad \text{Ecuación 2.2.3.5.2}$$

Donde:

Z_H Coeficiente geométrico.

Z_E Coeficiente elástico. ($E=2.06 \times 10^5$ N/mm² y $\nu=0.3$).

Z_ε Coeficiente de conducción.

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

Z_β Coeficiente del factor del ángulo de hélice.

F_t Fuerza tangencial que se produce en el contacto entre dientes.

b Espesor del engranaje buscado.

d_1 Diámetro del piñón.

i Relación de transmisión.

Los cuatro últimos coeficientes correctores dependen de las condiciones de funcionamiento:

K_A Coeficiente de aplicación.

K_V Coeficiente dinámico.

$K_{H\beta}$ Coeficiente de distribución de carga longitudinal.

$K_{H\alpha}$ Coeficiente de distribución de carga transversal.

Resultados obtenidos de la iteración:

X	1.5
S_{HP} (N/mm ²)	1037.769
σ_H (N/mm ²)	847.335
Z_H	2.463
Z_E	189.812
Z_{ϵ} nuevo	0.823
Z_{β}	1.008
F_t (N)	7357.499
b_{nuevo} (mm)	42
d_{p1} (mm)	77.172
i	3.579
K_A	1.350
K_{Vnuevo}	1.044
$K_{H\beta nuevo}$	1.157
$K_{H\alpha}$	1
σ_{Hnuevo} (N/mm ²)	844.025
X_{nuevo}	1.512

Tabla 12.- Cálculo del ancho de los engranajes de la 1ª Etapa, tensión máxima y coeficiente de seguridad.

X	1.5
S_{HP} (N/mm ²)	1024.835
σ_H (N/mm ²)	836.774
Z_H	2.463
Z_E	189.812
Z_{ϵ} nuevo	0.819
Z_{β}	1.008
F_t (N)	17637.709
b_{nuevo} (mm)	67
d_{p1} (mm)	115.759
i	3.579
K_A	1.350
K_{Vnuevo}	1.014
$K_{H\beta nuevo}$	1.166
$K_{H\alpha}$	1
σ_{Hnuevo} (N/mm ²)	832.446
X_{nuevo}	1.515

Tabla 13.- Cálculo del ancho de los engranajes de la 2ª Etapa, tensión máxima y coeficiente de seguridad.

2.2.3.6 Resistencia a la rotura por flexión del diente.

El coeficiente de seguridad a flexión se define en la siguiente expresión:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad \text{Ecuación 2.2.3.6.1}$$

Donde:

S_{FP} Tensión máxima admisible por material calculado en el apartado 2.2.3.4.

σ_F Tensión normal máxima debido a la flexión.

Para hallar la tensión que se produce en el diente se utilizará el modelo de Lewis corregido:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad \text{Ecuación 2.2.3.6.1}$$

Donde:

σ_F Tensión que se produce en el diente debido a la flexión.

F_t Fuerza tangencial aplicada en el punto más alejado de la base del diente.

b Espesor del engranaje calculado mediante expresión de fallo superficial.

m Modulo normal del engranaje.

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

Y_ε Coeficiente de conducción, nos permite considerar la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el diente del engranaje.

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

Y_β Factor de inclinación, tiene en cuenta que la tensión generada por el flector en la base del engranaje helicoidal es como consecuencia del contacto oblicuo.

Y_B Factor de espesor del aro, tiene en cuenta que la rotura puede producirse a causa de un diámetro de fondo del diente excesivamente próximo al diámetro del eje.

K_A Coeficiente de aplicación.

K_V Coeficiente dinámico.

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

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

Resultados obtenidos de los coeficientes:

F_t (N)	7357.498
b_{nuevo} (mm)	42.000
m	4
Y_{Fa}	2.916
Y_{ϵ}	0.702
Y_{sa}	1.661
Y_{β}	0.952
Y_B	1
K_A	1.350
K_V	1.044
$K_{F\beta}$	1.123
$K_{F\alpha}$	1
σ_F	224.3
X_F	2.9

Tabla 14.- Cálculo de la tensión normal máxima y coeficiente de seguridad a flexión de la 1ª Etapa.

F_t (N)	17637.709
b_{nuevo} (mm)	67
m	6
Y_{Fa}	2.916
Y_{ϵ}	0.702
Y_{sa}	1.661
Y_{β}	0.949
Y_B	1
K_A	1.350
K_V	1.015
$K_{F\beta}$	1.132
$K_{F\alpha}$	1
σ_F	219.528
X_F	2.9

Tabla 15.- Cálculo de la tensión normal máxima y coeficiente de seguridad a flexión de la 2ª Etapa.

2.2.3.6 Resultados obtenidos.

Tras realizar el proceso iterativo, la solución para el ancho de los engranajes es la siguiente:

	Ancho de los engranajes	Coficiente de seguridad de diseño	Coficiente de seguridad a fallo superficial	Coficiente de seguridad a flexión
1º Etapa	42 mm	1.5	1.52	2.9
2º Etapa	67 mm	1.5	1.51	2.9

Tabla 16.- Cálculo de la tensión normal máxima y coeficiente de seguridad a flexión de la 2ª Etapa.

Se puede observar en los resultados que se cumplen los parámetros de diseño logrando que el coeficiente frente al fallo por flexión sea el más alto.

2.3 Diseño de ejes.

2.3.1 Consideraciones iniciales.

Para el diseño de los ejes se deben tener en cuenta diferentes consideraciones, las que hacen referencia a los fallos por deformación y a los fallos por resistencia.

Las deformaciones laterales por flexión se producen debido a las cargas de servicio, dando lugar a un mal funcionamiento y la aparición de vibraciones elevadas. Otra consideración importante es la deformación a torsión, teniendo en cuenta que los ejes tienen que diseñarse con una rigidez adecuada para que sean capaces de transmitir la potencia de una manera uniforme.

Uno de los fallos por resistencia más recurrentes en los ejes, es el fallo a fatiga. Estos fallos ocurren en los lugares más susceptibles como lo son los cambios de secciones (concentrador de tensiones) o donde se encuentran fuerzas externas desfavorables para los ejes.

Los concentradores de tensiones mencionados anteriormente se utilizan de manera constructiva para fijar axialmente los componentes montados en los ejes. También lo son los chaveteros que sirven para realizar la unión a torsión con los engranajes.

Se supondrá para el diseño que los ejes son isostáticos. Utilizando las ecuaciones de equilibrio para la determinación de las fuerzas y momentos flectores resultantes.

$$\sum F = 0 \quad \text{Ecuación 2.3.1.1}$$

$$\sum M = 0 \quad \text{Ecuación 2.3.1.2}$$

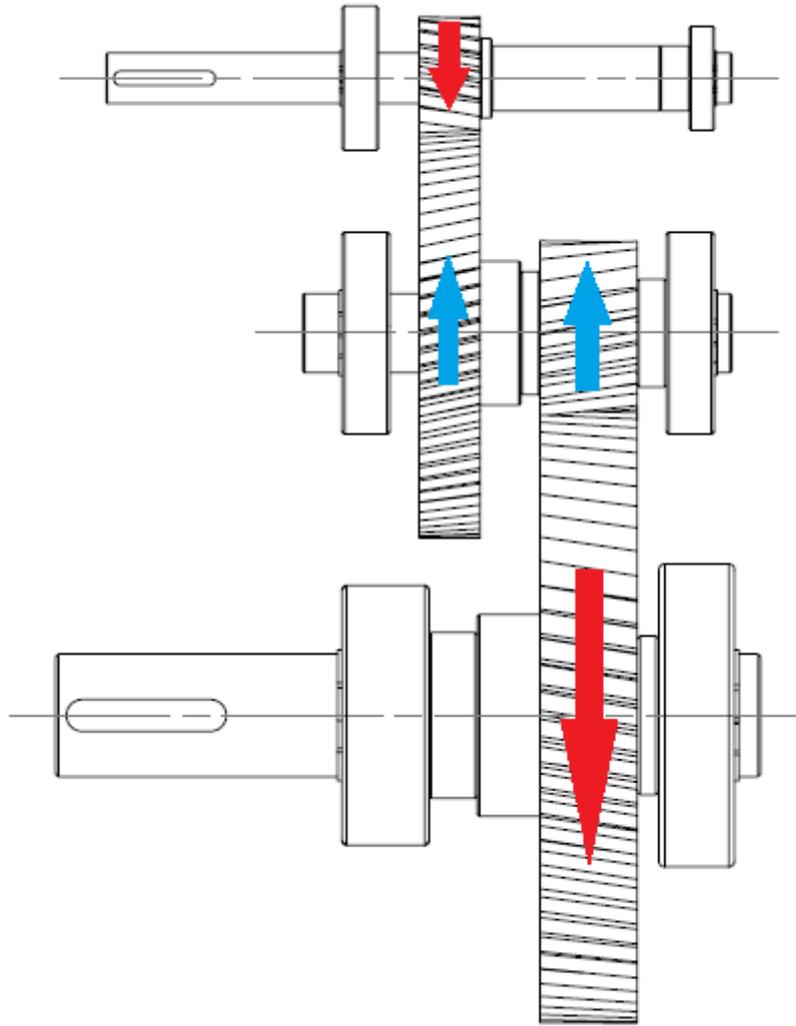


Figura 1.- Distribución de los engranajes y sentido de giro.

2.3.2 Cálculo de solicitaciones de ejes.

Para realizar el cálculo de las solicitaciones a la que están sometidos los ejes, se exponen las diferentes ecuaciones a partir de las cuales se han obtenidos las fuerzas actuantes en los engranajes.

$$F_t = \frac{T}{\frac{d_p}{2}} \quad \text{Ecuación 2.3.2.1}$$

$$F_{radial} = F_t \cdot \tan \alpha_t \quad \text{Ecuación 2.3.2.2}$$

$$F_{axial} = F_t \cdot \tan \beta \quad \text{Ecuación 2.3.2.3}$$

Debido a que las reacciones se producen en planos diferentes, es necesario calcular el momento flector resultante.

$$M_{total} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

Ecuación 2.3.2.4

	Ft (N)	Fr (N)	Fa (N)
Piñon 1	7357.49889	2719.221683	-1297.32557
Rueda 2	7357.49889	-2719.221683	1297.32557
Piñon 3	17554.7342	6487.967525	-3095.37328
Rueda 4	-17554.7342	-6487.967525	3095.37328

Tabla 17.- Cálculo de fuerzas actuantes en los engranajes.

2.3.2.1 Cálculo de solicitaciones del eje de entrada.

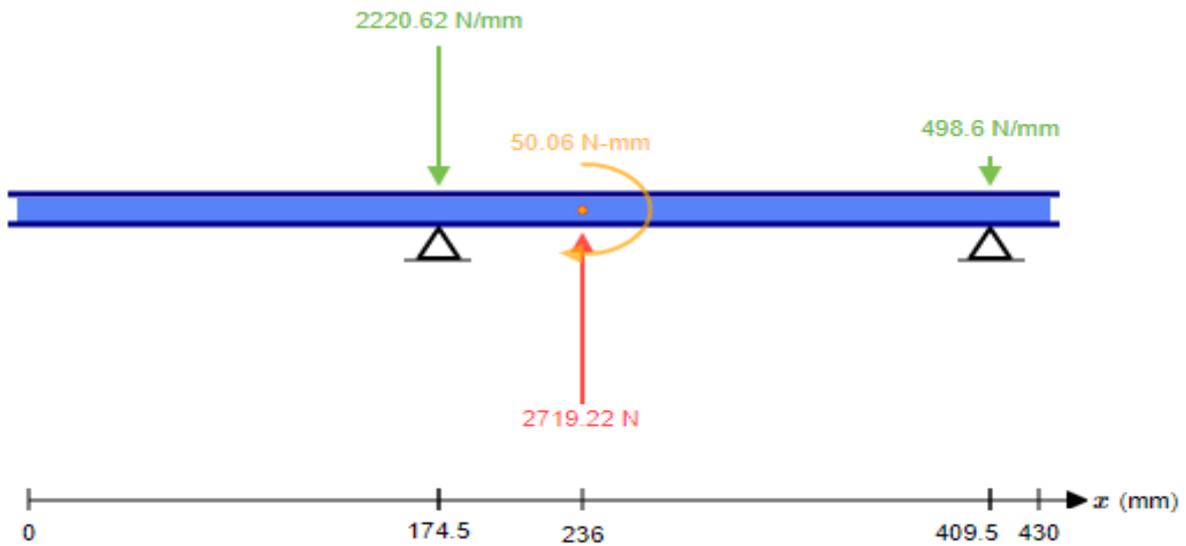


Figura 2.- Esquema de reacciones y fuerzas aplicadas en el plano XY del eje de entrada.

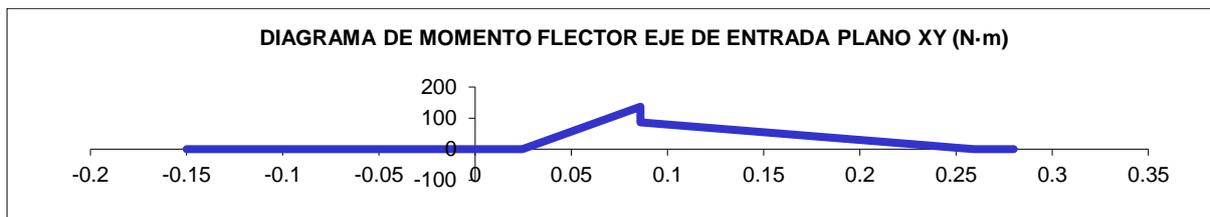


Figura 3.- Diagrama de momento flector en el plano XY del eje de entrada.

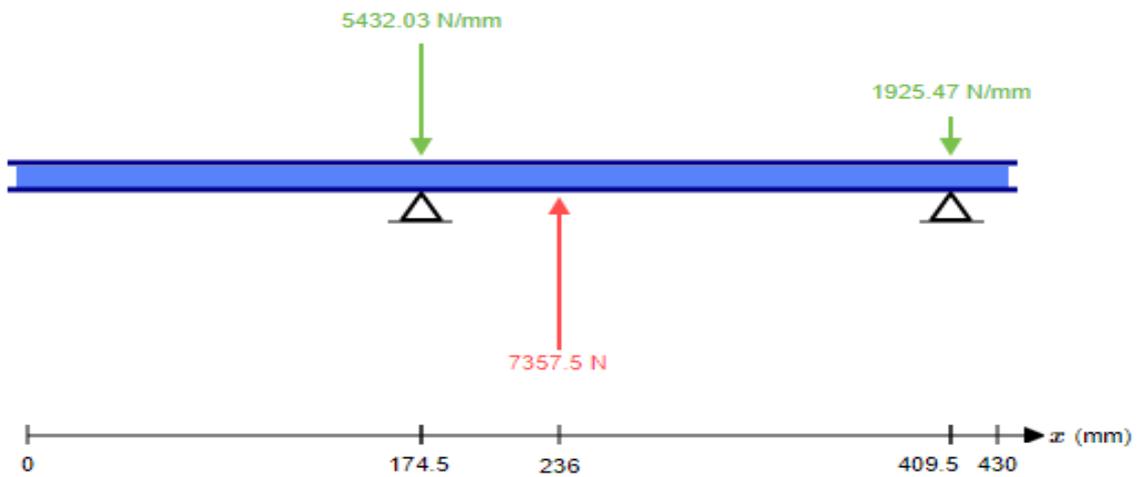


Figura 4.- Esquema de reacciones y fuerzas aplicadas en el plano XZ del eje de entrada.

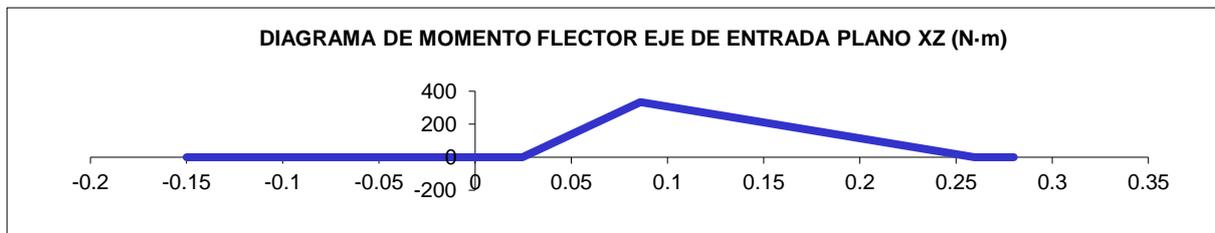


Figura 5.- Diagrama de momento flector en el plano XZ del eje de entrada.

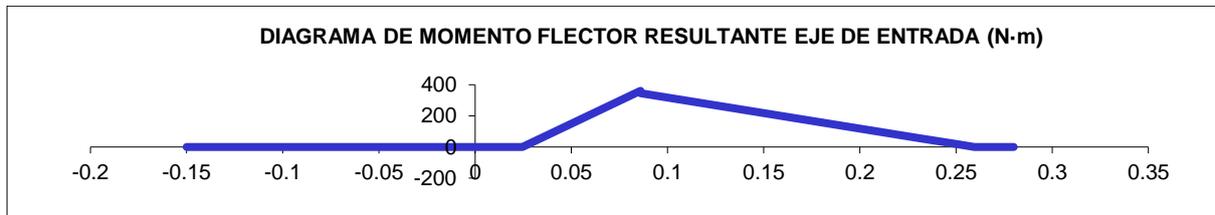


Figura 6.- Diagrama de momento flector resultante en el eje de entrada.

2.3.2.2 Cálculo de solicitaciones del eje intermedio.

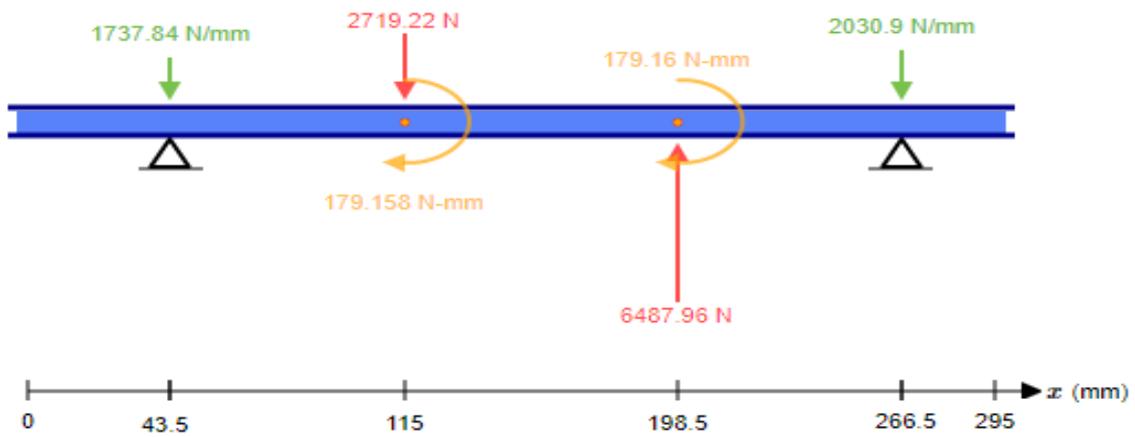


Figura 7.- Esquema de reacciones y fuerzas aplicadas en el plano XY del eje intermedio.

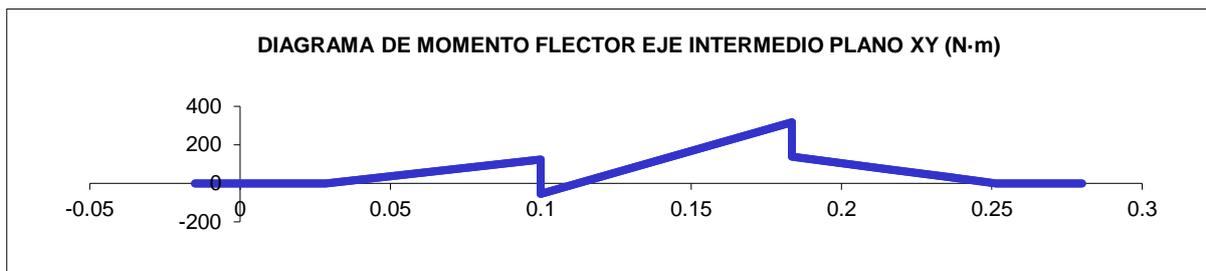


Figura 8.- Diagrama de momento flector en el plano XY del eje intermedio.

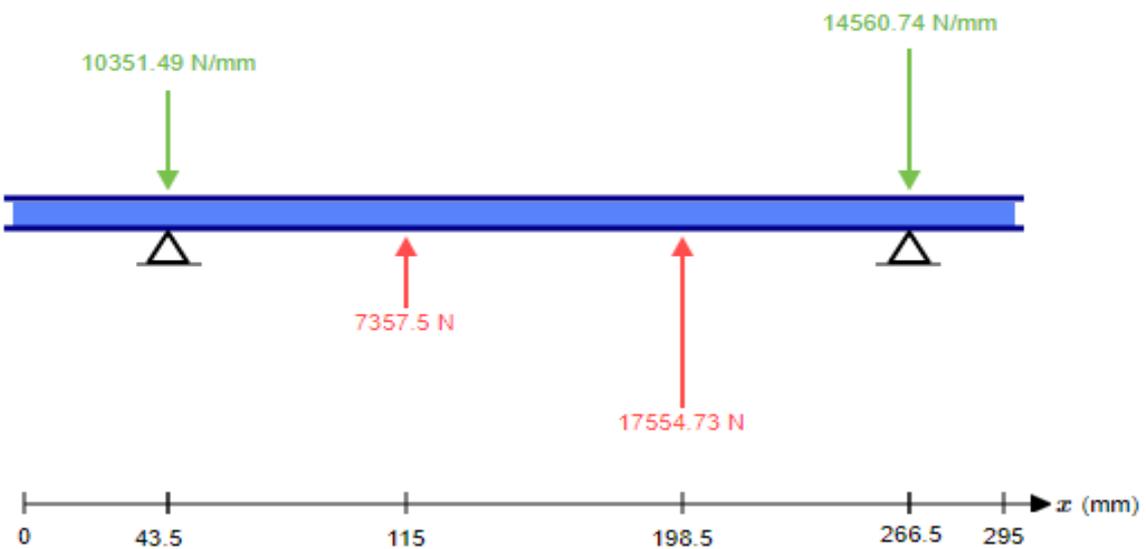


Figura 9.- Esquema de reacciones y fuerzas aplicadas en el plano XZ del eje intermedio.

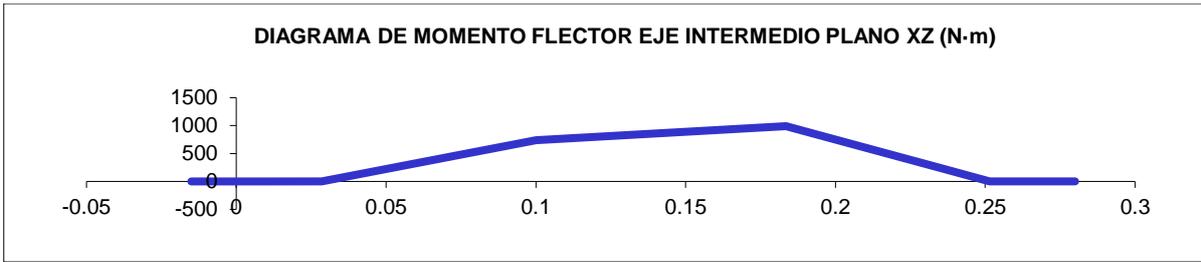


Figura 10.- Diagrama de momento flector en el plano XZ del eje intermedio.

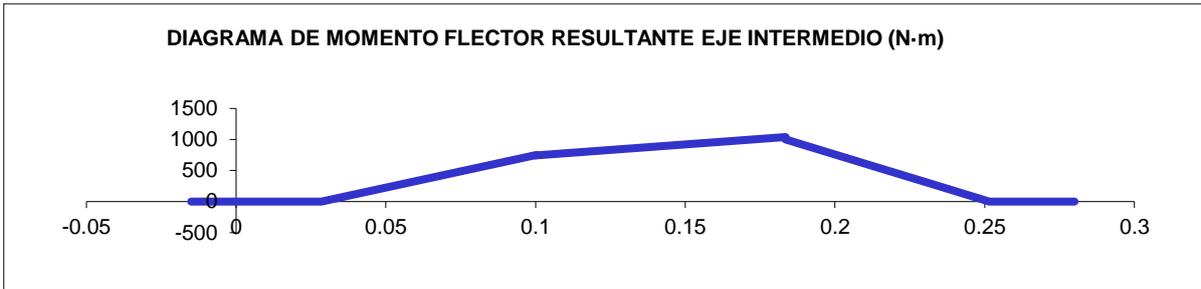


Figura 11.- Diagrama de momento flector resultante en el eje intermedio.

2.3.2.3 Cálculo de solicitaciones del eje de salida.

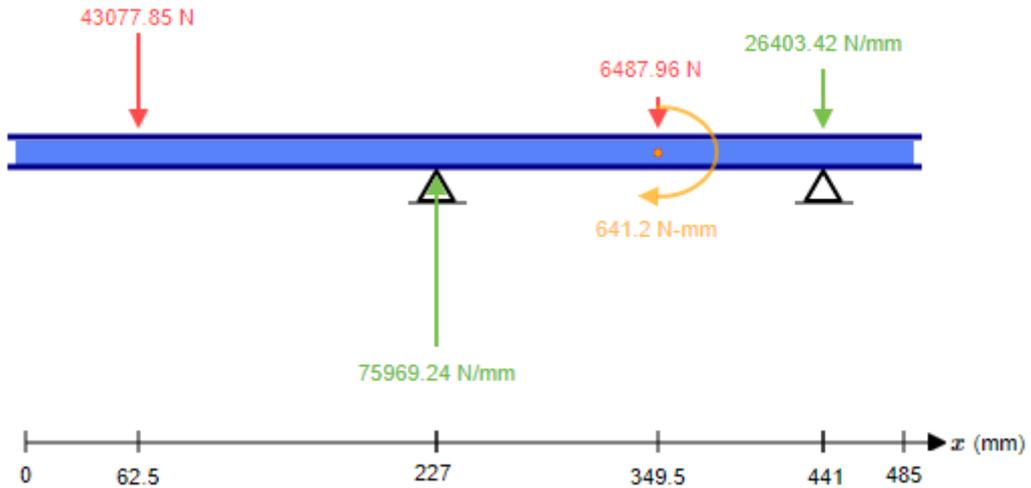


Figura 12.- Esquema de reacciones y fuerzas aplicadas en el plano XY del eje de salida.

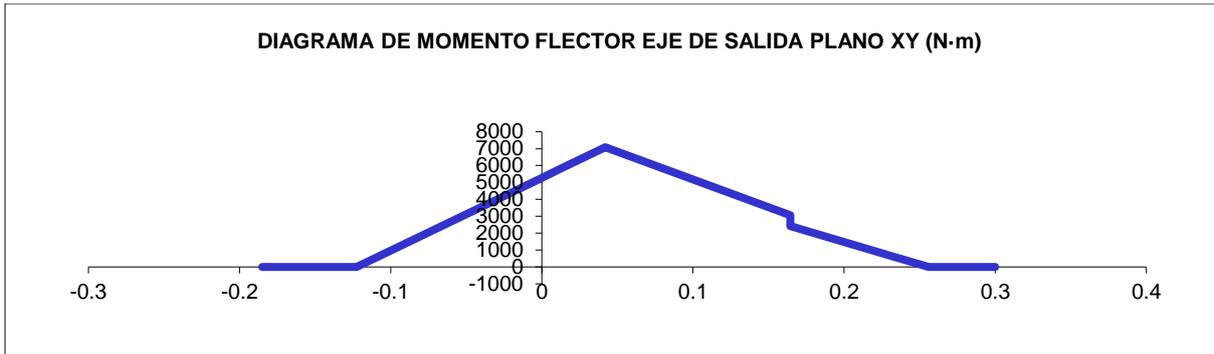


Figura 13.- Diagrama de momento flector en el plano XY del eje salida.

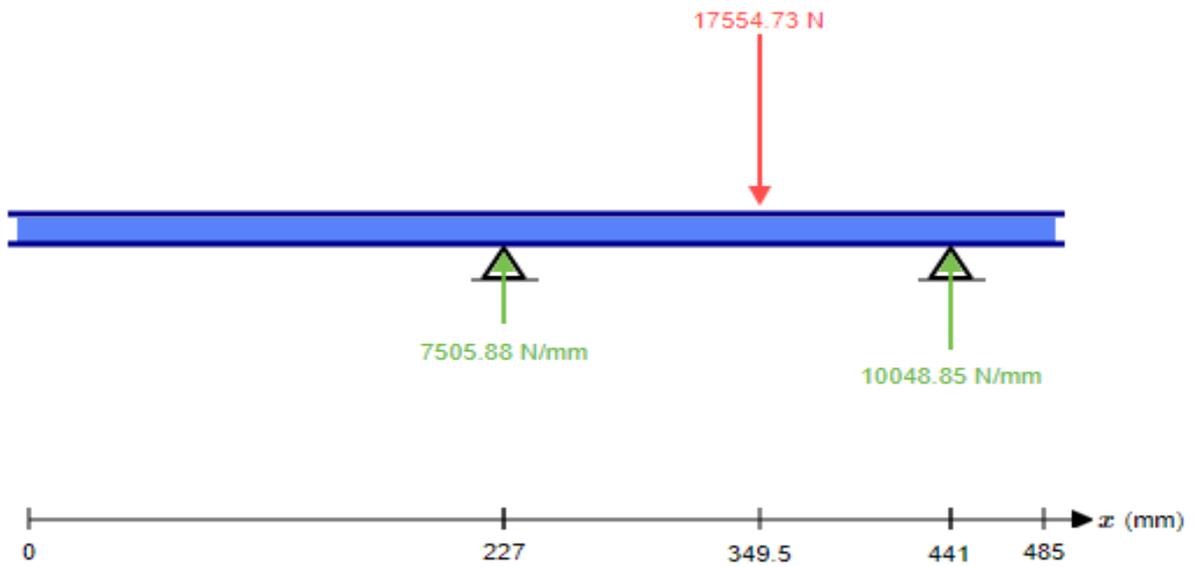


Figura 14.- Esquema de reacciones y fuerzas aplicadas en el plano XZ del eje de salida.

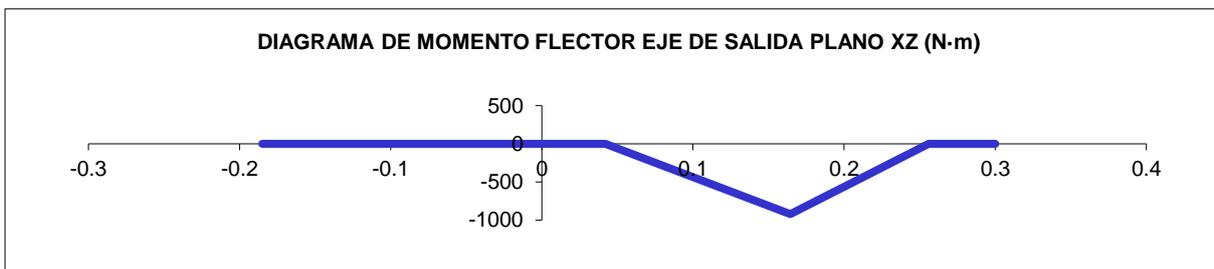


Figura 15.- Diagrama de momento flector en el plano XZ del eje de salida.

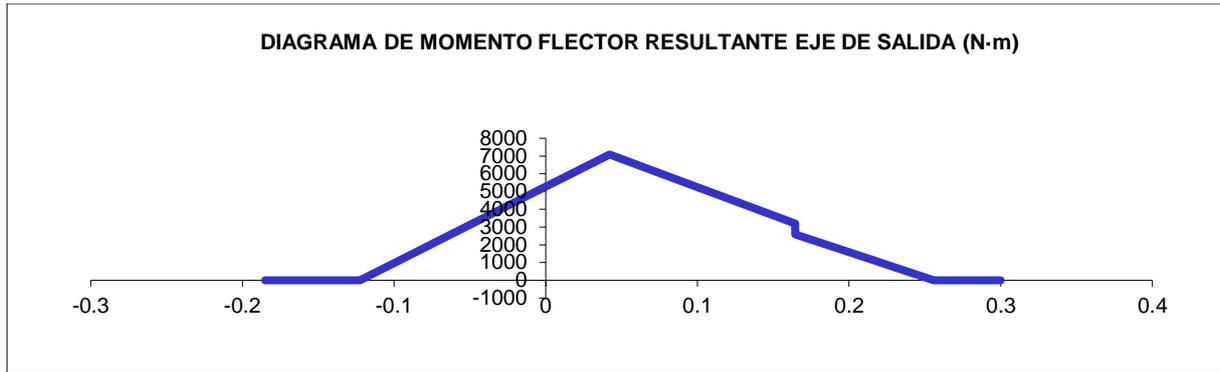


Figura 16.- Diagrama de momento flector resultante en el eje de salida.

2.3.3 Cálculo de fatiga.

Para conocer el límite de fatiga de los ejes es necesario el coeficiente de seguridad para materiales dúctiles. Para ello se plantea la resolución mediante el criterio de Goodman ya que es el que corresponde para el acero dúctil, que es el material propuesto. Esta resolución se plantea a través de la expresión:

$$\frac{S_u}{X} = \frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 \cdot M_n}{\pi \cdot d^3} + \frac{S_u \cdot 32}{S_N \pi d^3} \sqrt{(k_f^{fl} \cdot M_a)^2 + \frac{3}{4} \cdot (k_f^l \cdot T_a)^2} \quad \text{Ecuación 2.3.3.1}$$

Debido a que los ejes se encuentran girando, en la superficie de estos existen distintas sollicitaciones de tensiones, entre las que destacan tensiones normales medias debidas al esfuerzo axial y en dirección longitudinal, las alternantes. Además, se conoce que en el diseño de ejes el esfuerzo axial a tener en cuenta es de compresión.

