



Universidad  
Zaragoza

## Trabajo Fin de Grado

Diseño de una caja amplificadora de velocidad a 90°  
para el sector agrícola.  
Design of a 90° gear box for the agricultural sector

Autor/es

Luis Muñoz Hernández

Director/es

Ramón Miralbés Buil

Escuela de Ingeniería y Arquitectura  
2019



**Universidad**  
Zaragoza



Escuela de  
**Ingeniería y Arquitectura**  
Universidad Zaragoza

Luis Muñoz Hernández

DISEÑO DE UNA CAJA AMPLIFICADORA DE VELOCIDAD A 90° PARA EL SECTOR AGRÍCOLA



En este trabajo fin de grado quiero agradecer a Ramón Miralbes Buil por darme su apoyo como también ayuda para el desarrollo de este trabajo. Agradecerle la posibilidad de desarrollar este tema de trabajo, donde no me ha importado echar horas, así como su apoyo semanal hasta la desarrollo de este. Agradecerle primero tenerle como alumno y ahora el poder desarrollar este trabajo.

Sobre todo agradecer a mi familia, al colegio mayor “Virgen del Carmen”, a los amigos que me llevo de Zaragoza, tanto a los de la residencia como a los de la facultad. En fin, a todos aquellos que han hecho posible terminar esta etapa académica.

## Índice:

### MEMORIA:

1.- Introducción.....	4
1.1 Resumen y objetivo del proyecto.....	4
2.- Análisis inicial.....	5
2.1 Esquema de diseño.....	6
2.2 Datos de partida.....	7
3.- Cálculo de la carga transmitida entre engranajes.....	11
4.- Selección, diseño y selección de los diferentes elementos mecánicos.....	14
4.1 Árboles: .....	14
4.2 Rodamientos: .....	22
4.3 Chavetas: .....	24
4.4 Árboles nervados:.....	24
4.5 Anillos elásticos de seguridad: .....	25
4.6 Anillo de retención de aceite: .....	25
4.7 Engrasadores:.....	25
4.8 Tornillos:.....	25
5.- Estudio analítico a fatiga:.....	26
6.- Cálculo mediante MEF.....	29
7.- Resultados analíticos y simulación mediante programas informáticos (Autodesk Inventor).31	
8.- Sistema de lubricación.....	35
9.- Hoja de procesos. Montaje y desmontaje.....	36
10.- Conclusiones y anotaciones finales: .....	38
<b>BIBLIOGRAFÍA: .....</b>	<b>39</b>
<b>LISTA DE GRÁFICAS: .....</b>	<b>41</b>
<b>LISTA DE FIGURAS: .....</b>	<b>43</b>
<b>LISTA DE TABLAS: .....</b>	<b>45</b>
<b>ANEXOS:</b>	
<b>ANEXO 1.-HISTORIA DE LAS TOMAS DE FUERZA .....</b>	<b>49</b>
<b>ANEXO 2.- DATOS DE PARTIDA.....</b>	<b>51</b>
<b>ANEXO 3.- CONCEPTOS GEOMÉTRICOS Y ANÁLISIS DE LAS FUERZAS EN LOS ENGRANAJES CÓNICOS RECTOS.....</b>	<b>54</b>
<b>ANEXO 4.- CÁLCULO DEL ESFUERZO Y RESISTENCIA A FLEXIÓN Y DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE DEL ENGRANE.....</b>	<b>60</b>
<b>ANEXO 5.- ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS DE ESFUERZO EN LOS ÁRBOLES ...</b>	<b>71</b>
<b>ANEXO 6.- SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS .....</b>	<b>86</b>

<b>ANEXO 7.- CÁLCULO DE VIDA AMPLIADA DE LOS RODAMIENTOS .....</b>	<b>90</b>
<b>ANEXO 8. DIMENSIONADO DE CHAVETAS Y ÁRBOLES NERVADOS .....</b>	<b>95</b>
<b>ANEXO 9.- ESTUDIO DEL EFECTO DE LA FATIGA .....</b>	<b>107</b>
<b>ANEXO 10.- LUBRICACIÓN .....</b>	<b>117</b>
<b>ANEXO 11.- ANÁLISIS MEF MEDIANTE SOLIDWORKS.....</b>	<b>125</b>
<b>ANEXO 12.- PROCESOS DE FABRICACIÓN Y MONTAJE.....</b>	<b>151</b>
<b>ANEXO 13.- PLANOS.....</b>	<b>162</b>



# MEMORIA:

## 1.- Introducción.

### 1.1 Resumen y objetivo del proyecto.

El objeto de este proyecto fin de grado es realizar el dimensionamiento, cálculo y planificación de la fabricación de una caja amplificadora de velocidad con engranajes cónicos a 90° para el sector agrícola, con una relación de desmultiplicación determinada, acoplable a la toma de fuerza (TdF) de un tractor que sea capaz de transmitir y soportar la potencia adecuada. Las condiciones iniciales parten de lo que puede suministrar una toma de fuerza según la norma ISO 500, en dicha norma se indica para los distintos tipos de toma de fuerza que existen, qué potencia y qué velocidad angular es capaz de suministrar dicho tractor.

A su vez, en este estudio, se realiza el análisis frente al fallo a flexión y a desgaste de los dientes de los engranajes, mediante la norma ANSI/AGMA 2003-B97. Se evalúa una comparación entre los resultados obtenidos por el programa Autodesk Inventor y los resultados obtenidos por los cálculos analíticos. También se definirán los parámetros geométricos de los engranajes para su fabricación.

Además, se realiza el dimensionamiento y cálculo de todas las piezas mecánicas que conforman el sistema mecánico, y se realiza el cálculo de los elementos del sistema más importantes para su correcto funcionamiento (árbol lento, árbol rápido, chavetas, rodamientos...). Usando el cálculo analítico y el programa Autodesk Inventor.

Adicionalmente, mediante el uso del método de los elementos finitos (MEF), a través del programa Solid Works, algunos de los elementos previamente diseñados (árboles, chavetas, carcasa...) se analizan frente a los diversos tipos de esfuerzos a los que están sometidos (estáticos, fatiga, modal, etc...).

En cuanto al sistema de lubricación del conjunto que es diseñado, se seleccionará los elementos de obturación, de engrase, etc. así como los lubricantes a utilizar.

Por otro lado, se planifica el proceso de fabricación de cada una de las piezas mecánicas que conforman la caja amplificadora de velocidad junto con la secuencia de dichas operaciones. Finalmente, se generará la hoja de proceso de dichos componentes.

Por último, se aportará la documentación gráfica necesaria para el montaje y fabricación de las diversas piezas que conforman el conjunto.

## 2.- Análisis inicial.

A la hora de diseñar el componente se deben de realizar unos análisis previos.

Tal y como se puede observar en el esquema Figura 2.1, hay varios elementos que están en continuo rediseño, ya que dependen de las dimensiones de otros elementos mecánicos, como el árbol lento, la tapa delantera y la carcasa.

En cuanto al árbol lento, este dependerá de las dimensiones de los rodamientos, de la chaveta, los árboles nervados y, el anillo de retención de aceite.

El diseño de la tapa delantera depende principalmente del rodamiento de rodillos cónicos, donde dicho rodamiento, tiene como una de sus funciones entre otras, la capacidad de transmitir las cargas que provienen del choque entre los dientes de los engranajes a la tapa delantera, donde se asienta la parte exterior del rodamiento.

También, la tapa depende de las dimensiones que contiene el anillo de retención de aceite y del anillo elástico de seguridad, además de contener las dimensiones necesarias para un correcto cierre con la carcasa.

Las dimensiones de la carcasa van a depender de múltiples elementos. Por una parte, la carcasa debe tener el tamaño suficiente para poder sujetar el rodamiento rígido de bolas del árbol lento, junto con lo que se ha comentado anteriormente, debe haber un correcto cierre del sistema mecánico con la tapa delantera, cuyo cierre dependerá de la localización del rodamiento de rodillos cónicos, del anillo elástico de seguridad, etc.

Dicha carcasa también tendrá que tener las dimensiones necesarias para que se pueda dotar de espacio suficiente a los engranajes. También para que pueda haber un correcto asentamiento del árbol lento con el rodamiento de rodillos cónicos de dicho árbol, así como también los demás elementos, que se alojan en el árbol rápido.

En cuanto al diseño de la carcasa, se tendrá en cuenta el sistema de lubricación empleado, así como el laberinto de aceite que debe ser insertado en el sistema mecánico.



## 2.1 Esquema de diseño.



Figura 2.1 Cronograma de la fase de diseño.

## 2.2 Datos de partida.

En el primer paso, se diseñan los engranajes cónicos de dientes rectos. Dichos engranajes tienen la finalidad de transmitir la potencia mecánica proveniente de la toma de fuerza del tractor, que a su vez viene de la energía generada por el motor.

En este primer paso, se diseñará la geometría del engranaje. Se toman las normas AGMA (American Gear Manufacturers Association) como norma para el diseño y análisis de los dientes del engranaje.

Posteriormente, se hará comparativa de los datos obtenidos mediante el programa Autodesk Inventor, así como de los parámetros característicos que definen el engranaje.

Diseño del engranaje:

Como se observa en el Anexo 2 en la figura A2.2, el engranaje cónico debe diseñarse para reducir la velocidad de entrada a la mitad, por lo que se obtiene una relación de transmisión de 1/2.

$$i = \frac{D_{p_{salida}}}{D_{p_{entrada}}} \quad [\text{Eq. 2.1}]$$

Donde:

$D_{p_{salida}}$ , es el diámetro primitivo del piñón.

$D_{p_{entrada}}$ , es el diámetro primitivo de la corona.

Para este tipo de relación de transmisión, lo primero a tener en cuenta es que no haya interferencia entre los dientes de los engranajes, por lo tanto, se escoge un ángulo de presión para los dientes de 25°, y se escoge este ángulo en lugar de 20°, por la razón de que no haya interferencia entre los dientes y de que el engranaje pueda transmitir mayor potencia sin sobredimensionarlo.

A continuación, se muestra una tabla con los datos de partida, donde se tendrá en cuenta la historia de las tomas de fuerza del Anexo 1, para poder seleccionar el tipo de toma de fuerza adecuado para nuestro conjunto mecánico:

Datos de partida del diseño de engranajes	
Potencia de entrada	92 KW
Velocidad angular	1000 rpm
Diámetro primitivo de entrada	270 mm
Vida esperada del conjunto mecánico	8 años.
Temperatura de trabajo	Nunca debe de sobrepasar los 200°C
Ángulo entre árboles	90°

Tabla 2.1. Datos de partida del diseño de los engranajes del componente mecánico.

Además del cálculo previo, se deberán considerar los demás parámetros geométricos que definen la composición del engranaje cónico y qué características mecánicas deben de tener dichos engranajes para un correcto funcionamiento. Las características mecánicas se muestran en el Anexo 3.

### **Materiales:**

Los materiales que se han escogido van a depender del proceso productivo, y las necesidades de resistencia que deben de tener cada uno de los componentes.

A continuación, se muestra una tabla resumen con todos los materiales y sus propiedades físicas características.

	$S_{ut}$ (tensión máxima a tracción)	$S_e$ (tensión elástica)
<b>Carcasa</b>		
<b>Acero fundido al carbono</b>	482.55 MPa	248.17 MPa
<b>Tapa delantera</b>		
<b>Acero fundido al carbono</b>	482.55 MPa	248.17 MPa
<b>Tapa superior</b>		
<b>Acero S275JR</b>	485 MPa	265 MPa
<b>Laberinto de aceite</b>		
<b>Acero S275JR</b>	485 MPa	265 MPa
<b>Obturador no rozante</b>		
<b>Acero S275JR</b>	485 MPa	265 MPa
<b>Árbol lento</b>		
<b>Acero AISI 4140</b>	1024 MPa	720 MPa
<b>Corona</b>		
<b>Acero 16MnCr5</b>	1200 MPa	820 MPa
<b>Árbol rápido</b>		
<b>Acero 16MnCr5</b>	1200 MPa	820 MPa

Tabla 2.2. Límites elásticos y límites de rotura de los materiales de todos los componentes mecánicos.

### Cálculo del engranaje.

En el cálculo se definirán los parámetros geométricos más característicos de los engranajes del sistema mecánico. Para ello, se llevará a cabo un proceso iterativo de cálculo y rediseño, lo que permitirá obtener finalmente las dimensiones que permitirán trabajar de una manera correcta.

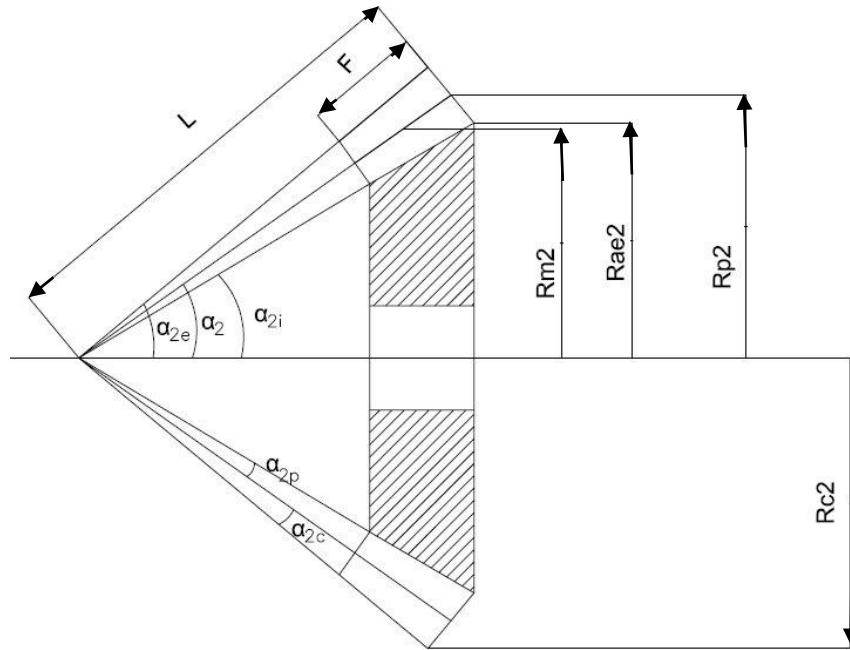


Figura 2.2. Geometría característica de los engranajes cónicos de dientes rectos.

A continuación, se muestra una tabla con los valores obtenidos de forma analítica y a través del programa de Autodesk Inventor.

	Estudio analítico	Inventor
<b>Diseño del engranaje (corona)</b>		
<b>Diámetro primitivo[mm]</b>	270	270
<b>Diámetro de cabeza[mm]</b>	274.02	278.05
<b>Diámetro de pie[mm]</b>	264.96	269.195
<b>Diámetro medio[mm]</b>	238.695	238.695
<b>Ángulo primitivo(<math>\delta_1</math>)</b>	63.4349°	63.4349°
<b>Ángulo de cabeza</b>	65.1849°	66.8474°
<b>Ángulo de pie</b>	61.3949°	63.0933°
<b>Número de dientes equivalente</b>	134.16	134.16

Tabla 2.3. Parámetros geométricos de los engranajes mediante Autodesk Inventor y de forma analítica (Corona).

<b>Diseño del engranaje (piñón)</b>		
<b>Diámetro primitivo [mm]</b>	135	135
<b>Diámetro de cabeza[mm]</b>	143.05	135
<b>Diámetro de pie[mm]</b>	124.94	117.29
<b>Diámetro medio[mm]</b>	119.347	119.348
<b>Ángulo primitivo(<math>\delta_2</math>)</b>	26.5651°	26.5651°
<b>Ángulo de cabeza</b>	26.5949°	26.5651°
<b>Ángulo de pie</b>	26.5999°	22.8123°
<b>Número de dientes equivalente</b>	33.54	33.54

Tabla 2.4. Parámetros geométricos de los engranajes mediante Autodesk Inventor y de forma analítica (Piñón).