A su vez, aparecen tensiones tangenciales debidas al torsor y alternantes debidas al cortante. Pero estas no son tenidas en cuenta para el límite a fatiga ya que las primeras son constantes y las segundas presentan valores despreciables con respecto a las demás tensiones.

Por el análisis del estado tensional descrito anteriormente, se puede simplificar la ecuación del criterio de Goodman despejando el coeficiente de seguridad en función del límite a fatiga.

$$X = \frac{d^3 \cdot \pi \cdot S_e}{32 \cdot M} \quad \text{Ecuación 2.3.3.2}$$

2.3.3.1 Cálculo del límite de fatiga del material.

Para obtener el límite de fatiga se deben establecer distintos factores característicos del eje propuesto.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_e \cdot \frac{S_e'}{k_f} \quad \text{Ecuación 2.3.3.1.1}$$

Donde:

- S_e límite de fatiga
- k_a factor de superficie

- k_b factor de tamaño
- k_e factor de confiabilidad
- S_e' límite de fatiga de una probeta de ensayo
- k_f factor de concentración de esfuerzo reducido

- Límite de fatiga de una probeta de ensayo (S_e')

Para el acero se estima el límite de fatiga a través de la siguiente expresión

$$S_e' = 0,5 \cdot S_u \text{ sabiendo que } S_u \leq 1400 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.3.3.1.2}$$

El material elegido para los ejes es 42CrMo4, este tiene una resistencia a rotura de 1200N/mm², quedando el límite de fatiga de ensayo igual a 600 MPa.

- Factor de superficie (k_a)

Para el caso de estudio se decide un acabado superficial de mecanizado o laminado en frío, lo que afecta a la probeta de ensayo de referencia según la siguiente ecuación.

$$k_a = a \cdot S_u^b \quad \text{Ecuación 2.3.3.1.3}$$

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

Figura 17.- Coeficientes de acabados superficiales.

Siendo el factor $a=4,51$ MPa, el exponente $b=-0,265$ y la S_u el límite de rotura a tracción mínima esperado del material empleado (1200MPa).

- Factor de tamaño (k_b)

Este factor tiene en cuenta la variación del cambio de sección en la dirección longitudinal del eje. Este valor se obtiene mediante las siguientes ecuaciones, según sea el caso:

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

$$\begin{aligned} k_b &= 1,1 & d < 3mm \\ k_b &= 0,7 & d > 270mm \end{aligned}$$

$$\text{Ecuación 2.3.3.1.4}$$

- Factor de confiabilidad (k_e)

Este valor depende de una distribución estadística de ensayos del material, en este caso se decide tener 1% de fallos (confiabilidad del 0,99).

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

Figura 18.- Factores de confiabilidad.

- Factor del concentrador de tensiones (k_t)

La existencia de irregularidades o discontinuidades, como huecos, ranuras o muescas, aumenta los esfuerzos teóricos en la inmediata cercanía de una discontinuidad. Teniendo en cuenta que sólo hay momento y que este valor sólo tiene en cuenta la geometría de la pieza, se toman los valores de la siguiente tabla.

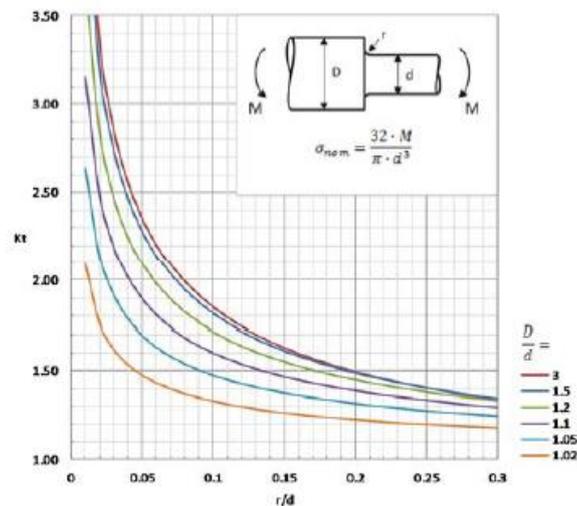


Figura 19.- Factor de concentrador de tensiones.

- Factor de concentración de esfuerzo reducido (k_f)

Este valor viene a partir de la reducción del factor de concentración de esfuerzo teórico (k_t), ya que algunos materiales no son del todo sensibles a la variación de su sección. Para este factor se emplea la siguiente ecuación:

$$k_f = \frac{\text{eje con entalla}}{\text{eje sin entalla}} \quad \text{Ecuación 2.3.3.1.5}$$

Siendo la sensibilidad de entalla del eje q definido por la expresión:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad \text{Ecuación 2.3.3.1.6}$$

El valor de q se puede estimar de la siguiente forma:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{r}} \quad \text{Ecuación 2.3.3.1.7}$$

Donde:

α : constante de Peterson, debida al material y tiene dimensiones de longitud (mm).

$$\alpha = \frac{75000}{(S_u + 210)^{1,92}} \quad \text{Ecuación 2.3.3.1.8}$$

r : radio de la entalla (mm).

Teniendo finalmente un factor reducido de concentración estimado, como:

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1) \quad \text{Ecuación 2.3.3.1.9}$$

Para el cálculo del concentrador de tensión de las chavetas, se utiliza un mecanizado de tipo perfilado cuyo valor se encuentre en la siguiente tabla.

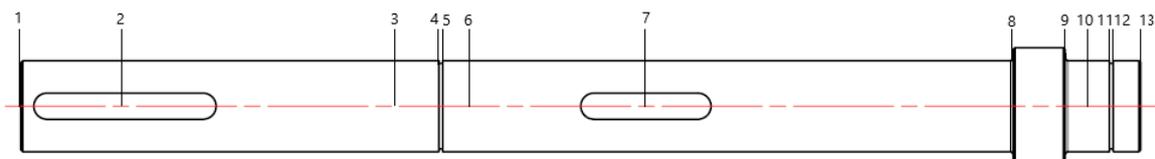
Acero	Tipo patin (bañera)		Tipo perfilado	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Recocido (< 200 HB)	1.3	1.3	1.6	1.3
Templado (> 200 HB)	1.6	1.6	2.0	1.6

Tabla 18.- Concentrador de tensiones de las chavetas.

2.3.3.2 Cálculo del límite de fatiga del eje de entrada.

Su (N/mm ²)	1200	Mpa
Sy (N/mm ²)	950	MPa
S'e	600	MPa
Diámetro eje	35	mm
Posición de rodamiento A	6	
Posición de rodamiento B	10	

Tabla 19.- Datos de partida del eje de entrada.



Secciones	Tipo	D/d	r/d	α	q	kt	kf
1	-	-	-	-	-	-	1
2	Chaveta	-	-	-	-	-	2
3	-	-	-	-	-	-	1
4	Ranura						2.2
5	-	-	-	-	-	-	1
6	-	-	-	-	-	-	1
7	Chaveta	-	-	-	-	-	2
8	Cambio diámetro	1.28571429	0.02857143	0.06738459	0.93686944	2.55	2.452147632
9	-	-	-	-	-	-	1
10	-	-	-	-	-	-	1
11	Ranura						2.2
12	-	-	-	-	-	-	1
13	-	-	-	-	-	-	1

Tabla 20.- Cálculo del concentrador de tensiones del eje de entrada.

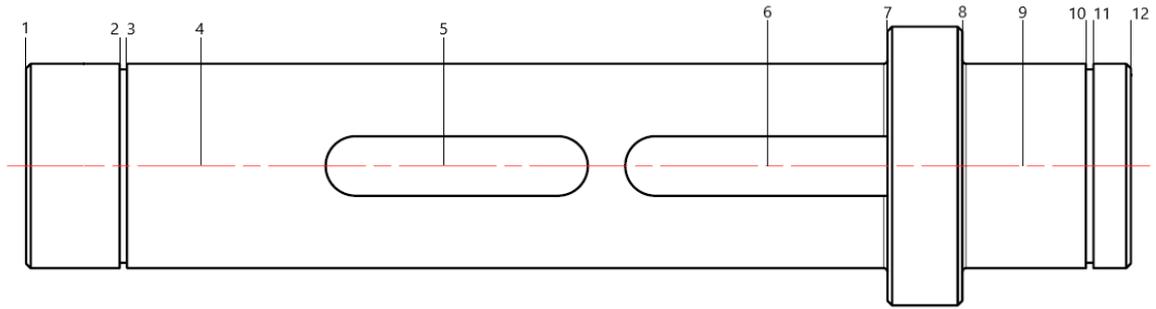
Secciones	d (m)	M (Nm)	ka	kb	ke	kf	Se	X
1	0.035	0	0.68895921	0.85859567	0.814	1	288.9068637	0
2	0.035	0	0.68895921	0.85859567	0.814	2	144.4534318	0
3	0.035	0	0.68895921	0.85859567	0.814	1	288.9068637	0
4	0.033	0	0.68895921	0.86366258	0.814	2.2	132.0962805	0
5	0.035	0	0.68895921	0.85859567	0.814	1	288.9068637	0
6	0.035	0	0.68895921	0.85859567	0.814	1	288.9068637	0
7	0.035	360.906177	0.68895921	0.85859567	0.814	2	144.4534318	1.68475819
8	0.045	56.6860132	0.68895921	0.8372868	0.814	2.45214763	114.8938544	18.1325265
9	0.035	16.9063548	0.68895921	0.85859567	0.814	1	288.9068637	71.930306
10	0.035	0	0.68895921	0.85859567	0.814	1	288.9068637	0
11	0.033	0	0.68895921	0.86366258	0.814	2.2	132.0962805	0
12	0.035	0	0.68895921	0.85859567	0.814	1	288.9068637	0
13	0.035	0	0.68895921	0.85859567	0.814	1	288.9068637	0

Tabla 21.- Cálculo del coeficiente de seguridad del eje de entrada.

2.3.3.3 Cálculo del límite de fatiga del eje intermedio.

Su (N/mm ²)	1200	Mpa
Sy (N/mm ²)	950	MPa
S'e	600	MPa
diámetro eje	55	mm
Posición de rodamiento A	4	
Posición de rodamiento B	9	

Tabla 22.- Datos de partida del eje intermedio.



Secciones	Tipo	D/d	r/d	α	q	kt	kf
1	-	-	-	-	-	-	1
2	Ranura						2.2
3	-	-	-	-	-	-	1
4	-	-	-	-	-	-	1
5	Chaveta	-	-	-	-	-	2
6	Chaveta	-	-	-	-	-	2
7	Cambio diámetro	1.18181818	0.02727273	0.06738459	0.95700826	2.7	2.626914047
8	-	-	-	-	-	-	1
9	-	-	-	-	-	-	1
10	Ranura	-	-	-	-	-	2.2
11	-	-	-	-	-	-	1
12	-	-	-	-	-	-	1

Tabla 23.- Cálculo del concentrador de tensiones del eje intermedio.

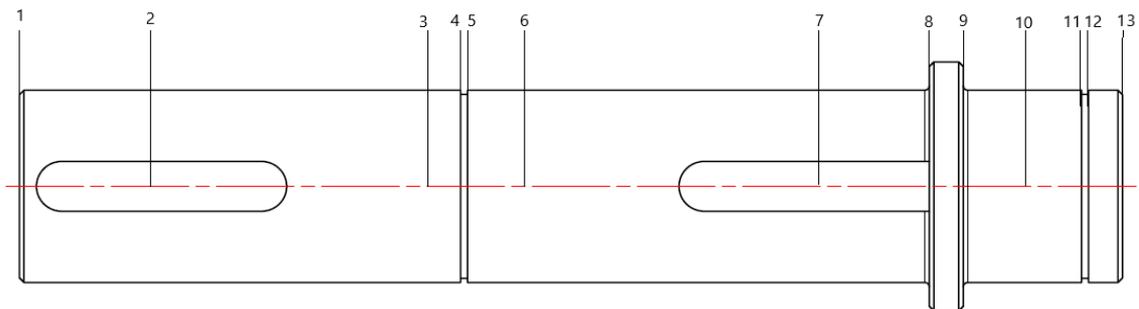
Secciones	d (m)	M (Nm)	ka	kb	ke	kf	Se	X
1	0.055	0	0.68895921	0.82065237	0.814	1	276.1394116	0
2	0.052	0	0.68895921	0.8252683	0.814	2.2	126.2239158	0
3	0.055	0	0.68895921	0.82065237	0.814	1	276.1394116	0
4	0.055	0	0.68895921	0.82065237	0.814	1	276.1394116	0
5	0.055	750.48945	0.68895921	0.82065237	0.814	2	138.0697058	3.00498128
6	0.055	1039.71768	0.68895921	0.82065237	0.814	2	138.0697058	2.16905684
7	0.065	536.611716	0.68895921	0.80705691	0.814	2.62691405	103.3778428	5.1940638
8	0.055	242.577899	0.68895921	0.82065237	0.814	1	276.1394116	18.5936704
9	0.055	0	0.68895921	0.82065237	0.814	1	276.1394116	0
10	0.052	0	0.68895921	0.8252683	0.814	2.2	126.2239158	0
11	0.055	0	0.68895921	0.82065237	0.814	1	276.1394116	0
12	0.055	0	0.68895921	0.82065237	0.814	1	276.1394116	0

Tabla 24.- Cálculo del coeficiente de seguridad del eje intermedio.

2.3.3.4 Cálculo del límite de fatiga del eje de salida.

Su (N/mm ²)	1200	Mpa
Sy (N/mm ²)	950	MPa
S'e	600	MPa
diámetro eje	85	mm
Posición de rodamiento A	6	
Posición de rodamiento B	10	

Tabla 25.- Datos de partida del eje de salida.



Secciones	Tipo	D/d	r/d	α	q	kt	kf
1	-	-	-	-	-	-	1
2	Chaveta	-	-	-	-	-	2
3	-	-	-	-	-	-	1
4	Ranura	-	-	-	-	-	2.2
5	-	-	-	-	-	-	1
6	-	-	-	-	-	-	1
7	Chaveta	-	-	-	-	-	2
8	Cambio diámetro	1.11764706	0.02352941	0.06738459	0.96740588	2.45	2.402738522
9	-	-	-	-	-	-	1
10	-	-	-	-	-	-	1
11	Ranura	-	-	-	-	-	2.2
12	-	-	-	-	-	-	1
13	-	-	-	-	-	-	1

Tabla 26.- Cálculo del concentrador de tensiones del eje de salida.

Secciones	d (m)	M (Nm)	ka	kb	ke	kf	Se	X
1	0.085	0	0.68895921	0.7856943	0.814	1	264.376453	0
2	0.085	0	0.68895921	0.7856943	0.814	2	132.1882265	0
3	0.085	5277.03664	0.68895921	0.7856943	0.814	1	264.376453	3.02057298
4	0.0815	5664.73729	0.68895921	0.78900497	0.814	2.2	120.6774772	1.53218962
5	0.085	5793.97084	0.68895921	0.7856943	0.814	1	264.376453	2.75107948
6	0.085	7086.30635	0.68895921	0.7856943	0.814	1	264.376453	2.24936286
7	0.085	3192.38966	0.68895921	0.7856943	0.814	2	132.1882265	2.49651139
8	0.095	1158.29197	0.68895921	0.77700379	0.814	2.40273852	108.8142548	7.90748647
9	0.085	734.526614	0.68895921	0.7856943	0.814	1	264.376453	21.7006083
10	0.085	0	0.68895921	0.7856943	0.814	1	264.376453	0
11	0.0815	0	0.68895921	0.78900497	0.814	2.2	120.6774772	0
12	0.085	0	0.68895921	0.7856943	0.814	1	264.376453	0
13	0.085	0	0.68895921	0.7856943	0.814	1	264.376453	0

Tabla 27.- Cálculo del coeficiente de seguridad del eje de salida.

2.3.4 Cálculo por deflexión.

Se debe tener en consideración, para un correcto funcionamiento del diseño elegido, una rigidez capaz de soportar todos los esfuerzos posibles a los que va a estar sometido. Por ello es de gran importancia la comprobación del esfuerzo a flexión al cual están solicitados los ejes, y el ángulo y deflexión lateral que pueden absorber los componentes que los sostienen.

Dicha comprobación se llevará a cabo definiendo unos niveles dentro de los cuales el componente tenga una vida considerable de uso, estos niveles evitan que se pueda llegar a provocar cargas por impactos excesivos debido a holguras inadecuadas.

Los niveles determinados donde debe encontrarse el valor son:

- Deformación lateral por flexión inferior a $0,005 \cdot m$
- Pendiente máxima inferior a $0,002$ rad si se encuentra apoyado en un rodamiento de bolas y de $0,001$ rad si es de rodillos.

2.3.4.1 Cálculo de deflexión y deformación angular de los ejes

Para obtener estos valores se hace uso de una hoja Excel suministrada por el *Departamento de Ingeniería Mecánica y Materiales*, donde se comprueban los resultados obtenidos con los valores límites mencionados anteriormente. Para ello se introducen las características del material, las solicitaciones y el número de secciones a tener en cuenta, y se hace un estudio sucesivamente en distintas zonas de ejes con respecto a los planos XY y XZ.

a) Eje de entrada y plano XY

Sección (i)	Cotas de	Diametro	Fuerza en	Momento en	Diagrama de momentos		Deformación	
	Secciones entre i e i+1 (m)	entre i e i+1 (m)	Sección (N)	Sección (N·m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	-0.15000	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	4.62E-04	-8.066E-05
2	-0.11000	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	4.62E-04	-6.217E-05
3	0.00000	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	4.62E-04	-1.132E-05
4	0.01050	0.03300	0.00	0.00	0.00	0.00	4.62E-04	-6.471E-06
5	0.01200	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	4.62E-04	-5.778E-06
6	0.02450	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	4.62E-04	0.000E+00
7	0.08600	0.03500	2719.22	50.06	136.57	86.51	1.91E-04	2.286E-05
8	0.23100	0.04500	0.00	0.00	14.21	14.21	-0.00028128	8.112E-06
9	0.25100	0.03500	0.00	0.00	4.24	4.24	-0.000285644	2.435E-06
10	0.25950	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000286808	0.000E+00
11	0.26800	0.03300	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000286808	-2.43787E-06
12	0.26950	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000286808	-2.86808E-06
13	0.28000	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000286808	-5.87957E-06

Tabla 28.- Valores de deflexión y deformación lateral del eje de entrada y el plano XY.

Según los resultados obtenidos de deformación y deflexión se pueden representar gráficamente las deformaciones, y así verificar si en dicho plano se cumple con las limitaciones establecidas.

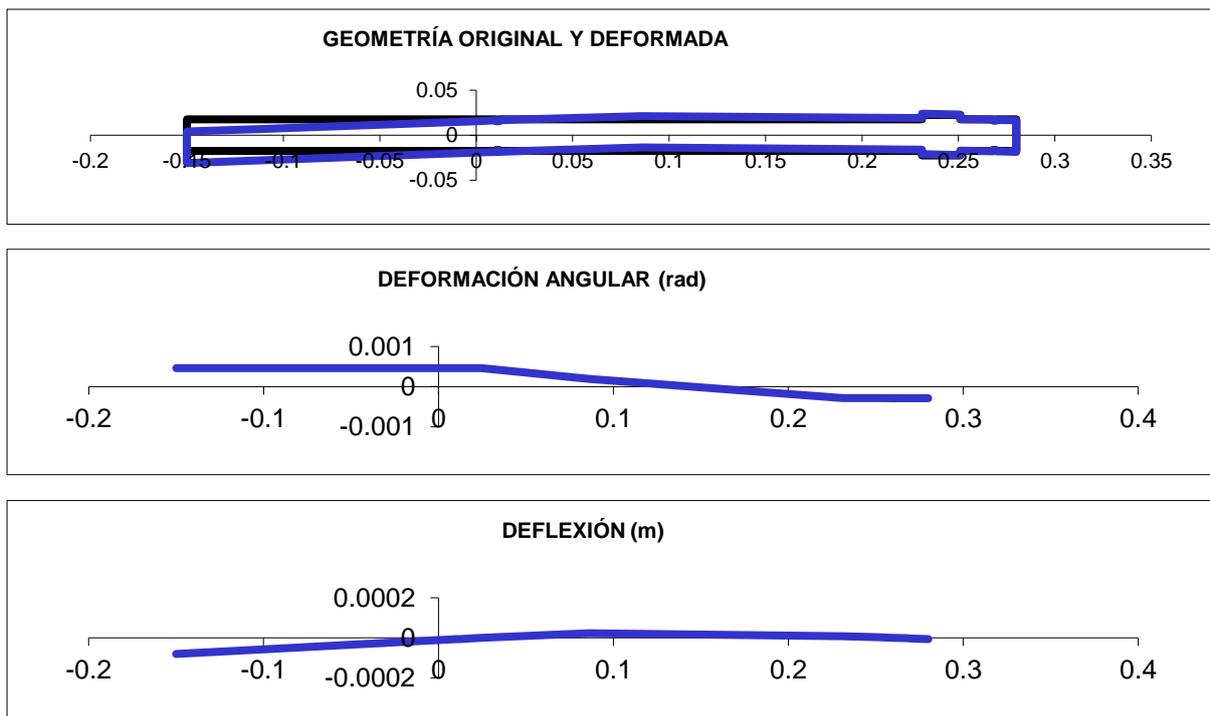


Figura 20.- Representación gráfica de las deformaciones.

b) Eje de entrada y plano XZ

Los datos obtenidos son:

Sección (i)	Cotas de Secciones		Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación	
	entre i e i+1 (m)	(m)			anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	-0.15000	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	1.47E-03	-2.561E-04
2	-0.11000	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	1.47E-03	-1.974E-04
3	0.00000	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	1.47E-03	-3.596E-05
4	0.01050	0.03300	0.00	0.00	0.00	0.00	1.47E-03	-2.055E-05
5	0.01200	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	1.47E-03	-1.835E-05
6	0.02450	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	1.47E-03	0.000E+00
7	0.08600	0.03500	7357.50	0.00	334.07	334.07	8.04E-04	7.666E-05
8	0.23100	0.04500	0.00	0.00	54.88	54.88	-0.001019179	2.941E-05
9	0.25100	0.03500	0.00	0.00	16.37	16.37	-0.001036033	8.832E-06
10	0.25950	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.001040529	0.000E+00
11	0.26800	0.03300	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.001040529	-8.8445E-06
12	0.26950	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.001040529	-1.04053E-05
13	0.28000	0.03500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.001040529	-2.13309E-05

Tabla 29.- Valores de deflexión y deformación lateral del eje de entrada y el plano XZ.

Verificación, mediante representación gráfica, del cumplimiento de los valores establecidos.

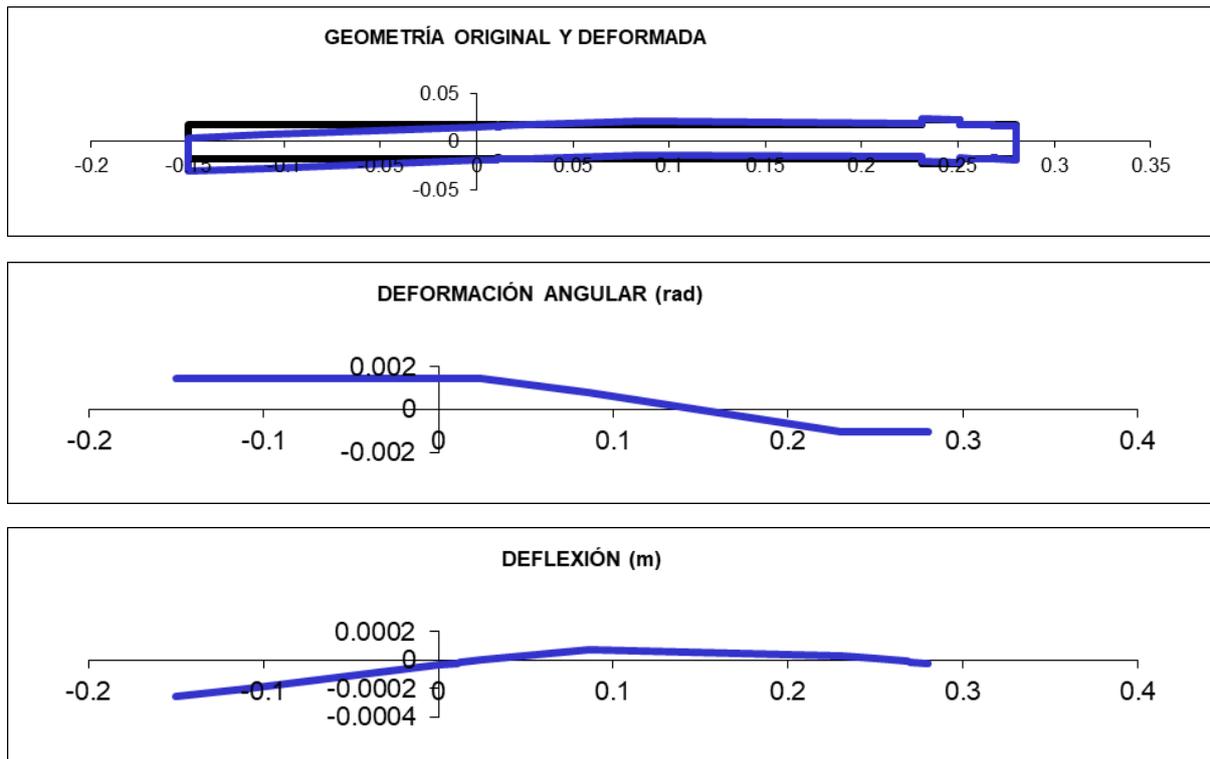


Figura 21.- Representación gráfica de las deformaciones.

c) Eje intermedio y plano XY

Los datos obtenidos son los siguientes:

Sección (i)	Cotas de Secciones	Diametro entre i e i+1	Fuerza en Sección	Momento en Sección	Diagrama de momentos		Deformación	
	(m)	(m)	(N)	(N·m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	-0.01500	0.05500	0.00	0.00	0.00	0.00	9.30E-05	-4.046E-06
2	0.01000	0.05200	0.00	0.00	0.00	0.00	9.30E-05	-1.721E-06
3	0.01200	0.05500	0.00	0.00	0.00	0.00	9.30E-05	-1.535E-06
4	0.02850	0.05500	0.00	0.00	0.00	0.00	9.30E-05	0.000E+00
5	0.10000	0.05500	-2719.22	179.16	124.26	-54.90	4.59E-05	5.528E-06
6	0.18350	0.05500	6487.96	179.16	317.26	138.10	-7.02E-05	6.806E-06
7	0.21500	0.07500	0.00	0.00	74.13	74.13	-1.06E-04	3.980E-06
8	0.23500	0.05500	0.00	0.00	33.51	33.51	-0.000108944	1.830E-06
9	0.25150	0.05500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000111875	0.000E+00
10	0.26800	0.05200	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000111875	-1.846E-06
11	0.27000	0.05500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000111875	-2.06969E-06
12	0.28000	0.05500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000111875	-3.18844E-06

Tabla 30.- Valores de deflexión y deformación lateral del eje intermedio y el plano XY.

La verificación mediante representación gráfica del cumplimiento de los valores establecidos.

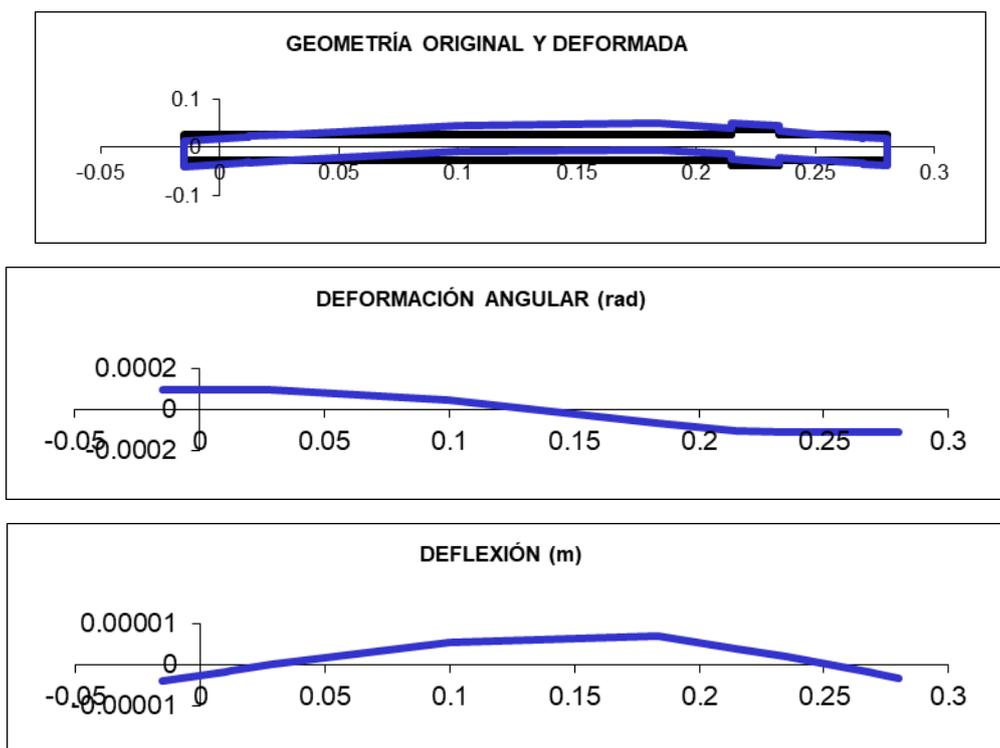


Figura 22.- Representación gráfica de las deformaciones.

d) Eje intermedio y plano XZ

Los datos obtenidos son los siguientes:

Sección (i)	Cotas de Secciones	Diametro entre i e i+1	Fuerza en Sección	Momento en Sección	Diagrama de momentos		Deformación	
	(m)	(m)	(N)	(N·m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	-0.01500	0.05500	0.00	0.00	0.00	0.00	6.56E-04	-2.853E-05
2	0.01000	0.05200	0.00	0.00	0.00	0.00	6.56E-04	-1.213E-05
3	0.01200	0.05500	0.00	0.00	0.00	0.00	6.56E-04	-1.082E-05
4	0.02850	0.05500	0.00	0.00	0.00	0.00	6.56E-04	0.000E+00
5	0.10000	0.05500	7357.50	0.00	740.13	740.13	3.75E-04	4.021E-05
6	0.18350	0.05500	17554.73	0.00	990.13	990.13	-3.90E-04	4.112E-05
7	0.21500	0.07500	0.00	0.00	531.47	531.47	-6.45E-04	2.441E-05
8	0.23500	0.05500	0.00	0.00	240.25	240.25	-0.000668196	1.126E-05
9	0.25150	0.05500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000689209	0.000E+00
10	0.26800	0.05200	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000689209	-1.137E-05
11	0.27000	0.05500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000689209	-1.27504E-05
12	0.28000	0.05500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000689209	-1.96424E-05

Tabla 31.- Valores de deflexión y deformación lateral del eje intermedio y el plano XZ.

La verificación mediante representación gráfica del cumplimiento de los valores establecidos.

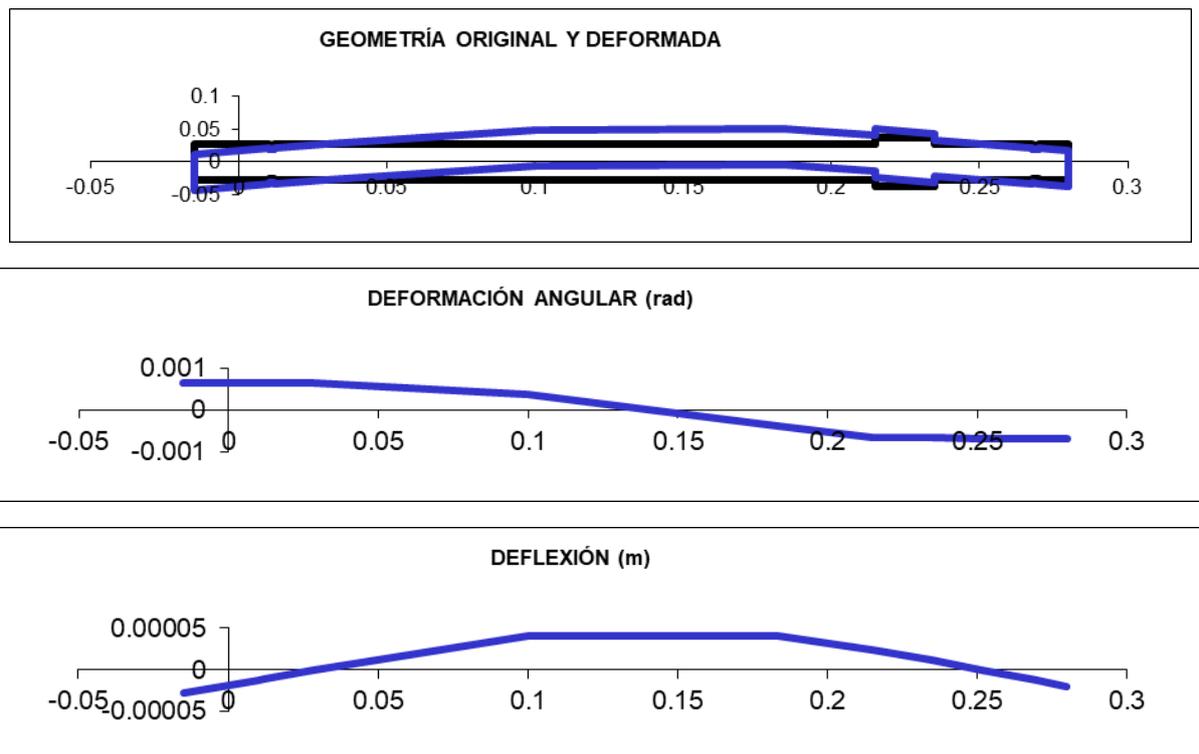


Figura 23.- Representación gráfica de las deformaciones.

e) Eje de salida y plano XY

Los datos obtenidos son los siguientes:

Sección (i)	Cotas de Secciones	Diametro	Fuerza en	Momento en	Diagrama de momentos		Deformación	
	(m)	entre i e i+1 (m)	Sección (N)	Sección (N·m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	-0.18500	0.08500	0.00	0.00	0.00	0.00	2.01E-03	-3.974E-04
2	-0.12250	0.08500	-43077.85	0.00	0.00	0.00	2.01E-03	-2.715E-04
3	0.00000	0.08500	0.00	0.00	5277.04	5277.04	1.41E-03	-4.949E-05
4	0.00900	0.08150	0.00	0.00	5664.74	5664.74	1.32E-03	-3.719E-05
5	0.01200	0.08500	0.00	0.00	5793.97	5793.97	1.28E-03	-3.328E-05
6	0.04200	0.08500	0.00	0.00	7086.31	7086.31	9.24E-04	0.000E+00
7	0.16450	0.08500	-6487.97	641.20	3057.11	2415.91	-2.31E-04	3.310E-05
8	0.21500	0.11000	0.00	0.00	1082.54	1082.54	-0.000394841	1.678E-05
9	0.23000	0.08500	0.00	0.00	686.49	686.49	-0.000403632	1.078E-05
10	0.25600	0.08500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000420217	0.000E+00
11	0.28200	0.08150	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000420217	-1.09256E-05
12	0.28500	0.08500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000420217	-1.21863E-05
13	0.30000	0.08500	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.000420217	-1.84896E-05

Tabla 32.- Valores de deflexión y deformación lateral del eje de salida y el plano XY.

La verificación mediante representación gráfica del cumplimiento de los valores establecidos.

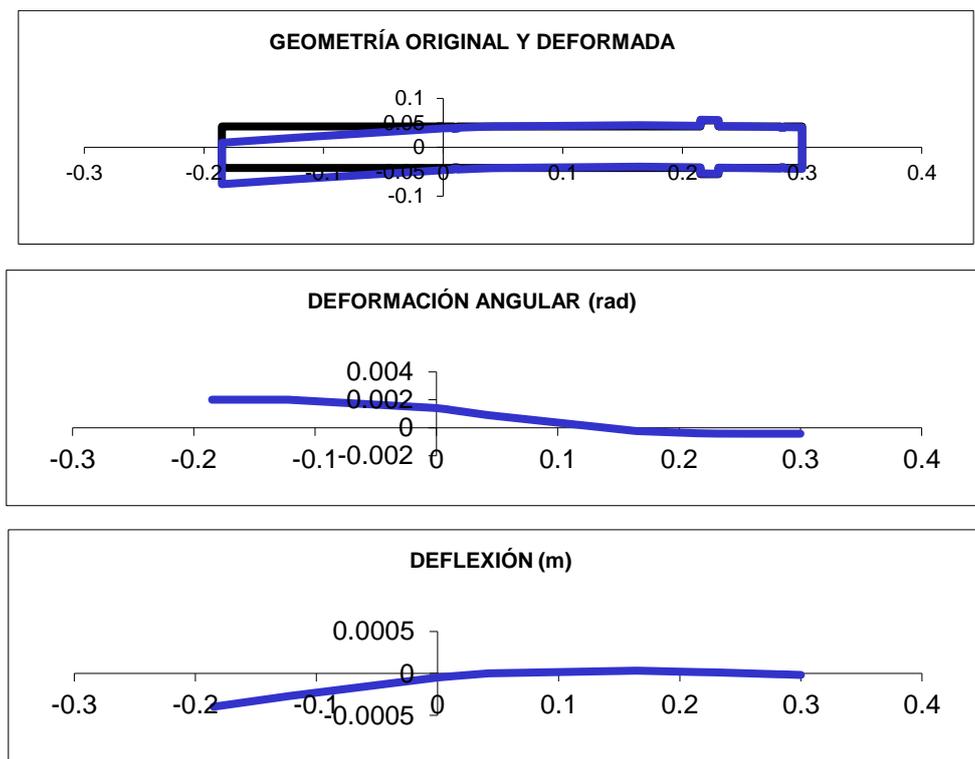


Figura 24.- Representación gráfica de las deformaciones.

f) Eje de salida y plano XZ

Los datos obtenidos son los siguientes:

Sección (i)	Cotas de Secciones	Diametro entre i e i+1	Fuerza en Sección	Momento en Sección	Diagrama de momentos		Deformación	
	(m)	(m)	(N)	(N·m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	-0.18500	0.08500	0.00	0.00	0.00	0.00	-8.60E-05	1.953E-05
2	-0.12250	0.08500	0.00	0.00	0.00	0.00	-8.60E-05	1.415E-05
3	0.00000	0.08500	0.00	0.00	0.00	0.00	-8.60E-05	3.614E-06
4	0.00900	0.08150	0.00	0.00	0.00	0.00	-8.60E-05	2.839E-06
5	0.01200	0.08500	0.00	0.00	0.00	0.00	-8.60E-05	2.581E-06
6	0.04200	0.08500	0.00	0.00	0.00	0.00	-8.60E-05	0.000E+00
7	0.16450	0.08500	-17554.73	0.00	-919.47	-919.47	1.86E-05	-6.267E-06
8	0.21500	0.11000	0.00	0.00	-412.00	-412.00	8.10961E-05	-3.548E-06
9	0.23000	0.08500	0.00	0.00	-261.27	-261.27	8.44419E-05	-2.305E-06
10	0.25600	0.08500	0.00	0.00	0.00	0.00	9.07539E-05	0.000E+00
11	0.28200	0.08150	0.00	0.00	0.00	0.00	9.07539E-05	2.3596E-06
12	0.28500	0.08500	0.00	0.00	0.00	0.00	9.07539E-05	2.63186E-06
13	0.30000	0.08500	0.00	0.00	0.00	0.00	9.07539E-05	3.99317E-06

Tabla 33.- Valores de deflexión y deformación lateral del eje de salida y el plano XZ.

La verificación mediante representación gráfica del cumplimiento de los valores establecidos.

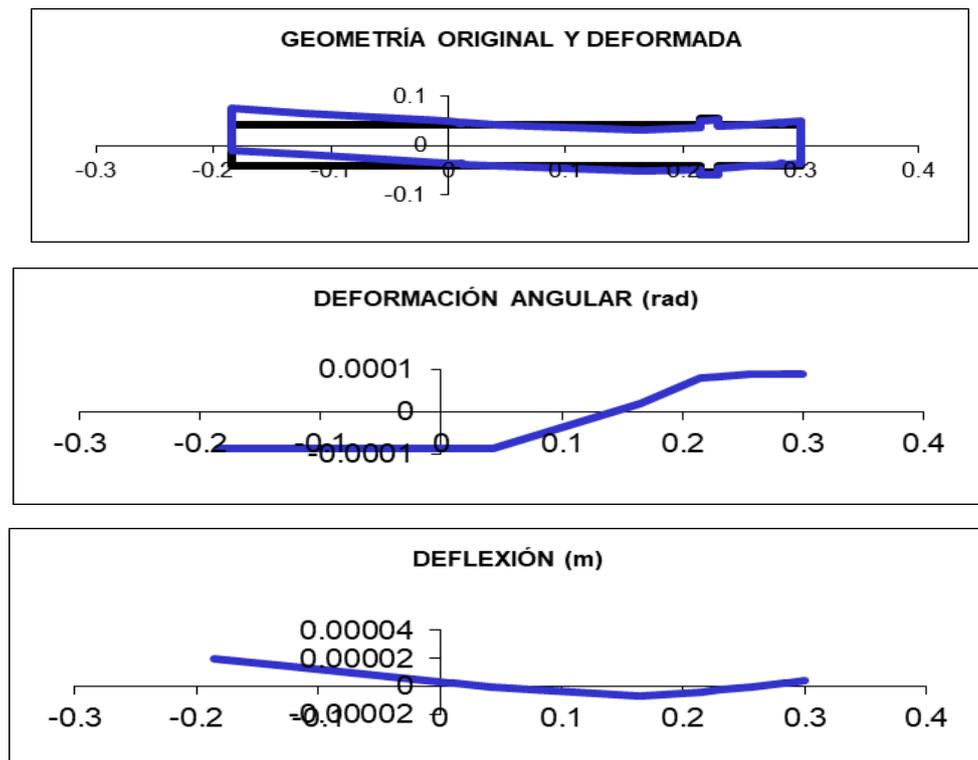


Figura 25.- Representación gráfica de las deformaciones.

2.3.5 Resultados obtenidos.

Como se demostró en los resultados previos, los ejes fueron diseñados bajo ciertas consideraciones cumpliendo cada una de ellas.

En la siguiente tabla, podemos encontrar el material seleccionado para los ejes con sus respectivas resistencias y dureza superficial.

	Material	Denominación	S_u (N/mm ²)	S_y (N/mm ²)	Dureza Superficial
Eje de entrada	Acero aleado templado y revenido UNE-EN10083-3:2008	42CrMo4	1200	950	HV 337
Eje intermedio	Acero aleado templado y revenido UNE-EN10083-3:2008	42CrMo4	1200	950	HV 337
Eje de salida	Acero aleado templado y revenido UNE-EN10083-3:2008	42CrMo4	1200	950	HV 337

Tabla 34.- Material de los ejes.

2.4 Determinación de rodamientos de apoyo.

2.4.1 Comprobación de lubricante utilizado.

Para comprobar el aceite a emplear en la caja reductora, se utilizará el Método United. Este método es aplicable a engranajes con velocidades y cargas medias, donde la carga se determina mediante la variable K, obteniéndola de la siguiente expresión:

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \quad \text{Ecuación 2.4.1.1}$$

Donde:

F_t Fuerza tangencial de contacto entre engranajes.

b Ancho calculado para la etapa en estudio.

d_1 Diámetro del piñón.

i Relación de transmisión de la etapa.

El lubricante apropiado se obtiene a partir de su viscosidad a 38°C (v_{38}), mediante la relación $\left(\frac{K}{v_t}\right)$ comprendida en una temperatura ambiente entre 10 y 25°C, que es calculada por medio de la siguiente ecuación:

$$\log(v_{38}) = -0.028 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t} K_A\right)^3 - 0.025 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t} K_A\right)^2 + 0.460 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t} K_A\right) + 2.593$$

Ecuación 2.4.1.2

Donde:

v_t Velocidad tangencial.

K_A Factor de impacto.

	1º Etapa	2º Etapa
F_t (N)	7357,49	17637,71
d_1 (mm)	77,172	115,759
b (mm)	42	67
v_t (mm/s)	2,99	2,91
i	3,579	3,597
K_a	1,35	1,35
v_{38} (mm ² /s)	443,34	649,375

Tabla 35.- Comprobación del lubricante.

Obteniendo como resultado el valor de la viscosidad cinemática del aceite que se empleará en el reductor. Siendo el calculado en la comprobación, inferior a la viscosidad cinemática del lubricante seleccionado.

Se seleccionó el lubricante ISO VG 680 con una característica de viscosidad cinemática de 680 mm²/s.

2.4.2 Cálculo y selección de rodamientos.

Para realizar el cálculo de los rodamientos, utilizaremos el catálogo disponible online de la empresa fabricante de rodamientos SKF.

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

Para la obtención de la capacidad de carga, se parte de la expresión de la vida del rodamiento, la cual se contempla en la norma ISO 281:2007.

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_{eq}} \right)^q \quad \text{Ecuación 2.4.2.1}$$

Donde:

L Vida del rodamiento (h).

a_1 Factor de fiabilidad.

a_{iso} Factor de condiciones de trabajo.

n velocidad angular (rpm)

C Capacidad dinámica del rodamiento.

F_{eq} Fuerza equivalente.

q Factor en función de tipo de rodamiento.

2.4.2.1 Vida estimada del rodamiento.

Para realizar el cálculo, se estima la vida de los rodamientos según sea la aplicación. Para ello, se selecciona desde la siguiente tabla en función de la aplicación y el tipo de maquinaria, estimándole un rango de vida al rodamiento.

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

Tabla 36.- Vida del rodamiento.

La aplicación del reductor demanda una vida estimada de 20.000 horas para los rodamientos.

2.4.2.2 Factor de fiabilidad (a_1).

La vida nominal de un rodamiento está diseñada para proporcionar una fiabilidad del 90%. Existen aplicaciones en que esta fiabilidad es insuficiente. Para ello, se incluyen coeficientes de corrección descritos en la siguiente tabla:

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

Tabla 37.- Fiabilidad del rodamiento.

2.4.2.3 Factor de condiciones de trabajo (a_{iso}).

Para determinar este factor, se debe considerar las siguientes condiciones:

- Relación existente entre las cargas y la carga límite de fatiga del rodamiento P_u (Fuerza que nunca ocasionaría el fallo si la lubricación es adecuada).
- La contaminación del lubricante.
- Viscosidad a la temperatura de trabajo.
- Dimensiones del rodamiento.
- Velocidad de trabajo.

Se puede calcular el factor a_{iso} siguiendo el procedimiento indicado por la normal de la siguiente manera:

1. Se obtiene la viscosidad relativa v_1 en función del diámetro medio del rodamiento y la velocidad de giro.

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \quad \text{para } n < 1000 \text{ rpm} \quad \text{Ecuación 2.4.2.3.1}$$

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n}} \quad \text{para } n \geq 1000 \text{ rpm} \quad \text{Ecuación 2.4.2.3.2}$$

2. Cálculo de viscosidad a temperatura de trabajo.

La temperatura media considerada para el funcionamiento del reductor es de 70 °C. La elección del aceite se realizó en el apartado 4.2.1, y mediante los datos facilitados por el fabricante incluidos en el Anexo, se calculará la viscosidad a temperatura de trabajo.

Para el cálculo, se emplea la ecuación de Walther, proveniente de la norma ASTM D341, la cual define la relación entre la viscosidad y la temperatura.

$$\log[\log(v + 0.7)] = A - B \cdot \log(T) \quad \text{Ecuación 2.4.2.3.3}$$

Donde

- v Viscosidad cinemática (mm²/s)
- T Temperatura (K)
- A y B Constantes

Despejando la variable, obtendremos la siguiente ecuación:

$$v_{(70^{\circ}\text{C})} = 10^{10(A - B \cdot \log(T)) - 7} \quad \text{Ecuación 2.4.2.3.4}$$

Aceite utilizado	Constantes		Viscosidades (mm ² /s)		
	A	B	v (40°C)	v (70°C)	v (100°C)
ISO VG 680	6.272	6.332	680	121.3494	75.5

Tabla 38.- Viscosidad a temperatura de trabajo.

3. Determinación del coeficiente κ

Este coeficiente, se determina en función de la viscosidad trabajo y la viscosidad relativa. La cual nos va a permitir determinar mediante la curva el valor a_{iso} . Este coeficiente determina si es necesario la utilización de aditivos EP o lubricantes sólidos.

$$\kappa = \frac{v_{70^{\circ}\text{C}}}{v_1} \quad \text{Ecuación 2.4.2.3.5}$$

4. El nivel de contaminación del lubricante proporciona el factor η_c , este factor se puede obtener de forma simplificada a partir de la siguiente tabla.

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 39.- Viscosidad a temperatura de trabajo.

- Obteniendo todos los valores anteriores junto a los datos del rodamiento seleccionado suministrados por el fabricante, calcularemos la relación contaminación-carga para entrar en la gráfica y obtener el valor a_{iso} .

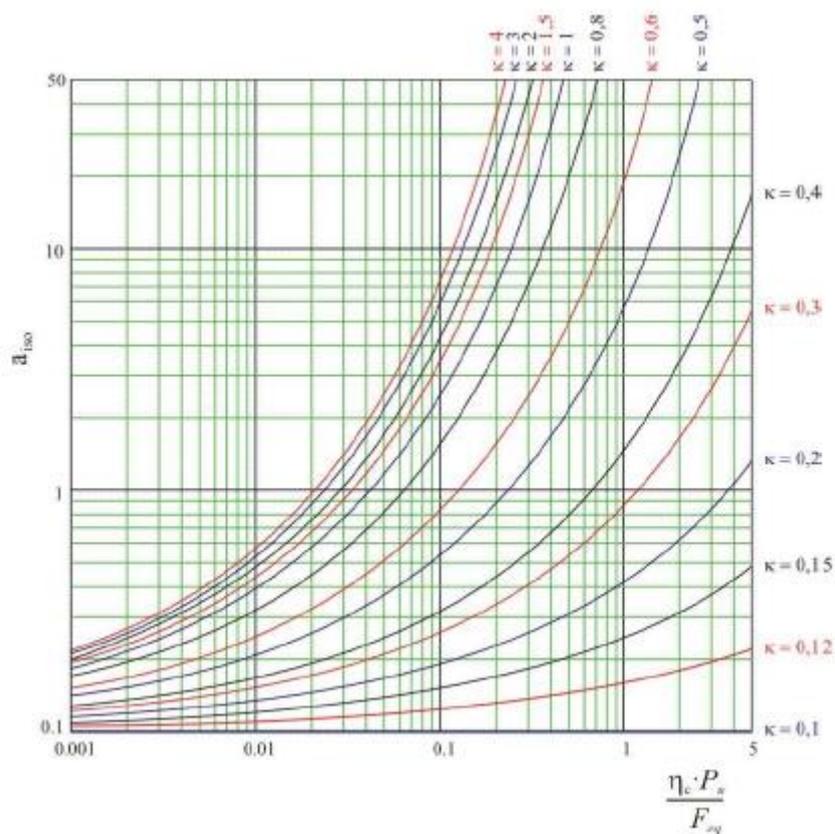


Figura 26.- Obtención de a_{iso} rodamientos radiales de bolas.

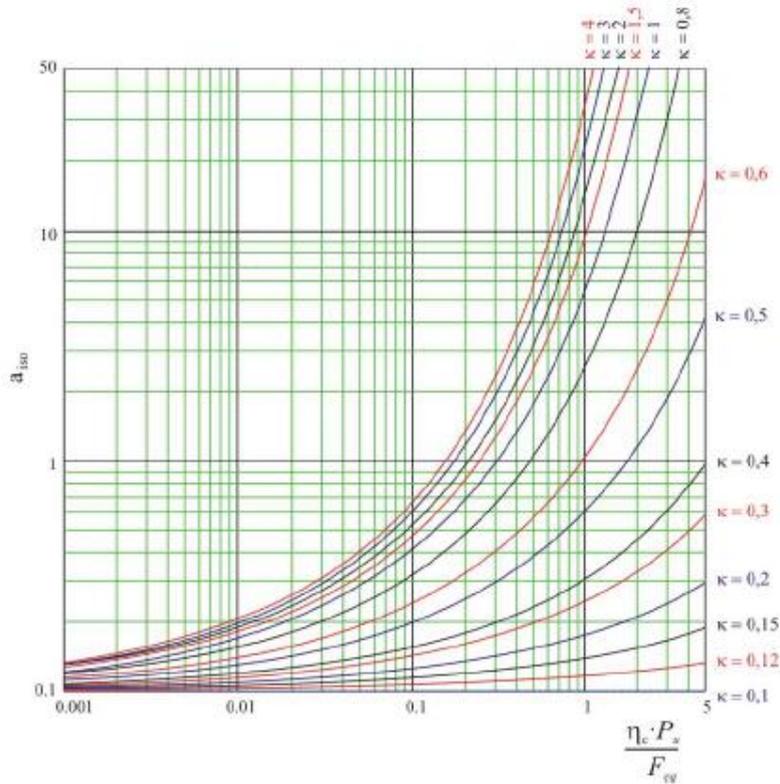


Figura 27.- Obtención de a_{ISO} rodamientos radiales de rodillos.

2.4.2.4 Cálculos de las fuerzas equivalentes.

Las fuerzas generadas por los engranajes son transmitidas a los elementos internos del reductor, entre ellos los rodamientos que son los puntos de apoyo de los ejes.

Para los rodamientos rígidos de bolas, se toma en cuenta las fuerzas producidas por cargas axiales y cargas radiales, cuya fuerza resultante es la que se toma en cuenta para el cálculo del rodamiento.

Para los rodamientos radiales de rodillos, solo se toma en cuenta la carga radial, ya que está diseñado para absorber las cargas axiales.

$$F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a \quad \text{Ecuación 2.4.2.4.1}$$

Donde

- F_r Fuerza radial
- F_a Fuerza axial
- x Factor de fuerza radial
- y Factor de fuerza axial

Para obtener los valores “x” y “y” se calcula mediante factores de carga interpolando en la siguiente tabla:

$f_0 \cdot F_a / C_0$	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

Tabla 40.- Factores de carga radial equivalente.

Donde

f_0 Factor geométrico que depende de la relación entre el diámetro del elemento rodante, el diámetro de circunferencia de paso y el ángulo de contacto nominal.

C_0 Capacidad máxima de carga estática que puede soportar el rodamiento sin que produzca fallo.

Hay que tener en cuenta las siguientes condiciones:

- Si $F_a / F_r < e$ se toma $x=1$; $y=0$
- Si $F_a / F_r > e$ se toma $x=0,56$ y se calcula el valor de “y” desde la tabla.

2.4.3 Resultados y rodamientos seleccionados.

Para la selección de los rodamientos, se realiza la comparación de los datos facilitados por el fabricante con los calculados. El rodamiento es válido si se cumple la siguiente expresión.

$$C_{nec} < C$$

Para obtener la capacidad de carga necesaria se despeja de la ecuación 2.4.2.1

$$C_{nec} = F_{eq} \cdot \left(\frac{L \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_{iso} \cdot 10^6} \right)^{1/q} \quad \text{Ecuación 2.4.3.1}$$

2.4.3.1 Rodamiento eje entrada apoyo A.

Aplicando las ecuaciones y tablas mencionadas en el apartado 2.4.2

DATOS:				Interpolación para e:		Interpolación para y:	
n	740 rpm			x_0	0.345	x_0	0.220
a_1 (99%)	0.25			y_0	0.220	y_0	1.990
L	20000 horas			x_1	0.689	x_1	0.260
Temperatura de trabajo	70 °C			y_1	0.260	y_1	1.710
η_c	0.5 -			$x (f_0 * F_a / C_0)$	0.506	$x (e)$	0.239
q	3 -			$y (e)$	0.239	y	1.859

RODAMIENTO A								
Modelo	d (mm)	D (mm)	C (kN)	C_0 (kN)	f_0	P_u (kN)	F_{radial}	F_{axial}
6407	35	100	55.3	31	12.1	1.29	5868.39312	1297.3257

dm	67.5	F_a / F_r	0.22107001	x	1.00
		e	0.239	y	0.00

$f_0 * F_a / C_0$	F_{eq}	v_1	v	κ	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a_{iso}	C_{nec} (kN)
0.506375515	5868.39312	22.2359654	121.3494	5.45734795	0.10991084	7	46.8070034

CUMPLE

Figura 28.- Comprobación de selección de rodamiento del eje de entrada apoyo A.

2.4.3.2 Rodamiento eje entrada apoyo B.

Aplicando las ecuaciones y tablas mencionadas en el apartado 2.4.2

DATOS:				Interpolación para e:		Interpolación para y:	
n	740 rpm			x_0	1.030	x_0	0.280
a_1 (99%)	0.25			y_0	0.280	y_0	1.550
L	20000 horas			x_1	1.380	x_1	0.300
Temperatura de trabajo	70 °C			y_1	0.300	y_1	1.450
η_c	0.5 -			$x (f_0 * F_a / C_0)$	0.000	$x (e)$	0.221
q	3 -			$y (e)$	0.221	y	1.844

RODAMIENTO B								
Modelo	d (mm)	D (mm)	C (kN)	C_0 (kN)	f_0	P_u (kN)	F_{radial}	F_{axial}
6207	35	72	27	15.3	13.8	0.655	1988.98292	0

dm	53.5	F_a / F_r	0	x	1.00
		e	0.221	y	0.00

$f_0 * F_a / C_0$	F_{eq}	v_1	v	κ	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a_{iso}	C_{nec} (kN)
0	1988.98292	24.9764658	121.3494	4.85854969	0.16465702	10.6	13.8150804

CUMPLE

Figura 29.- Comprobación de selección de rodamiento del eje de entrada apoyo B.

2.4.3.3 Rodamiento eje intermedio apoyo A.

Aplicando las ecuaciones y tablas mencionadas en el apartado 2.4.2

DATOS:			Interpolación para e:			Interpolación para y:		
n	206.765	rpm	x_0	0.345		x_0	0.220	
a_1 (99%)	0.25		y_0	0.220		y_0	1.990	
L	20000	horas	x_1	0.689		x_1	0.260	
Temperatura de trabajo	70	°C	y_1	0.260		y_1	1.710	
η_c	0.6	-	$x (f_0 * F_a / C_0)$	0.351		$x (e)$	0.221	
q	3	-	y (e)	0.221		y	1.985	

RODAMIENTO A									
Modelo	d (mm)	D (mm)	C (kN)	C_0 (kN)	f_0	P_u (kN)	F_{radial}	F_{axial}	
6411	55	140	99.5	62	12.1	2.6	10496.3559	1798.04771	

dm	97.5	Fa/Fr	0.17130209	x	1.00
		e	0.221	y	0.00

$f_0 * F_a / C_0$	F_{eq}	v_1	v	κ	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a_{iso}	C_{nec} (kN)	
0.350909311	10496.3559	53.5500777	121.3494	2.26609195	0.14862301	7	54.7325006	CUMPLE

Figura 30.- Comprobación de selección de rodamiento del eje intermedio apoyo A.

2.4.3.4 Rodamiento eje intermedio apoyo B.

Aplicando las ecuaciones y tablas mencionadas en el apartado 2.4.2

DATOS:			Interpolación para e:			Interpolación para y:		
n	206.765	rpm	x_0	0.345		x_0	0.220	
a_1 (99%)	0.25		y_0	0.220		y_0	1.990	
L	20000	horas	x_1	0.689		x_1	0.260	
Temperatura de trabajo	70	°C	y_1	0.260		y_1	1.710	
η_c	0.6	-	$x (f_0 * F_a / C_0)$	0.000		$x (e)$	0.180	
q	3	-	y (e)	0.180		y	2.271	

RODAMIENTO B									
Modelo	d (mm)	D (mm)	C (kN)	C_0 (kN)	f_0	P_u (kN)	F_{radial}	F_{axial}	
6411	55	140	99.5	62	12.1	2.6	14701.6908	0	

dm	97.5	Fa/Fr	0	x	1.00
		e	0.180	y	0.00

$f_0 * F_a / C_0$	F_{eq}	v_1	v	κ	$\eta_c * P_u / F_{eq}$	a_{iso}	C_{nec} (kN)	
0	14701.6908	53.5500777	121.3494	2.26609195	0.10611024	4.5	88.8251335	CUMPLE

Figura 31.- Comprobación de selección de rodamiento del eje intermedio apoyo B.

2.4.3.5 Rodamiento eje salida apoyo A.

Aplicando las ecuaciones y tablas mencionadas en el apartado 2.4.2

DATOS:			Interpolación para e:			Interpolación para y:		
n	57.772	rpm	x ₀	0.345		x ₀	0.220	
a ₁ (99%)	0.25		y ₀	0.220		y ₀	1.990	
L	20000	horas	x ₁	0.689		x ₁	0.260	
Temperatura de trabajo	70	°C	y ₁	0.260		y ₁	1.710	
η _c	0.6	-	x (f ₀ *F ₃ /C ₀)	0.000		x (e)	0.180	
q	3.33333333	-	y (e)	0.180		y	2.271	

RODAMIENTO A								
Modelo	d (mm)	D (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)	f ₀	P _u (kN)	F _{radial}	F _{axial}
NUP 317 ECP	85	180	455	490	0	60	76339.1384	0

dm	132.5	Fa/Fr	0	x	1.00
		e	0.180	y	0.00

f ₀ *F ₃ /C ₀	F _{eq}	v ₁	v	κ	η _c *P _u /F _{eq}	a _{iso}	C _{nec} (kN)
0	76339.1384	132.957585	121.3494	0.91269257	0.47157986	1.6	358.42546

CUMPLE

Figura 32.- Comprobación de selección de rodamiento del eje salida apoyo A.

2.4.3.6 Rodamiento eje salida apoyo B.

Aplicando las ecuaciones y tablas mencionadas en el apartado 2.4.2

DATOS:			Interpolación para e:			Interpolación para y:		
n	57.772	rpm	x ₀	0.345		x ₀	0.220	
a ₁ (99%)	0.25		y ₀	0.220		y ₀	1.990	
L	20000	horas	x ₁	0.689		x ₁	0.260	
Temperatura de trabajo	70	°C	y ₁	0.260		y ₁	1.710	
η _c	0.6	-	x (f ₀ *F ₃ /C ₀)	0.278		x (e)	0.212	
q	3	-	y (e)	0.212		y	2.045	

RODAMIENTO B								
Modelo	d (mm)	D (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)	f ₀	P _u (kN)	F _{radial}	F _{axial}
6417	85	210	174	137	12.3	4.75	28251.0236	3095.37328

dm	147.5	Fa/Fr	0.10956677	x	1.00
		e	0.212	y	0.00

f ₀ *F ₃ /C ₀	F _{eq}	v ₁	v	κ	η _c *P _u /F _{eq}	a _{iso}	C _{nec} (kN)
0.277905776	28251.0236	126.015814	121.3494	0.96296962	0.1008813	2	146.22122

CUMPLE

Figura 33.- Comprobación de selección de rodamiento del eje salida apoyo B.

2.4.4 Disposición de los rodamientos.

Una vez calculados los rodamientos, se decide el tipo de montaje que se empleará para cada uno. Se ha de tener en cuenta que uno de los extremos tiene que ser fijo, limitando el movimiento en la dirección axial. El otro extremo debe tener cierta libertad permitiendo el movimiento axial del eje, para asegurar la isoestaticidad y evitar que aparezcan esfuerzos axiales debido a dilataciones térmicas o defectos en el montaje.

A continuación, se muestra una tabla con la disposición de los rodamientos.

	Posición	Rodamiento	Montaje
Eje de entrada	Rodamiento A	SKF 6407	Fijo
	Rodamiento B	SKF 6207	Libre
Eje intermedio	Rodamiento A	SKF 6411	Fijo
	Rodamiento B	SKF 6411	Libre
Eje salida	Rodamiento A	SKF NUP 317 ECP	Fijo
	Rodamiento B	SKF 6417	Fijo

Tabla 41.- Disposición de montaje de los rodamientos.

TRABAJO FINAL DE GRADO

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
PARA LA ELEVACIÓN DE CARGA DE UN PUENTE GRÚA
DE 10 Tn CON UNA VELOCIDAD DE 12,5 m/min.**

PRESUPUESTO

Autor: **ARTURO IGNACIO LOMBANA POMPEI**

Tutora: **ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ**

Grado: **INGENIERÍA MECÁNICA**

Fecha de presentación del proyecto: **SEPTIEMBRE 2019**

CAPITULO 3. PRESUPUESTO

La realización del presupuesto de este Proyecto está basada en la premisa de una estimación de precios aproximados, ya que los mismos registran variaciones, dependiendo de los diferentes proveedores que concurren en el mercado, así como de las empresas que manufacturen o mecanicen las partes. Dicho lo anterior, en este tipo de proyectos es recomendable realizar un Presupuesto por Precios Descompuestos.

1.1. Engranajes.

Para la manufactura de los engranajes se utiliza un acero aleado para temple y revenido, en estado bonificado y para cargas elevadas, denominado bajo la Norma DIN 34 Ni Cr Mo 16, Templado y Revenido HB 352 (AFNOR 35NCD16 y en UNI 7845), el cual posee una densidad de 7.85 Kg/dm³.

A continuación, se presenta un cuadro contentivo de la cantidad de material a emplear en cada engranaje del reductor de velocidad, así como los diferentes tipos de mecanizado y el tiempo requerido por cada engranaje.

Piñón en 1ra. Etapa - Z1

(85,3 mm Ø - 50 mm L)

PROCESO / MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE UNITARIO (€)	TOTAL (€)
Acero DIN 34 Ni Cr Mo 16	Kg	1,251	1,25	1,56
Torneado de Cubo y Laterales	h	0,60	23,00	13,80
Fresado de Dientes y Ranuras	h	1,10	30,00	33,00
Rectificado	h	0,40	36,00	14,40
Taladrado	h	0,20	15,00	3,00

Coste piñón Z1

TOTAL (€)	65,76
-----------	-------

Rueda en 1ra. Etapa - Z2

(259,64 mm Ø - 70 mm L)

PROCESO / MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE UNITARIO (€)	TOTAL (€)
Acero DIN 34 Ni Cr Mo 16	Kg	12,219	1,25	15,27
Torneado de Cubo y Laterales	h	2,25	23,00	51,75
Fresado de Dientes y Ranuras	h	2,90	30,00	87,00
Rectificado	h	1,70	36,00	61,20
Taladrado	h	0,20	15,00	3,00

Coste rueda z2

TOTAL (€)	218,22
-----------	--------

Piñón en 2da. Etapa - Z3

(127,94 mm Ø - 80 mm L)

PROCESO / MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE UNITARIO (€)	TOTAL (€)
Acero DIN 34 Ni Cr Mo 16 HB 352	Kg	4,420	1,25	5,53
Torneado de Cubo y Laterales	h	1,20	23,00	27,60
Fresado de Dientes y Ranuras	h	2,10	30,00	63,00
Rectificado	h	0,90	36,00	32,40
Taladrado	h	0,20	15,00	3,00

Coste piñón Z3

TOTAL (€)	131,53
-----------	--------

Rueda en 2da. Etapa - Z4

(426,48 mm Ø - 110 mm L)

PROCESO / MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE UNITARIO (€)	TOTAL (€)
Acero DIN 34 Ni Cr Mo 16 HB 352	Kg	38,778	1,25	48,47
Torneado de Cubo y Laterales	h	4,75	23,00	109,25
Fresado de Dientes y Ranuras	h	6,50	30,00	195,00
Rectificado	h	3,50	36,00	126,00
Taladrado	h	0,20	15,00	3,00

Coste rueda Z4

TOTAL (€)	481,72
-----------	--------

El coste de adquisición de material, así como la fabricación de los engranajes asciende a **OCHOCIENTOS NOVENTA Y SIETE EUROS CON VENTITRES CENTIMOS (897,23 €)**.