### 3.- Cálculo de la carga transmitida entre engranajes.

Cuando se quiere transmitir la potencia entre los engranajes, se producen consecuentemente una serie de fuerzas en dichos dientes. Al tratarse de un engranaje de dientes cónicos, la fuerza resultante se descompondrá en componente radial, axial y la más importante, en la fuerza tangencial (fuerza responsable de transmisión de la potencia) intentando que esta sea lo más grande posible.

Las fuerzas resultantes se encuentran localizadas entre la parte del extremo superior y el punto medio del diente. Prácticamente sin cometer ningún error, estas fuerzas se consideran que están aplicadas en el punto medio del diente para el cálculo analítico, tal y como se puede ver en la Figura 3.1.

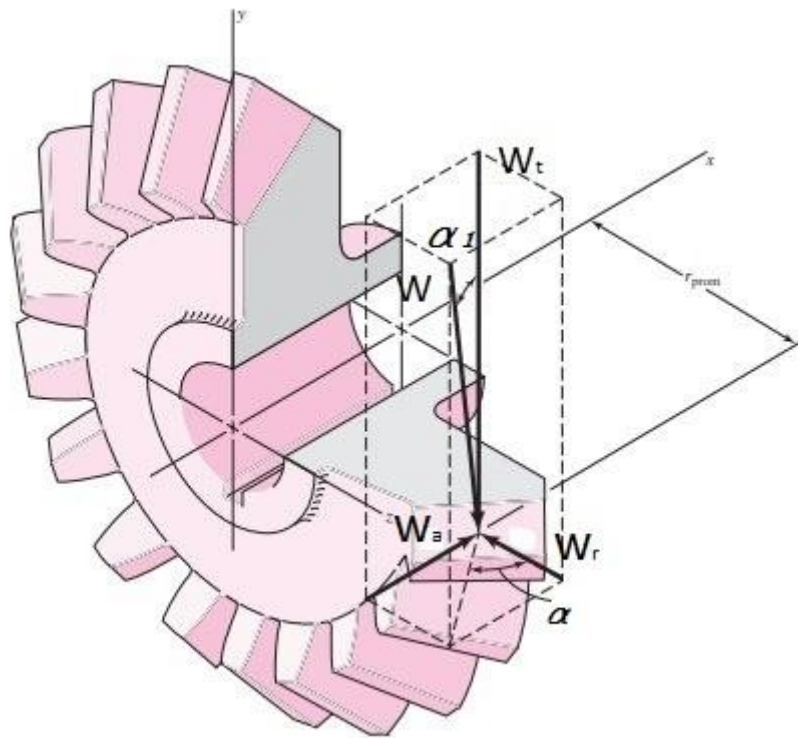


Figura 3.1. Representación de las fuerzas que se aplican sobre los dientes del engranaje. (Fuente: Sighley)

Dichas fuerzas se calcularán mediante las siguientes fórmulas suponiendo las hipótesis mencionadas en el párrafo anterior.

- Fuerza tangencial:

$$W_t = \frac{60000 \cdot P}{\pi \cdot d \cdot n} \quad [\text{Eq. 3.1}]$$

Siendo  $P = 92 \text{ kW}$ ;  $d = 270 \text{ mm}$ ;  $n = 1000 \text{ rpm}$ .

- Fuerza radial:

$$W_r = W_t * \tan(\alpha) * \cos(\alpha_1) \quad [\text{Eq. 3.2}]$$

Siendo  $\alpha = 25^\circ$  y  $\alpha_1 = 63.43^\circ$ .

- Fuerza axial:

$$W_a = W_t * \tan(\alpha) * \sin(\alpha_1) \quad [\text{Eq. 3.3}]$$

Queda finalmente:

<b>Wt [N]</b>	<b>Wr [N]</b>	<b>Wa [N]</b>
<b>7361.154</b>	<b>1535.091</b>	<b>3070.176</b>

Tabla 3.1. Valores analíticos de las fuerzas generadas por el engranaje cónico.

Estos valores nos van a ser útiles posteriormente para el cálculo y diseño de los componentes mecánicos que conforman el sistema mecánico, tales como: los árboles, rodamientos, chavetas, etc...

Una vez calculadas las cargas a las que están sometidos dichos engranajes, se procede a hacer el análisis de flexión y desgaste, siguiendo la norma ANSI/AGMA 2003-B97. Aplicando dicha norma, se realizan dos cálculos por separado. Por un lado, la tensión admisible y, por otro lado, la tensión a la que está sometido dicho engranaje.

Ecuación fundamental de esfuerzos de contacto.

$$\sigma_H = Z_E * \sqrt{\frac{1000 * W_t}{b * d * Z_I} * K_A * K_V * K_{H\beta} * Z_X * Z_{XC}} \quad [\text{Eq. 3.4}]$$

Ecuación del número (resistencia) del esfuerzo de contacto permisible.

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} * Z_{NT} * Z_W}{S_H * K_\theta * Z_Z} \quad [\text{Eq. 3.5}]$$

Esfuerzo de flexión.

$$\sigma_F = \frac{1000 * W^t}{b} * \frac{K_A * K_V * Y_x * K_{H\beta}}{m_{et} * Y_\beta * Y_J} \quad [\text{Eq. 3.6}]$$

Ecuación del esfuerzo de flexión permisible.

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F,lim} * Y_{NT}}{S_F * K_\theta * Y_Z} \quad [\text{Eq. 3.7}]$$

Cada uno de estos factores se muestran explicados en el Anexo 4.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos:

Corona:

	$\sigma_{FP}$ [MPa]	$\sigma_F$ [MPa]	CS ( $n = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F}$ )	Cumple
<b>Flexión</b>	345.4097	253.4846	1.36	Si

Tabla 3.2. Cálculos a flexión (corona).

	$\sigma_{HP}$ [MPa]	$\sigma_H$ [MPa]	CS ( $n = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H}$ )	Cumple
<b>Desgaste</b>	1535.75	1442.87	1.06	Si

Tabla 3.3. Cálculos a desgaste (corona).

Piñón:

	$\sigma_{FP}$ [MPa]	$\sigma_F$ [MPa]	CS ( $n = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F}$ )	Cumple
<b>Flexión</b>	261.31	157.41	1.66	Si

Tabla 3.4. Cálculos a flexión (piñón).

	$\sigma_{HP}$ [MPa]	$\sigma_H$ [MPa]	CS ( $n = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H}$ )	Cumple
<b>Desgaste</b>	1327.07	1036.94	1.28	Si

Tabla 3.5. Cálculos a desgaste (piñón).



## 4.-Selección, diseño y selección de los diferentes elementos mecánicos.

### 4.1 Árboles:

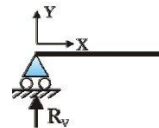
Son unos elementos giratorios cuya función es transmitir potencia mediante rotación, a diferencia de los ejes que no transmiten potencia. Los árboles son capaces de soportar esfuerzos de torsión y flexión, en consecuencia de querer transmitir dicha potencia.

Para el cálculo del árbol se ha utilizado el programa MEFI, los resultados que obtenemos con este programa son los mismos que obtendríamos de forma analítica, ya que se aplican las mismas hipótesis (elementos barra, cargas puntuales aplicadas en el punto medio que se sitúan en la barra...). A través del programa MEFI, se obtienen los valores y direcciones de las reacciones en los apoyos que nos servirán posteriormente como datos de partida, para poder seleccionar los rodamientos adecuados. Posteriormente, se hará uso del programa Autodesk Inventor para comparar los resultados con los obtenidos a través del programa MEFI, donde ya no aplica las hipótesis del cálculo analítico, sino que simula como trabajaría el elemento mecánico realmente.

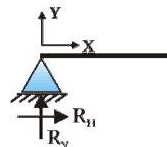
A continuación, se muestran los diagramas de esfuerzos, donde se muestran los momentos flectores, carga axial para todos los planos y, el momento torsor de manera separada, debido a que dicho programa no puede desarrollar de manera conjunta dichos esfuerzos para todos los planos.

En la representación barra para el cálculo de la estructura, se ha considerado un apoyo articulado móvil para el rodamiento rígido de bolas, que no soporta carga axial debido a la manera en que se ha diseñado el sistema mecánico, y un apoyo articulado fijo para el rodamiento de rodillos cónicos.

- Rodamiento rígido de bolas:



- Rodamiento de rodillos cónicos:



Anotaciones: El programa MEFI representa cada uno de los esfuerzos con colores para diferenciarlos con su simbología de la rebanada. Color rosa: Carga axial; Color verde: Cortante; Carga azul: Momento flector. El programa MEFI al no poder calcular el momento torsor, se ha representado éste al ser de valor constante, como si se aplicara una carga axial, por ello de su color rosa en dicho diagrama. En dichos diagramas las unidades que nos da el programa MEFI como resultado son del S.I.(N/m<sup>2</sup>).

Árbol lento:

- Plano XY:

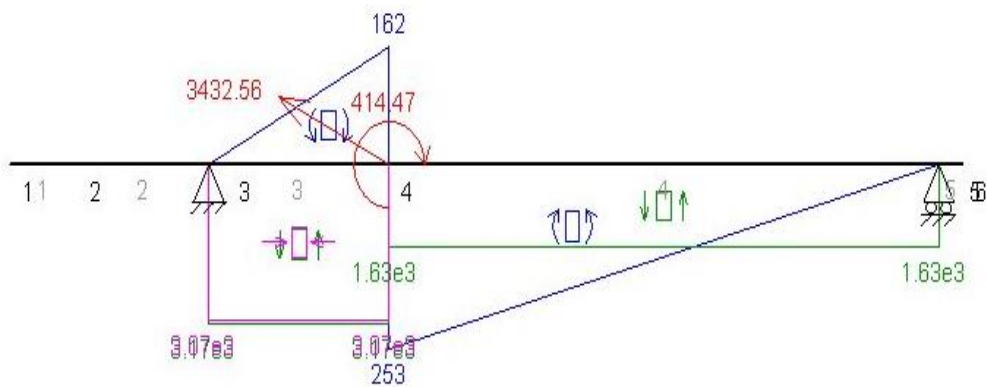


Figura 4.1 Diagrama de esfuerzos del árbol lento en el plano XY. (MEFI)

- Plano XZ:

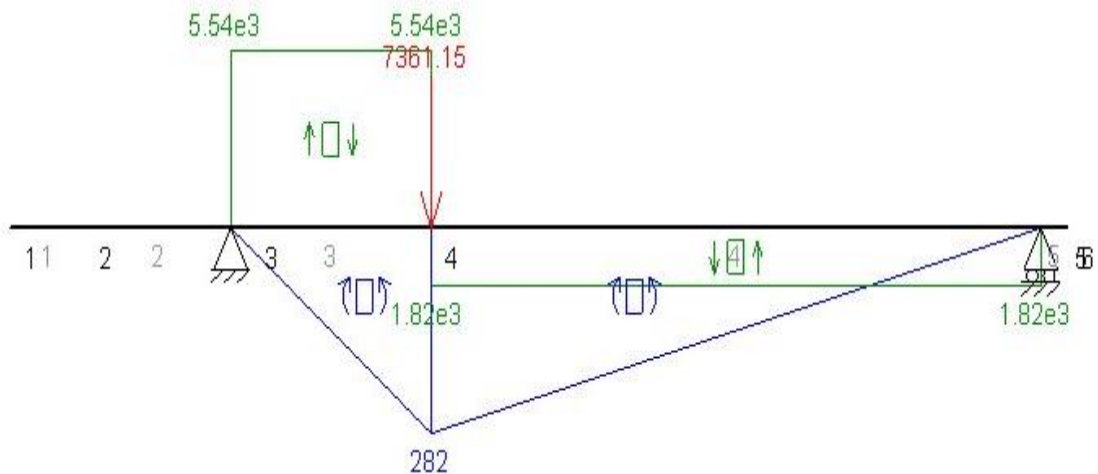


Figura 4.2 Diagrama de esfuerzos del árbol lento en el plano XZ. (MEFI)

- Momento torsor:

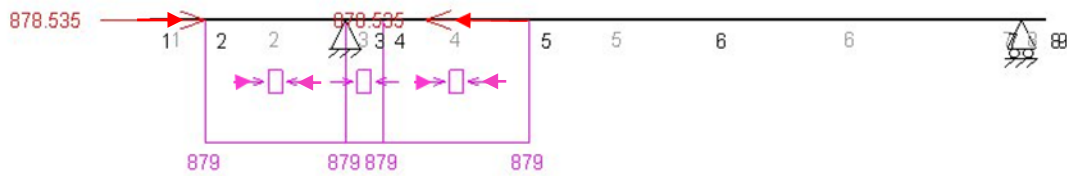


Figura 4.3 Diagrama de esfuerzos, momento torsor del árbol lento. (MEFI)

Como se puede ver, la carga más significativa es el momento torsor, por tanto hace que los demás esfuerzos se puedan considerar despreciables con respecto a este. Para ver de una forma más detallada los diagramas, ver Anexo 5.

Se observa en el recuadro de resultados del estado 1, que muestra el programa MEFI, los valores de las reacciones de los apoyos, que en nuestro componente son los rodamientos.

### Árbol rápido:

Lo mismo pasa con el árbol rápido, donde vamos a tener un rodamiento rígido de bolas y un rodamiento de rodillos cónicos.

- Plano XY:

Problema de elementos rígidos (estado 1)  
Esfuerzos axiales y cortantes, y momentos flectores

MEFI

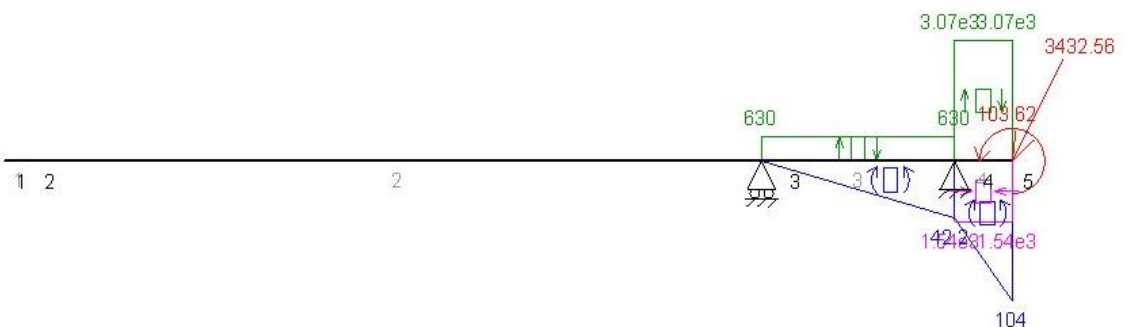


Figura 4.4 Diagrama de esfuerzos del árbol rápido en el plano XY. (MEFI)

- Plano XZ:

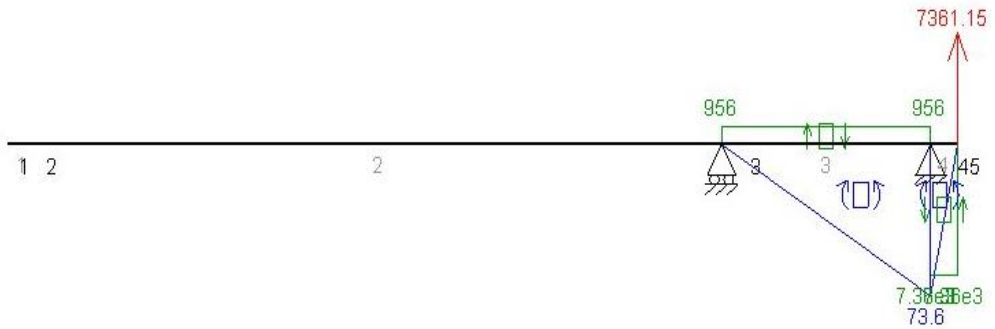


Figura 4.5 Diagrama de esfuerzos del árbol lento en el plano XZ. (MEFI)

- Momento torsor:

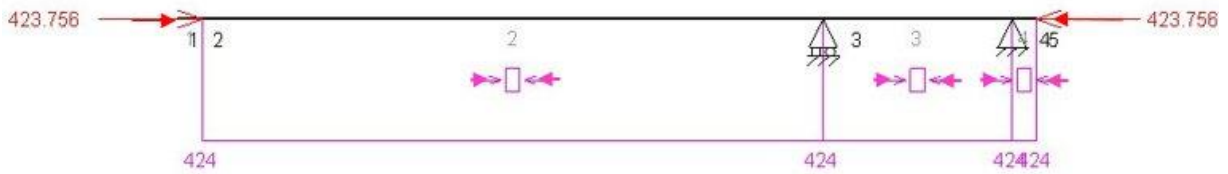


Figura 4.6 Diagrama de esfuerzos, momento torsor del árbol rápido. (MEFI)

Los resultados obtenidos por el programa Autodesk Inventor para el árbol lento y rápido, son los que se muestran a continuación, muy similares a los obtenidos por el programa MEFI.