1.2. Ejes.

Para la fabricación de los ejes se utiliza un acero aleado para temple y revenido, en estado bonificado y para cargas elevadas, denominado bajo la Norma DIN 42 Cr Mo 4, Templado y Revenido HV 337 (AISI/SAE 4140/4142 y en UNE F1252/F125), el cual posee una densidad de 7.85 Kg/dm³.

A continuación, se presenta un cuadro contentivo de la cantidad de material a emplear en cada eje del reductor de velocidad, así como los diferentes tipos de mecanizados y el tiempo requerido por cada eje.

Eje de entrada

(35 mm Ø - 430 mm L)

PROCESO / MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE UNITARIO (€)	TOTAL (€)
Acero DIN 42 Cr Mo 4	kg	2,818	1,45	4,09
Torneado	h	0,85	23,00	19,55
Fresado	h	1,00	30,00	30,00
Rectificado	h	0,60	36,00	21,60
Taladrado	h	0,20	15,00	3,00

Coste eje de entrada

TOTAL (€)	78,24
-----------	-------

Eje intermedio

(75 mm Ø - 295 mm L)

PROCESO / MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE UNITARIO (€)	TOTAL (€)
Acero DIN 42 Cr Mo 4	kg	5,640	1,45	8,18
Torneado	h	1,10	23,00	25,30
Fresado	h	1,50	30,00	45,00
Rectificado	h	0,90	36,00	32,40
Taladrado	h	0,00	15,00	0,00

Coste eje intermedio

TOTAL (€)	110,88
-----------	--------

Eje de salida

(110 mm Ø - 485 mm L)

PROCESO / MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE UNITARIO (€)	TOTAL (€)
Acero DIN 42 Cr Mo 4	kg	19,103	1,45	27,70
Torneado	h	2,50	23,00	57,50
Fresado	h	3,50	30,00	105,00
Rectificado	h	2,10	36,00	75,60
Taladrado	h	0,70	15,00	10,50

Coste eje de salida

TOTAL (€)	276,30
-----------	--------

El coste de los ejes, tanto la adquisición de material como el mecanizado de los mismos, asciende a **CUATROCIENTOS SESENTA Y CINCO EUROS CON SESENTA Y DOS CENTIMOS (465,42 €)**.

1.3. Carcasa y Tapas.

Para la fabricación de la carcasa y de las tapas necesarias para el cierre del conjunto, se empleará acero fundido o de fundición gris, por lo que también es necesario la realización de un molde, bien sea en arena o bien una coquilla metálica. Dado que esta última opción se aplica para la fabricación de piezas en serie, se opta por un molde de arena, tanto para la carcasa como para cada una de las tapas.

El método a utilizar será el moldeo en arena, vertiendo la colada con sus correspondientes elementos a fin de obtener un buen acabado. Se tendrán en cuenta los volúmenes de las mazas y los bebederos. Como material se empleará un Acero de Fundición Gris EN-GJS-500-7, el cual tiene una densidad de 7,100 Kg/m³.

Carcasa

PROCESO / MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE UNITARIO (€)	TOTAL (€)
Acero de Fundición Gris	Kg	220,00	1,35	297,00
Modelo de Arena y Moldeo	Ud	1,00	550,00	550,00
Colada	Ud	2,00	45,00	90,00
Fresado	h	1,50	30,00	45,00
Taladrado y Roscado Agujeros	h	1,85	15,00	27,75

Coste de carcasa

TOTAL (€)	712,75
-----------	--------

Tapa de eje de entrada

PROCESO / MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE UNITARIO (€)	TOTAL (€)
Acero de Fundición Gris	Kg	1,53	1,35	2,07
Modelo de Arena y Moldeo	Ud	1,00	15,00	15,00
Colada	Ud	1,00	45,00	45,00
Fresado	h	0,30	30,00	9,00
Taladrado y Roscado Agujeros	h	1,00	15,00	15,00

Coste de tapa de eje de entrada

TOTAL (€)	86,07
-----------	-------

Tapa de eje intermedio

PROCESO / MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE UNITARIO (€)	TOTAL (€)
Acero de Fundición Gris	Kg	3,50	1,35	4,73
Modelo de Arena y Moldeo	Ud	1,00	25,00	25,00
Colada	Ud	1,00	45,00	45,00
Fresado	h	0,50	30,00	15,00
Taladrado y Roscado Agujeros	h	1,00	15,00	15,00

Coste de tapa de eje intermedio

TOTAL (€)

104,73

Tapa de eje de salida

PROCESO / MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE UNITARIO (€)	TOTAL (€)
Acero de Fundición Gris	Kg	8,12	1,35	10,96
Modelo de Arena y Moldeo	Ud	1,00	35,00	35,00
Colada	Ud	1,00	45,00	45,00
Fresado	h	0,70	30,00	21,00
Taladrado y Roscado Agujeros	h	1,40	15,00	21,00

Coste de tapa de eje salida

TOTAL (€)

132,96

El coste de los moldes y fabricación de la carcasa y las tapas se ubica en **UN MIL TREINTA Y SEIS EUROS CON CINCUENTA Y UN CENTIMOS (1.036,51 €)**.

1.4. Materiales Normalizados.

En el mercado local existe una amplia y variada red de proveedores, los cuales a su vez comercializan una diversidad de productos de diferentes fabricantes y, se encontrarán distintas marcas. Por ello se existirán en el mercado una oscilación de precios en los distintos materiales normalizados requeridos para armar el Reductor de Velocidad planteado en este proyecto. Dicha oscilación obviamente afecta los costes de acuerdo con la diversidad de precios entre las diferentes marcas disponibles en el mercado, así como a las políticas de ventas, de precios y de descuentos de cada uno de los proveedores.

Dicho lo anterior, se ha decidido emplear elementos normalizados de las marcas más reconocidas en el mercado.

Materiales normalizados

MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE UNITARIO (€)	TOTAL (€)
Rod Rígido de Bolas SKF 6407	Ud	1	45,00	45,00
Rod Rígido de Bolas SKF 6207	Ud	1	7,21	7,21
Rod Rígido de Bolas SKF 6411	Ud	2	99,95	199,90
Rod Rodillos Cilíndricos SKF NUP317ECJ	Ud	1	622,90	436,03
Rod Rígido de Bolas SKF 6317	Ud	1	64,99	64,99
Retén 35x80x12 HMSA 10 RG	Ud	1	2,45	2,45
Retén 55x100x12 HMSA 10 RG	Ud	1	3,17	3,17
Retén 85x150x12 HMSA 10 RG	Ud	1	6,62	6,62
Anillo Seeger DIN 471 Ø 35 mm	Ud	2	2,13	4,26
Anillo Seeger DIN 471 Ø 55 mm	Ud	2	3,50	7,00
Anillo Seeger DIN 471 Ø 85 mm	Ud	2	5,70	11,40
Tornillo M-14x45 Hexagonal DIN 933	Ud	13	9,66	125,58
Tuerca M-14 DIN 934	Ud	13	4,76	61,88
Tornillo M-14x45 Allen DIN A93	Ud	8	13,42	107,36
Tornillo M-10x30 Allen	Ud	12	8,11	97,32
Tornillo M-20x15 Allen	Ud	2	11,03	22,06
			VAN (€)	1.202,23

Materiales normalizados

MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE UNITARIO (€)	TOTAL (€)
			VIENEN (€)	1.202,23
Chaveta 70x10x8 mm	Ud	1	0,59	0,59
Chaveta 50x10x8 mm	Ud	1	0,43	0,43
Chaveta 70x16x10 mm	Ud	1	0,99	0,99
Chaveta 60x16x10 mm	Ud	1	0,85	0,85
Chaveta 110x22x14 mm	Ud	1	3,13	3,13
Chaveta 100x22x14 mm	Ud	1	2,85	2,85
Casquillo Ø45xØ35x28 mm	Ud	1	7,82	7,82
Casquillo Ø45xØ35x116 mm	Ud	1	33,10	33,10
Casquillo Ø65xØ55x20 mm	Ud	1	36,56	36,56
Casquillo Ø115xØ85x33 mm	Ud	1	70,61	70,61
Anillo de elevación M-24x35	Ud	2	19,72	39,44
Junta de Estanqueidad Vitón Carcasa	Ud	1	12,70	12,70
Junta de Estanqueidad NylonTapa E/E	Ud	1	1,65	1,65
Junta de Estanqueidad Nylon Tapa E/I	Ud	1	2,59	2,59
Junta de Estanqueidad NylonTapa E/S	Ud	1	4,01	4,01
Aceite ISO VG 680 Mobil	Ud	30	5,76	172,80

Coste Materiales Normalizados

TOTAL (€)	1.592,35
-----------	----------

El coste de los materiales normalizados se presupuesta en **UN MIL QUINIENTOS NOVENTA Y DOS EUROS CON TREINTA Y CINCO CENTIMOS (1.592,35 €)**.

1.5. Presupuesto de Ejecución.

En el siguiente cuadro se muestra el monto del Presupuesto de Ejecución de las diferentes partidas presupuestadas para la fabricación del Reductor de Velocidad.

Presupuesto de ejecución

PARTIDA	IMPORTE (€)
Engranajes - Suministro y Fabricación	897,23
Ejes - Suministro y Fabricación	465,42
Carcasa y Tapas - Suministro y Fabricación	1.036,51
Materiales Normalizados	1.592,35

Coste de Partidas

TOTAL (€)	3.991,51
-----------	----------

El monto del Presupuesto de Ejecución del Proyecto es por la suma de **TRES MIL NOVECIENTOS NOVENTA Y UN EUROS CON CINCUENTA Y UN CENTIMOS (3.991,51 €)**.

1.6 Presupuesto Base.

En el siguiente cuadro muestra el monto del Presupuesto Base del Proyecto.

Presupuesto base

PARTIDA	IMPORTE (€)
Presupuesto de Ejecución	3.991,51
Montaje y Verificación	150,00
Gastos Generales - 12,0% Presupuesto de Ejecución	478,98
Beneficios Industriales - 8,0% Presupuesto de Ejecución	319,32

TOTAL (€)	4.939,81
-----------	----------

El Presupuesto Base del Proyecto es por la suma de **CUATRO MIL NOVECIENTOS TREINTA Y NUEVE EUROS CON OCHENTA Y UN CENTIMOS (4.939,81 €)**.

1.7. Presupuesto Total.

En el siguiente cuadro muestra el monto del Coste Total del Proyecto, cuyo monto incluye el Impuesto al Valor Agregado (I.V.A.) del 21,0%.

Presupuesto total

PARTIDA	IMPORTE (€)
Presupuesto Base	4.939,81
Impuesto al Valor Agregado (I.V.A.) - 21,0%	1.037,36

TOTAL (€)	5.977,17
-----------	----------

Presupuesto Total

El monto total del Coste del Proyecto de Diseño y Fabricación del Reductor de Velocidad asciende a la suma **CINCO MIL NOVECIENTOS SETENTA Y SIETE EUROS CON DIECISIETE CENTIMOS**.

TRABAJO FINAL DE GRADO

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
PARA LA ELEVACIÓN DE CARGA DE UN PUENTE GRÚA
DE 10 Tn CON UNA VELOCIDAD DE 12,5 m/min.**

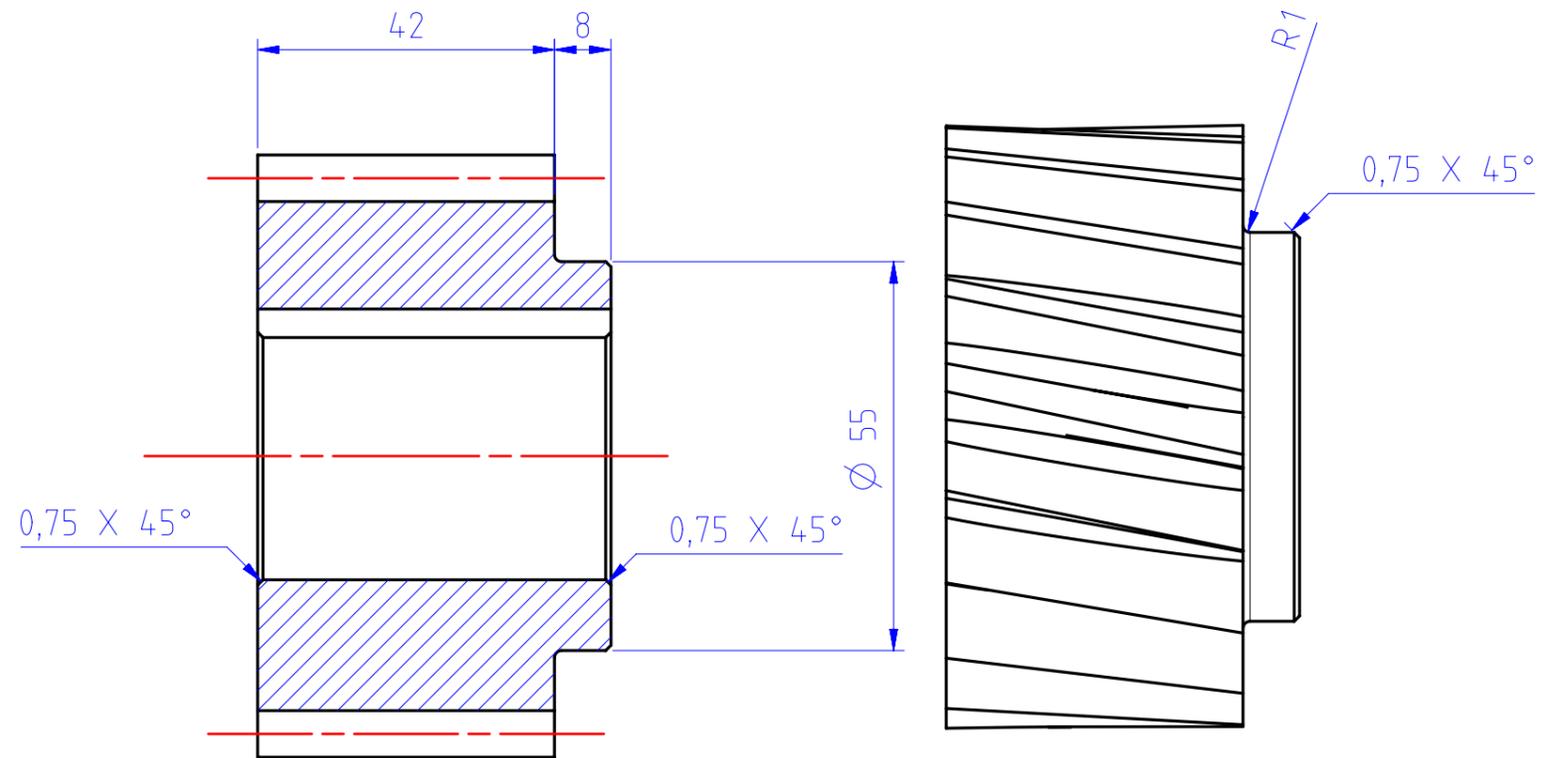
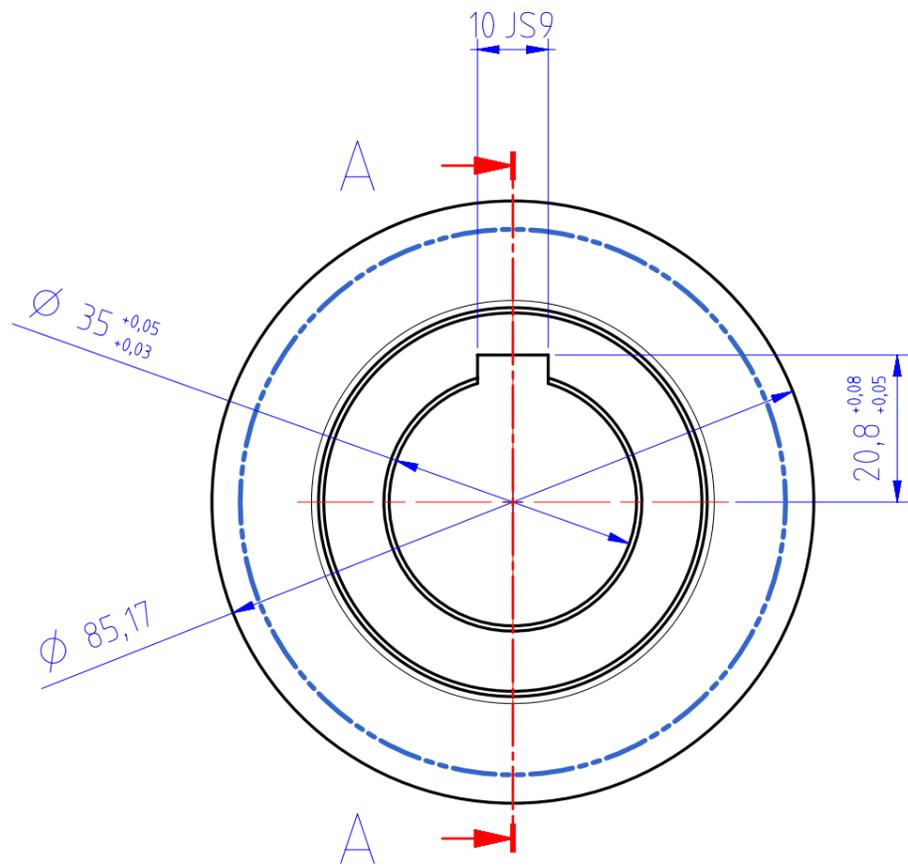
PLANOS

Autor: ARTURO IGNACIO LOMBANA POMPEI

Tutora: ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ

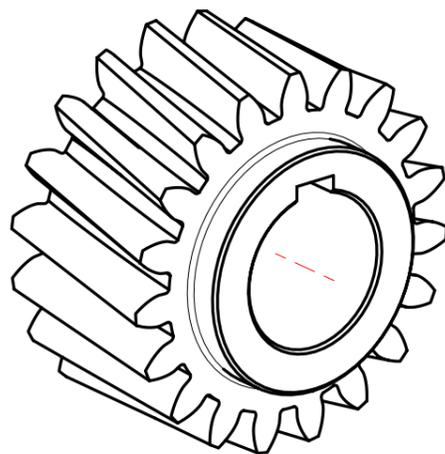
Grado: INGENIERÍA MECÁNICA

Fecha de presentación del proyecto: SEPTIEMBRE 2019

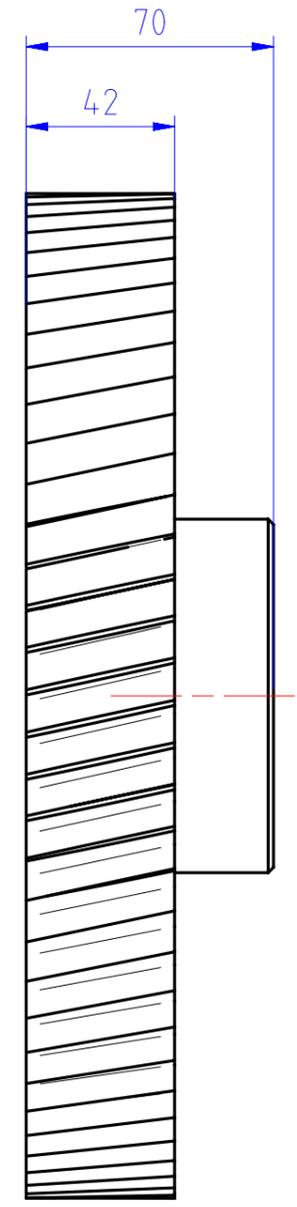
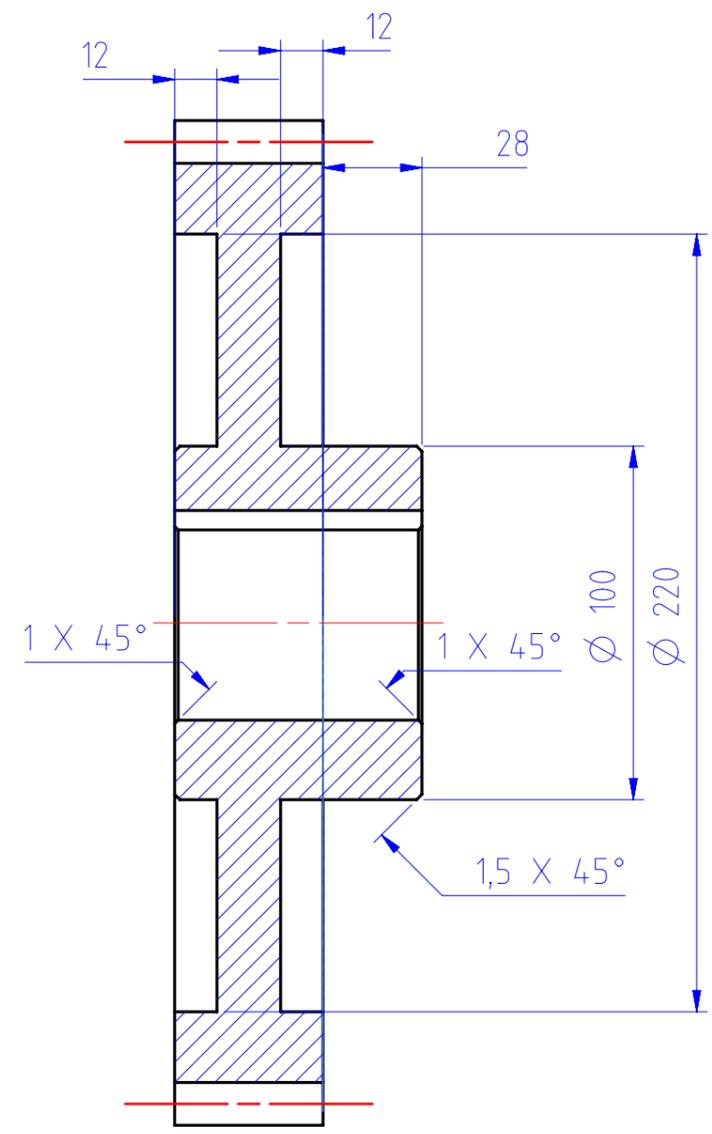
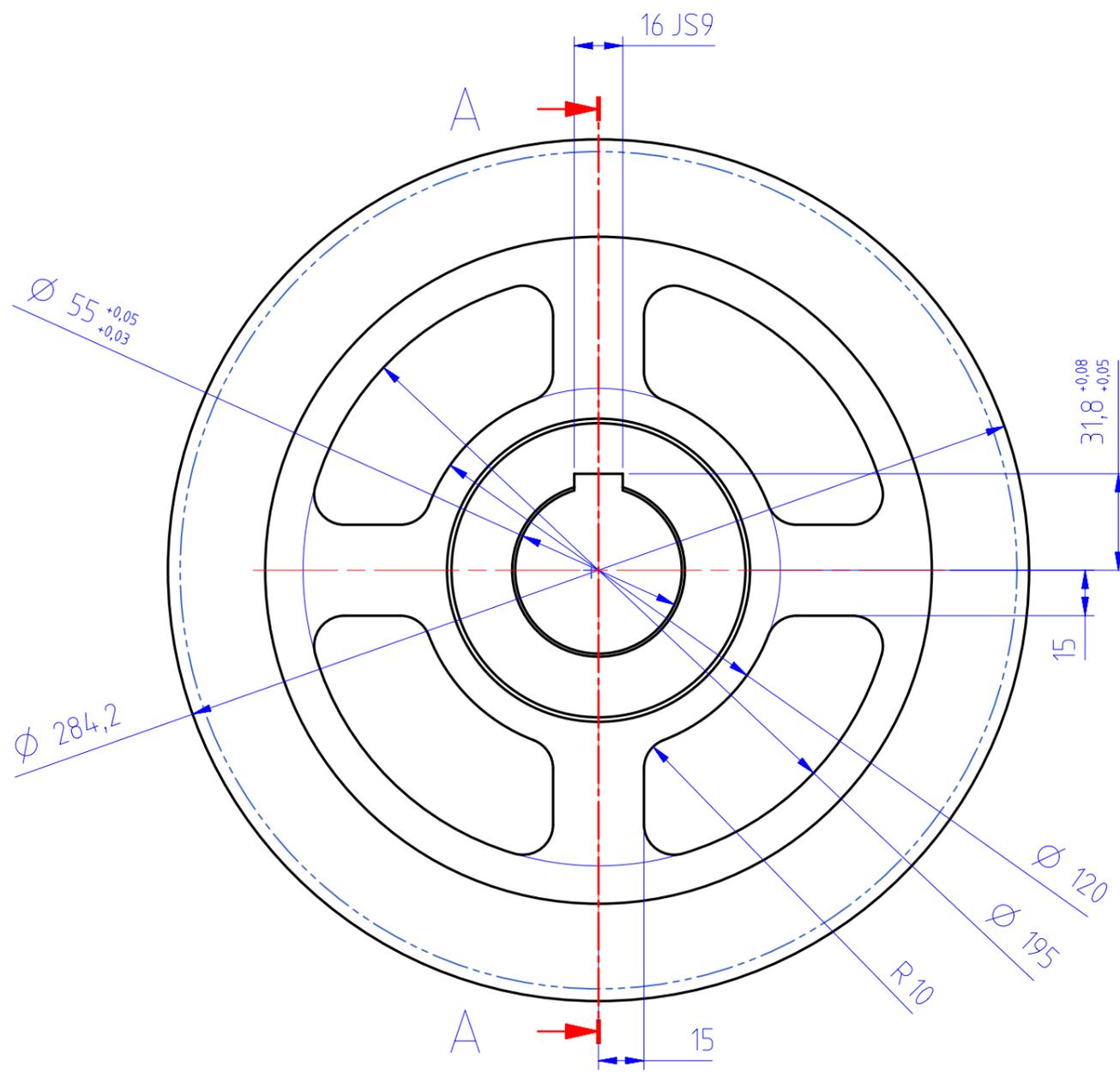


SECTION A-A

NOTA: $\alpha=20^\circ$
 $\beta=10^\circ$
 $Z=19$
Módulo=4

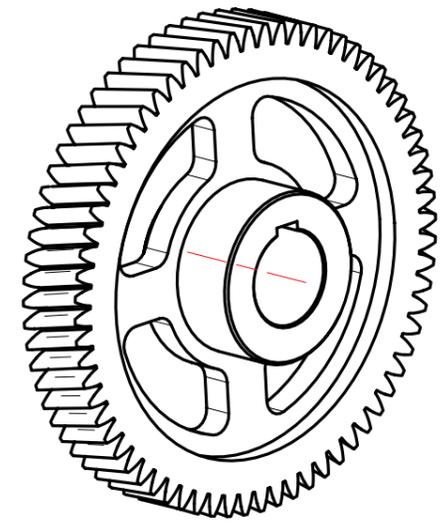


01	PIÑÓN Z1	01	34CrNiMo6	Ø86x50	TEMPLADO Y REVENIDO	
Marca	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Tratamiento	
Maristas	0,3 ± 0,5	Nombre	Fecha	Dureza:	Nivel ING.	
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019		HBr 352	-3-	
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019		Tolerancia general LINEAL ± 0,05 ANGULAR ± 0,05	Ref. Pieza:	Nº Plano
MODIFICADO	-----	-----			PIÑÓN_1	1
Escala	Denominación proyecto					
1:1	REDUCTOR DE VELOCIDAD 10 TN 12,5 m/min.					

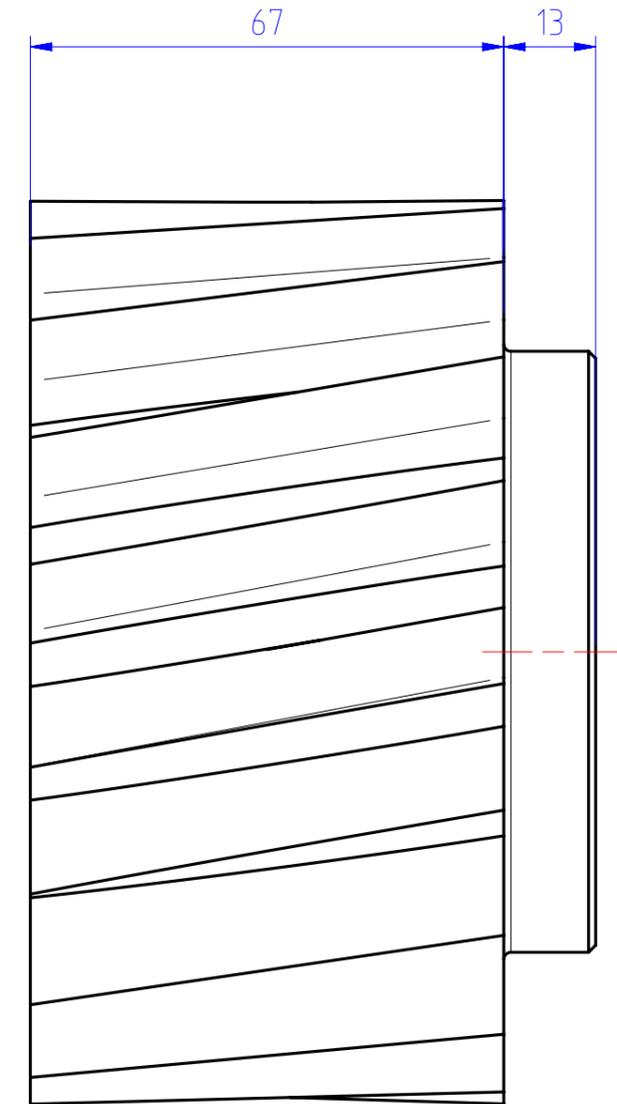
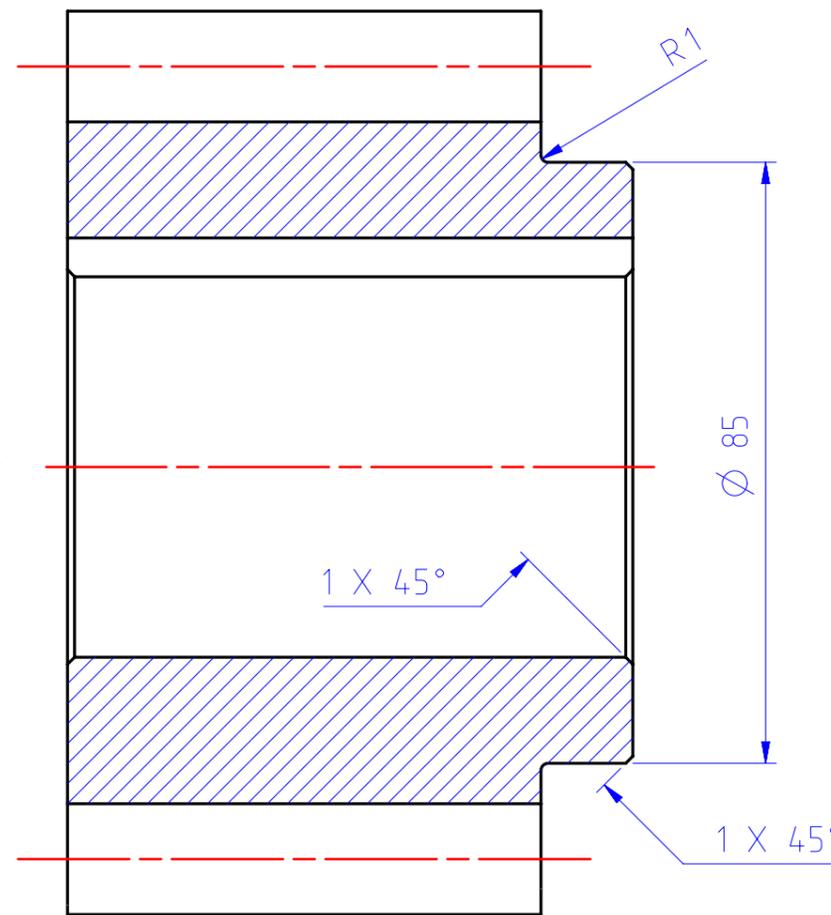
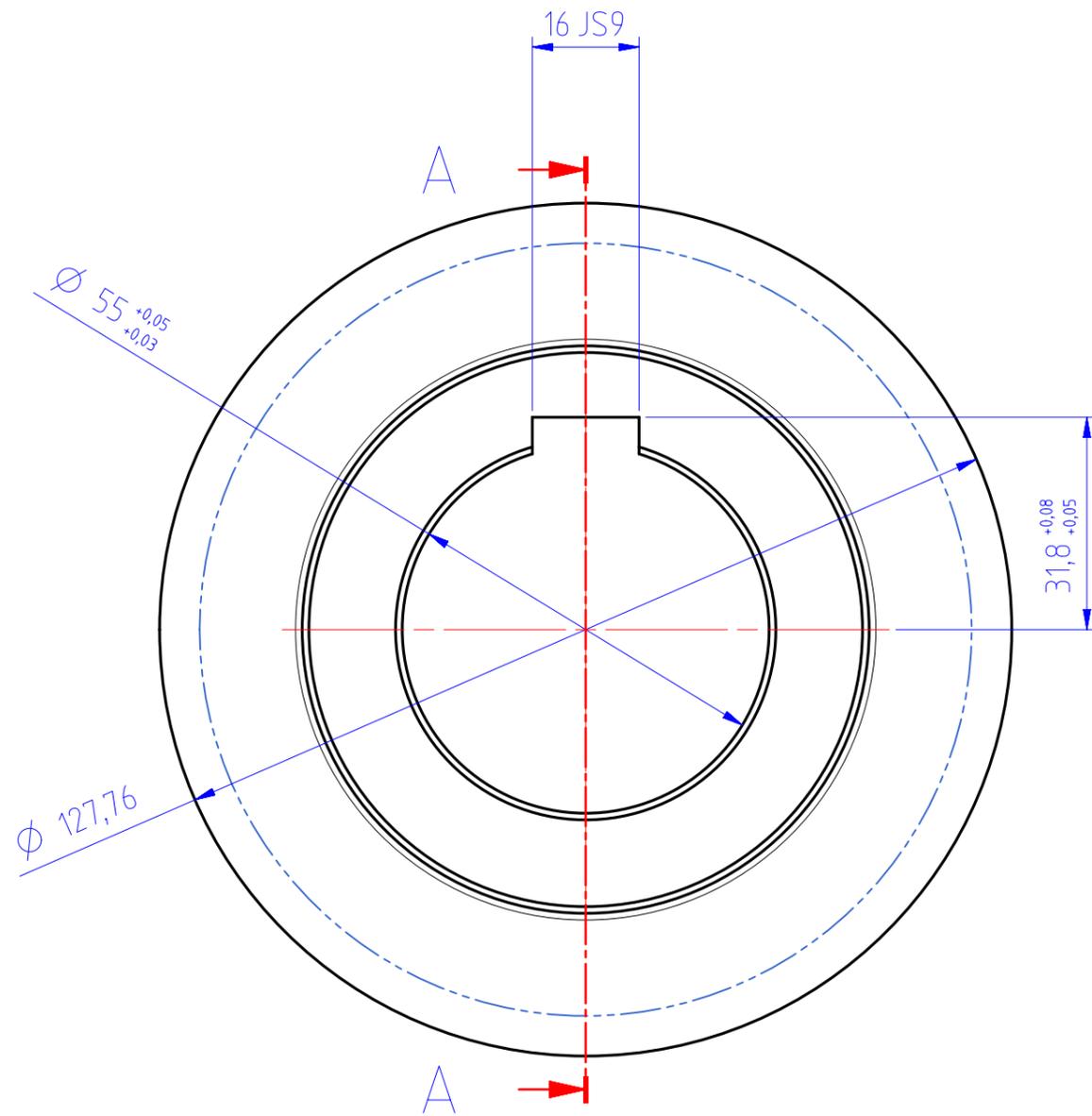


SECTION A-A

NOTA: $\alpha=20^\circ$
 $\beta=10^\circ$
 $Z=68$
Módulo=4

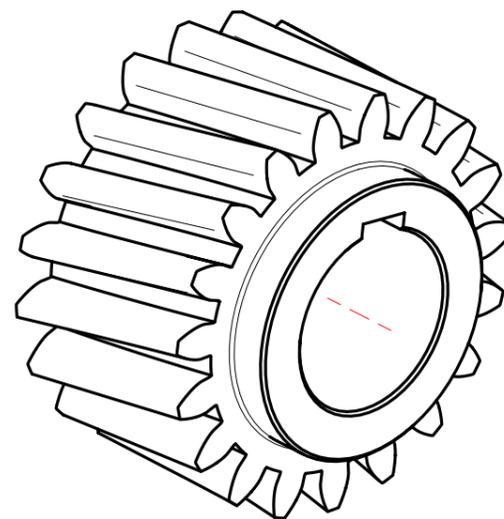


02	RUEDA Z2	01	34CrNiMo6	Ø285x70	TEMPLADO Y REVENIDO
Marca	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Tratamiento
Maristas	0.3 ± 0.5	Nombre	Fecha	Dureza:	Nivel ING.
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019		HBr 352	-3-
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019		Ref. Pieza:	Nº Plano
MODIFICADO	-----	-----		RUEDA_2	2
Escala	Denominación proyecto		Tolerancia general		
1:2	REDUCTOR DE VELOCIDAD 10 TN 12,5 m/min.		LINEAL ± 0.05	ANGULAR ± 0.05	



SECTION A-A

NOTA: $\alpha=20^\circ$
 $\beta=10^\circ$
 $Z=19$
 Módulo=6

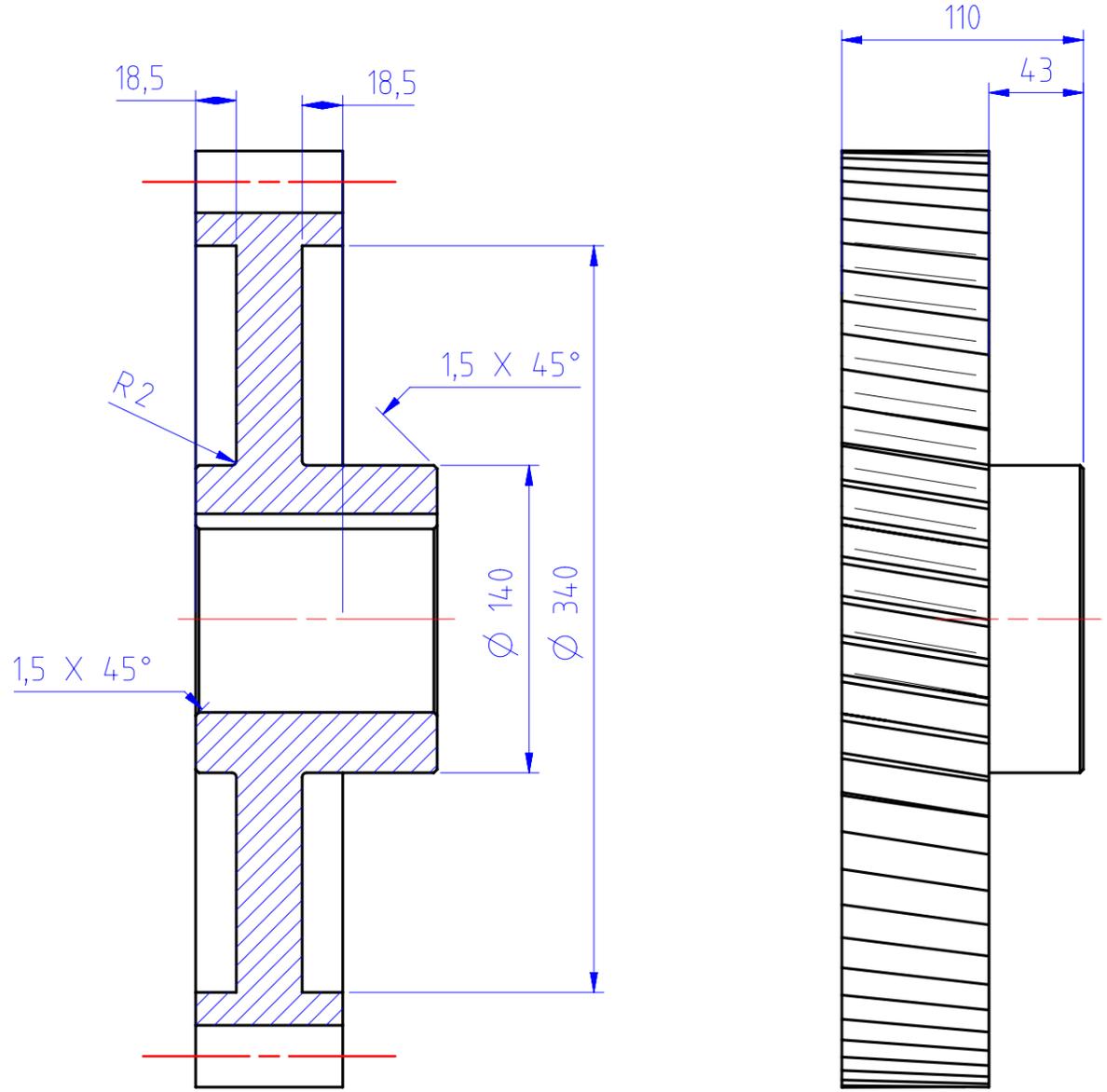
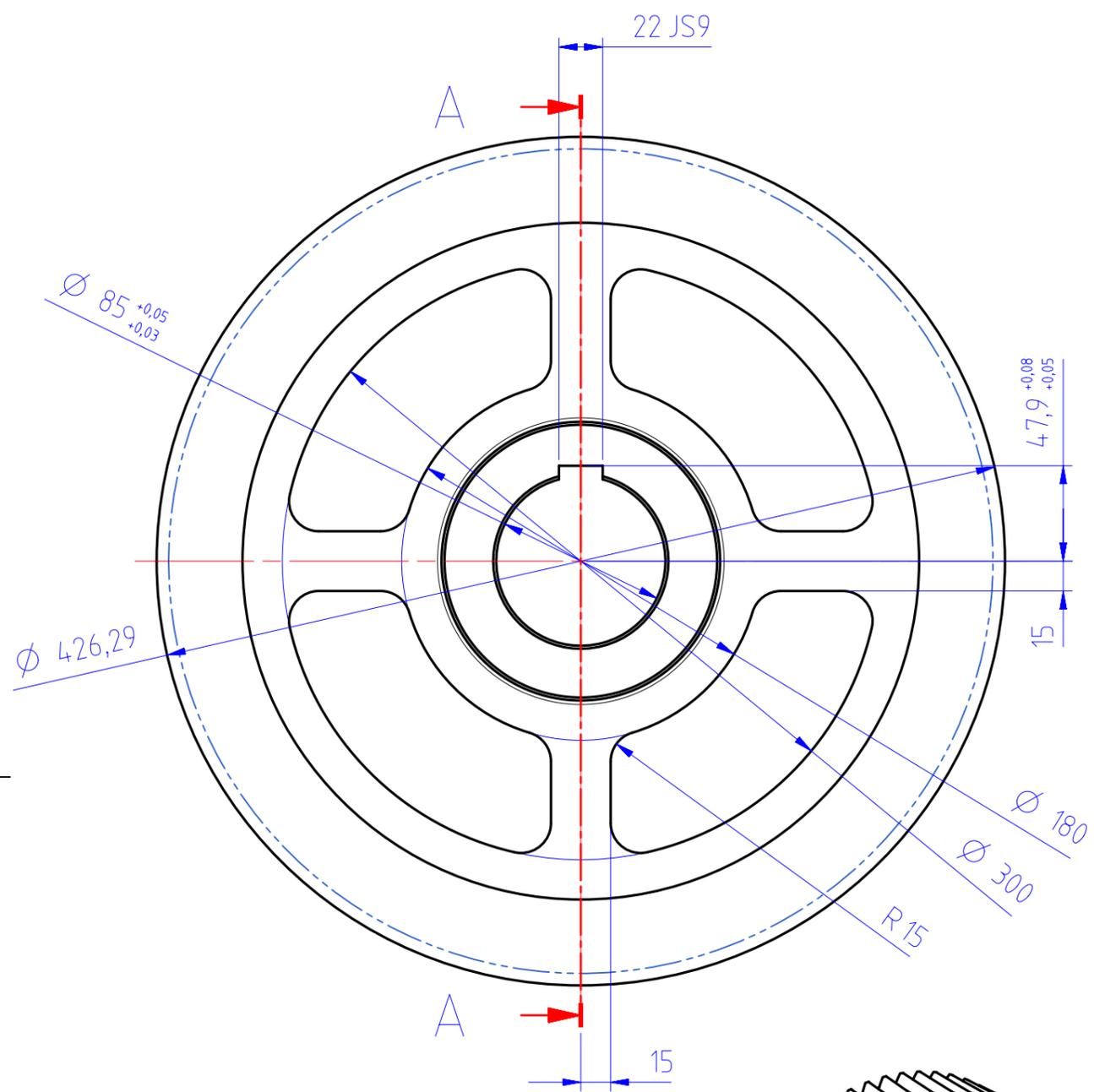


03	PIÑON Z3	01	34CrNiMo6	Ø128x80	TEMPLADO Y REVENIDO
Marca	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Tratamiento
Maristas	0,3 ± 0,5	Nombre	Fecha	Dureza:	Nivel ING.
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019		HBr 352	-3-
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019		Ref. Pieza:	Nº Plano
MODIFICADO	-----	-----		PIÑON_3	3
Escaleta	Denominación proyecto		Tolerancia general		
1:1	REDUCTOR DE VELOCIDAD 10 TN 12,5 m/min.		LINEAL ± 0,05	ANGULAR ± 0,05	



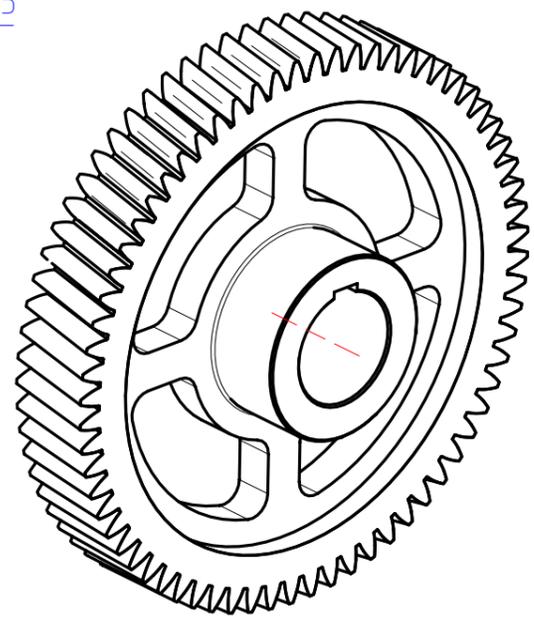
UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA





SECTION A-A

NOTA: $\alpha=20^\circ$
 $\beta=10^\circ$
 $Z=68$
 Módulo=6



04	RUEDA Z4	01	34CrNiMo6	$\phi 427 \times 110$	TEMPLADO Y REVENIDO
Marca	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Tratamiento
Maristas	$0,3 \pm 0,5$	Nombre	Fecha	Dureza:	Nivel ING.
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019		HBr 352	-3-
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019		Ref. Pieza:	Nº Plano
MODIFICADO	-----	-----		RUEDA_4	4
Escala	Denominación proyecto				
1:3	REDUCTOR DE VELOCIDAD 10 TN 12,5 m/min.				

1 2 3 4 5 4 7 8

A

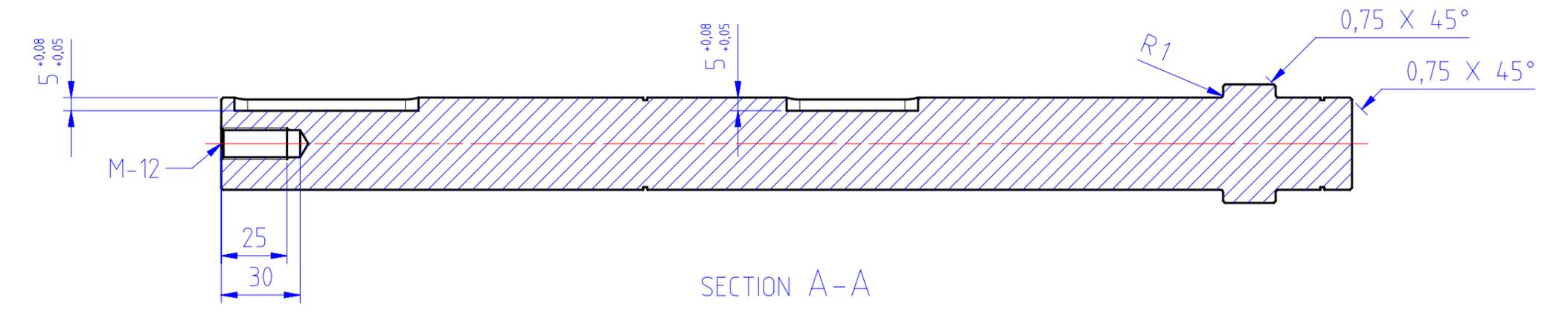
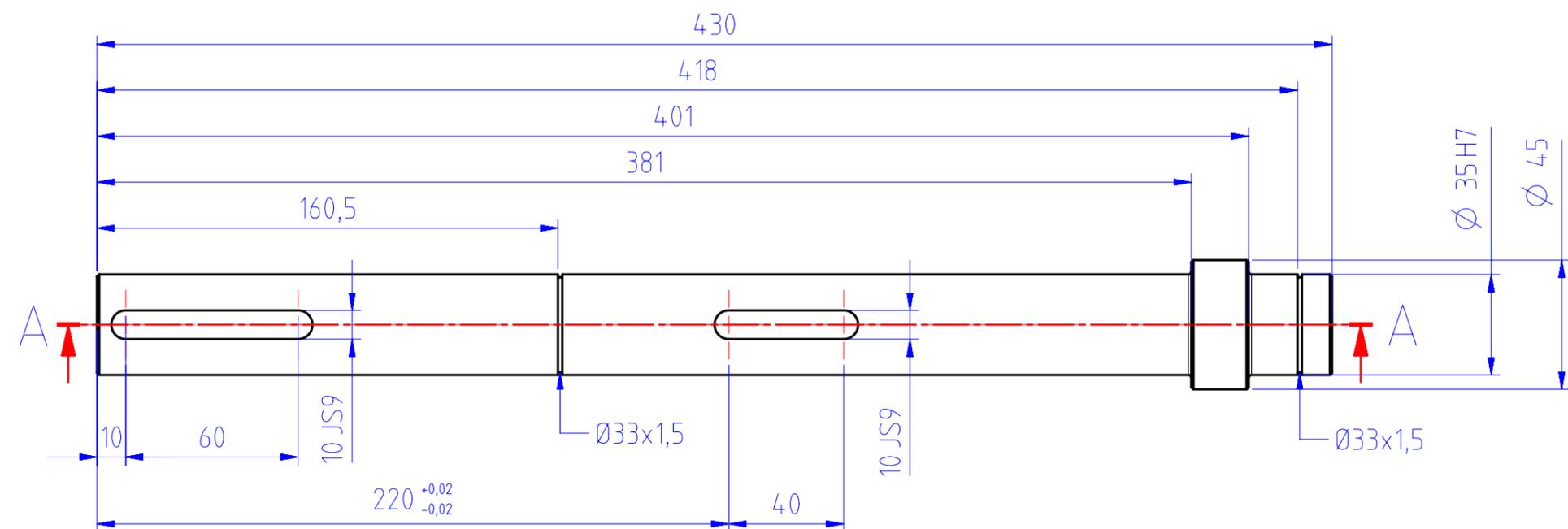
B

C

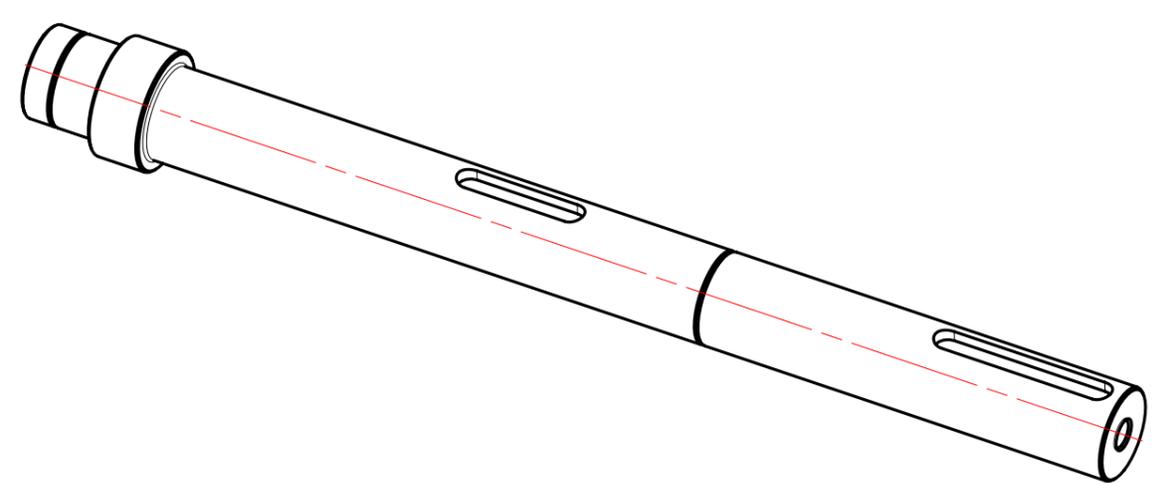
D

E

F



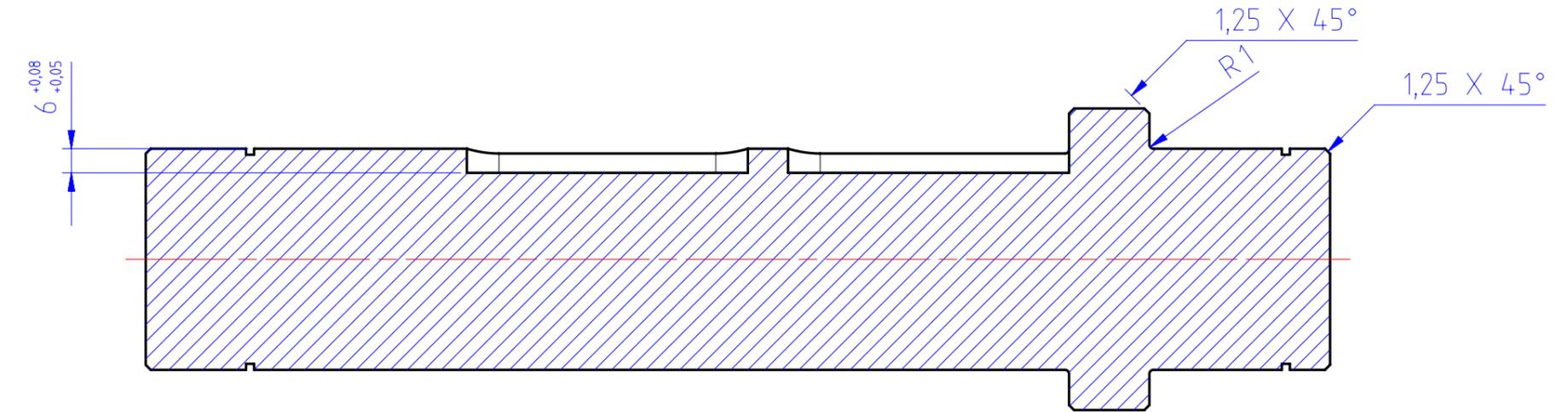
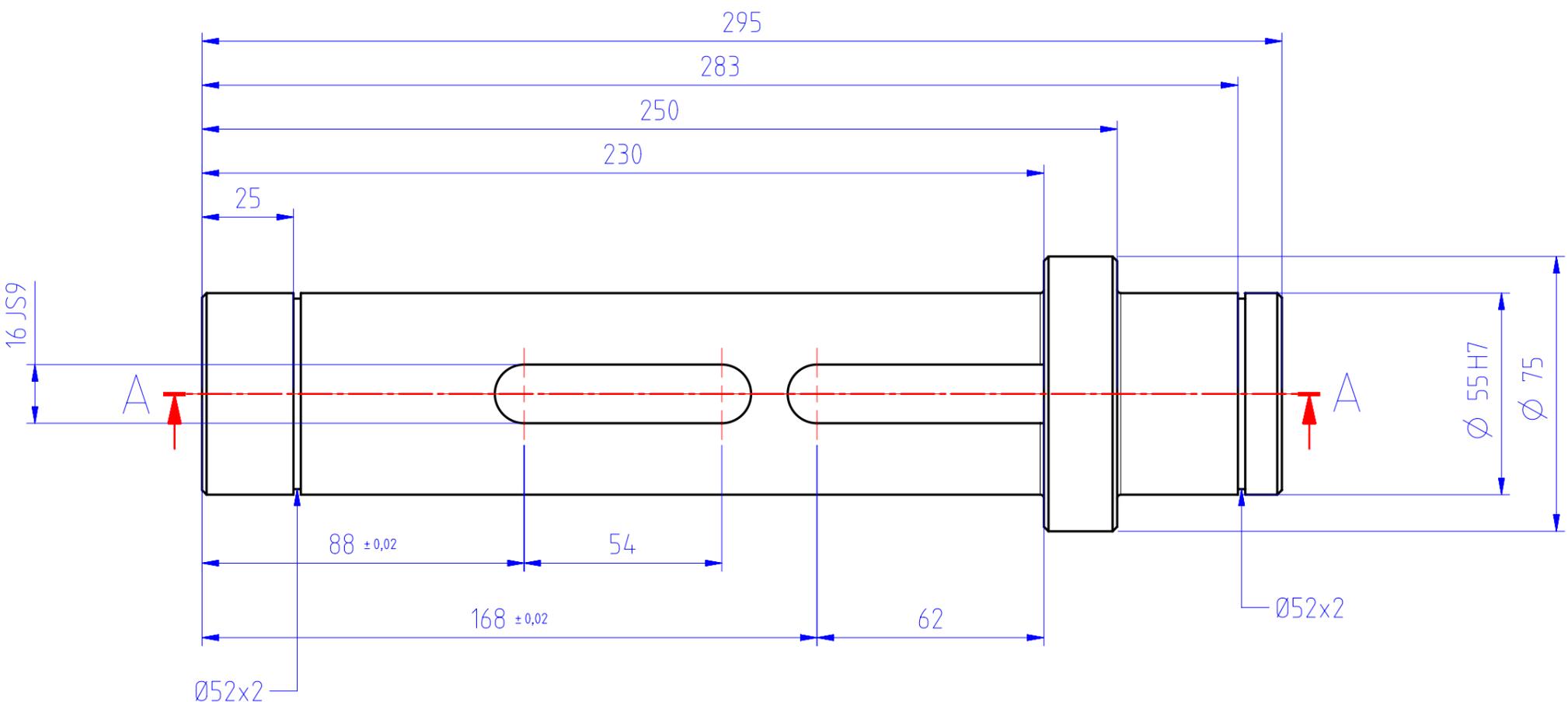
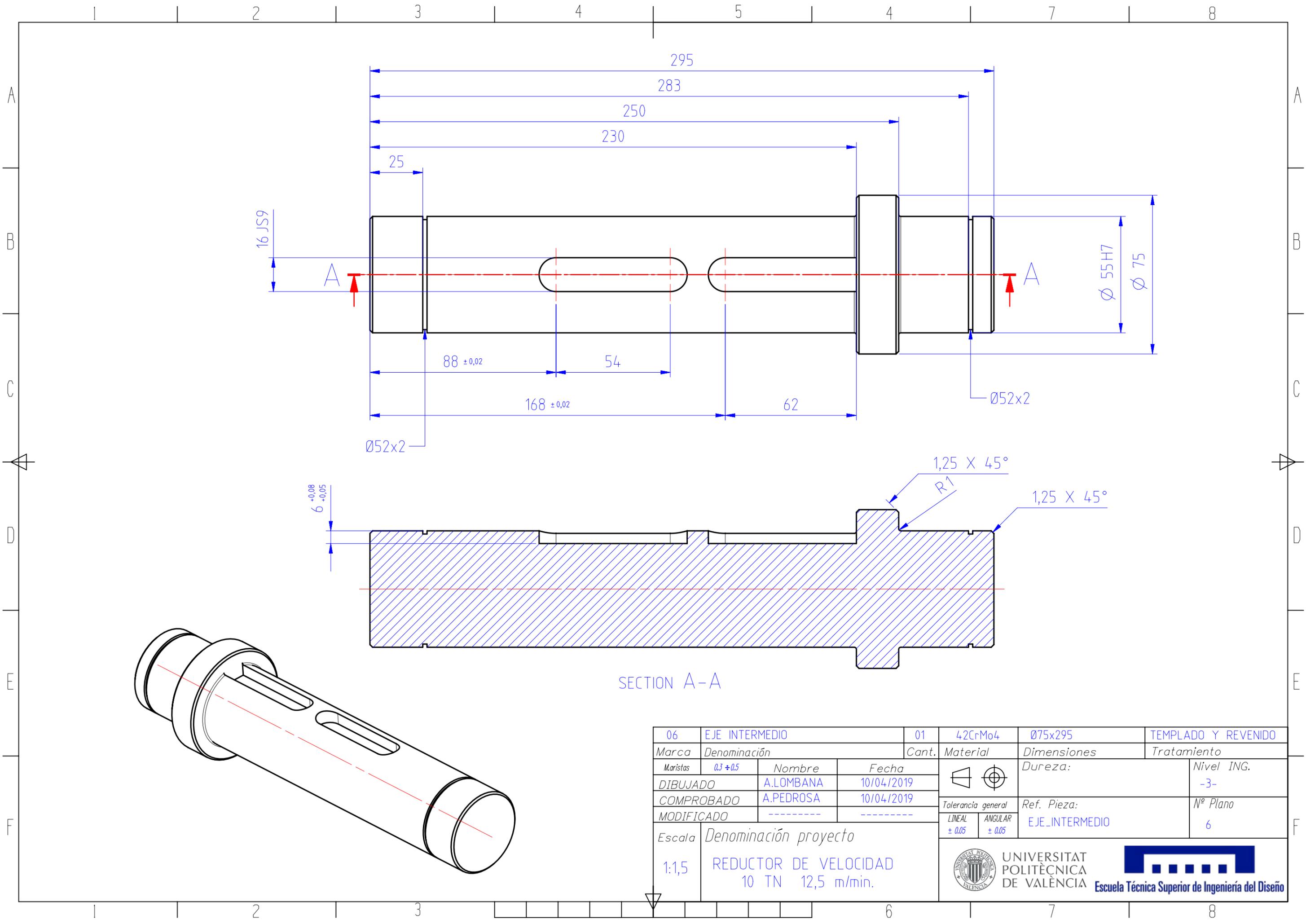
SECTION A-A



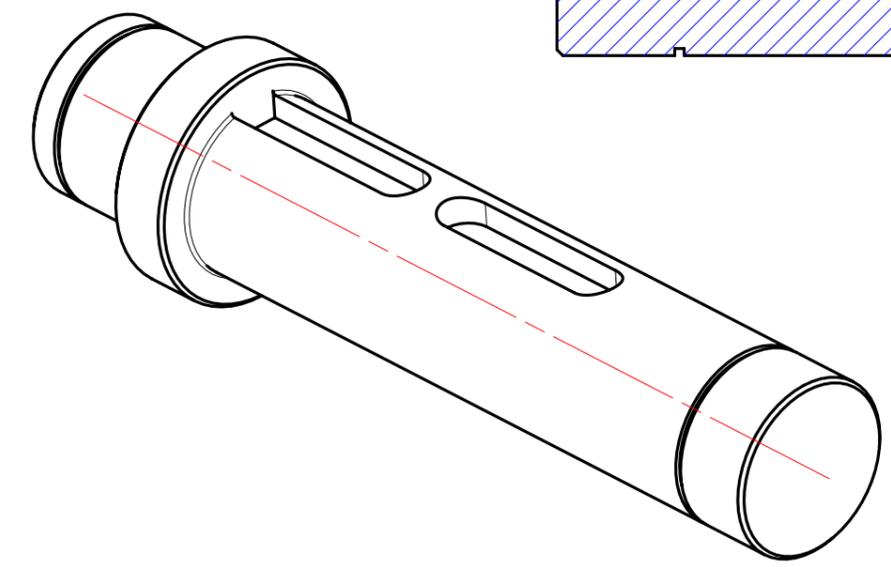
05	EJE DE ENTRADA	01	42CrMo4	Ø45x430	TEMPLADO Y REVENIDO
Marca	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Tratamiento
Maristas	0.3 ± 0.5	Nombre	Fecha	Dureza:	Nivel ING.
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019			-3-
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019			
MODIFICADO	-----	-----			
Escala	Denominación proyecto		Tolerancia general	Ref. Pieza:	Nº Plano
1:2	REDUCTOR DE VELOCIDAD 10 TN 12,5 m/min.		LINEAL ± 0.05	EJE_ENTRADA	5
			ANGULAR ± 0.05		



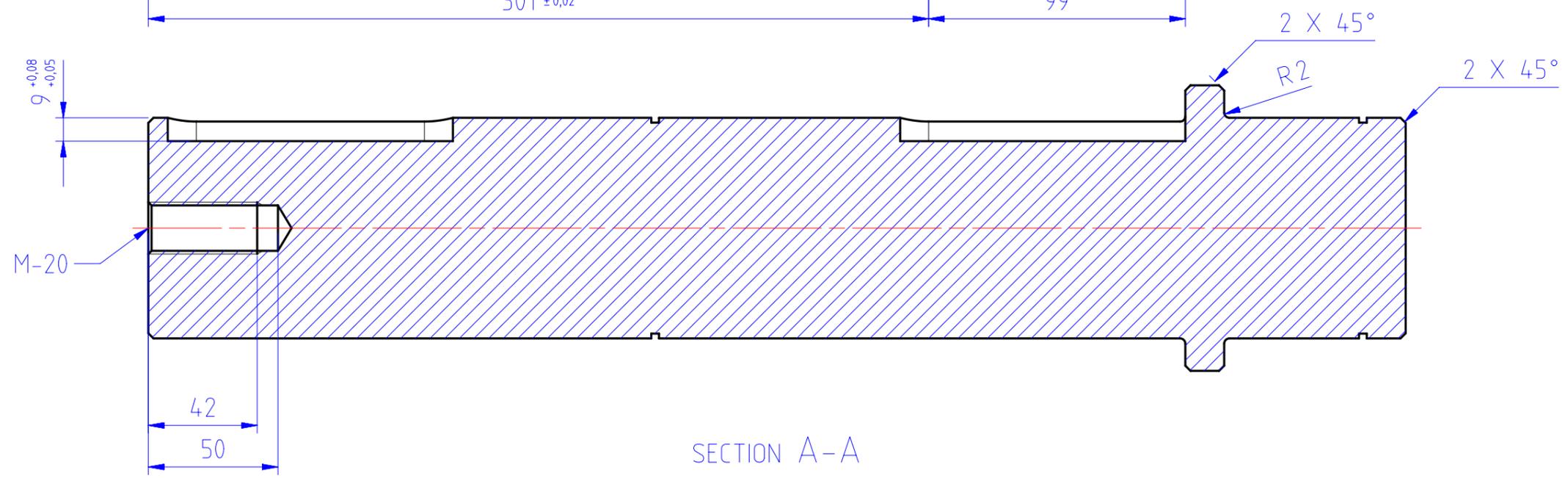
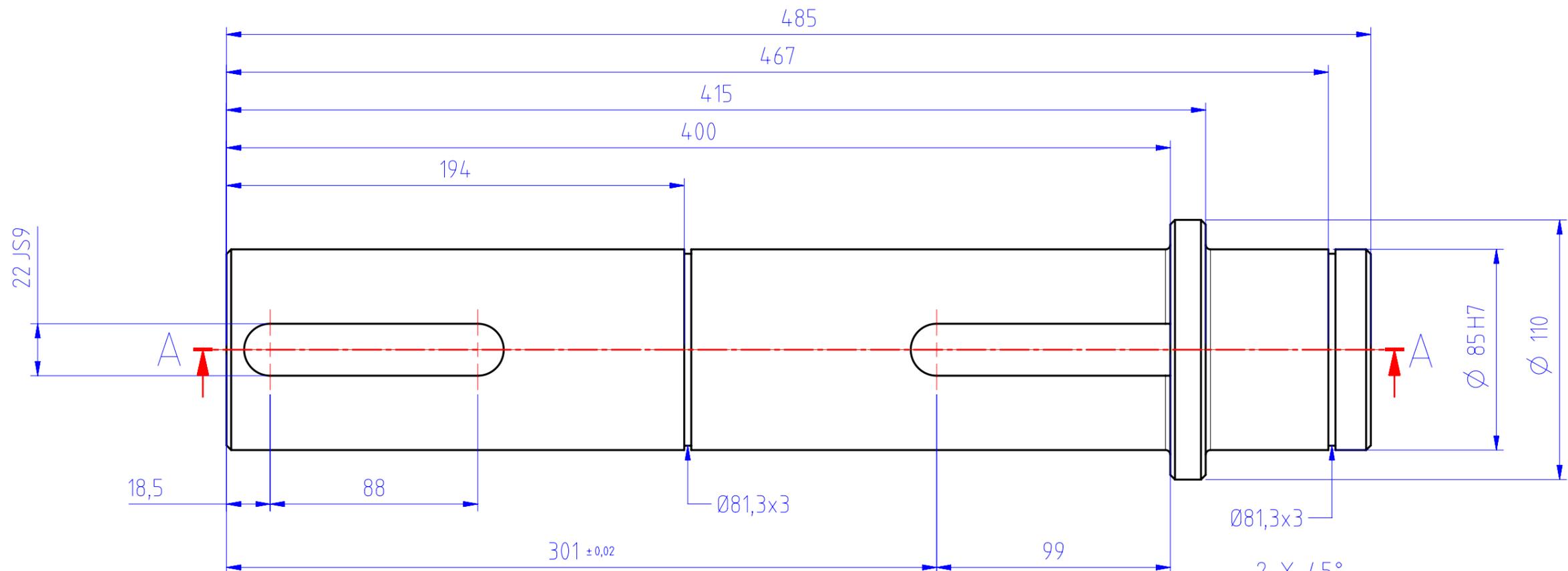
1 2 3 4 5 6 7 8