- Árbol lento:

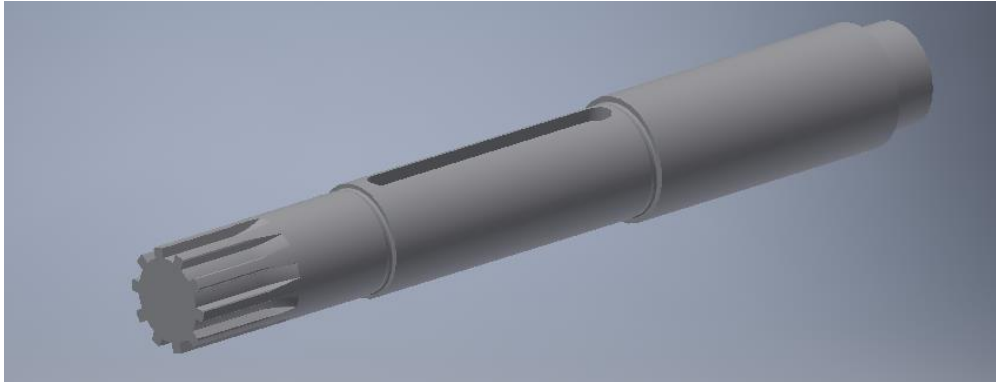


Figura 4.7 Representación gráfica en el árbol rápido. (Autodesk Inventor).

Reacciones en los apoyos:

1. Soporte	
$F_z$	3070,176 N
$F_y$	2939,485 N
$F_x$	5376,841 N
$Y_y$	0,000 $\mu\text{m}/\text{N}$
$f_y$	-0,000 $\mu\text{m}$
$f_x$	0,000 $\mu\text{m}$
2. Soporte	
$F_z$	0,000 N
$F_y$	-1376,909 N
$F_x$	1984,311 N
$Y_y$	0,000 $\mu\text{m}/\text{N}$
$f_y$	-0,000 $\mu\text{m}$
$f_x$	-0,000 $\mu\text{m}$

Tabla 4.1 Valores de las reacciones en los apoyos del árbol lento. (Autodesk Inventor).

Diagrama de esfuerzos:

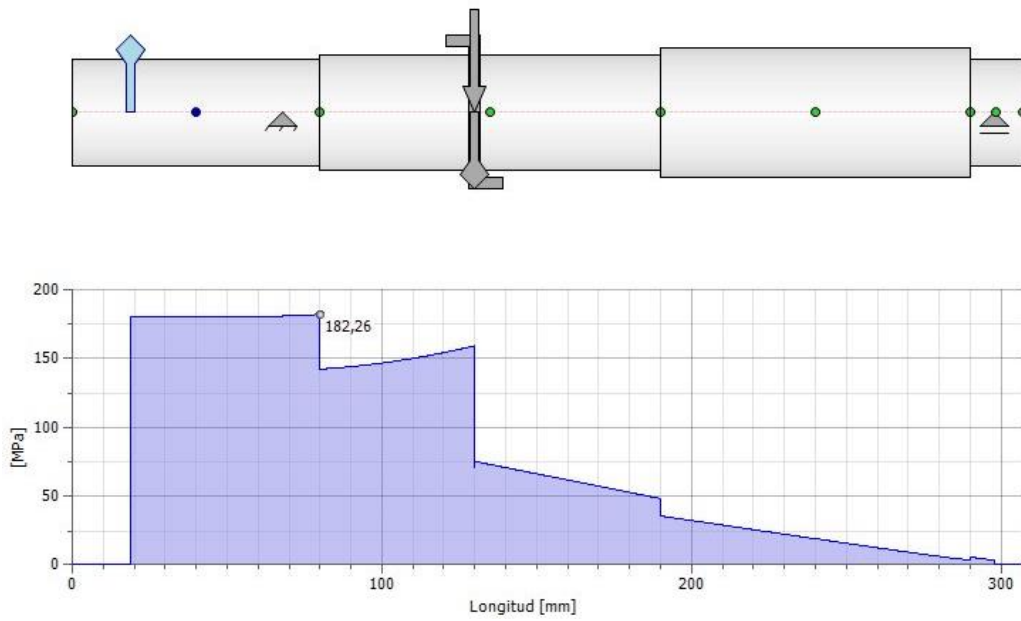


Figura 4.8 Tensión equivalente en el árbol lento. (Autodesk Inventor).

- Árbol rápido:

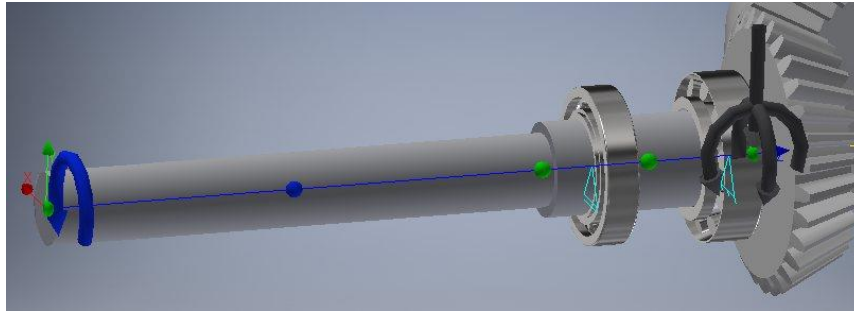


Figura 4.9 Representación gráfico del árbol rápido. (Autodesk Inventor).

Reacciones en los apoyos:

1. Soporte	
$F_z$	0,000 N
$F_y$	1031,830 N
$F_x$	-1363,176 N
$Y_y$	0,000 $\mu\text{m/N}$
$f_y$	-0,000 $\mu\text{m}$
$f_x$	-0,000 $\mu\text{m}$
2. Soporte	
$F_z$	-1535,088 N
$F_y$	2069,387 N
$F_x$	8724,328 N
$Y_y$	0,000 $\mu\text{m/N}$
$f_y$	-0,000 $\mu\text{m}$
$f_x$	-0,000 $\mu\text{m}$

Tabla 4.2 Valores de las reacciones en los apoyos del árbol rápido. (Autodesk Inventor).

Diagrama de esfuerzos:

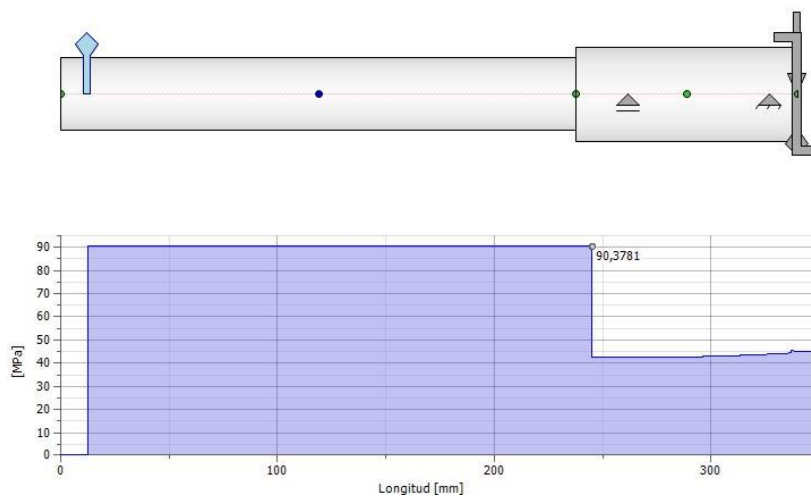


Figura 4.10 Tensión equivalente en el árbol rápido. (Autodesk Inventor).

Finalmente, se anotan las cargas que soportarán los rodamientos para luego proceder a su selección.

	Rx[N]	Ry[N]	Rz[N]
Rod. Rígido de bolas(árbol lento)	0	1631.9	1822.4
Rod. Rodillos cónicos(árbol lento)	3070.2	-3167.0	5538.7
Rod. Rígido de bolas(árbol rápido)	0	630.1	956.0
Rod. Rodillos cónicos(árbol rápido)	1535	2440.1	-8317.1

Tabla 4.3 Valores de las reacciones de los apoyos (rodamientos).



## 4.2 Rodamientos:

	Rodamiento	X	Y	Fr[N]	Fa[N]	P [N]	$\frac{C}{P}$	C[KN]	Rodamiento escogido	Crod [KN]
<b>Árbol lento</b>	Rígido de bolas	1	0	2415.24	0	2415.24	10.16	24.55	6207	25.5
	Cónico	0.4	1.6	6127.89	3070.2	7363.48	8.06	59.35	32207A	71
<b>Árbol rápido</b>	Rígido de bolas	1	0	1709.66	0	1709.66	12.81	21.9	6207	25.5
	Cónico	0.4	1.57	8966.4	1535.71	5997.62	9.92	59.5	33109	85

Tabla 4.4. Valores característicos de los rodamientos del sistema mecánico.

Donde:

X, coeficiente radial del rodamiento.

Y, coeficiente axial del rodamiento. En rodamiento rígido de bolas Y = 0.

F<sub>r</sub>, carga radial constante.

F<sub>a</sub>, carga axial constante.

P, carga dinámica equivalente.

C, capacidad de carga dinámica.

Además de estos valores que se han calculado, habrá que tener en cuenta que se encontrarán lubricados, y por lo tanto, la vida útil de dicho rodamiento será menor que la que se podrá calcular mediante el método de lubricación total. El sistema de lubricación se encuentra en el catálogo de rodamientos FAG explicado y calculado en el Anexo 10.

A continuación se muestra un resumen de los valores calculados, que estiman la vida ampliada de los rodamientos, mostrados en la siguiente tabla:

Rodamiento	dm [mm]	k	K1	K2	K	$v_1$ [mm <sup>2</sup> /s]	$f_s$	$a_1$	$a_2$	L[mill. Vueltas]	Lhna[h]
Rígido de bolas(árbol lento)	53.5	3.66	0	3	3	20	4.17	1	2.5	19726	49315
Rodillos cónicos(árbol lento)	53.5	3.66	0	0	0	20	Co=85KN Po=5.15K N 16.5	1	3.8	23284	88480
Rígido de bolas(árbol rápido)	53.5	4.88	0	0	0	15	9	1	4	18000	71999
Rodillos cónicos(árbol rápido)	62.5	4.88	0	0	0	15	Co=116KN Po=4.9KN 23.7	1	4	87676	333169

Tabla 4.5 Valores de vida ampliada de los rodamientos del sistema mecánico.

El resultado obtenido (ver Anexo 7) es la vida útil de cada rodamiento que permitirá planificar las labores de mantenimiento y sustitución de los mismos.

### 4.3 Chavetas:

Son unos elementos mecánicos que sirven para poder transmitir la potencia entre un árbol y los engranajes, que se fabrican de manera separada, para poder sustituirlos en caso de que sea necesario tal y como ocurre en nuestro caso a la corona con el árbol lento. El piñón está tallado sobre el árbol rápido en una sola pieza, por tanto, sólo habrá una chaveta en nuestro componente mecánico.

Para un correcto diseño, se ha escogido seguir las fórmulas que aplica el programa Autodesk Inventor, debido a su mayor exactitud, posteriormente se comparará con los cálculos, donde se realizan algunas hipótesis o desestimaciones llamadas teóricas. Finalmente, se comparará cada método.

En el diseño, se muestra el cálculo de los elementos mecánicos que componen el sistema mecánico:

Chaveta	Admisible/mínimo	Valor tomado finalmente
<b>Diámetro</b>	21.665	38
<b>Longitud</b>	38.921	100 (90 efectivos)
<b>Presión aplicada</b>	330	142.712
<b>CS</b>	1	2.312

Tabla 4.6 Valores característicos de la chaveta del sistema mecánico.

En el Anexo 8. Se muestra el catálogo de la chaveta escogida, donde se muestran sus características geométricas y se muestra el cálculo de los valores que se muestran en la tabla 4.6. Para el árbol lento se ha escogido una chaveta Tipo A 10x8x100 DIN 6885.

### 4.4 Árboles nervados:

Los árboles nervados están tallados sobre los árboles, y su función principal es poder transmitir la potencia, y con él, el momento torsor de la forma más eficiente. Para asegurar que trabaja bien de forma estática y poder seleccionar la longitud necesaria, se realizan unos cálculos adicionales, que como ocurre en el programa Autodesk Inventor, está la posibilidad de facilitar los cálculos que aplica dicho programa, utilizando dichas fórmulas, estas son más exactas que las teóricas, al tener en cuenta una mayor cantidad de factores. Para ello, ver Anexo 8. Se ha escogido para la ranuras 10x8x35 DIN 5464, tanto para el árbol lento como para el árbol rápido.

Árbol lento	Valores mínimos	Dimensiones finales/admitidos
<b>Diámetro</b>	21.67	35
<b>Longitud</b>	8.35	28
<b>Presión aplicada</b>	132.81	330
<b>CS</b>	1	3.354

Tabla 4.7 Valores característicos del árbol nervado en el árbol lento del sistema mecánico.

Árbol rápido	Valores mínimos	Dimensiones finales/admitidos
Diámetro	18.66	35
Longitud	5.60	28
Presión aplicada	42.07	330
CS	1	3.21

Tabla 4.8 Valores característicos del árbol nervados en el árbol rápido del sistema mecánico.

Con respecto a los otros elementos que quedan por seleccionar, se buscará que encajen correctamente con respecto a las dimensiones en el sistema mecánico, debido a que estos componentes suelen trabajar bien de manera estática al ser piezas normalizadas.

A partir de la designación de cada uno de los componentes del conjunto mecánico, se han seccionando de acuerdo a los catálogos comerciales:

#### 4.5 Anillos elásticos de seguridad:

Interior: DIN 472 72x2,5:1.

Exterior: DIN 471 45x1,75:1.

#### 4.6 Anillo de retención de aceite:

DIN 3760 - A - 35 x 62 x 7 - NBR:1.

#### 4.7 Engrasadores:

DIN 71412 A AM10 x 1 cónico corto:4.

#### 4.8 Tornillos:

- Tapa delantera: DIN 961 - M12 x 28 x 24,25.
- Tapa superior: DIN 961 - M12 x 28 x 24,25.
- Laberinto de aceite: DIN 963 - M5 x 10.
- Obturador no rozante: Tornillo de cabeza avellanada DIN 963 - M5 x 14.