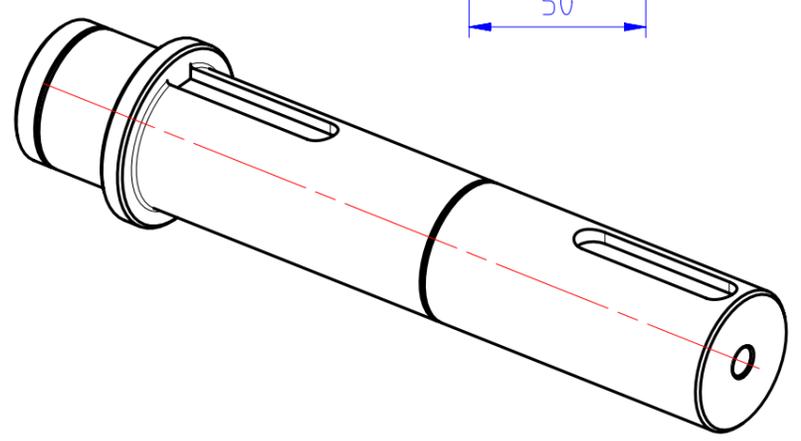
SECTION A-A



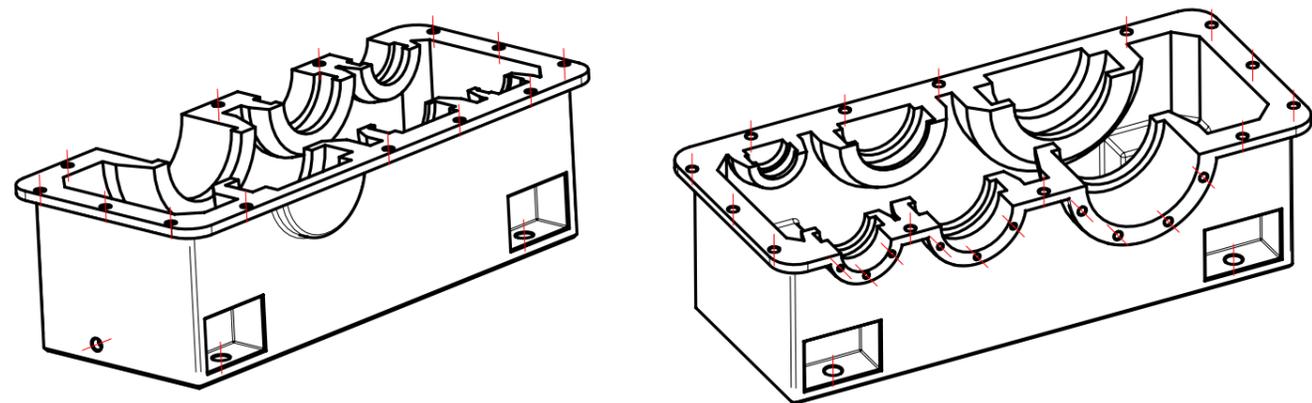
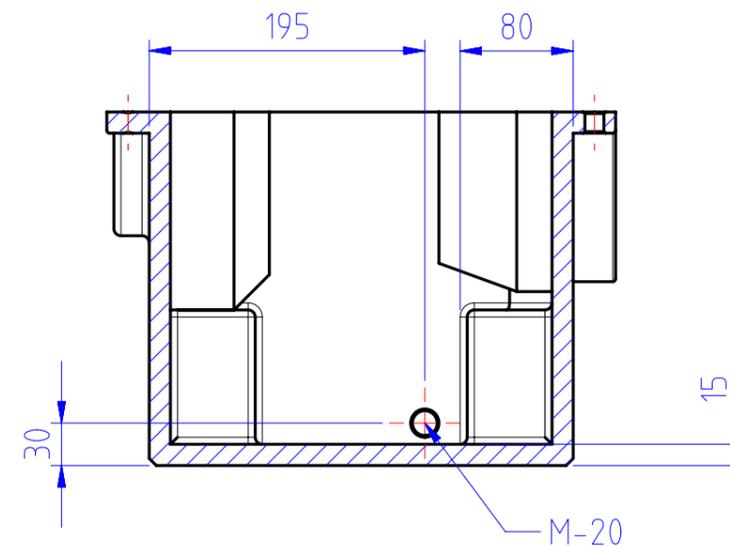
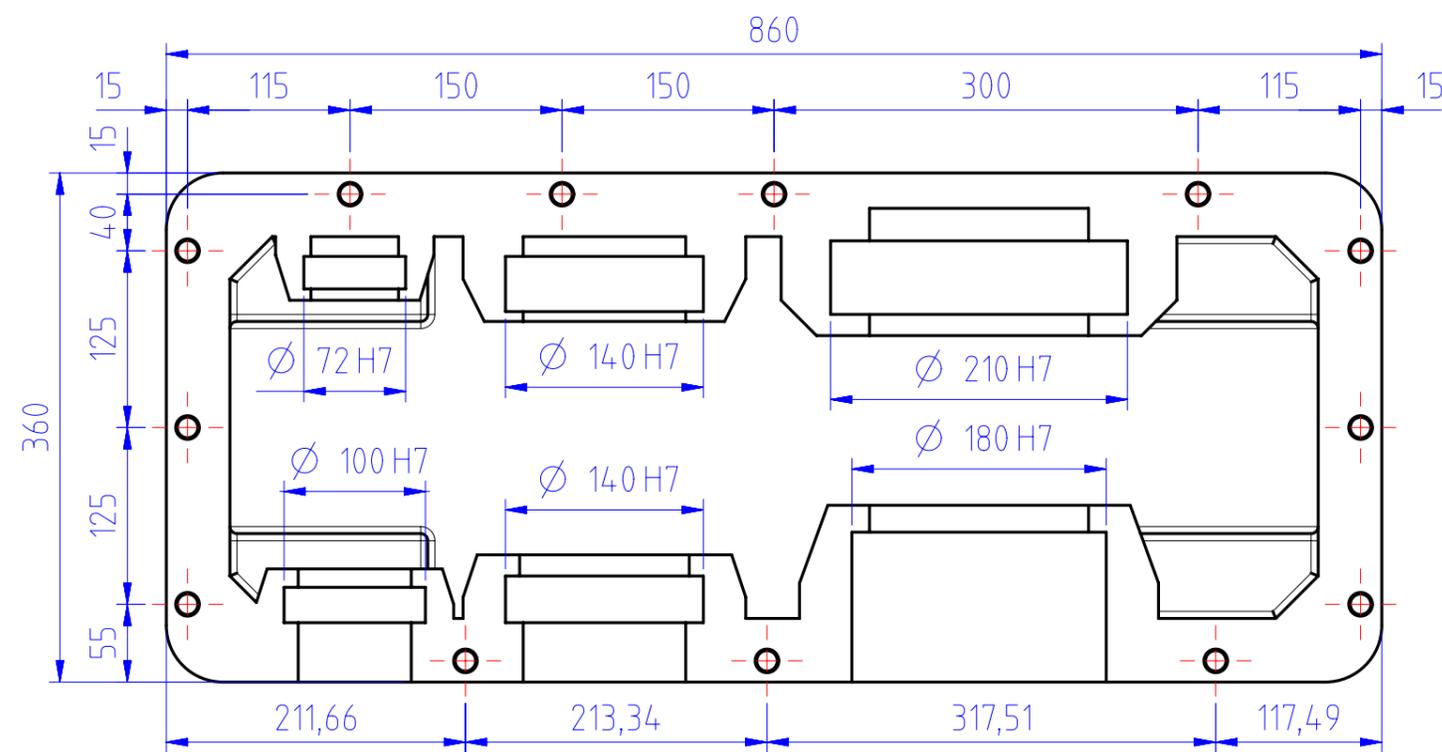
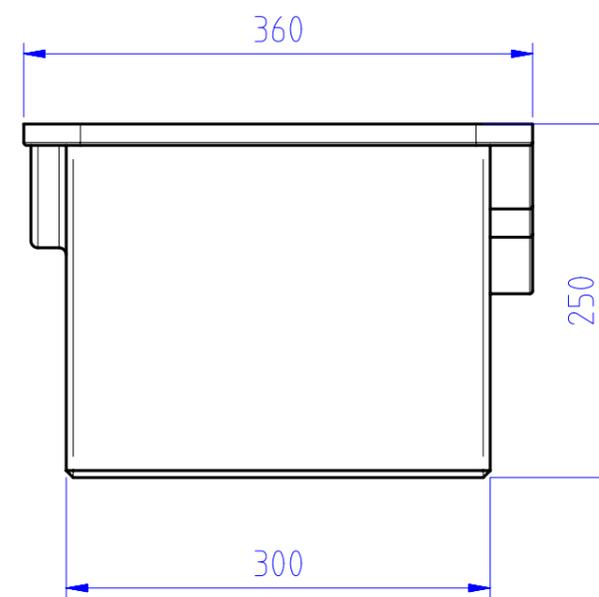
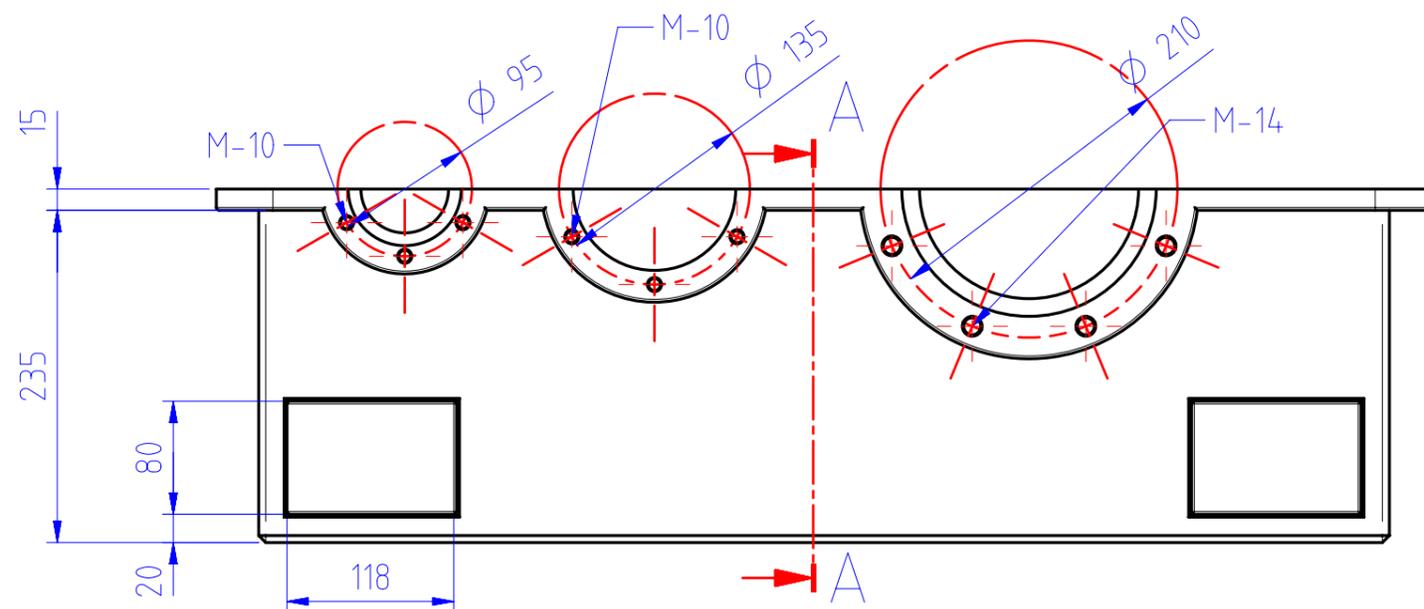
06	EJE INTERMEDIO	01	42CrMo4	Ø75x295	TEMPLADO Y REVENIDO
Marca	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Tratamiento
Maristas	0,3 ± 0,5	Nombre	Fecha	Dureza:	Nivel ING.
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019		Ref. Pieza:	Nº Plano
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019			
MODIFICADO	-----	-----			
Escala	Denominación proyecto	Tolerancia general		EJE_INTERMEDIO	6
1:1,5	REDUCTOR DE VELOCIDAD 10 TN 12,5 m/min.	LINEAL ± 0,05	ANGULAR ± 0,05		



SECTION A-A



01	EJE DE SALIDA	01	42CrMo4	Ø110x485	TEMPLADO Y REVENIDO
Marca	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Tratamiento
Maristas	0,3 ± 0,5	Nombre	Fecha	Dureza:	Nivel ING.
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019			-3-
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019		Ref. Pieza:	Nº Plano
MODIFICADO	-----	-----		EJE_SALIDA	7
Escala	Denominación proyecto				
1:2	REDUCTOR DE VELOCIDAD 10 TN 12,5 m/min.				

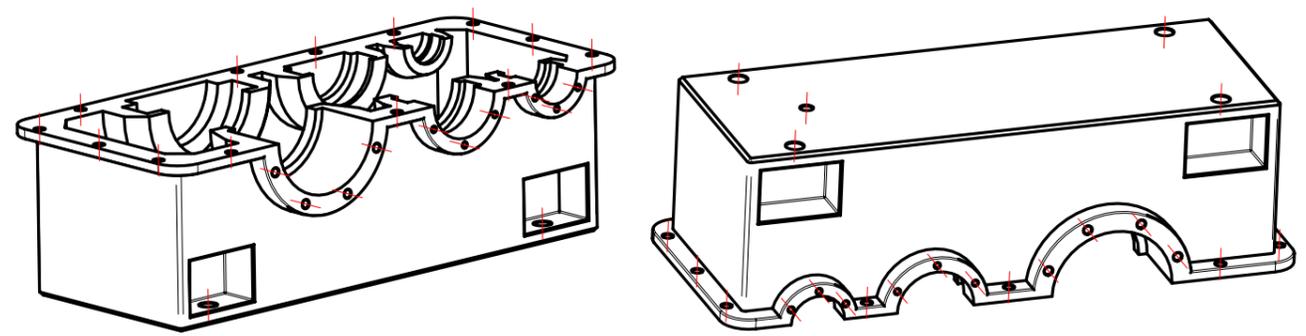
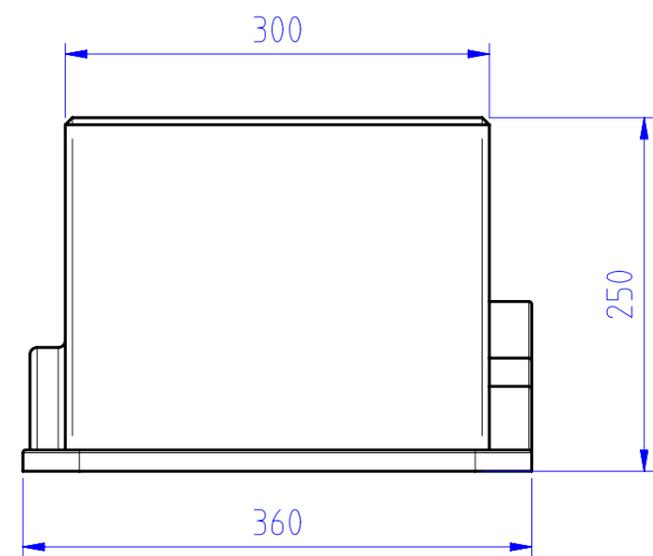
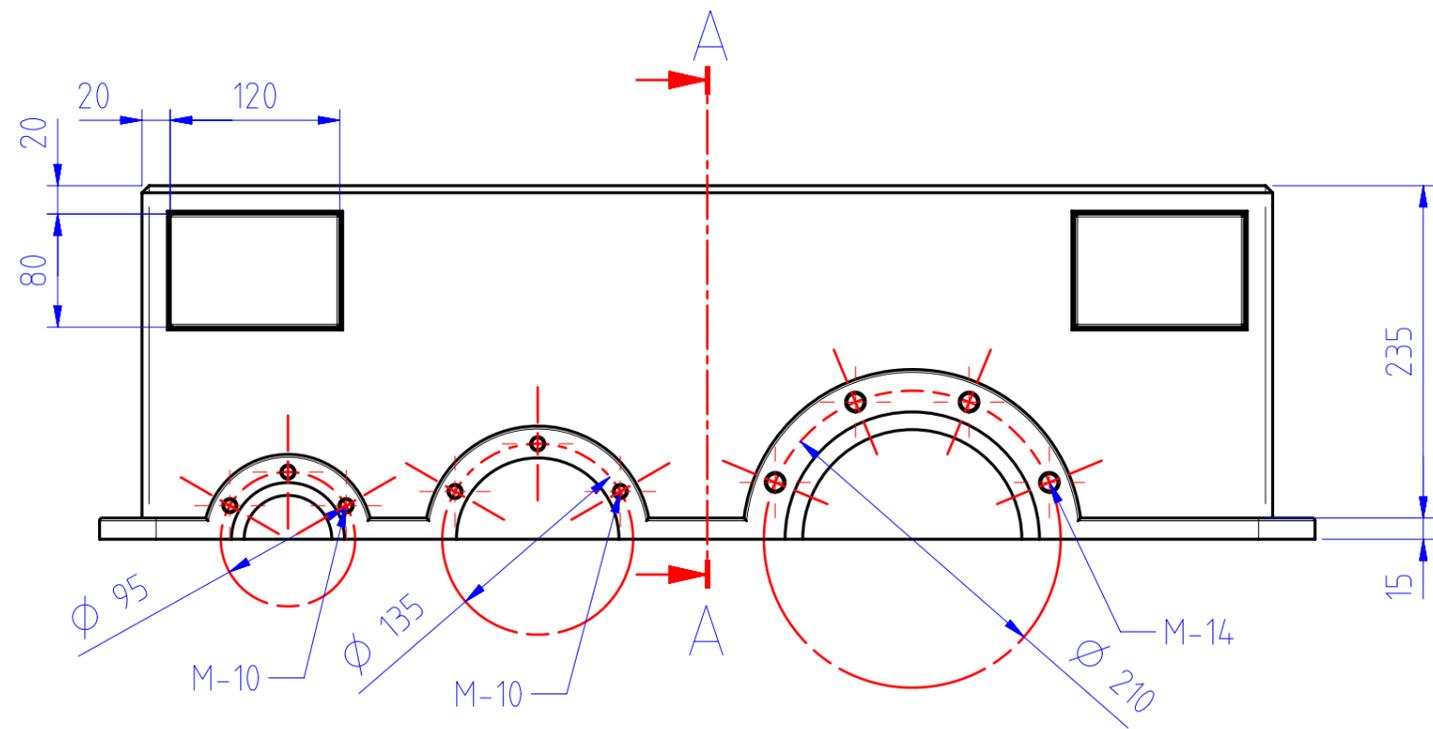
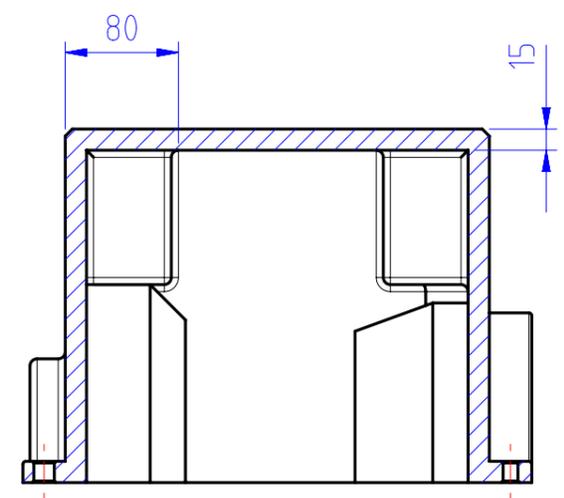
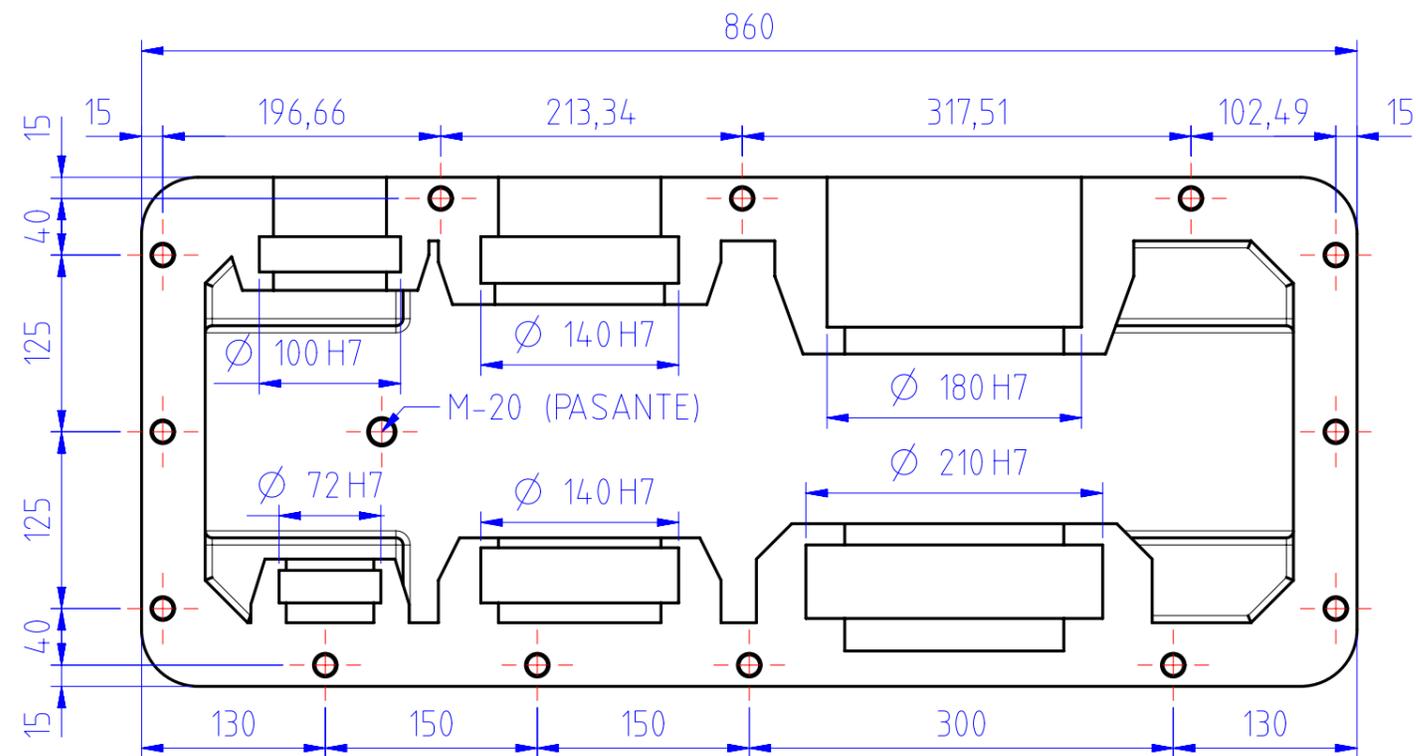


08		CARCASA INFERIOR REDUCTOR		01	FUNDIÓN GRIS		EN-GJS-500-7		860x360x250	
Marca	Denominación			Cant.	Material	Dimensiones		Tratamiento		
Maristas	$0,3 \pm 0,5$	Nombre	Fecha			Dureza:		Nivel ING.		
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019						-3-		
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019						Nº Plano		
MODIFICADO	-----	-----						8		
Escala	Denominación proyecto									
1:5	REDUCTOR DE VELOCIDAD									
	10 TN 12,5 m/min.									

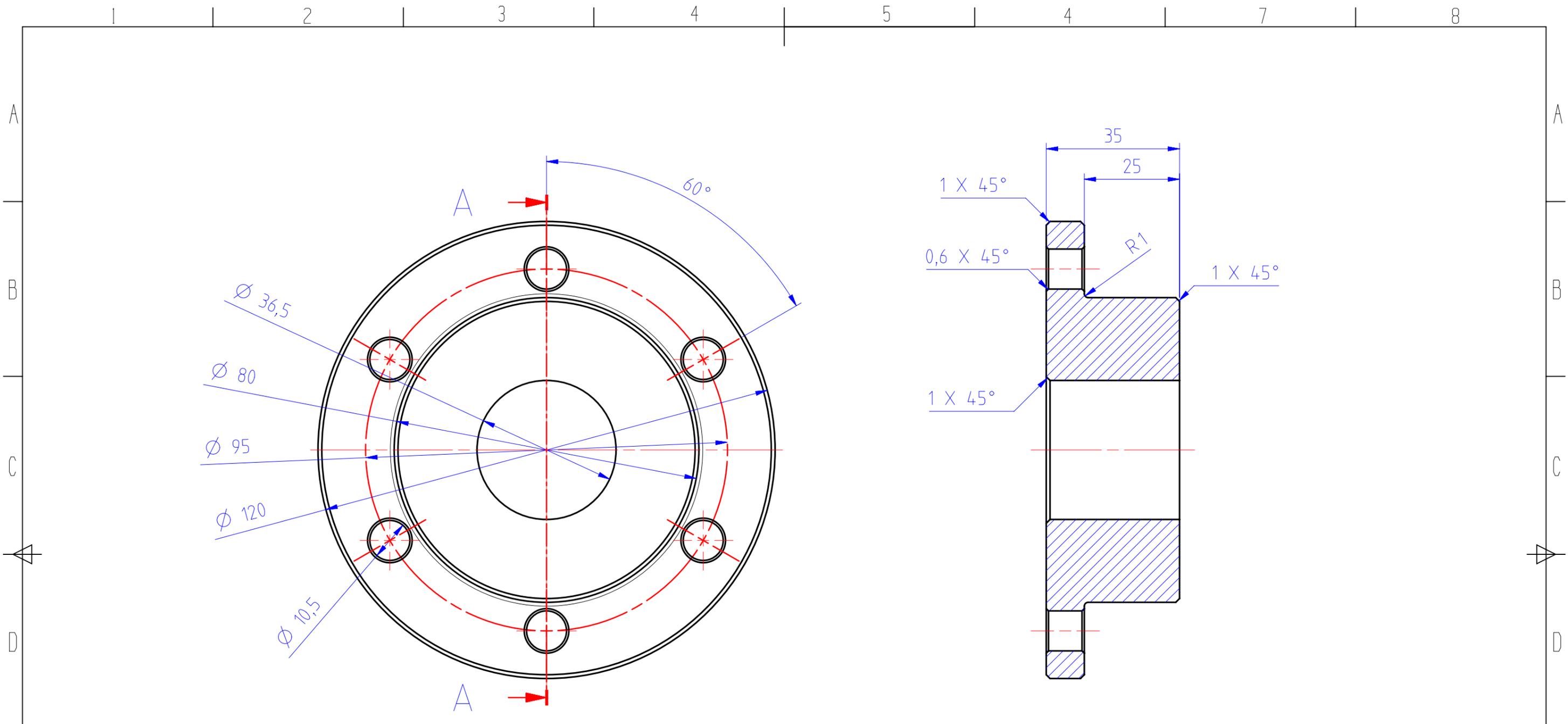


UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

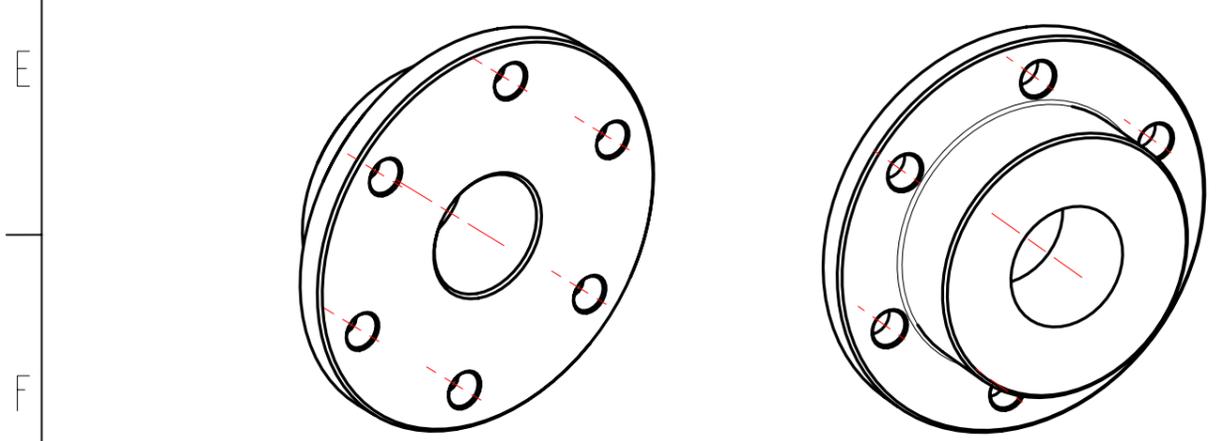




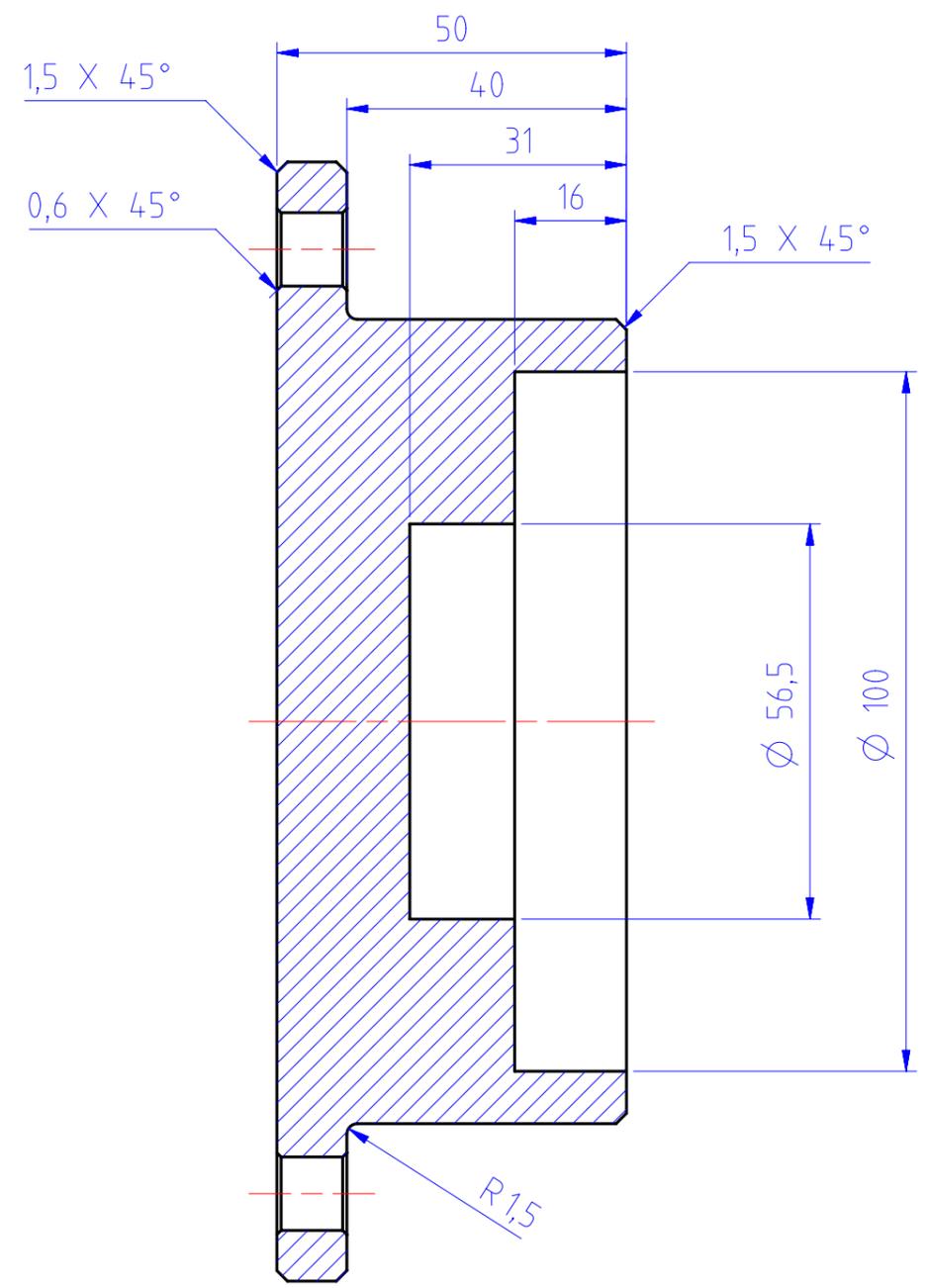
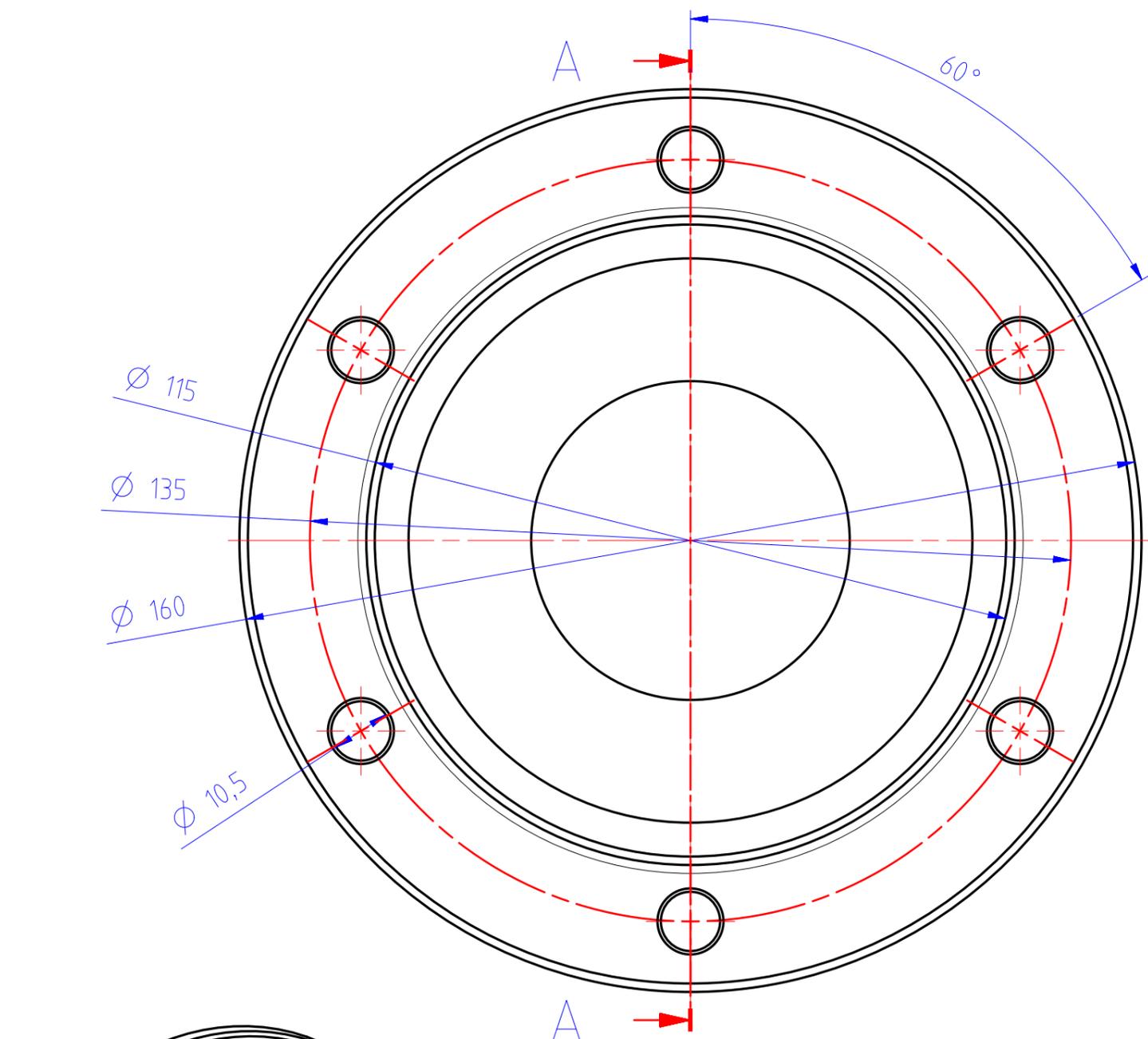
09 CARCASA SUPERIOR REDUCTOR				01 EN-GJS-500-7 860x360x250		FUNDIÇÃO GRIS	
Marca	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Tratamiento		
Maristas	0,3 ± 0,5	Nombre	Fecha		Dureza:		Nivel ING.
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019					-3-
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019			Ref. Pieza:		Nº Plano
MODIFICADO	-----	-----		Tolerancia general	SIM_CARCASA		9
				LINEAL ± 0,05	ANGULAR ± 0,05		
Escala	Denominación proyecto						
1:5	REDUCTOR DE VELOCIDAD 10 TN 12,5 m/min.						



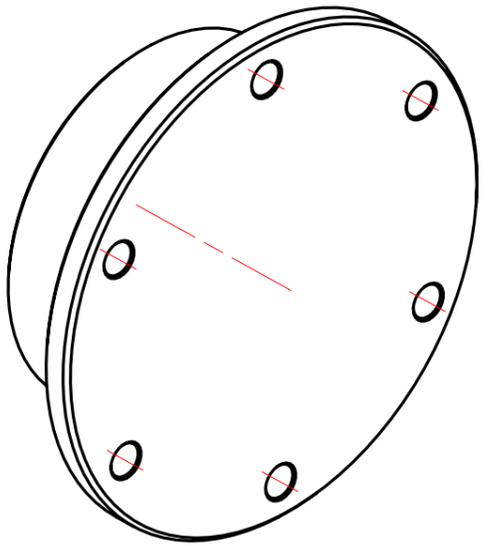
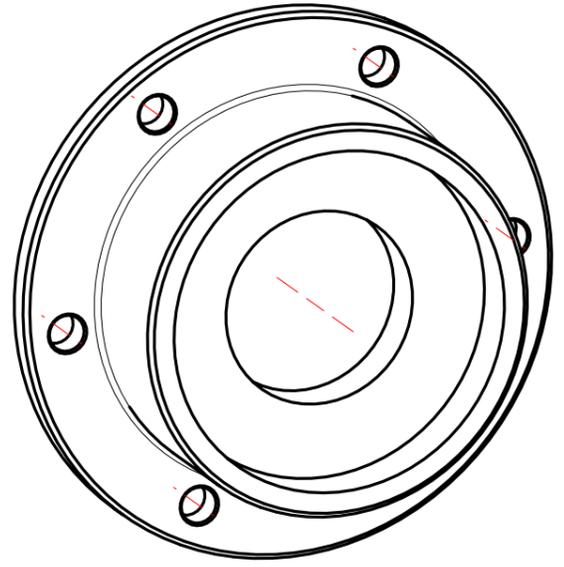
SECTION A-A



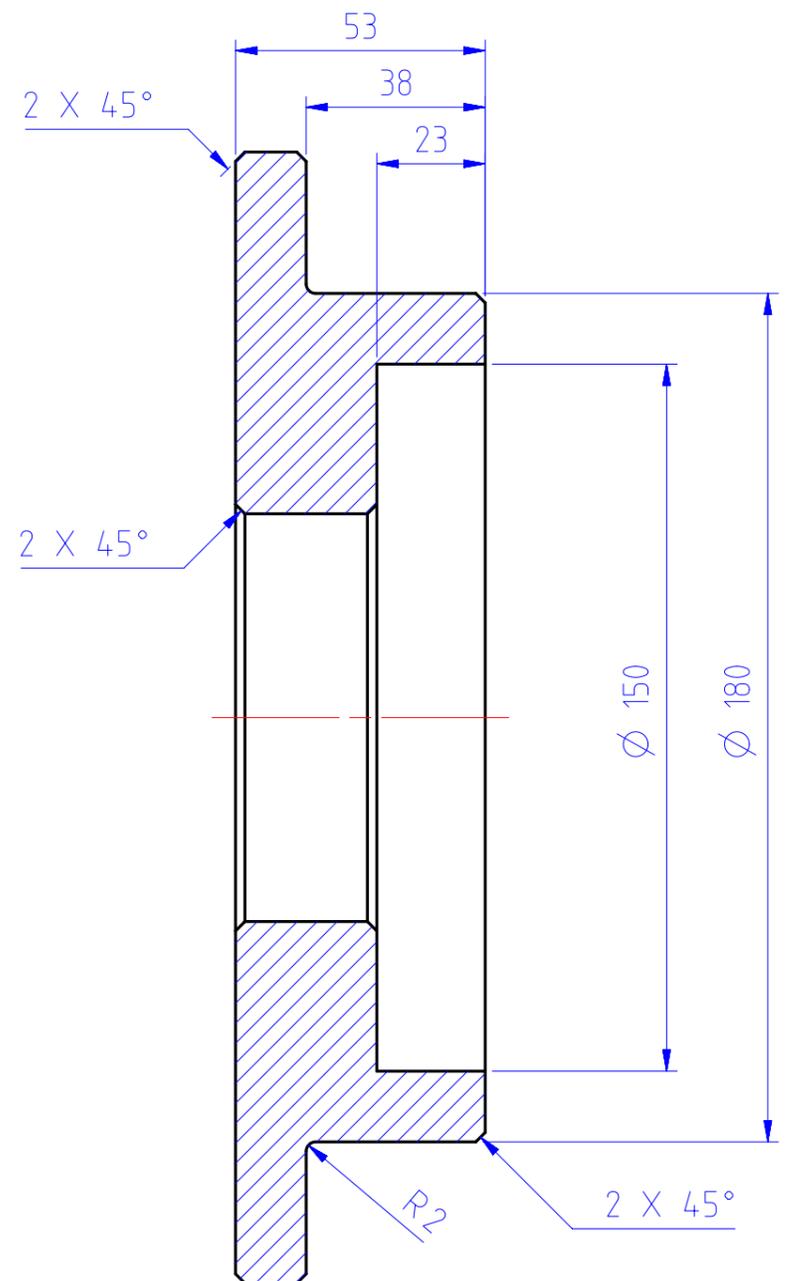
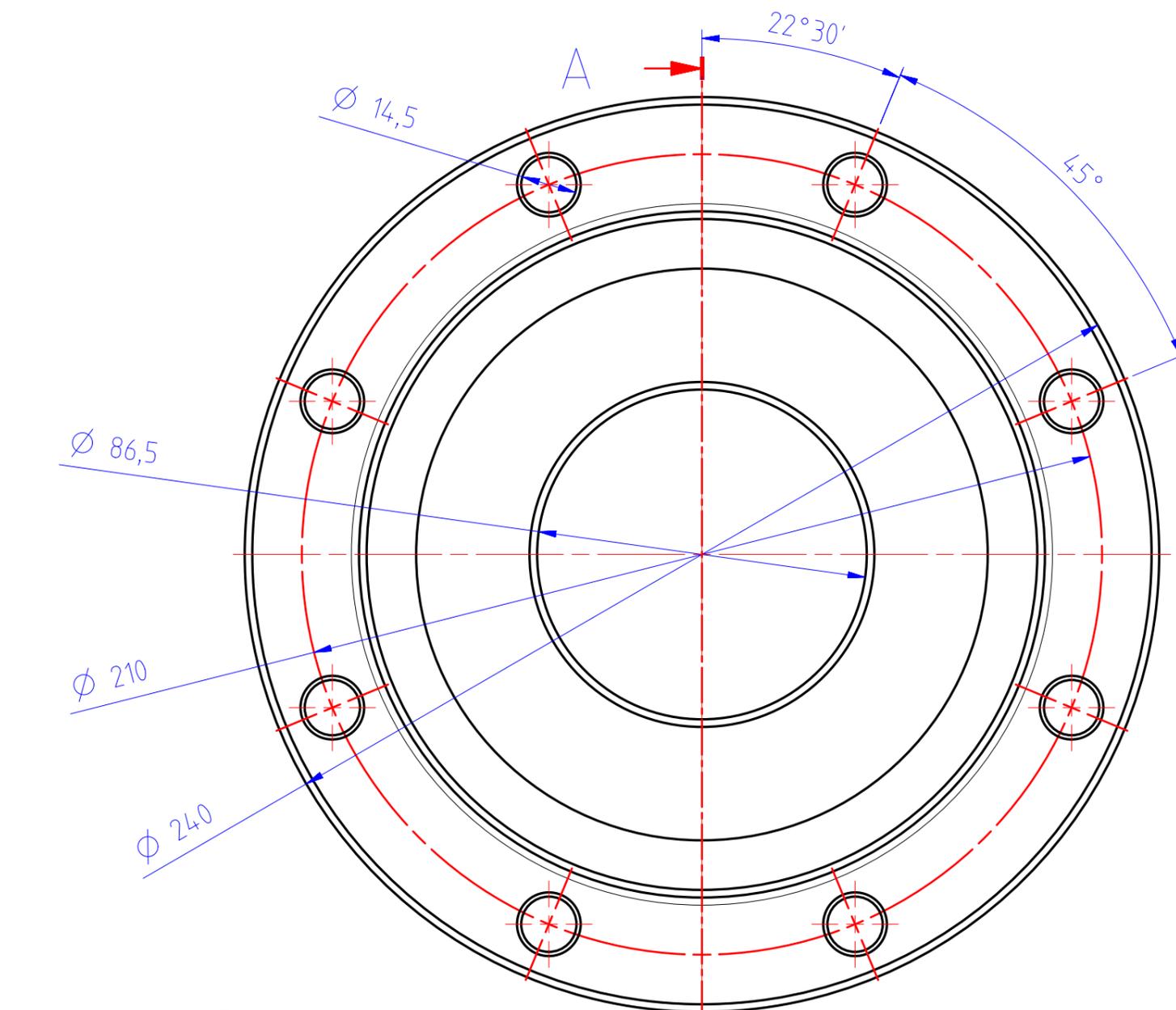
10	TAPA EJE DE ENTRADA	01	FUNDIÇÃO GRIS EN-GJS-500-7	Ø120x35	
Marca	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Tratamiento
Maristas	0.3 ± 0.5	Nombre	Fecha	Dureza:	Nivel ING.
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019			-3-
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019		Ref. Pieza:	Nº Plano
MODIFICADO	-----	-----	Tolerancia general	TAPA 1	10
LINEAL	± 0.05	ANGULAR	± 0.05		
Escala	Denominación proyecto				
1:1	REDUCTOR DE VELOCIDAD 10 TN 12,5 m/min.				



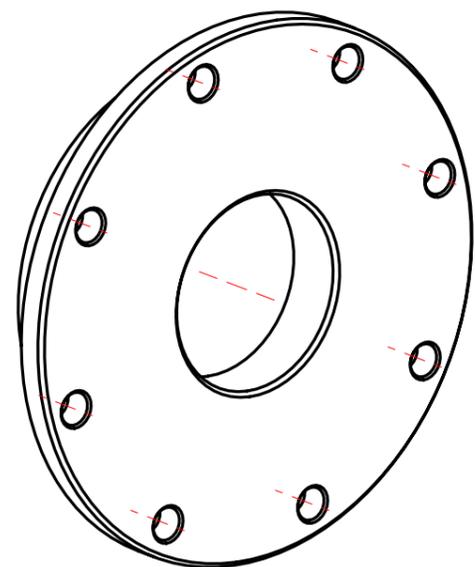
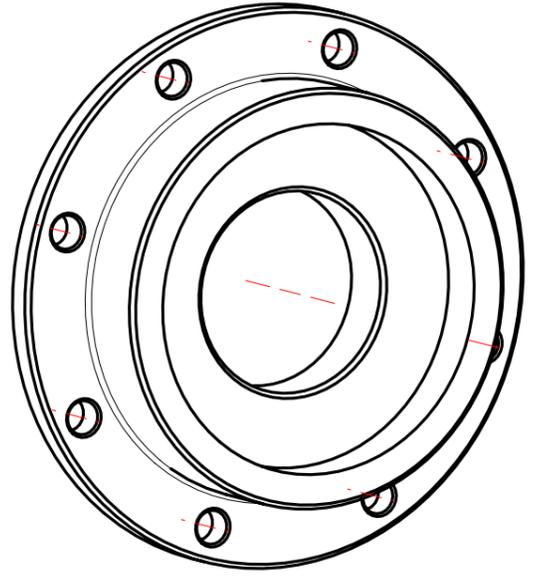
SECTION A-A



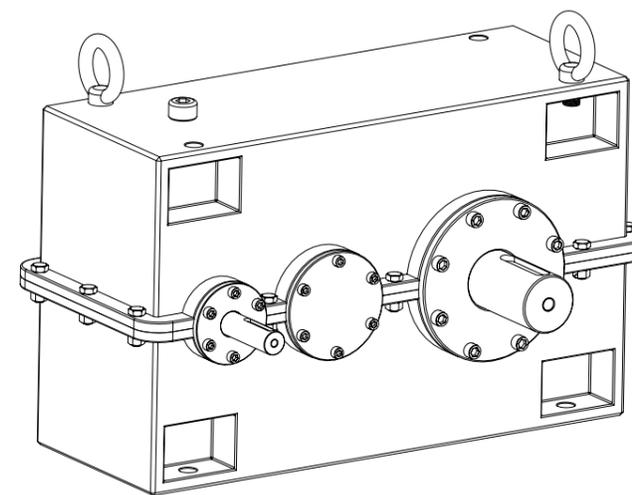
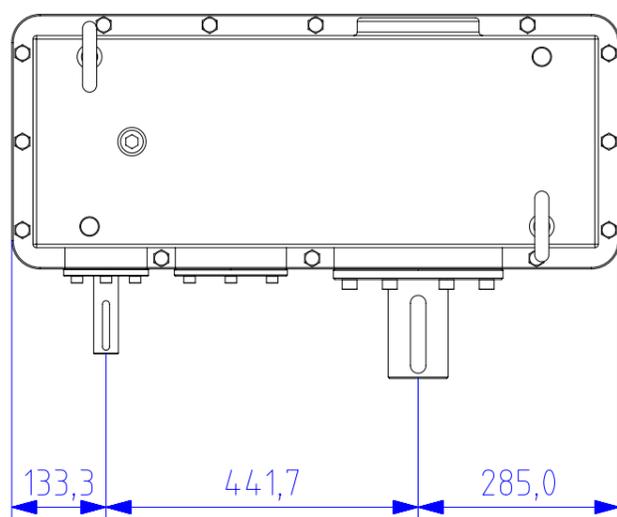
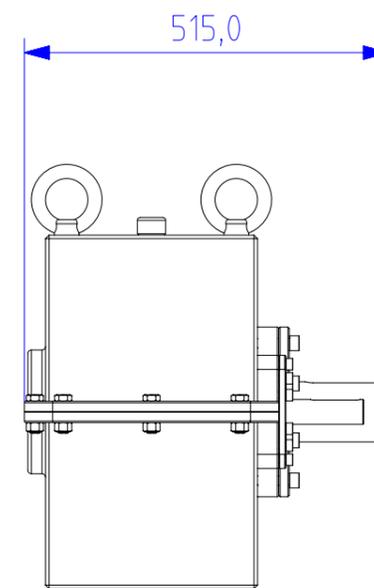
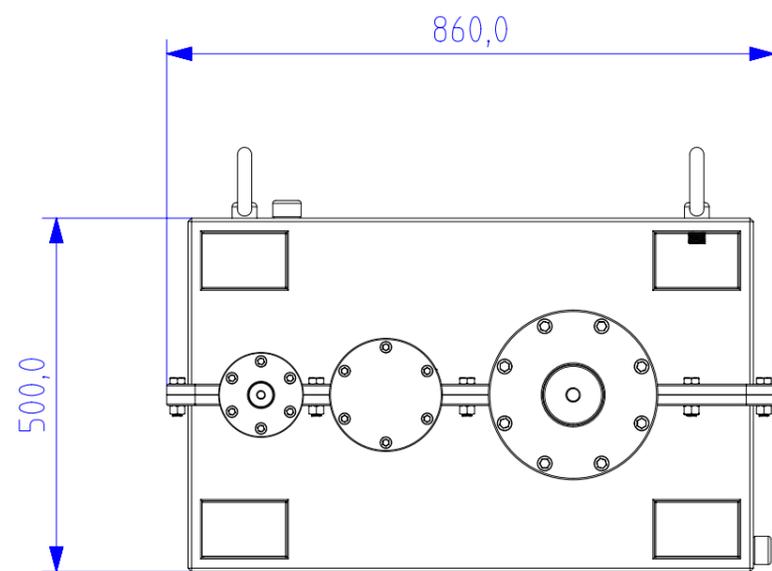
11	TAPA EJE INTERMEDIO	01	FUNDICIÓN GRIS EN-GJS-500-7	$\varnothing 160 \times 50$	
Marca	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Tratamiento
Maristas	$0,3 \pm 0,5$	Nombre	Fecha	Dureza:	Nivel ING.
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019			-3-
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019		Ref. Pieza:	Nº Plano
MODIFICADO	-----	-----	Tolerancia general	TAPA 2	11
LINEAL	$\pm 0,05$	ANGULAR	$\pm 0,05$		
Escala	Denominación proyecto				
1:1	REDUCTOR DE VELOCIDAD 10 TN 12,5 m/min.				



SECTION A-A



12	TAPA EJE SALIDA	01	FUNDIÇÃO GRIS EN-GJS-500-7	Ø160x50	
Marca	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Tratamiento
Maristas	0.3 ± 0.5	Nombre	Fecha	Dureza:	Nivel ING.
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019			-3-
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019		Ref. Pieza:	Nº Plano
MODIFICADO	-----	-----		TAPA_3	12
Escala	Denominación proyecto				
1:1.5	REDUCTOR DE VELOCIDAD 10 TN 12,5 m/min.				



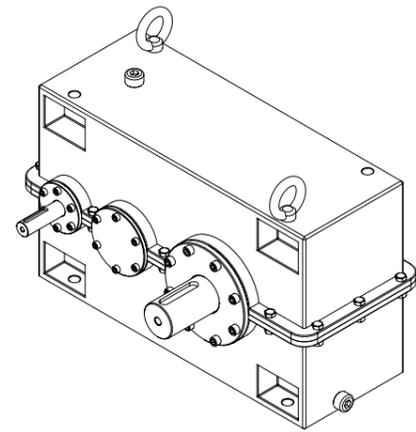
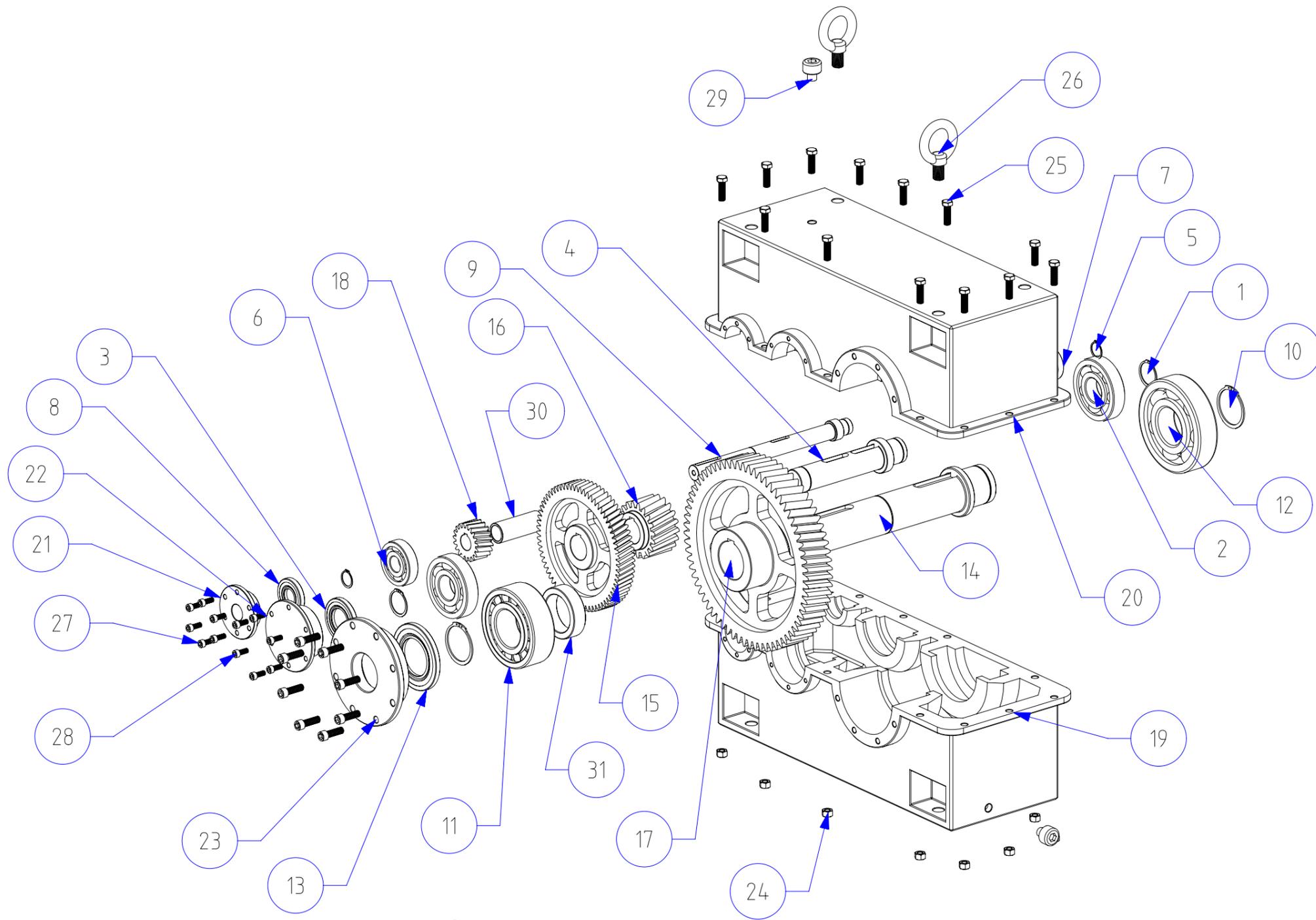
01	REDUCTOR	01	1000x1000x1000	
Marca	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones
Maristas	0,3 ± 0,5	Nombre	Fecha	Dureza:
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019		Nivel ING.
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019		-3-
MODIFICADO	-----	-----	Tolerancia general	Ref. Pieza:
LINEAL	± 0,05	ANGULAR	± 0,05	REDUCTOR
Escala	Denominación proyecto			Nº Plano
1:1	REDUCTOR DE VELOCIDAD			13



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA



PC NO	PART NAME	QTY
1	A_55_UNSTRESSED_X_T	2
2	6411	2
3	55X100X12_HMSA10_RG	1
4	EJE_INTERMEDIO	1
5	A_35_UNSTRESSED_X_T	2
6	6407	1
7	6207	1
8	35X80X12_HMSA10_RG	1
9	EJE_ENTRADA	1
10	A_85_UNSTRESSED_X_T	2
11	NUP_2317_ECP	1
12	ROULEMENT_6417_2_X_T	1
13	85X150X12_HMSA10_RG	1
14	EJE_SALIDA	1
15	RUEDA_2	1
16	PIÑON_3	1
17	RUEDA_4	1
18	PIÑON_1	1
19	CARCASA	1
20	SIM_CARCASA	1
21	TAPA 1	1
22	TAPA 2	1
23	TAPA 3	1
24	ROC-2804-707_1150498_X_T	13
25	ROC-2801-263_1061927_X_T	13
26	ANILLO DE ELEVACION	2
27	M-10X25	12
28	M-10X45	8
29	TAPA ACEITE	2
30	CASQUILLO EJE ENTRADA	1
31	CASQUILLO EJE SALIDA	1



13	DESPIECE REDUCTOR DE VELOCIDAD	01			
Marca	Denominación	Cant.	Material	Dimensiones	Tratamiento
Maristas	0.3 ± 0.5	Nombre	Fecha	Dureza:	Nivel ING.
DIBUJADO	A.LOMBANA	10/04/2019			-3-
COMPROBADO	A.PEDROSA	10/04/2019			
MODIFICADO	-----	-----			
Escala	Denominación proyecto		Tolerancia general	Ref. Pieza:	Nº Plano
1:10	REDUCTOR DE VELOCIDAD 10 TN 12,5 m/min.		LINEAL ± 0.05	ANGULAR ± 0.05	DESP_REDUCTOR 14

TRABAJO FINAL DE GRADO

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
PARA LA ELEVACIÓN DE CARGA DE UN PUENTE GRÚA
DE 10 Tn CON UNA VELOCIDAD DE 12,5 m/min.**

ANEXOS

Autor: ARTURO IGNACIO LOMBANA POMPEI

Tutora: ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ

Grado: INGENIERÍA MECÁNICA

Fecha de presentación del proyecto: SEPTIEMBRE 2019

MOTORES ASÍNCRONOS TRIFÁSICOS

Rotor en jaula de ardilla.
Ventilación exterior IC 411, servicio continuo S1.
Aislamiento clase 155 (F), grado de protección IP 55.

Motores de aluminio serie **IE1-MS**
Motores de fundición serie **IE1-EG**

Velocidad síncrona 750 rpm - 8 polos

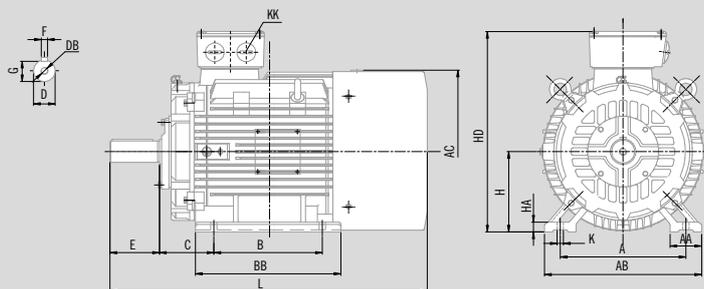
400 V, 50 Hz

TIPO	Potencia		M _n N.m	n rpm	Efici. clase IE1 EN 60034-2		I _n 400 V A	I _x /I _n	Cosφ	M _x /M _n	M _r /M _n	J Kgm ²	Nivel sonoro dB(A)	m Kg	
	kW	CV			100%										
Motores de aluminio serie IE1-MS	MS 71 1	-	0,09	0,12	1,4	590	48	0,48	4	0,56	1,8	1,8	0,00084	50	5,6
	MS 71 2	-	0,12	0,17	1,9	595	49	0,58	4	0,57	1,8	1,8	0,00087	50	6
	MS 80 1	-	0,18	0,25	2,8	610	52	0,84	4	0,60	1,8	1,8	0,00140	52	9,4
	MS 80 2	-	0,25	0,33	3,8	620	55	1,08	4	0,61	1,8	2	0,00186	52	10,1
	• MS 80 3	-	0,37	0,5	5,3	660	63	1,40	4	0,61	1,8	1,8	0,00195	56	14,8
	MS 90 S	-	0,37	0,5	5,3	660	63	1,40	4	0,61	1,8	1,8	0,00186	56	12,5
	MS 90 L	-	0,55	0,75	7,9	660	63	2,07	5	0,61	1,8	1,8	0,00217	56	15,3
	MS 100 L1	-	0,75	1	10,3	690	71	2,36	5	0,65	1,8	1,8	0,00563	59	17,2
	MS 100 L2	-	1,1	1,5	15,1	690	73	3,22	5	0,68	1,8	1,8	0,00716	59	19,5
	MS 112 M	-	1,5	2	20,7	690	75	4,20	6	0,69	1,8	1,8	0,01159	61	25,5
	MS 132 S	-	2,2	3	29,4	710	78	5,78	6,5	0,71	2	2	0,02541	64	34,2
	MS 132 M	-	3	4	40,1	710	79	7,50	6,5	0,73	2	2	0,03068	64	40
	MS 160 M1	-	4	5,5	52,8	720	81	9,80	7	0,73	1,8	1,8	0,06927	68	59
	MS 160 M2	-	5,5	7,5	72,6	720	83	13	7	0,74	2	1,8	0,09353	68	69
	MS 160 L	-	7,5	10	99,0	720	83	17,50	7	0,75	1,8	1,8	0,11300	68	87
Motores de fundición serie IE1-EG	EG 160 M1	-	4	5,5	53,1	720	81	10,30	6	0,73	1,9	2	0,0753	76	118
	EG 160 M2	-	5,5	7,5	73,0	720	83	13,60	6	0,74	2	2	0,0931	76	119
	EG 160 L	-	7,5	10	99,5	720	85,5	17,80	6	0,75	2	2	0,1260	76	145
	EG 180 L	-	11	15	143,9	730	87,5	25,10	6,6	0,76	2	2	0,2030	78	184
	EG 200 L	-	15	20	196,2	730	88	34,10	6,6	0,76	2	2	0,3390	80	250
	EG 225 S	-	18,5	25	242,0	730	90	41,10	6,6	0,76	1,9	2	0,4910	80	266
	EG 225 M	-	22	30	283,9	740	90,5	47,40	6,6	0,78	1,9	2	0,5470	80	292
	EG 250 M	-	30	40	387,2	740	91	63,40	6,6	0,79	1,9	2	0,8340	82	405
	EG 280 S	-	37	50	477,5	740	91,5	78,00	6,6	0,79	1,9	2	1,3900	83	520
	EG 280 M1	-	45	60	580,7	740	92	94,00	6,6	0,79	1,9	2	1,6500	82	592
	EG 315 S	-	55	75	709,8	740	92,8	111,00	6,6	0,81	1,8	2	4,7900	88	1000
	EG 315 M	-	75	100	967,9	740	93	151,00	6,6	0,81	1,8	2	5,5800	88	1.100
EG 315 L1	-	90	125	1161,5	740	93,8	178,00	6,6	0,82	1,8	2	6,3700	88	1.160	
EG 315 L2	-	110	150	1419,6	740	94	217,00	6,4	0,82	1,8	2	7,2300	88	1.230	

• Carcasas reducidas.