## 5.- Estudio analítico a fatiga:

En el estudio realizado frente a fatiga, sólo se ha realizado el análisis de los árboles, debido a que son los elementos más críticos del sistema mecánico trabajando a fatiga, debido a que están en continua rotación y están sometidos a esfuerzos importantes.

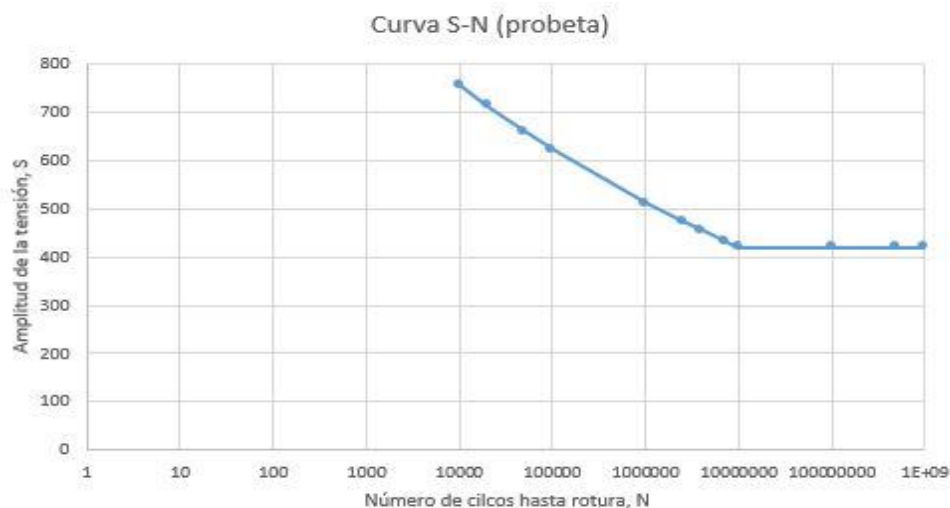
Debido a las particularidades de la TdF, los árboles solo trabajan en un solo sentido, la magnitud de las cargas hace que se desprece el peso propio de dicho árbol. Por tanto, dichos árboles estarán sometidos a lo que se denomina como curva a fatiga de esfuerzo intermitente.

Para representar la curva S-N del material que se está empleando, se realizará una curva S-N para cada árbol debido a que cada uno está compuesto por un material diferente.

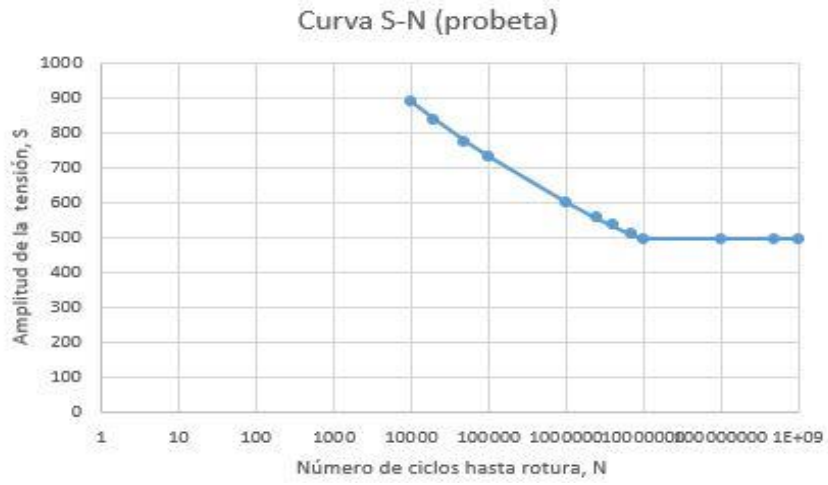
Para ello, se ha realizado una aproximación de dicha curva, debido a su dificultad de obtenerla de manera real, por los múltiples factores que hay que tener en consideración, siendo indicados en el Anexo 8. La aproximación que se ha escogido utilizar para la curva S-N es la del método logaritmo-logaritmo.

Mediante dicho método, obtenemos las curvas S-N. Primero, se muestran las que obtendríamos a nivel probeta a través de ensayos y luego la curva ya corregida del comportamiento estimado del árbol lento y del árbol rápido.

Al dimensionar nuestros elementos mecánicos para que estos tuviesen una vida total, se considera que tienen una vida infinita a partir de los 10 millones de ciclos.

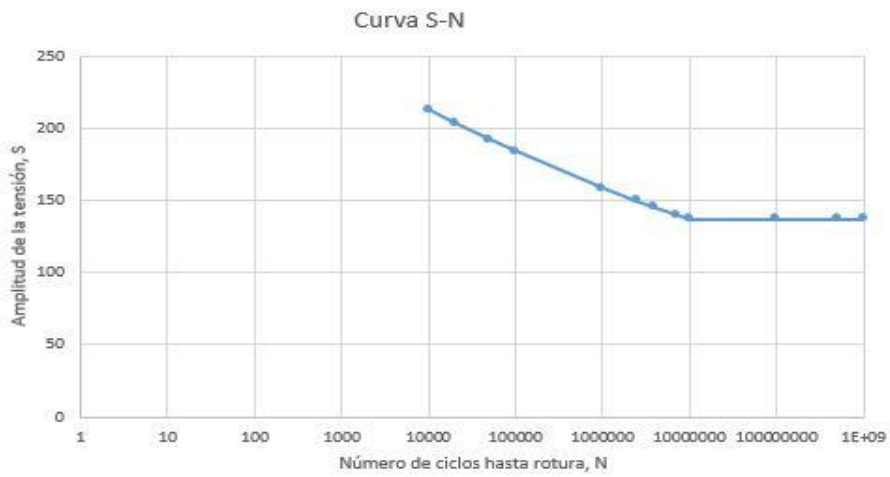


Gráfica 5.1. Curva S-N para el árbol lento a nivel probeta.



Gráfica 5.2. Curva S-N para el árbol rápido a nivel probeta.

Curvas S-N corregidas para el sistema mecánico:



Gráfica 5.3 Curva S-N para el árbol lento.



Gráfica 5.4 Curva S-N para el árbol rápido.

Tal y como se ha comentado antes, la zona a partir de la cual la curva S-N tiende a ser constante, se considera vida total del componente. La carga que es sometida al árbol es de menor magnitud que el valor mínimo para llegar a la zona de vida infinita en nuestro sistema mecánico. Los factores correctores a fatiga se encuentran definidos y calculados en el Anexo 9, así como el estudio completo del efecto de la fatiga.

Árbol lento	
$\sigma_a$ , esfuerzo alternante.	52.18 MPa
$S_e$ , tensión de resistencia a fatiga.	82.6312 MPa
$S_{ut}$ , tensión de rotura del material.	1425 MPa
$\sigma_m$ , tensión media	0 MPa
Criterio de evaluación	Criterio Goodman
CS	1.5836

Tabla 5.1. Valores característicos para el análisis a fatiga, árbol lento.

Árbol rápido	
$\sigma_a$ , esfuerzo alternante.	26.09 MPa
$S_e$ , tensión de resistencia a fatiga.	68.5423 MPa
$S_{ut}$ , tensión de rotura del material.	1425 MPa
$\sigma_m$ , tensión media	0 MPa
Criterio de evaluación	Criterio Goodman
CS	2.6271

Tabla 5.2. Valores característicos para el análisis a fatiga, árbol rápido.

## 6.- Cálculo mediante MEF.

Finalmente, se realiza el análisis de los elementos mecánicos más interesantes para comprobar que los cálculos por simulación están en concordancia con los calculados de forma analítica. Ver Anexo 11 para ver esto más detalladamente.

CARCASA			
<u>Estudio estático</u>	<b>Admisible</b>	<b>Real</b>	<b>Cumple</b>
Tensión de von mises[MPa]	248.168	11.27	Si
Desplazamientos	$1.32 \times 10^{-1}$	$5.35 \times 10^{-3}$	Si
CS	1	22	Si
<u>Estudio de frecuencia</u>	<b>Admisible</b>	<b>Real</b>	<b>Cumple</b>
Modo 1	750-1500 rmp (12.5 – 25 Hz)	1809.9	Si
Modo 2		2458.5	Si
Modo 3		2508.1	Si
Modo 4		2561.5	Si
Modo 5		2655.7	Si
*Para considerar que la carcasa trabaja correcta en resonancia cuando los niveles de frecuencia se encuentran fuera del rango normal de trabajo			

Tabla 6.1. Valores del estudio estático y a frecuencia de la carcasa.

TAPA DELANTERA			
<u>Estudio estático</u>	<b>Admisible</b>	<b>Real</b>	<b>Cumple</b>
Tensión de von mises[MPa]	248.168	34.57	Si
Desplazamientos	$2.5 \times 10^{-1}$	$3.238 \times 10^{-2}$	Si
CS	1	7.179	Si
<u>Estudio de frecuencia</u>	<b>Admisible</b>	<b>Real</b>	<b>Cumple</b>
Modo 1	750-1500 rmp (12.5 – 25 Hz)	1809.9	Si
Modo 2		2458.5	Si
Modo 3		2508.1	Si
Modo 4		2561.5	Si
Modo 5		2655.7	Si
*Para considerar que la carcasa trabaja correcta en resonancia cuando los niveles de frecuencia se encuentran fuera del rango normal de trabajo			

Tabla 6.2. Valores del estudio estático y a frecuencia de la tapa delantera.



<b>ÁRBOL LENTO</b>			
<u>Estudio estático</u>	<b>Admisible</b>	<b>Real</b>	<b>¿Cumple?</b>
Tensión de von mises[MPa]	750	371	Si
Desplazamientos	$3.07 \times 10^{-1}$	$1.629 \times 10^{-1}$	Si
CS	1	1.762	Si
<u>Estudio de frecuencia</u>	<b>Admisible</b>	<b>Real</b>	<b>¿Cumple?</b>
Modo 1	750-1500 rpm (12.5 – 25 Hz)	0	Si
Modo 2		1347.2	Si
Modo 3		1405.7	Si
Modo 4		3792	Si
Modo 5		3883.9	Si
*Para considerar que la carcasa trabaja bien de manera frecuencia cuando los niveles de frecuencia se encuentran fuera de su rango normal de trabajo			
<u>Estudio a fatiga</u>	<b>Admisible</b>	<b>Real</b>	<b>¿Cumple?</b>
Número de ciclos vida infinita	10,000,000	$3.62 \times 10^{13}$	Si

Tabla 6.3. Valores del estudio estático, a fatiga y frecuencial del árbol lento.

<b>ÁRBOL RÁPIDO</b>			
<u>Estudio estático</u>	<b>Admisible</b>	<b>Real</b>	<b>¿Cumple?</b>
Tensión de von mises[MPa]	590.59	178.9	Si
Desplazamientos	1.991	1.633	Si
CS	1	3.302	Si
<u>Estudio de frecuencia</u>	<b>Admisible</b>	<b>Real</b>	<b>¿Cumple?</b>
Modo 1	750-1500 rpm (12.5 – 25 Hz)	0.0076	Si
Modo 2		369.51	Si
Modo 3		369.56	Si
Modo 4		2125.9	Si
Modo 5		2126	Si
*Para considerar que la carcasa trabaja bien de manera frecuencia cuando los niveles de frecuencia se encuentran fuera de su rango normal de trabajo			
<u>Estudio a fatiga</u>	<b>Admisible</b>	<b>Real</b>	<b>¿Cumple?</b>
Número de ciclos vida infinita	10,000,000	$5.8878 \times 10^{39}$	Si

Tabla 6.4. Valores del estudio estático, a fatiga y frecuencial del árbol rápido.

## 7.- Resultados analíticos y simulación mediante programas informáticos (Autodesk Inventor).

Tras la realización del estudio del componente para el cálculo y diseño, se comparan los resultados analíticos con los realizados mediante simulación y, se establecen algunas conclusiones sobre los resultados obtenidos.

	Estudio analítico	Inventor	Error
<b>Diseño del engranaje (corona)</b>			
<b>Diámetro primitivo[mm]</b>	270	270	0 %
<b>Diámetro de cabeza[mm]</b>	274.02	278.05	1.47 %
<b>Diámetro de pie[mm]</b>	264.96	269.195	1.60 %
<b>Diámetro medio[mm]</b>	238.695	238.695	0 %
<b>Semiángulo primitivo(<math>\delta_1</math>)</b>	63.4349°	63.4349°	0 %
<b>Semiángulo de cabeza</b>	65.1849°	66.8474°	2.55 %
<b>Semiángulo de pie</b>	61.3949°	63.0933°	2.77 %
<b>Número de dientes equivalente</b>	134.16	134.16	0 %
<b>Diseño del engranaje (piñón)</b>			
<b>Diámetro primitivo [mm]</b>	135	135	0 %
<b>Diámetro de cabeza[mm]</b>	143.05	135	5.96 %
<b>Diámetro de pie[mm]</b>	124.94	117.29	6.52 %
<b>Diámetro medio[mm]</b>	119.347	119.348	0 %
<b>Semiángulo primitivo(<math>\delta_2</math>)</b>	26.5651°	26.5651°	0 %
<b>Semiángulo de cabeza</b>	26.5949°	26.5651°	0.11 %
<b>Semiángulo de pie</b>	26.5999°	22.8123°	
<b>Número de dientes equivalente</b>	33.54	33.54	0 %

<b>Análisis de cargas</b>			
<b>Fuerza tangencial[N]</b>	7361.154	7361.152	0 %
<b>Fuerza normal[N]</b>	8122.135	8122.133	0 %
<b>Fuerza radial[N]</b>	1535.091	1535.088	0 %
<b>Fuerza axial[N]</b>	3070.176	3070.176	0 %
<b>Noma aplicada</b>	<b>ANSI/AGMA 2003- B97</b>	<b>ANSI/AGMA 2001- D04</b>	
<b>CS corrosión rueda</b>	1.0630	1.062	0.09%
<b>CS rotura rueda</b>	1.3592	1.125	20.82 %
<b>CS corrosión piñón</b>	1.1224	1.022	9.82 %
<b>CS rotura del diente piñón</b>	1.2732	1.283	0.77 %
<b>Árboles</b>	<b>Valor mínimo</b>	<b>Valor recomendado</b>	
<b>Diámetro crítico árbol rápido[mm]</b>	22.35	55.74	-
<b>Diámetro crítico árbol lento[mm]</b>	24.52	43.24	-
<b>Rodamientos árbol rápido</b>			
<b>- Rodamiento rígido de bolas</b>			
<b>Rango de vida requerido</b>	17500 h		-
<b>Rango de vida básico</b>	23284 h		-
<b>Rango de vida ajustado</b>	88480 h		-
<b>- Rodamiento de rodillos cónicos</b>			
<b>Rango de vida requerido</b>	17500 h		-
<b>Rango de vida básico</b>	19726 h		-
<b>Rango de vida ajustado</b>	49316 h		-

<b>Rodamientos árbol lento</b>			
<b>- Rodamiento rígido de bolas</b>			
Rango de vida requerido		17500 h	-
Rango de vida básico		18000 h	-
Rango de vida ajustado		71999 h	-
<b>- Rodamiento de rodillos cónicos</b>			
Rango de vida requerido		17500 h	-
Rango de vida básico		87676 h	-
Rango de vida ajustado		333169 h	-
Los cálculos mediante Autodesk Inventor y analítico es el mismo debido a que se sigue el mismo método de cálculo ANSI/AFBMA 9-1990(ISO 281-1990) dado por el catálogo FAG (Catálogo WL 41 520/3 SB)			
<b>Chavetas árbol rápido</b>			
Longitud mín.	35.03	38.921	11.11 %
Diámetro mín.	11.84	21.665	82.98 %
Presión admitida	330	330	0 %
CS compresión	3.21	2.312	38.84 %
<b>Árboles nervados (árbol lento)</b>			
Diámetro mín.	21.665	21.665	0 %
Longitud mín.	8.35	8.347	0.03 %
Presión mín. aplicada	132.81	98.377	35 %
Presión mín. material	330	330	0 %
<b>Árboles nervados (árbol rápido)</b>			
Diámetro mín.	17.20	18.666	8.52 %
Longitud mín.	4.17	5.599	34.27 %
Presión mín. aplicada	42.07	76.516	81.88 %
Presión mín. material	330	330	0 %

Tabla 7.1 Resumen de los valores obtenidos mediante el cálculo analítico y mediante el programa de Autodesk Inventor.

### Conclusiones:

En el análisis de los engranajes de cómo trabajan a flexión y a desgaste, se han aplicado diferentes normas para realizar el análisis de los dos engranajes. En el cálculo analítico se aplica la norma ANSI/AGMA 2003-B97, específico para engranajes cónicos de dientes rectos, mientras que en el cálculo que realiza el programa Autodesk Inventor, se aplica la norma ANSI/AGMA 2001-D04 para engranajes rectos y helicoidales (dicho programa no permite usar dicho método). Por dicha razón, se tomará por bueno el realizado de forma analítica y para poder comparar resultados con el cálculo realizado mediante el programa, observando que se obtienen mejores valores de resistencia a flexión y a desgaste que en el cálculo analítico.

Comparando los resultados por ambos métodos, se puede ver que los valores son similares, por ello, se puede asegurar que se han realizado de manera correcta los cálculos que se han realizado con el programa Autodesk Inventor, confirmando que se ha realizado un correcto diseño del componente.

## 8.- Sistema de lubricación.

El sistema de lubricación va a dividirse en dos partes, siguiendo el criterio de lubricación total. Por un lado, la parte de la carcasa que dota de espacio suficiente a los engranajes y demás elementos, donde se realiza un sistema de lubricación de aceite por salpicadura, y por otro lado, un sistema de lubricación por grasa para lubricar los rodamientos que se encuentran en la parte inferior de la carcasa. Ambos sistemas están separados por un laberinto de aceite para que no se produzca mezcla entre lubricantes. Ver con más detalle el Anexo 10.

A continuación, se muestra una tabla del tipo de lubricante que se ha escogido para cada uno de los sistemas de lubricación.

	Lubricación por aceite	Lubricación por grasa
Lubricante escogido	<b>Aceite con viscosidad media a 55°C de 75 cts.</b>	<b>Arcanol MULTI2</b>

Tabla 8.1 Tipos de lubricantes escogidos para cada sistema de lubricación del sistema mecánico.

## 9.- Hoja de procesos. Montaje y desmontaje.

Para cada uno de los componentes se realizará su propia hoja de procesos (Anexo 12), así como se representarán de forma gráfica mediante planos (Anexo 13), con las tolerancias y acabados superficiales indicados para una correcta fabricación.

El utillaje o maquinaria que nos será necesario serán:

Sierra vertical, para el corte de la preforma a la longitud que se desea.

Torno CNC, con sujeción de tres ejes.

Fresadora. Fresado de dientes para la generación de dientes de engranajes, fresadora vertical para la generación de cavidades y, brochadora para el alojamiento de chavetas.

Taladradora y macho de roscar. Para generar el alojamiento de los tornillos.

Listado de piezas que componen la caja amplificadora de velocidad:

Marca	Cantidad	Designación	Material
1	1	Árbol Lento	Acero AISI 4140
2	1	Rodamiento de rodillos cónicos 30207 - DIN 720	
3	1	Anillo de retención de aceite 35x62x7 - DIN3760-A	
4	1	Tapa delantera	Acero, fundido
5	1	Tapa superior	Acero S275JR
6	1	Carcasa	Acero, fundido
7	1	Rodamiento rígido de bolas 6207 - DIN 625	
8	1	Rodamiento de rodillos cónicos 33109 - DIN 720	
9	1	Rodamiento rígido de bolas 6009 - DIN 625	
10	1	Obturador no rozante	Acero S275JR
11	4	Tornillo de cabeza avellanada - M5 x 14 - DIN 963	
12		Anillo elástico de seguridad 45x1,75 DIN 471	
13	4	Tornillo de cabeza avellanada M5 x 10 - DIN 963	
14		Laberinto de aceite	Acero S275JR
15		Corona	Acero 16MnCr5
16	1	Chaveta tipo A 10x8x100 DIN 6885	

<b>17</b>	4	Engrasador AM10 x 1 cónico corto - DIN 71412	
<b>18</b>	1	Árbol Rápido con piñón	Acero 16MnCr5
<b>19</b>	12	Tornillo de cabeza hexagonal M12 x 28 DIN 961	
<b>20</b>	1	Anillo elástico de seguridad 72x2,5 DIN 472	

Tabla 9.1. Listado de piezas del sistema mecánico.

El proceso de montaje y desmontaje se muestra de manera detallada en el Anexo 12.



## 10.- Conclusiones y anotaciones finales:

Tras el diseño de la caja reductora y analizando los valores obtenidos, se puede concluir que los valores obtenidos en los engranajes están próximos al valor óptimo; sin embargo, debe señalarse que el análisis se ha realizado desde el punto de vista de la seguridad por lo que habitualmente los niveles de tensión serán inferiores.

En el caso del estudio frente a fatiga, se ha utilizado el criterio de diseño de vida total con alto número de ciclos para el dimensionamiento de los componentes.

Los rodamientos se han calculado de forma que no se produzca el fallo, como también se ha calculado de vida ampliada de dicho rodamiento para estimar cuando sería necesario su sustitución.

La chaveta se ha seleccionado con una longitud mayor que el necesario para asegurar una correcta transmisión y un menor nivel de esfuerzos en la misma ya que es un componente crítico en el sistema mecánico.

El lubricante se sustituirá según las indicaciones del fabricante cumpliendo con todas las normativas de higiene y salud del cliente.

En la comparativa entre los resultados numéricos y los analíticos, en algunos casos existe una divergencia entre los mismos. Esto se debe a, por un lado las simplificaciones y coeficientes aplicados en el cálculo analítico y, por otro lado, al efecto de las concentraciones de tensiones no reales que aparecen en algunas aristas en el cálculo numérico.

En el proceso de fabricación de las piezas se realizarán procesos de seguimiento y control del proceso por parte del operario.

Finalmente indicar que la caja diseñada es capaz de soportar todos los esfuerzos planteados (estático, dinámico, fatiga, modos de vibración, etc.) y tiene una vida útil adecuada a su aplicación; además cuenta con una lubricación adecuada y se ha realizado la selección de materiales de la misma y planificado el proceso de fabricación.

# BIBLIOGRAFÍA:

- Evolución de las tomas de fuerza.* (n.d.). Retrieved from [http://oa.upm.es/6278/1/Valero\\_25.pdf](http://oa.upm.es/6278/1/Valero_25.pdf)
- Las, I. A., De Fuerza, T., & Su Evolución, Y. (n.d.). *^ sobre el papel ^UIS MÁRQUEZ.* Retrieved from [https://www.mapa.gob.es/ministerio/pags/biblioteca/revistas/pdf\\_Agrotec/Agrotec\\_2003\\_10\\_45\\_54.pdf](https://www.mapa.gob.es/ministerio/pags/biblioteca/revistas/pdf_Agrotec/Agrotec_2003_10_45_54.pdf)
- Mower, D. (n.d.). NOTE :, (2412).
- Shigley, E. J., & Mischke, C. R. (2008). *Diseño e ingeniería mecánica. McGraw Hill, 1.* <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Rodamientos FAG Rodamientos de bolas · Rodamientos de rodillos · Soportes · Accesorios Catálogo WL 41 520/3 SB Rodamientos FAG.* (n.d.). Retrieved from <https://nosoloherramientas.es/wp-content/uploads/2013/10/Catalogo-de-rodamientos-FAG.pdf>
- ABRAMS GUÍA DE ACEROS. (n.d.). Retrieved May 23, 2019, from <http://www.guia-de-aceros.es/alternativas/F.1516>
- ABRAMS GUÍA DE ACEROS. (n.d.). Retrieved May 23, 2019, from <http://www.guia-de-aceros.es/alternativas/F.1252>
- Lubricacion de engranajes industriales (página 2) - Monografias.com. (n.d.). Retrieved May 23, 2019, from <https://www.monografias.com/trabajos94/lubricacion-engranajes-industriales/lubricacion-engranajes-industriales2.shtml>
- Sales Europe - Iberia, F. (n.d.). *LUBRICACION DE RODAMIENTOS FAG Sales Europe Iberia-España.* Retrieved from <http://www.fag.com>
- Agma, N. : (n.d.). *TABLAS DE ENGRANAJES.* Retrieved from [http://biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/archivoz/curzoz/tabla\\_de\\_engranajes\\_agma.pdf](http://biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/archivoz/curzoz/tabla_de_engranajes_agma.pdf)
- Diseño de transmisión por engranajes Rectos (página 2) - Monografias.com. (n.d.). Retrieved May 23, 2019, from <https://www.monografias.com/trabajos82/disenotransmision-engranajes-rectos/disenotransmision-engranajes-rectos2.shtml>

Método, E. (n.d.). *INTRODUCCION AL METODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS: APLICACIÓN A LA MECANICA DE SÓLIDOS*. Retrieved from [http://ocw.uc3m.es/mecanica-de-medios-continuos-y-teoria-de-estructuras/ingenieria-estructural/material-de-clase-1/apuntes/Capitulo\\_9.-Introduccion\\_al\\_metodo\\_de\\_los\\_elementos\\_finitos.pdf](http://ocw.uc3m.es/mecanica-de-medios-continuos-y-teoria-de-estructuras/ingenieria-estructural/material-de-clase-1/apuntes/Capitulo_9.-Introduccion_al_metodo_de_los_elementos_finitos.pdf)

Ibérica, T. M. (n.d.). *Aceros de Construcción, 1*. Retrieved from [http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/aceros\\_construccion\\_ThyssenKrupp.pdf](http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/aceros_construccion_ThyssenKrupp.pdf)

*CATALOGO DE PRODUCTOS*. (n.d.). Retrieved from <http://www.otia.com.ar>

Fórmulas de cálculo de splines paralelas en unidades métricas | Inventor 2018 | Autodesk Knowledge Network. (n.d.). Retrieved June 1, 2019, from <https://knowledge.autodesk.com/es/support/inventor-products/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2018/ESP/Inventor-Help/files/GUID-B502BB45-60F8-4523-A97C-F7BFD33B19E3-htm.html>

Fórmulas de cálculo de uniones de chaveta en unidades métricas | Inventor 2018 | Autodesk Knowledge Network. (n.d.). Retrieved June 1, 2019, from <https://knowledge.autodesk.com/es/support/inventor-products/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2018/ESP/Inventor-Help/files/GUID-C8B135A6-B558-4E53-A2FF-E257517007EB-htm.html>

Apuntes de la asignatura “Procesos de fabricación y Dibujo industrial”.

Apuntes de la asignatura “Cálculo y selección de elementos de máquinas”.

# LISTA DE GRÁFICAS:

- Gráfica 5.1. Curva S-N para el árbol lento a nivel probeta.
- Gráfica 5.2. Curva S-N para el árbol rápido a nivel probeta
- Gráfica 5.3 Curva S-N para el árbol lento.
- Gráfica 5.4 Curva S-N para el árbol rápido.
- Gráfica A4.1 Factor de contacto geométrico  $Z_i$ . (Fuente ANSI/AGMA 2003-B97).
- Gráfica A4.2 Factor dinámico  $K_v$ . (Fuente ANSI/AGMA 2003-B97).
- Gráfica A4.3. Factor geométrico de resistencia a flexión. (Fuente ANSI/AGMA 2003-B97).
- Gráfica A7.1 Gráfica de la viscosidad relativa en función del diámetro medio (Catálogo FAG).
- Gráfica A7.2 Factores  $K_1$  y  $K_2$  (Catálogo FAG).
- Gráfica A7.3 Gráfica del factor  $a_{23H}$  en función de  $k$  y  $K$ . (Catálogo FAG).
- Gráfica A9.1. Valor del límite de resistencia a nivel probeta. (Fuente: Sighley)
- Gráfica A9.2 Curvas de  $K_a$  para cada uno de los procesos de fabricación.
- Gráfica A9.3 Curvas de valores de  $K_t$  según la geometría y la tensión aplicada (Fuente: Sighley)
- Gráfica A9.4 Curva S-N para el árbol lento
- Gráfica A9.5 Curva S-N para el árbol rápido
- Gráfica A9.6. Representación de la zona segura siguiendo el criterio de Goodman.
- Gráfica A10.1 Método gráfico para obtener la viscosidad media del aceite a +55°C.
- Gráfica A11.1 Distribución de la tensión de Von Mises de la carcasa (SolidWorks).
- Gráfica A11.2 Distribución de los desplazamientos de la carcasa (SolidWorks).
- Gráfica A11.3 Coeficiente de seguridad de la carcasa (SolidWorks).
- Gráfica A11.4 Detalle de la gráfica del coeficiente de seguridad de la carcasa (SolidWorks).
- Gráfica A11.5 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 1. Carcasa. (SolidWorks).
- Gráfica A11.6 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 2. Carcasa. (SolidWorks).
- Gráfica A11.7 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 3. Carcasa (SolidWorks).
- Gráfica A11.8 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 4. Carcasa. (SolidWorks).
- Gráfica A11.9 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 5. Carcasa. (SolidWorks).
- Gráfica A11.10 Distribución de la tensión de Von Mises de la tapa delantera (SolidWorks).
- Gráfica A11.11 Distribución de los desplazamientos de la tapa delantera (SolidWorks).
- Gráfica A11.12 Coeficiente de seguridad de la tapa delantera (SolidWorks).

Gráfica A11.13 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 1. Tapa delantera. (SolidWorks).

Gráfica A11.14 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 2. Tapa delantera. (SolidWorks).

Gráfica A11.15 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 3. Tapa delantera. (SolidWorks).

Gráfica A11.16 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 4. Tapa delantera. (SolidWorks).

Gráfica A11.17 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 5. Tapa delantera. (SolidWorks).

Gráfica A11.18 Distribución de la tensión de Von Mises del árbol lento (SolidWorks).

Gráfica A11.19 Distribución de los desplazamientos del árbol lento (SolidWorks).

Gráfica A11.20 Coeficiente de seguridad del árbol lento. (SolidWorks).

Gráfica A11.21 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 1. Árbol lento. (SolidWorks).

Gráfica A11.22 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 2. Árbol lento. (SolidWorks).

Gráfica A11.23 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 3. Árbol lento. (SolidWorks).

Gráfica A11.24 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 5. Árbol lento. (SolidWorks).

Gráfica A11.25 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 5. Árbol lento. (SolidWorks).

Gráfica A11.26 Vida total del árbol lento (SolidWorks).

Gráfica A11.27 Distribución de la tensión de Von Mises del árbol rápido (SolidWorks).

Gráfica A11.28 Distribución de los desplazamientos del árbol rápido (SolidWorks).

Gráfica A11.29 Coeficiente de seguridad del árbol rápido (SolidWorks).

Gráfica A11.30 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 1. Árbol rápido. (SolidWorks).

Gráfica A11.31 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 2. Árbol rápido. (SolidWorks).

Gráfica A11.32 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 3. Árbol rápido. (SolidWorks).

Gráfica A11.33 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 4. Árbol rápido. (SolidWorks).