* Los datos eléctricos no son vinculantes a las series, para más exactitud consultar. Datos serie MSE y serie EQG.

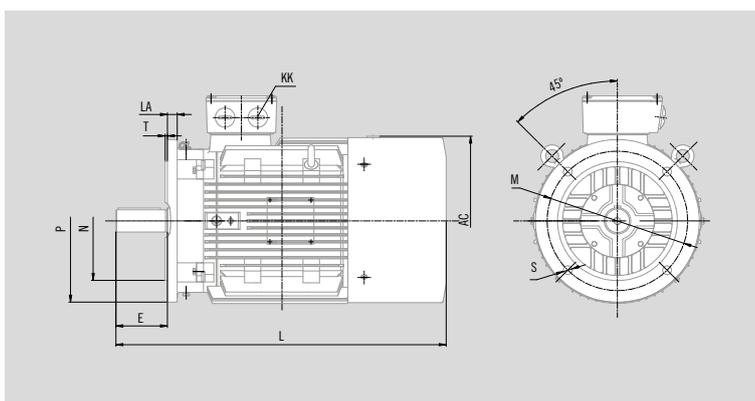
MOTORES ASÍNCRONOS TRIFÁSICOS



IM B3 / IM 1001															EXTREMO DE EJE				
Tamaño	Polos	A	AA	AB	AC	B	BB	C	H	HA	HD	K	KK	L	D	DB	E	F	G
160M	2-8	254	73	320	330	210	318	108	160	20	420	15	2-M40x1,5	659	42	M16x36	110	12	37
160L	2-8	254	73	320	330	254	362	108	160	20	420	15	2-M40x1,5	714	42	M16x36	110	12	37
180M	2-8	279	73	355	380	241	349	121	180	22	455	15	2-M40x1,5	738	48	M16x36	110	14	42,5
180L	2-8	279	73	355	380	279	387	121	180	22	455	15	2-M40x1,5	778	48	M16x36	110	14	42,5
200L	2-8	318	73	395	400	305	375	133	200	25	505	19	2-M50x1,5	770	55	M20x42	110	16	49
225S	4-8	356	83	435	470	286	375	149	225	28	560	19	2-M50x1,5	820	60	M20x42	140	18	53
225M	2	356	83	435	470	311	400	149	225	28	560	19	2-M50x1,5	815	55	M20x42	110	16	49
225M	4-8	356	83	435	470	311	400	149	225	28	560	19	2-M50x1,5	845	60	M20x42	140	18	53
250M	2	406	88	490	510	349	450	168	250	30	615	24	2-M63x1,5	910	60	M20x42	140	18	53
250M	4-8	406	88	490	510	349	450	168	250	30	615	24	2-M63x1,5	910	65	M20x42	140	18	58
280S	2	457	93	550	547	368	490	190	280	35	680	24	2-M63x1,5	985	65	M20x42	140	18	58
280S	4-8	457	93	550	547	368	490	190	280	35	680	24	2-M63x1,5	985	75	M20x42	140	20	67,5
280M	2	457	93	550	547	419	540	190	280	35	680	24	2-M63x1,5	1035	65	M20x42	140	18	58
280M	4-8	457	93	550	547	419	540	190	280	35	680	24	2-M63x1,5	1035	75	M20x42	140	20	67,5
315S	2	508	120	635	645	406	575	216	315	45	845	28	2-M63x1,5	1185	65	M20x42	140	18	58
315S	4-8	508	120	635	645	406	575	216	315	45	845	28	2-M63x1,5	1215	80	M20x42	170	22	71
315M	2	508	120	635	645	457	685	216	315	45	845	28	2-M63x1,5	1295	65	M20x42	140	18	58
315M	4-8	508	120	635	645	457	685	216	315	45	845	28	2-M63x1,5	1325	80	M20x42	170	22	71
315L	2	508	120	635	645	508	685	216	315	45	845	28	2-M63x1,5	1295	65	M20x42	140	18	58
315L	4-8	508	120	635	645	508	685	216	315	45	845	28	2-M63x1,5	1325	80	M20x42	170	22	71
355M	2	610	120	730	710	560	750	254	355	52	1010	28	2-M63x1,5	1500	75	M24x50	140	20	67,5
355M	4-8	610	120	730	710	560	750	254	355	52	1010	28	2-M63x1,5	1530	100	M24x50	210	28	90
355L	2	610	120	730	710	630	750	254	355	52	1010	28	2-M63x1,5	1500	75	M24x50	140	20	67,5
355L	4-8	610	120	730	710	630	750	254	355	52	1010	28	2-M63x1,5	1530	100	M24x50	210	28	90

Tolerancias extremo de eje: Hasta diámetro 48, k6. Resto m6

IM B5 / IM 3001						
Frame	P	N	M	S	T	LA
160	350	250	300	19	5	15
180	350	250	300	19	5	18
200	400	300	350	19	5	18
225	450	350	400	19	5	20
250	550	450	500	19	5	22
280	550	450	500	19	5	22
315	660	550	600	24	6	24
355	800	680	740	24	6	24



Tamaños 160, 180 y 200, 4 agujeros a 45°. Resto 8 agujeros a 22,5°.

* Las dimensiones no son vinculantes a las series, para más información consultar. Dimensiones serie EGQ.



Mobil SHC™ Gear Series

Mobil Industrial, Mexico

Aceites para engranajes

Descripción del producto

Mobil SHC™ Gear Series es una línea de aceites sintéticos de desempeño excepcional para engranajes industriales, diseñados para brindar una sobresaliente protección a engranajes y cojinetes y una prolongada vida útil del aceite incluso bajo condiciones extremas a fin de ayudar a operar los equipos sin problemas e incrementar la productividad de los clientes. Estos lubricantes sintéticos científicamente diseñados están formulados a partir de fluidos base sintéticos que cuentan con excepcionales propiedades térmicas y contra la oxidación y excelente fluidez a bajas temperaturas. El alto índice de viscosidad de estos aceites significa menos cambios en la viscosidad con cambios en la temperatura, lo cual permite mayores rangos operacionales de temperatura y mejores arranques a bajas temperaturas. Los lubricantes Mobil SHC Gear Series contienen un avanzado sistema de aditivos de dominio privado diseñado para proporcionar una excelente protección contra los modos de desgaste convencional tales como el desgaste abrasivo al igual que un alto nivel de resistencia contra la fatiga por micropicado. Además, en comparación con los aceites para engranajes con formulaciones químicas convencionales, ofrece el potencial de mejorar la lubricación de los cojinetes de elementos rodantes de las cajas de engranajes. Los productos Mobil SHC Gear Series ofrecen una sobresaliente protección contra la herrumbre y la corrosión en comparación con los aceites convencionales para engranajes, incluso en la presencia de contaminación con agua salada. No muestran ninguna tendencia a taponar filtros finos aún si están húmedos y tienen una excelente compatibilidad con metales ferrosos y no ferrosos incluso a temperaturas elevadas. Los lubricantes Mobil SHC Gear Series también exhiben una sobresaliente compatibilidad con elastómeros en pruebas estáticas de sellos. Cuentan con sobresalientes propiedades de trabajo bajo extremas presiones que proporcionan protección incluso bajo condiciones de cargas de choque. Las bases sintéticas utilizadas en los aceites Mobil SHC Gear Series tiene inherentemente propiedades de baja tracción, lo cual resulta en una baja fricción del fluido en las zonas de carga de superficies no conformes tales como los engranajes y los cojinetes de elementos rodantes. La menor fricción del fluido resulta en menores temperaturas de funcionamiento y puede ayudar a mejorar la eficiencia de los engranajes.

Los lubricantes Mobil SHC Gear Series son recomendados para transmisiones por engranajes industriales cerradas, donde se incluyen los engranajes de acero sobre acero de lo tipo recto, helicoidales y cónicos. Son especialmente recomendados para aplicaciones que podrían estar sujetas a micropicado: especialmente cajas de engranajes altamente cargadas con metalurgias de endurecimiento superficial en los dientes. También puede utilizarse en aplicaciones de engranajes donde existen temperaturas extremas altas y/o bajas y en aplicaciones donde la corrosión podría ser severa.

Propiedades y Beneficios

Los lubricantes Mobil SHC Gear Series son parte de la línea de productos Mobil SHC, reconocidos y apreciados alrededor del mundo por su innovación y sobresaliente desempeño. Estos productos sintéticos desarrollados por primera vez por nuestros científicos de investigación, simbolizan el compromiso continuo de utilizar tecnología avanzada para proporcionar lubricantes con un excelente desempeño equilibrado. Un factor determinante en el desarrollo de Mobil SHC Gear Series fue el contacto cercano entre nuestros científicos y especialistas de aplicaciones con importantes fabricantes de equipos originales para asegurarnos de que nuestra oferta de productos proporciona un excepcional desempeño en los rápidamente cambiantes diseños de operación de los engranajes industriales. Entre los beneficios mostrados en los trabajos con los fabricantes de equipos originales, no de menor importancia es su capacidad para resistir el desgaste por micropicado, el cual puede ocurrir en algunas aplicaciones altamente cargadas de engranajes con endurecimiento superficial. Este trabajo cooperativo también demostró los beneficios del desempeño equilibrado en todos los aspectos de la nueva tecnología de Mobil SHC Gear Series, incluso un amplio rango de temperaturas de aplicación.

Para abordar el problema de desgaste de los engranajes por micropicado, nuestros científicos de formulación de productos diseñaron una combinación de aditivos de dominio privado que resistiría a los tradicionales mecanismos de desgaste de los engranajes además de proteger los mismos contra el micropicado y proporcionar otras características claves de desempeño. Los productos Mobil SHC Gear Series proporcionan una excepcional vida útil del aceite, control de los depósitos y resistencia térmica, a la oxidación y a la degradación química, al igual que el equilibrio de sus características de desempeño. La combinación de aceites base sintéticos cuya patente está en trámites también proporciona excepcionales características de fluidez a bajas temperaturas no igualadas por los aceites minerales convencionales para engranajes y las cuales son un beneficio clave para aplicaciones en ámbitos remotos de bajas temperaturas. Los lubricantes Mobil SHC Gear Series ofrecen los siguientes beneficios potenciales:

Propiedades	Ventajas y beneficios potenciales
-------------	-----------------------------------

Propiedades	Ventajas y beneficios potenciales
Magnífica protección contra el desgaste por fatiga por micropicado además de una alta resistencia al tradicional desgaste por contacto.	Prolongada vida de los engranajes y cojinetes en transmisiones de engranajes encerradas que funcionan bajo extremas condiciones de carga, velocidad y temperatura
	Ayuda a reducir el tiempo muerto no planificado; menos mantenimiento, lo cual es especialmente crítico para cajas de engranajes de difícil acceso.
Excelente resistencia a la degradación a altas temperaturas	Ayuda a prolongar la vida útil del aceite, los intervalos de cambio y a reducir el consumo de lubricante, lo cual puede ayudar a disminuir los costos de mantenimiento.
Baja tracción	Ayuda a reducir el consumo energético y bajas temperaturas de funcionamiento
Alto índice de viscosidad que traduce en menor cambio de viscosidad con la temperatura	La capacidad para operar tanto a temperaturas altas como bajas: especialmente crítico en aplicaciones remotas sin enfriamiento o calentamiento del aceite
Excelente resistencia a la herrumbre y a la corrosión y muy buena demulsibilidad	Ayuda a asegurar una operación sin problemas a altas temperaturas o en aplicaciones sujetas a la contaminación con agua
	Excelente compatibilidad con una variedad de metales blandos
Excelente estabilidad al cizallamiento	Ayuda a prolongar la vida útil de los engranajes y los cojinetes
Resistencia a la obstrucción de los filtros, incluso en la presencia de agua	Menos cambios de filtros; lo cual puede ayudar a reducir los costos de mantenimiento
Excelente compatibilidad con los sellos	Menos contaminación y menores posibilidades de fugas de aceite.
Excelente compatibilidad con los materiales comunes de las cajas de engranajes y con los aceites minerales para engranajes	Sustitución fácil de muchos productos minerales

Aplicaciones

Consideraciones sobre las aplicaciones: Aunque los lubricantes Mobil SHC Gear Series son compatibles con productos hechos a base de aceites minerales, la mezcla con estos podría perjudicar su desempeño. Por consecuencia, antes de cambiar un sistema a uno con los lubricantes Mobil SHC Gear Series, se recomienda que el sistema se limpie a fondo para lograr los máximos beneficios de desempeño. Los aceites sintéticos de desempeño excepcional para engranajes industriales Mobil SHC Gear Series están diseñados para proporcionar óptima protección a los equipos y óptima vida útil del aceite incluso bajo condiciones extremas. Están especialmente formulados para resistir el micropicado de engranajes cementados modernos y pueden operar tanto en ambientes de temperaturas altas como bajas. Entre las aplicaciones típicas se incluyen:

- Cajas de engranajes modernas, altamente cargadas, utilizadas en las industrias del papel, acero, petróleo, textiles, madereras y de cemento donde se requiere la protección de los engranajes y una óptima vida útil del aceite.
- Cajas de engranajes de extrusoras de plástico

Los aceites Mobil SHC Gear Series ISO VG 150, 220, 320, 460 y 680 están aprobados bajo la especificación D50E35 de General Electric (GE) para su uso en cajas de engranes de ruedas motorizadas en vehículos fuera de carretera

Especificaciones y Aprobaciones

Mobil SHC Gear Series cumple o excede las siguientes especificaciones de la industria	150	220	320	460	680	1000
Cumple con AGMA 9005-E02	X	X	X	X	X	
Cumple con DIN 51517 Parte 3 (CLP)	X	X	X	X	X	X
Cumple con ISO 12925-1, Tipo CKD	X	X	X	X	X	
Cumple con ISO 12925-1, Tipo CKT	X	X				

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

Características típicas

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

Seguridad e Higiene

Con base en la información disponible, no es de esperar que este producto cause efectos adversos en la salud mientras se utilice en las aplicaciones para las que está destinado y se sigan las recomendaciones del Boletín de Seguridad (MSDS). Las Fichas de Datos de Seguridad

están disponibles a través del Centro de Atención al Cliente o vía Internet. Este producto no debe utilizarse para otros propósitos distintos a los recomendados. Al deshacerse del producto usado, tenga cuidado de proteger el medio ambiente.

Todas las marcas comerciales utilizadas en este documento son marcas comerciales o marcas registradas de Exxon Mobil Corporation o de una de sus subsidiarias a menos que se indique lo contrario.

09-2017

ExxonMobil México, S.A. de C.V.

Poniente 146 No. 760 Col. Industrial Vallejo

C.P. 02300 México, D.F.

(01 52) 55 5-333-9602 (01 52) 1-800 90-739-00

Las características típicas son típicas de aquellas obtenidas con la tolerancia de la producción normal y no constituyen una especificación. Durante la fabricación normal y en los diferentes lugares de mezcla son esperadas variaciones que no afectan el desempeño del producto. La información aquí contenida está sujeta a cambios sin previo aviso. Todos los productos pueden no estar disponibles localmente. Para obtener más información, comuníquese con su representante local de ExxonMobil, o visite www.exxonmobil.com

ExxonMobil se compone de numerosas filiales y subsidiarias, muchas de ellas con nombres que incluyen Esso, Mobil o ExxonMobil. Nada en este documento está destinado a invalidar o sustituir la separación corporativa de entidades locales. La responsabilidad por la acción local y la contabilidad permanecen con las entidades locales afiliadas a ExxonMobil.

Energy lives here™

ExxonMobil

Exxon

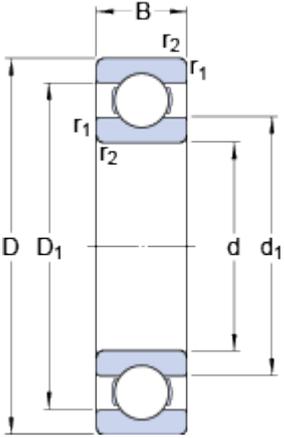
Mobil



© Copyright 2003-2019 Exxon Mobil Corporation. All Rights Reserved.

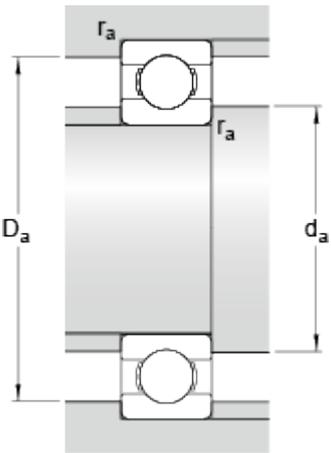
6407

Dimensiones



d	35	mm
D	100	mm
B	25	mm
d ₁	≈ 57.45	mm
D ₁	≈ 79.55	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 46	mm
D _a	max. 89	mm
r _a	max. 1.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	55.3	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	31	kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.29	kN
Velocidad de referencia		16000	r/min
Velocidad límite		10000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.035	
Factor de cálculo	f ₀	12.1	

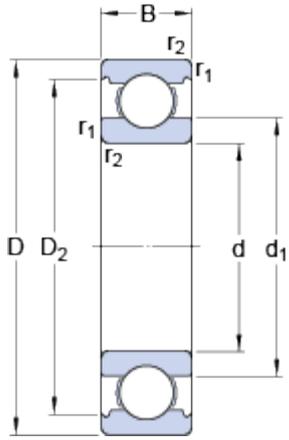
Masa

Rodamiento de masa		0.97	kg
--------------------	--	------	----

6207

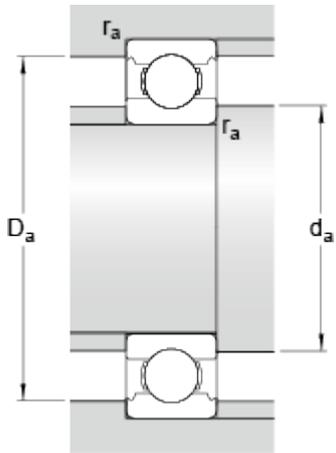
SKF Explorer

Dimensiones



d	35	mm
D	72	mm
B	17	mm
d_1	≈ 46.94	mm
D_2	≈ 62.69	mm
$r_{1,2}$	min. 1.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d_a	min. 42	mm
D_a	max. 65	mm
r_a	max. 1	mm

Datos del cálculo

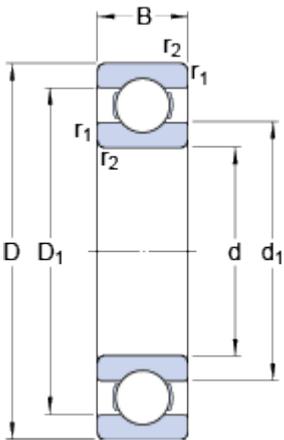
Capacidad de carga dinámica básica	C	27	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	15.3	kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.655	kN
Velocidad de referencia		20000	r/min
Velocidad límite		13000	r/min
Factor de cálculo	k_r	0.025	
Factor de cálculo	f_0	13.8	

Masa

Rodamiento de masa		0.29	kg
--------------------	--	------	----

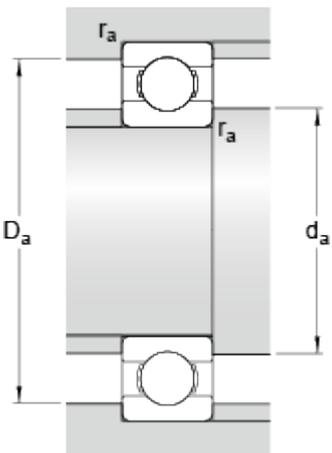
6411

Dimensiones



d	55	mm
D	140	mm
B	33	mm
d_1	≈ 81.58	mm
D_1	≈ 113.15	mm
$r_{1,2}$	min. 2.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d_a	min. 69	mm
D_a	max. 126	mm
r_a	max. 2	mm

Datos del cálculo

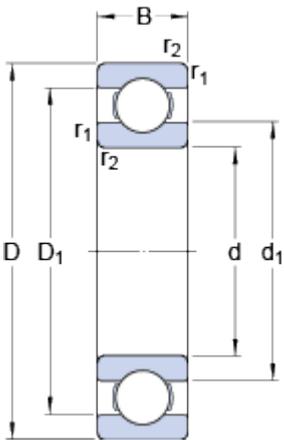
Capacidad de carga dinámica básica	C	99.5	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	62	kN
Carga límite de fatiga	P_u	2.6	kN
Velocidad de referencia		11000	r/min
Velocidad límite		7000	r/min
Factor de cálculo	k_r	0.035	
Factor de cálculo	f_0	12.1	

Masa

Rodamiento de masa	2.35	kg
--------------------	------	----

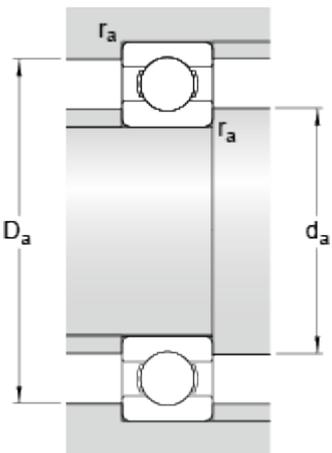
6411

Dimensiones



d	55	mm
D	140	mm
B	33	mm
d_1	≈ 81.58	mm
D_1	≈ 113.15	mm
$r_{1,2}$	min. 2.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d_a	min. 69	mm
D_a	max. 126	mm
r_a	max. 2	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	99.5	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	62	kN
Carga límite de fatiga	P_u	2.6	kN
Velocidad de referencia		11000	r/min
Velocidad límite		7000	r/min
Factor de cálculo	k_r	0.035	
Factor de cálculo	f_0	12.1	

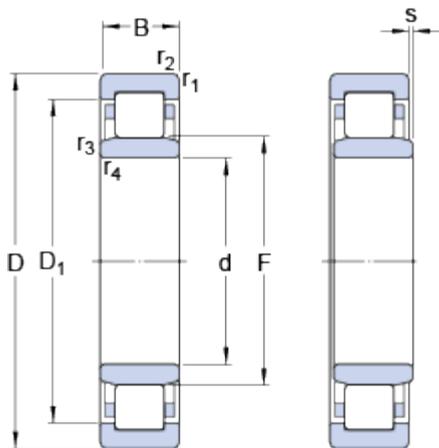
Masa

Rodamiento de masa	2.35	kg
--------------------	------	----

NU 2317 ECJ

NU 2317 ECJ.XX_PERFORMANCE_CLASS.XX_PERFORMANCE_CLASS.metric

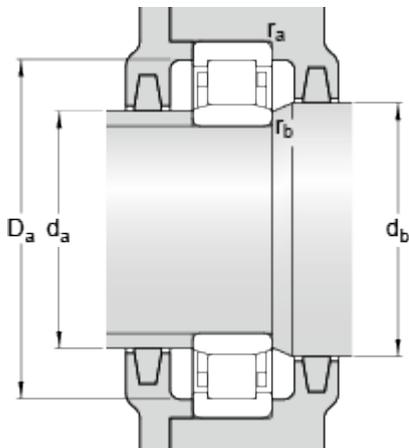
Dimensiones



d	85	mm
D	180	mm
B	60	mm
D ₁	≈ 151.45	mm
F	108	mm
r _{1,2}	min. 3	mm
r _{3,4}	min. 3	mm
s	max. 5.8	mm

Dimensions

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 99	mm
d _a	max. 105	mm
d _b	min. 111	mm
D _a	max. 165.5	mm
r _a	max. 2.5	mm
r _b	max. 2.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	455	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	490	kN
Carga límite de fatiga	P _u	60	kN
Velocidad de referencia		4000	r/min
Velocidad límite		4800	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.25	

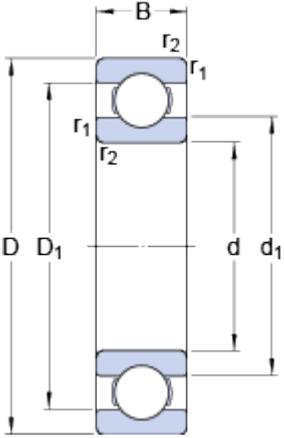
Calculation data

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

Masa

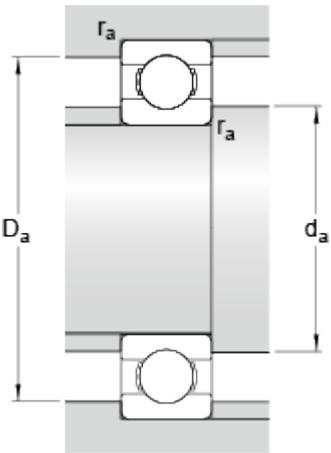
6417

Dimensiones



d	85	mm
D	210	mm
B	52	mm
d ₁	≈ 123	mm
D ₁	≈ 171.25	mm
r _{1,2}	min. 4	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 105	mm
D _a	max. 190	mm
r _a	max. 3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	174	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	137	kN
Carga límite de fatiga	P _u	4.75	kN
Velocidad de referencia		7000	r/min
Velocidad límite		4500	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.035	
Factor de cálculo	f ₀	12.3	

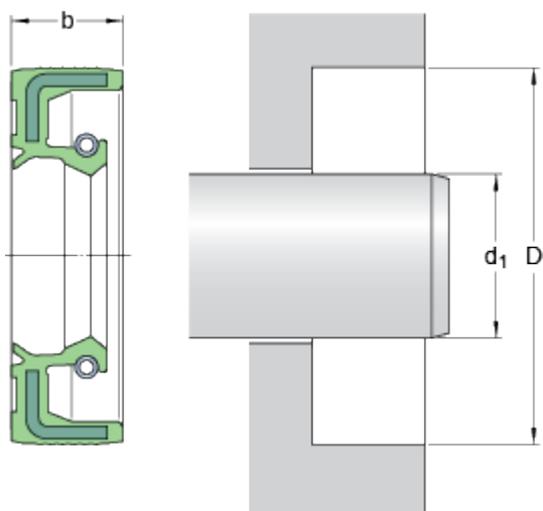
Masa

Rodamiento de masa	8.05	kg
--------------------	------	----

35x80x12 HMSA10 RG

Número de referencia para EE. UU.	562889
Diseño	HMSA10
Material del labio	RG

Dimensiones



d_1	35	mm
D	80	mm
b	12	mm

Aplicación y condiciones de funcionamiento

Diferencial de presión	max.	0.03	MPa
Temperatura de funcionamiento	min.	-40	°C
Temperatura de funcionamiento	max.	100	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max.	120	°C
Velocidad de giro	max.	7639	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max.	14	m/s

55x100x12 HMSA10 RG

Número de referencia para EE. UU.

563468

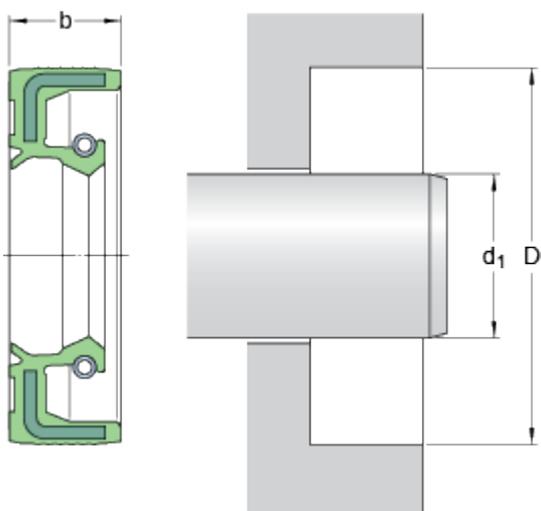
Diseño

HMSA10

Material del labio

RG

Dimensiones



d_1	55	mm
D	100	mm
b	12	mm

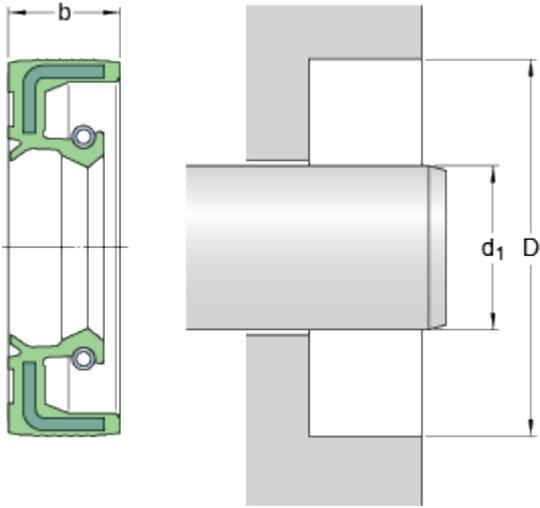
Aplicación y condiciones de funcionamiento

Diferencial de presión	max.	0.03	MPa
Temperatura de funcionamiento	min.	-40	°C
Temperatura de funcionamiento	max.	100	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max.	120	°C
Velocidad de giro	max.	3472	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max.	10	m/s

85x150x12 HMSA10 RG

Design	HMSA10
Lip material	RG

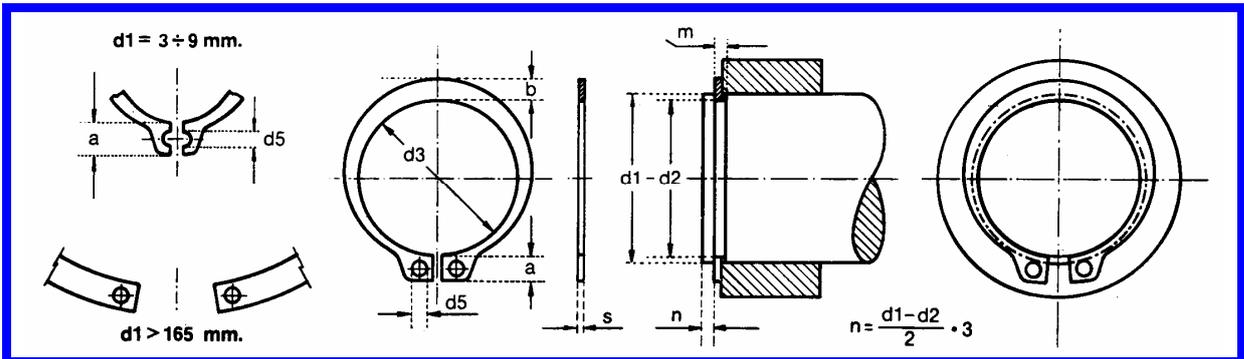
Dimensions



d_1	85	mm
D	150	mm
b	12	mm

Application and operating conditions

Pressure differential	max.	0.03	MPa
Operating temperature	min.	-40	°C
Operating temperature	max.	100	°C
Operating temperature, short period	max.	120	°C
Rotational speed	max.	2247	r/min
Shaft surface speed	max.	10	m/s



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

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

Diámetros del eje <i>d</i>		Sección de la chaveta <i>b × h</i>	Chavatero											Chafán <i>P₁</i>			
			Ancho <i>h</i>					Profundidad				Eje <i>h₁</i>				Cubo <i>h₂</i>	
			Tolerancia					Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia						
			Nominal	Clase de ajuste del enchavetado													
Libre		Normal		Ajustado	Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia	Mínimo	Máximo							
más de	hasta	Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9							Cubo Js 9	Eje y cubo P 9					
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2	+ 0,1 0	1	+ 0,1 0	0,08	0,16			
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8		1,4		0,08	0,16			
10	12	4 × 4	4	+ 0,030 0	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	2,5	1,8	0,08	0,16					
12	17	5 × 5	5		+ 0,030	- 0,030			- 0,042	3	2,3	2,8	0,16	0,25			
17	22	6 × 6	6	+ 0,036 0	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	3,5	+ 0,2 0	3,3	+ 0,2 0	0,16	0,25			
22	30	8 × 7	8		+ 0,040	- 0,036			- 0,051		4		3,3	0,25	0,40		
30	38	10 × 8	10	+ 0,043 0	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	5	3,3	0,25	0,40					
38	44	12 × 8	12		+ 0,050	- 0,043			- 0,061	5,5	3,8	0,25	0,40				
44	50	14 × 9	14	+ 0,052 0	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022	6	+ 0,3 0	4,3	+ 0,3 0	0,25	0,40			
50	58	16 × 10	16		+ 0,065	- 0,052			- 0,074		6		4,3	0,25	0,40		
58	65	18 × 11	18	+ 0,062 0	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,026	7	+ 0,3 0	4,4	+ 0,3 0	0,25	0,40			
65	75	20 × 12	20		+ 0,080	- 0,062			- 0,088		7,5		4,9	0,40	0,60		
75	85	22 × 14	22	+ 0,074 0	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	9	+ 0,3 0	5,4	+ 0,3 0	0,40	0,60			
85	95	25 × 14	25		- 0,100	- 0,074			- 0,106		9		5,4	0,40	0,60		
95	110	28 × 16	28	+ 0,087 0	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	10	+ 0,3 0	6,4	+ 0,3 0	0,40	0,60			
110	130	32 × 18	32		+ 0,120	- 0,087			- 0,124		11		7,4	0,40	0,60		
130	150	36 × 20	36	+ 0,062 0	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,026	12	+ 0,3 0	8,4	+ 0,3 0	0,70	1,00			
150	170	40 × 22	40		+ 0,080	- 0,062			- 0,088		13		9,4	0,70	1,00		
170	200	45 × 25	45	+ 0,074 0	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	15	+ 0,3 0	10,4	+ 0,3 0	0,70	1,00			
200	230	50 × 28	50		- 0,100	- 0,074			- 0,106		17		11,4	0,70	1,00		
230	260	56 × 32	56	+ 0,087 0	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	20	+ 0,3 0	12,3	+ 0,3 0	0,70	1,00			
260	290	63 × 32	63		+ 0,120	- 0,087			- 0,124		20		12,4	1,20	1,60		
290	330	70 × 36	70	+ 0,087 0	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	22	+ 0,3 0	14,4	+ 0,3 0	1,20	1,60			
330	380	80 × 40	80		+ 0,120	- 0,087			- 0,124		25		15,4	2,00	2,50		
380	440	90 × 45	90	+ 0,087 0	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28	+ 0,3 0	17,4	+ 0,3 0	2,00	2,50			
400	500	100 × 50	100		+ 0,120	- 0,087			- 0,124		31		19,5	2,00	2,50		