Gráfica A11.34 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 5. Árbol rápido. (SolidWorks).

Gráfica A11.35 Vida total del árbol rápido + piñón (SolidWorks).

# LISTA DE FIGURAS:

Figura 2.1 Cronograma de la fase de diseño.

Figura 2.2. Geometría característica de los engranajes cónicos de dientes rectos.

Figura 3.1. Representación de las fuerzas que se aplican sobre los dientes del engranaje.(Fuente: Sighley)

Figura 4.1 Diagrama de esfuerzos del árbol lento en el plano XY. (MEFI)

Figura 4.2 Diagrama de esfuerzos del árbol lento en el plano XZ. (MEFI)

Figura 4.3 Diagrama de esfuerzos, momento torsor del árbol lento. (MEFI)

Figura 4.4 Diagrama de esfuerzos del árbol rápido en el plano XY. (MEFI)

Figura 4.5 Diagrama de esfuerzos del árbol lento en el plano XZ. (MEFI)

Figura 4.6 Diagrama de esfuerzos, momento torsor del árbol rápido.

Figura 4.7 Representación gráfica en el árbol rápido. (Autodesk Inventor).

Figura 4.8 Tensión equivalente en el árbol lento. (Autodesk Inventor).

Figura 4.9 Representación gráfico del árbol rápido. (Autodesk Inventor).

Figura 4.10 Tensión equivalente en el árbol rápido. (Autodesk Inventor).

Figura A2.1 Imagen general de la segadora.

Figura A2.2 Caja de cambios de la segadora. Componente que se va a estudiar.

Figura A2.3 Caja de cambios, componente que cambia la dirección 90°

Figura A2.4 Parte de las piezas de transmisión de la toma de fuerza a la segadora (cardán trasero, enganche...).

Figura A3.1. Geometría característica de los engranajes cónicos de dientes rectos.

Figura A3.2 Representación de las fuerzas que se aplican sobre los dientes del engranaje. (Fuente: Sighley).

Figura A5.1 Representación de las fuerzas a las que están ejerciendo los dientes. (Fuente: Sighley)

Figura A5.2. Representación de las cargas en el árbol. (Autodesk Inventor)

Figura A5.3 Diagrama general con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol lento. (MEFI)

Figura A5.4 Representación de esfuerzo axial del diagrama con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol lento. (MEFI)

Figura A5.5 Representación de esfuerzo cortante del diagrama con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol lento. (MEFI)

Figura A5.6 Representación del momento flector del diagrama con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol lento. (MEFI)

Figura A5.7 Diagrama general con carga horizontal del árbol lento. (MEFI)

Figura A5.8 Representación del cortante del diagrama con carga horizontal del árbol lento. (MEFI)

Figura A5.9 Representación del momento flector del diagrama con carga horizontal del árbol lento. (MEFI)

Figura A5.10 Diagrama del momento torsor del árbol lento. (MEFI)

Figura A5.11 Diagrama general con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol rápido. (MEFI)

Figura A5.12 Representación de esfuerzo axial del diagrama con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol rápido. (MEFI)

Figura A5.13 Representación de esfuerzo cortante del diagrama con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol rápido. (MEFI)

Figura A5.14 Representación del momento flector del diagrama con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol rápido. (MEFI)

Figura A5.15 Diagrama general con carga horizontal del árbol rápido. (MEFI)

Figura A5.16 Representación del cortante del diagrama con carga horizontal del árbol rápido. (MEFI)

Figura A5.17 Representación del momento flector del diagrama con carga horizontal del árbol rápido. (MEFI)

Figura A5.18 Diagrama del momento torsor del árbol rápido. (MEFI)

Figura A5.19 Tensión equivalente en el árbol lento. (Autodesk Inventor)

Figura A5.20 Representación de las cargas en el árbol rápido. (Autodesk Inventor)

Figura A5.21 Tensión equivalente en el árbol rápido. (Autodesk Inventor)

Figura A6.1. Parámetros geométricos de rodamientos rígidos de bolas. (Catálogo FAG).

Figura A6.2. Parámetros geométricos de los rodamientos de rodillos cónicos. (Catálogo FAG).

Figura A8.1. Geometría de la chaveta DIN 6885 tipo A. (Catálogo OPAC)

Figura A8.2 Parámetros geométricos característicos de chavetas (Imagen de la ayuda de Autodesk Inventor).

Figura A10.1 Lubricación total.

Figura A10.2 Esquema de obturaciones no rozantes.

# LISTA DE TABLAS:

- Tabla 2.1. Datos de partida del diseño de los engranajes del componente mecánico.
- Tabla 2.2. Límites elásticos y límites de rotura de los materiales de todos los componentes mecánicos.
- Tabla 2.3. Parámetros geométricos de los engranajes mediante Autodesk Inventor y de forma analítica (Corona).
- Tabla 2.4. Parámetros geométricos de los engranajes mediante Autodesk Inventor y de forma analítica (Piñón).
- Tabla 3.1. Valores analíticos de las fuerzas generadas por el engranaje cónico.
- Tabla 3.2. Cálculos a flexión (corona).
- Tabla 3.3. Cálculos a desgaste (corona).
- Tabla 3.4. Cálculos a flexión (piñón).
- Tabla 3.5. Cálculos a desgaste (piñón).
- Tabla 4.1 Valores de las reacciones en los apoyos del árbol lento. (Autodesk Inventor).
- Tabla 4.2 Valores de las reacciones en los apoyos del árbol rápido. (Autodesk Inventor).
- Tabla 4.3 Valores de las reacciones de los apoyos (rodamientos).
- Tabla 4.4. Valores característicos de los rodamientos del sistema mecánico.
- Tabla 4.5 Valores de vida ampliada de los rodamientos del sistema mecánico.
- Tabla 4.6 Valores característicos de la chaveta del sistema mecánico.
- Tabla 4.7 Valores característicos del árbol nervado en el árbol lento del sistema mecánico.
- Tabla 4.8 Valores característicos del árbol nervados en el árbol rápido del sistema mecánico.
- Tabla 5.1. Valores característicos para el análisis a fatiga, árbol lento.
- Tabla 5.2. Valores característicos para el análisis a fatiga, árbol rápido.
- Tabla 6.1. Valores del estudio estático y a frecuencia de la carcasa.
- Tabla 6.2. Valores del estudio estático y a frecuencia de la tapa delantera.
- Tabla 6.3. Valores del estudio estático, a fatiga y frecuencial del árbol lento.
- Tabla 6.4. Valores del estudio estático, a fatiga y frecuencial del árbol rápido.
- Tabla 7.1 Resumen de los valores obtenidos mediante el cálculo analítico y mediante el programa de Autodesk Inventor.
- Tabla 8.1 Tipos de lubricantes escogidos para cada sistema de lubricación del sistema mecánico.
- Tabla 9.1. Listado de piezas del sistema mecánico



- Tabla A1.1 Tipos de toma de fuerza según ISO 500.
- Tabla A3.1. Tabla resumen de los parámetros geométricos calculados analíticamente (Corona).
- Tabla A3.2. Tabla resumen de los parámetros geométricos calculados analíticamente (Piñón).
- Tabla A3.3. Valores analíticos de las fuerzas generadas por el engranaje cónico.
- Tabla A4.1 Factores de sobrecarga ( $K_A$ ). (Fuente ANSI/AGMA 2003-B97).
- Tabla A4.2. Valores de factores y valores del cálculo a desgaste.
- Tabla A4.3. Valores de los factores que dependen de la tensión admisible a flexión.
- Tabla A4.4 Cálculos a flexión (corona).
- Tabla A4.5 Cálculos a desgaste (corona).
- Tabla A4.6 Cálculos a flexión (piñón).
- Tabla A4.7 Cálculos a desgaste (piñón).
- Tabla A5.1 Valores de las reacciones en los apoyos (Autodesk Inventor).
- Tabla A5.2 Valores de las reacciones en los apoyos. (Autodesk Inventor).
- Tabla A6.1. Tabla resumen de los valores más significativos de los rodamientos.
- Tabla A6.2 Catálogo FAG rodamientos rígidos de bolas.
- Tabla A6.3 Catálogo FAG rodamientos de rodillos cónicos.
- Tabla A7.1 Resumen valores de vida ampliada de los rodamientos.
- Tabla A8.1 Resumen de los valores utilizando el cálculo teórico.
- Tabla A8.2 Resumen de los valores utilizando el cálculo general.
- Tabla A8.3 Resumen de los valores utilizando el cálculo simplificado.
- Tabla A8.4 Catálogo DIN 6885 del fabricante OPAC S.L.
- Tabla A8.5. Resumen de los valores de las ranuras paralelas del árbol lento.
- Tabla A8.6. Resumen de los valores de las ranuras paralelas del árbol rápido.
- Tabla A9.1 Factores a y b (Fuente: Sighley)
- Tabla A9.2 Valores de  $K_c$  para cada porcentaje de confiabilidad. (Fuente: Sighley)
- Tabla A9.3 Valor  $\sqrt{a}$  en función de la dureza de material.
- Tabla A.9.4. Resumen de los valores obtenidos a fatiga
- Tabla A10.1 Características de cada uno de los sistemas de lubricación aplicables.
- Tabla A10.2. Tabla de propiedades del lubricante escogido.
- Tabla A10.3 Esquema y tabla de las características geométricas del anillo elástico de seguridad para árboles. (Catálogo de productos Junio 2005 de Otia)
- Tabla A10.4 Esquema y tabla de las características geométricas del anillo elástico de seguridad para agujeros. (Catálogo de productos Junio 2005 de Otia).

Tabla A10.5 Esquema y tabla de las características geométricas del anillo de retención de aceite.  
(Catálogo retenes de Juntas Bisma S.A)

Tabla A11.1 Tabla con las frecuencias de trabajo para cada uno de los modos de frecuencia. Carcasa  
(SolidWorks).

Tabla A11.2 Tabla con las frecuencias de trabajo para cada uno de los modos de frecuencia. Tapa  
delantera (SolidWorks).

Tabla A11.3 Tabla con las frecuencias de trabajo para cada uno de los modos de frecuencia. Árbol lento  
(SolidWorks).

Tabla A11.4 Tabla con las frecuencias de trabajo para cada uno de los modos de frecuencia. Árbol rápido  
(SolidWorks).

Tabla A12.1 Tolerancia recomendada por el fabricante para el árbol.

Tabla A12.2 Tolerancia recomendada por el fabricante para el alojamiento exterior del rodamiento.

Tabla A12.3 Tabla de características geométricas de la chaveta.

Tabla A12.4 Esquema y tabla de las características geométricas del anillo elástico de seguridad para  
árboles.

Tabla A12.5 Esquema y tabla de las características geométricas del anillo elástico de seguridad para  
agujeros.



# ANEXOS:

# ANEXO 1.-HISTORIA DE LAS TOMAS DE FUERZA

Las primeras tomas de fuerza aparecieron en el siglo XX (hacia 1913) para el accionamiento de máquinas de recolección. En 1927 la Asociación Americana de Ingeniería Rural también llamada como ASAE normalizó la fabricación y el modo de trabajo de las TdF en tres aspectos que caracterizan una toma de fuerza como son las dimensiones, la potencia y el régimen de giro. De esta manera estandarizó la toma de fuerza de 35 mm de diámetro nominal con 6 acanaladuras, sentido de giro horario visto desde la parte trasera del tractor.

Se pudo independizar la parte de la toma de fuerza con la que es la encargada de mover el tractor donde se dividieron por medio de diferentes palancas que eran accionadas por el dirigente del vehículo.

Las tomas de fuerza aparecieron por primera vez a principios del siglo XX. En el año 1972 la Asociación Americana de Ingeniería Rural (ASAE) normalizó 3 parámetros por los que se determinan cada tipo de tomas de fuerza: el diámetro de toma de fuerza, el sentido de giro y la velocidad de giro. La asociación normalizó estos parámetros con 35 mm de diámetro con 6 acanaladuras, giro en dirección de las agujas del reloj mirando por la parte trasera del tractor y, una velocidad de giro de 540 rpm.

Posteriormente, se consiguieron tractores que pudieran dar mayor potencia donde se podía llegar a una velocidad de giro de 1000 rpm, donde la caja de cambios podía obtener velocidades de 500, 750 y 1000 rpm.

Estas velocidades se normalizaron a través de la norma ISO 500, gracias a la cual se normaliza los parámetros nombrados anteriormente mediante la Tabla A1.1, a partir de esta tabla se escoge los parámetros que más se corresponden a nuestro mecanismo.

Tipo de t.d.f.	1	2	3	4
Sentido de giro		horario, visto desde atrás		
Régimen de giro, rev/min	540	1000	1000	1000
Diámetro nominal, mm	35	35	45	57
Número de acanaladuras	6	21	20	18
Potencia máxima kW [CV]	48 [65]	92 [125]	185 [252]	340 [462]
Altura al suelo (max-min, mm)	450 - 675	550 - 775	650 - 875	800 - 1060

Tabla A1.1 Tipos de toma de fuerza según ISO 500. (Fuente: Márquez.L)

Con estos datos de partida, la toma de fuerza transmitirá la potencia a través de un árbol de salida hasta el árbol lento del componente mecánico.

Potencia: 92 KW.

Régimen de giro (Velocidad angular): 1000 rpm.

Tal y como se indica en la tabla el diámetro nominal, la toma de fuerza es de 35mm, por ello, se ha realizado una adecuación de las dimensiones del plano a lo indicado por la norma siendo el diámetro del árbol lento de esta magnitud.

## ANEXO 2.- DATOS DE PARTIDA

El mecanismo a analizar consiste en, transmitir la potencia generada por el tractor por medio de la toma de fuerza a la segadora. Dicha segadora se divide en tres partes o en tres mecanismos (Figura A2.1 figura general del componente):

El primero, está compuesto por una multiplicadora, objeto de estudio de este trabajo, donde su función es aumentar la velocidad angular proveniente del primer mecanismo o, la toma de potencia del tractor para poder transmitírsela a la segadora. Figura A2.2.

El segundo mecanismo, consiste en transmitir la generación motriz a la multiplicadora, mediante un cambio de dirección, debido a que los engranajes que componen dicho mecanismo tienen el mismo diámetro y, no amplían o reducen la velocidad angular de partida. Figura A2.3.

El tercer mecanismo, consiste en transmitir dicha velocidad a las cuchillas de la segadora.

La transmisión de la fuerza motriz de la toma de fuerza del tractor al primer mecanismo anteriormente comentado; se puede ver en la Figura A2.4 de la caja de cambios de la segadora, a partir de la generación motriz por parte del tractor se transmite dicha potencia a la segadora, por ello, al principio hay un mecanismo denotado como A, que lo que hace es cambiar la dirección del movimiento transmitido para llegar al amplificador de velocidad, objeto de este estudio. Debido a que los engranajes que componen estos mecanismos constan de diámetros de la misma magnitud, cuya única función de este mecanismo es cambiar la dirección de la dinámica que se quiere transmitir.

Como comienzo a partir del plano proporcionado a partir del tornillo CS M12X22 (elemento con referencia 11), se obtiene la escala del plano para sacar todas las dimensiones del mecanismo, pero como se ha visto en el Anexo 1, la norma ISO 500 dice que el diámetro nominal del árbol motriz debe de ser de una determinada magnitud, por tanto se tomará como prioridad esta última referencia.

Se parte por medir en el engranaje cónico, el diámetro primitivo con un diámetro primitivo de 54 con 12 dientes, por lo tanto, como corona y piñón deben de contener el mismo módulo, se procede a medir el diámetro primitivo de la corona, obteniéndose así, los correspondientes dientes de la corona y, a continuación, obteniéndose una relación de transmisión de 2.

En cuanto al material, se ha escogido un material común en el uso de engranajes (16MnCr5), con el fin de aportar mayor resistencia al engranaje y, que el engranaje trabaje mejor a las especificaciones tomadas en los datos de partida. El ángulo de diente que se ha tomado es de 25°, debido al número tan pequeño de dientes que se toma en el piñón para alcanzar el número mínimo de dientes y que, por consiguiente, no haya interferencia entre los dientes.

Así pues, se procede al estudio analítico y la simulación mediante el programa informático de Autodesk Inventor.

Las imágenes mostradas a continuación, objeto de estudio de este trabajo, provienen del manual de la empresa Gehl agricultura manual 2412 Disc Mower Conditioner, #901852.

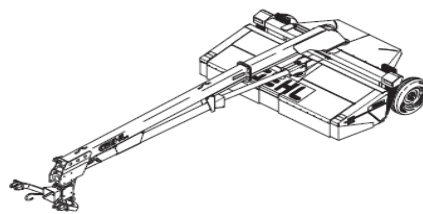


Figura A2.1 Imagen general de la segadora.

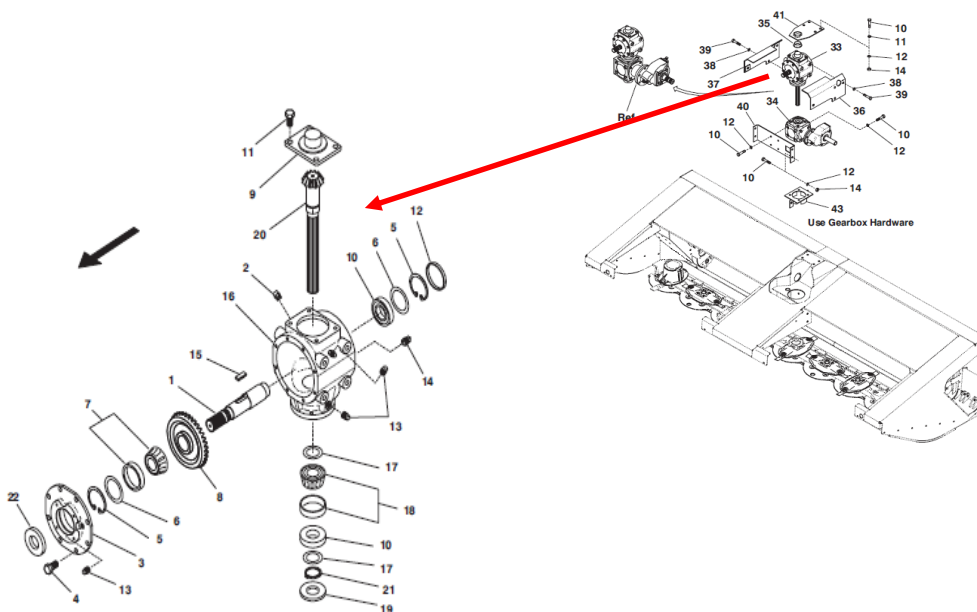


Figura A2.2 Caja de cambios de la segadora. Componente que se va a estudiar.

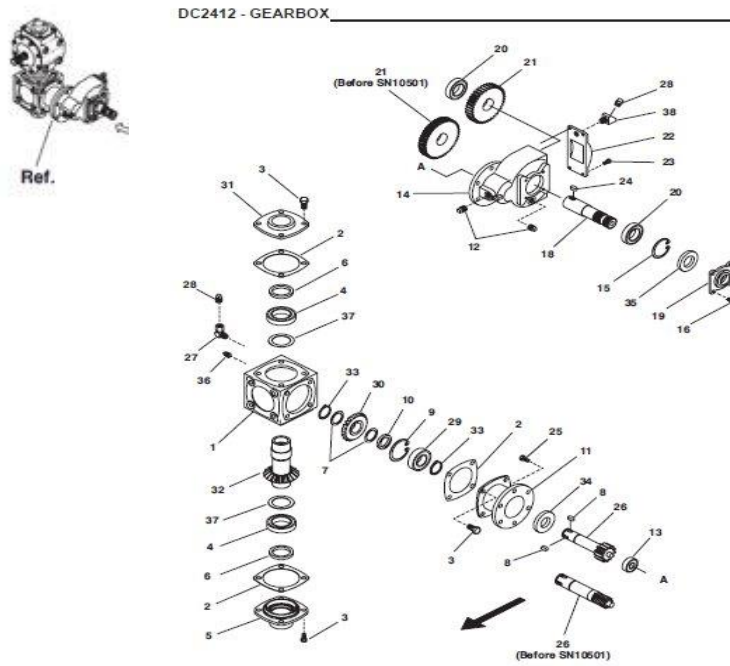


Figura A2.3 Caja de cambios, componente que cambia la dirección 90°

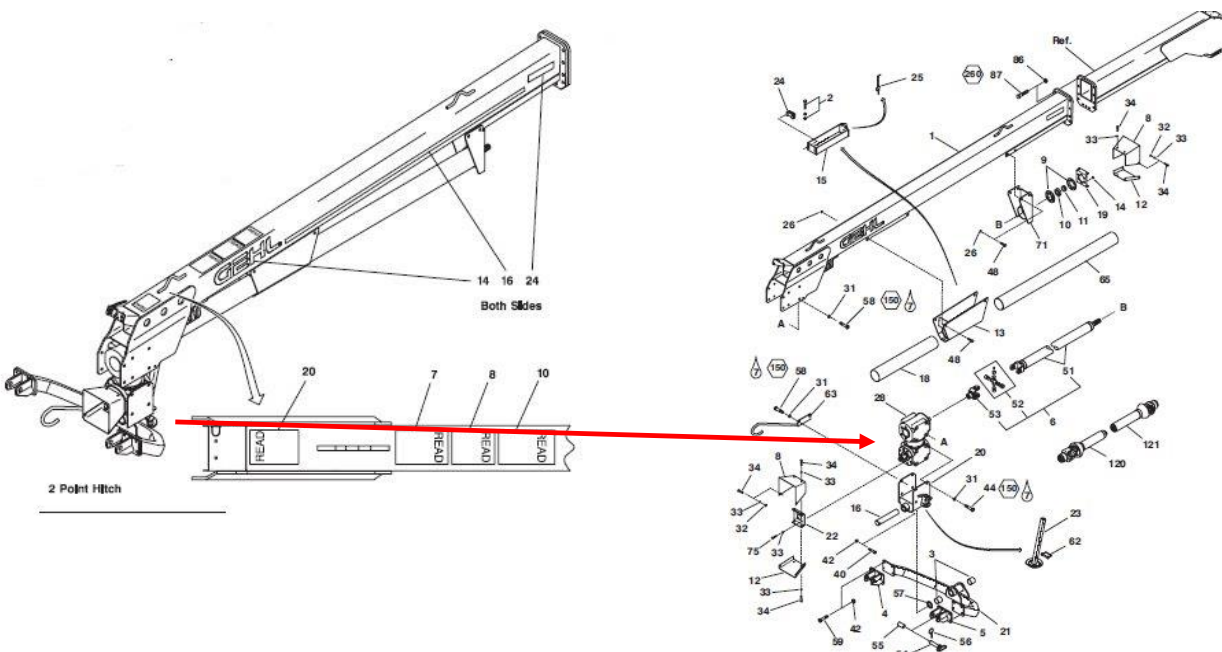


Figura A2.4 Parte de las piezas de transmisión de la toma de fuerza a la segadora (cardán trasero, enganche...)



# ANEXO 3.- CONCEPTOS GEOMÉTRICOS Y ANÁLISIS DE LAS FUERZAS EN LOS ENGRANAJES CÓNICOS RECTOS

La principal característica de este tipo de engranajes, es la capacidad de poder transmitir la potencia entre árboles que formen un ángulo entre sí.

El tamaño del diente no es uniforme a lo ancho del diente, tal y como pasa en los engranajes cilíndricos rectos.

Parámetros geométricos característicos de los engranajes cónicos.

Hay que distinguir entre módulo de tallado y modulo medio.

- **Módulo de tallado (m)**

$$m = \frac{D_{p1}}{Z_1} \quad [\text{Eq. A3.1}]$$

- **Módulo medio ( $m_m$ )**

$$m_m = \frac{D_{pm1}}{Z_1} \quad [\text{Eq. A3.2}]$$

Ambos se relacionan con los ángulos primitivos:

$$D_{p1} = D_{pm1} + 2 * \left( \frac{b}{2} * \text{sen}(\alpha_1) \right) \quad [\text{Eq. A3.3}]$$

$$m = m_m + \frac{b * \text{sen}(\alpha_1)}{Z_1} \quad [\text{Eq. A3.4}]$$

Siendo  $\alpha_1$  el ángulo primitivo de la corona.

- **Ancho de cara (F)**

Es el espesor del engranaje, su valor suele estar entorno a las 8-16 veces el módulo del engranaje. En nuestro caso, se ha escogido 10 veces el valor del módulo.

- **Ángulo total ( $W$ )**

Es el ángulo que forman los dos engranajes para poder transmitir la potencia con respecto a un determinado ángulo. 90° se forman en nuestro componente.

- **Ángulos primitivos ( $\alpha_1, \alpha_2$ )**

$$\arctan(\alpha_1) = \frac{\text{sen}(W)}{\frac{Z_1}{Z_2} + \cos(W)} \quad [\text{Eq. A3.5}]$$

Se debe cumplir:

$$\alpha_1 + \alpha_2 = W \quad [\text{Eq. A3.6}]$$

Número de dientes ficticios ( $Z'$ )

Número de dientes del engranaje cilíndrico de dientes rectos equivalente.

El engranaje equivalente sería:  $m = \frac{2 \cdot r_1}{Z_1}$

Donde:

- Tendría el mismo módulo.
- El diámetro primitivo sería  $2 \cdot r_1$

Así como la relación entre el número de dientes del engranaje cónico con el número de dientes ficticio sería la siguiente:

$$Z'_1 = \frac{Z_1}{\cos(\alpha_1)} \quad [\text{Eq. A3.7}]$$

Relación de transmisión de engranajes cónicos ( $i$ )

$$i = \frac{R_{pm2}}{R_{pm1}} = \frac{\cos(\alpha_1)}{\cos(\alpha_2)} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad [\text{Eq. 3.8}]$$

- **Ángulo inferior ( $\alpha_i$ )**

Es el ángulo en la base del diente. Es la resta entre el ángulo primitivo menos el ángulo de pie.

- **Ángulo exterior ( $\alpha_e$ )**

Es el ángulo de la cabeza del diente. Es la suma entre el ángulo primitivo y el ángulo de cabeza.

- **Ángulo de cabeza ( $\alpha_{c1}$ )**

Corresponde al addendum de un engranaje recto en forma angular.

$$\tan(\alpha_{c1}) = \frac{m}{l} \quad [\text{Eq. A3.9}]$$

- **Ángulo de pie ( $\alpha_{p1}$ )**

Corresponde al dedendum de un engranaje recto pero en forma angular.

$$\tan(\alpha_{p1}) = \frac{1.25 * m}{l} \quad [\text{Eq. A3.10}]$$

- **Longitud de la generatriz de contacto (L)**

Corresponde a la longitud total del cono utilizado en la generación del engranaje. Es el resultado de dividir el número de dientes entre el coseno del diámetro primitivo

- **Altura de la cabeza, addendum(a)**

Distancia radial entre el diámetro primitivo y el borde superior del diente.

Este valor coincide con el valor del módulo(a = M)

- **Altura de pie, Dedendum (b)**

Distancia radial entre el borde inferior hasta la circunferencia primitiva.

$$b = 1,25 * M \quad [\text{Eq A3.11}]$$

- **Radio de cabeza,  $R_{c1}$**

Radio hasta el punto más externo del engranaje.

$$R_{c1} = \frac{D_{p1}}{2} + m * \cos(\alpha_1) \quad [\text{Eq A3.12}]$$

- **Radio de pie,  $R_{ae1}$**

Radio de la circunferencia posterior del engrane.

$$R_{ae1} = \frac{D_{p1}}{2} - 1.25 * m * \cos(\alpha_1) \quad [\text{Eq A3.13}]$$

Condición para que no haya interferencia entre los dientes, debe cumplirse un valor límite para que no aparezca este tipo de problema.

$$Z_1 = \frac{2}{\text{sen}^2(\alpha)} \quad [\text{Eq A3.14}]$$

En nuestro mecanismo se han escogido un ángulo de 25° para conseguir que los dientes pudieran transmitir mayor potencia, por tanto este problema de interferencia entre los dientes se cumple holgadamente.

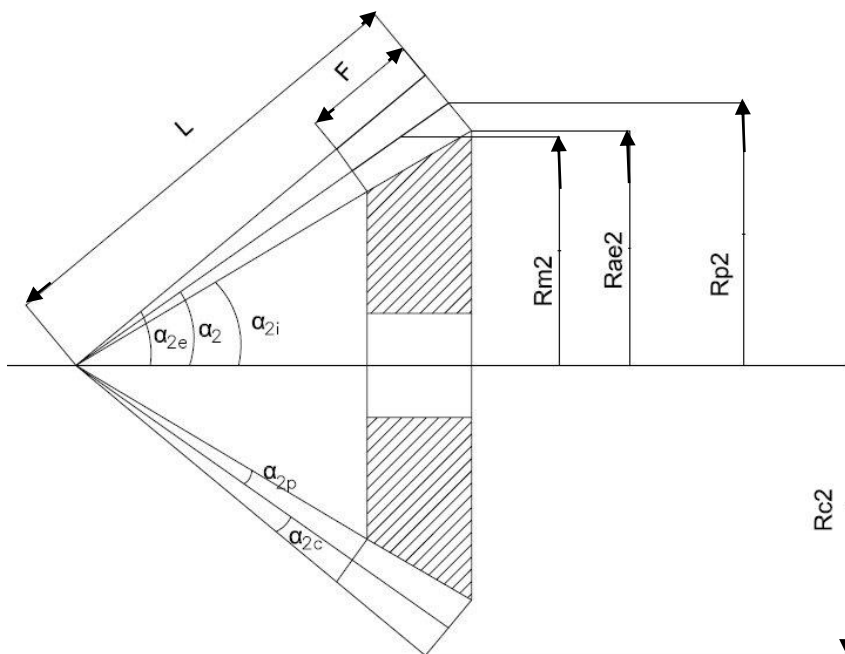


Figura A3.1. Geometría característica de los engranajes cónicos de dientes rectos.

	Estudio analítico
<b>Diseño del engranaje (corona)</b>	
<b>Diámetro primitivo[mm]</b>	270
<b>Diámetro de cabeza[mm]</b>	274.02
<b>Diámetro de pie[mm]</b>	264.96
<b>Diámetro medio[mm]</b>	238.695
<b>Semiángulo primitivo(<math>\delta_1</math>)</b>	63.4349°
<b>Semiángulo de cabeza</b>	65.1849°
<b>Semiángulo de pie</b>	61.3949°
<b>Número de dientes equivalente</b>	134.16

Tabla A3.1. Tabla resumen de los parámetros geométricos calculados analíticamente (Corona).

	Estudio analítico
<b>Diseño del engranaje (piñón)</b>	
<b>Diámetro primitivo [mm]</b>	135
<b>Diámetro de cabeza[mm]</b>	143.05
<b>Diámetro de pie[mm]</b>	124.94
<b>Diámetro medio[mm]</b>	119.347
<b>Semiángulo primitivo(<math>\delta_2</math>)</b>	26.5651°
<b>Semiángulo de cabeza</b>	26.5949°
<b>Semiángulo de pie</b>	26.5999°
<b>Número de dientes equivalente</b>	33.54

Tabla A3.2. Tabla resumen de los parámetros geométricos calculados analíticamente (Piñón).

Primero, se procede al estudio del efecto que se produce al ponerse en contacto los dientes de los engranajes cónicos rectos, para ello se evaluarán las cargas resultantes de dichos engranajes para la potencia deseable a transmitir.

Cargas que aparecerán:

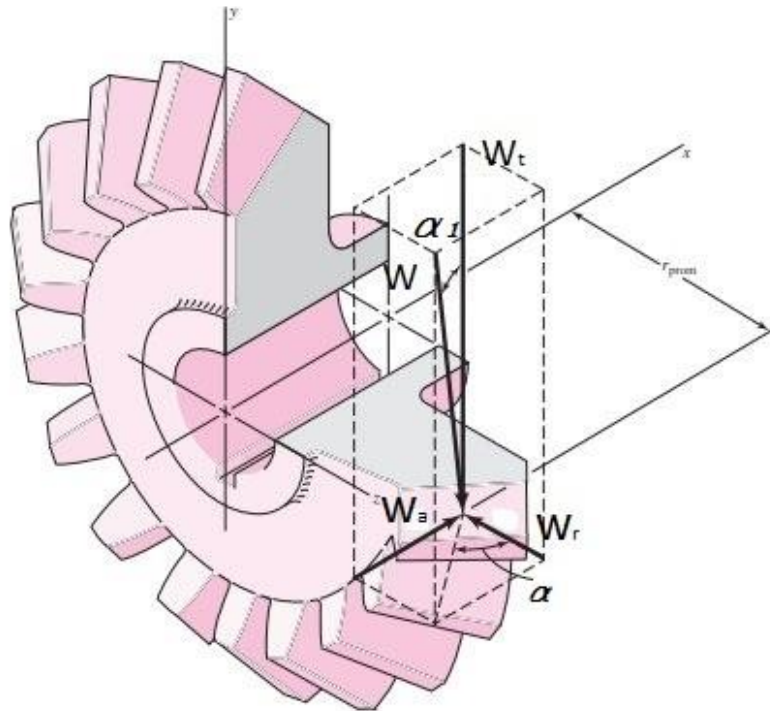


Figura A3.2 Representación de las fuerzas que se aplican sobre los dientes del engranaje. (Fuente: Sighley).

- Fuerza tangencial:

$$W_t = \frac{60000 \cdot P}{\pi \cdot d \cdot n} \quad [\text{Eq. 3.15}]$$

Siendo  $P = 92 \text{ kW}$ ;  $d = 270 \text{ mm}$ ;  $n = 1000 \text{ rpm}$

- Fuerza radial:

$$W_r = W_t \cdot \tan(\alpha) \cdot \cos(\alpha_1) \quad [\text{Eq. 3.16}]$$

Siendo  $\alpha = 20^\circ$  y  $\alpha_1 = 63.43^\circ$ .

- Fuerza axial:

$$W_a = W_t \cdot \tan(\alpha) \cdot \sin(\alpha_1) \quad [\text{Eq. 3.17}]$$

Queda finalmente:

$W_t$ [N]	$W_r$ [N]	$W_a$ [N]
<b>7361.154</b>	<b>1535.091</b>	<b>3070.176</b>

Tabla A3.3. Valores analíticos de las fuerzas generadas por el engranaje cónico.

# ANEXO 4.- CÁLCULO DEL ESFUERZO Y RESISTENCIA A FLEXIÓN Y DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE DEL ENGRANE

Se analizan cómo responden los engranajes frente al efecto de la flexión y del desgaste del diente.

Por un lado, en el estudio a flexión se va a analizar si el diente del engranaje va a fallar a flexión, aproximando dicho cálculo ya que dicho diente se considera como una viga en voladizo para realizar dicho estudio.

Por otro lado, el estudio a desgaste va a consistir en analizar si el material del engranaje resiste los continuos deslizamientos que se producen mediante el choque con los respectivos dientes de ambos engranajes.

Se procede a hacer el análisis siguiendo la norma ANSI/AGMA 2003-B97. Aplicando dicha norma se realizan dos cálculos por separado, uno, la tensión admisible y, por otro lado, la tensión a la que está sometido dicho engranaje.

Cálculo a desgaste:

$$\sigma_H = Z_E * \sqrt{\frac{1000 * W_t}{b * d * Z_I} * K_A * K_V * K_{H\beta} * Z_X * Z_{XC}} \quad [\text{Eq. A4.1}]$$

Donde:

$K_A$ , factor de sobrecarga.

$K_V$ , factor dinámico.

$Z_{XC}$ , factor de coronamiento de resistencia a picadura.

$Z_I$ , factor de contacto geométrico.

$Z_E$ , coeficiente elástico.

$K_{H\beta}$ , factor de distribución de la carga.

$Z_X$ , factor de tamaño de resistencia a picadura.

$b$ , ancho neto de cara.

$d$ , diámetro primitivo.

$W_t$ , componente tangencial de la fuerza  $W$ .

**K<sub>A</sub>, factor de sobrecarga.**

Este factor se define como el rango de tolerancias necesario a tener en cuenta para que las cargas externas aplicadas que excedan del 200% de la carga tangencial nominal, durante un segundo como máximo.

Este valor corresponde de cómo está sometido el mecanismo según sea los impactos de la máquina impulsora e impulsada siendo de carácter de movimiento principal uniforme y la segunda de impactos moderados.

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

*Nota:* Esta tabla es para transmisiones reductoras de velocidad. Para transmisiones aumentadoras de velocidad, agregue 0.01 (N/n)<sup>2</sup> o 0.01 (z<sub>2</sub>/z<sub>1</sub>)<sup>2</sup> a los factores anteriores.

Tabla A4.1 Factores de sobrecarga (K<sub>A</sub>). (Fuente ANSI/AGMA 2003-B97).

Atendiendo a la nota de debajo de la tabla, al ser una transmisión aumentadora de velocidad se corrigen los valores dados por la tabla.

$$K'_A = 0.01 * \frac{z_2}{z_1} + K_A \quad \text{[Eq. A4.2]}$$

Siendo:

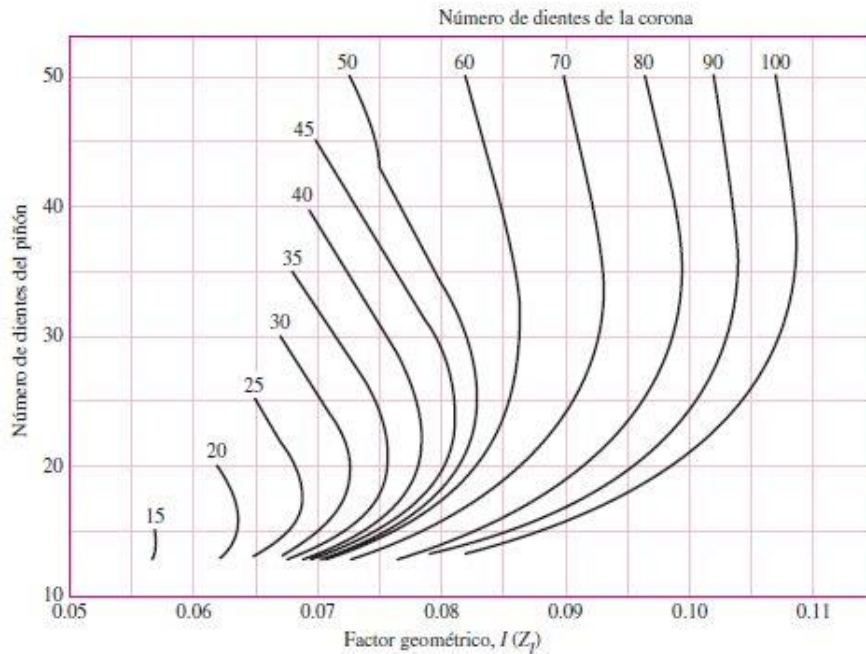
z<sub>2</sub>, Número de dientes de la corona.

z<sub>1</sub>, Número de dientes del piñón.



**Z<sub>i</sub>, factor de contacto geométrico.**

Factor que depende su valor del número de dientes del piñón y de la corona.



Gráfica A4.1 Factor de contacto geométrico  $Z_i$ . (Fuente ANSI/AGMA 2003-B97).

**K<sub>v</sub>, factor dinámico.**

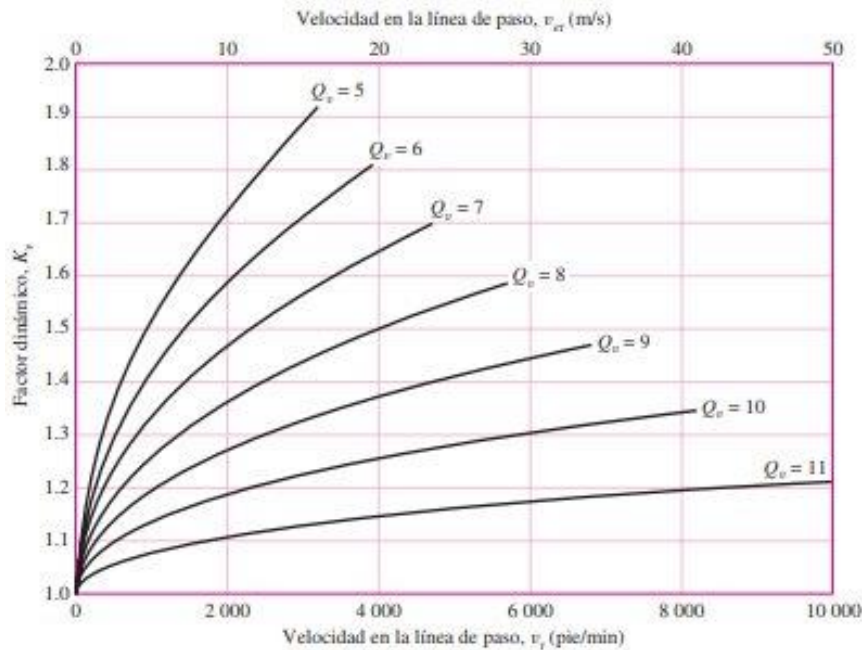
Este factor se define como las cargas que se generan internamente en el interior de los dientes del engranaje. Estas cargas son consecuencia de las aceleraciones relativas entre los engranajes, los cuales vibran en respuesta de una excitación conocida como “Error de transmisión”, la cual se define como la desviación respecto de la velocidad angular uniforme de los engranajes influenciada por los efectos del espaciado entre los dientes y, errores del perfil, efectos de la velocidad en la línea primitiva y rpm, inercia y rigidez de los elementos rotatorios, cargas transmitidas por milímetro de cara y rigidez de los dientes.

Se estudia el dinamismo de los engranajes, el cual depende de la calidad que contienen dichos engranajes para obtener el valor de  $Q_v$ , a partir de este parámetro junto con la velocidad lineal de paso ( $v_{et}$ ).

Siendo:

$$v_{et} = 5.236(10^{-5}) * d_1 * n_1 \quad [\text{Eq. A4.3}]$$

$Q_v$ ,



Gráfica A4.2 Factor dinámico  $K_v$ . (Fuente ANSI/AGMA 2003-B97).

Finalmente:

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200 * v_{et}}}{A} \right)^B \quad [\text{Eq. A4.4}]$$

Donde:

$$A = 50 + 56 * (1 - B) \quad [\text{Eq. A4.5}]$$

$$B = 0.25 * (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad [\text{Eq. A4.6}]$$

### $K_{H\beta}$ , factor de distribución de la carga.

Este factor tiene en cuenta la forma en que están dispuestos los engranajes y sus rodamientos, variación en la fabricación de dichos engranajes, deformaciones debidas a cargas externas...

Calcularemos este factor mediante la siguiente ecuación.

$$K_{H\beta} = K_{mb} + 5.6 * (10^{-6}) * b^2 \quad [\text{Eq. A4.7}]$$

$$K_{mb} = \begin{cases} 1 & \text{ambos miembros montados separados} \\ 1.1 & \text{miembro montado separado} \\ 1.25 & \text{ningún miembro montado separado} \end{cases}$$

Consideramos que el engranaje, a ser cónico, para un correcto engrane se colocarán de manera separada sobre rodamientos, por tanto tomamos el valor de 1.

**Z<sub>x</sub>, factor de tamaño de resistencia a picadura.**

Este factor tiene en cuenta según el tamaño del engranaje cuánto es de resistente con respecto al choque entre los dientes. Se calculará a partir de la siguiente fórmula que depende de la anchura del diente:

$$Z_x = 0.00492 * b + 0.4375 \quad [\text{Eq A4.8}]$$

**Z<sub>xc</sub>, factor de coronamiento de resistencia a picadura.**

Se montará de manera longitudinal común en este tipo de engranajes para evitar problemas en los montajes en su procesamiento.

$$Z_{xc} = \begin{cases} 1.5 \text{ dientes coronados en la forma adecuada} \\ 2 \text{ dientes más grandes no coronados} \end{cases}$$

En el mecanismo tomaremos  $Z_{xc} = 1.5$ .

**Z<sub>E</sub>, coeficiente elástico.**

Según el tipo de material escogido, se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi * \left[ \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right]}} \quad [\text{Eq A4.9}]$$

Para el acero:

$E = 210 \text{ MPa}$  y  $\nu = 0.3$ . Sale  $Z_E = 190 \text{ [(N/mm}^2\text{)}^{1/2}]$ .

La tensión admisible se calculará mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} * Z_{NT} * Z_W}{S_H * K_\theta * Z_Z} \quad [\text{Eq. A4.10}]$$

Siendo:

$\sigma_{Hlim}$ , número de esfuerzo de contacto permisible.

$Z_{NT}$ , factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura.

$Z_W$ , factor de relación de la dureza de resistencia a picadura.

$S_H$ , factor de seguridad por contacto.

$K_\theta$ , factor de temperatura.

$Z_Z$ , factor de confiabilidad por picadura.

#### **$\sigma_{Hlim}$ , número de esfuerzo de contacto permisible**

Viene dado por el material por el que está compuesto el material. 1380 MPa.

#### **$Z_{NT}$ , factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura.**

Este factor representa cómo se comporta el mecanismo con respecto a esfuerzo cíclico según el número de ciclos de carga ( $n_L$ ) considerando que trabajará 10000 ciclos, aplicaremos la siguiente fórmula:

$$Z_{NT} = 3.4822 * n_L^{-0.0602} \quad [\text{Eq A4.11}]$$

#### **$Z_W$ , factor de relación de la dureza de resistencia a picadura**

Indica el piñón con superficie endurecida, opera con una corona completamente endurecida.

Para pares de engranajes de acero AISI 4140 nitrurado  $Z_W=1$ .

#### **$S_H$ , factor de seguridad por contacto.**

Este factor se define en la norma 2003-b97, nos indica el factor de seguridad contra la corrosión.

El valor deseable para que trabaje correctamente sin ningún tipo de fallo lo consideraremos 1.3 valor recomendado por el comité técnico ISO TC60.

**$K_{\theta}$ , factor de temperatura.**

Consideraremos un salto de temperatura de 200°C, valor típico en este tipo de engranajes.

Aplicaremos la siguiente fórmula:

$$K_{\theta} = (273 + 200)/393 \quad [\text{Eq. A4.12}]$$

 **$Z_Z$ , factor de confiabilidad por picadura.**

Parámetro que depende la confiabilidad (R) cogiendo un valor común el valor 0.99, aunque en la actualidad, si los engranajes cónicos están hechos de otro tipo de material es difícil obtener este parámetro.

$$Z_Z = 0.5 - 0.25 * \log(1 - R) \quad [\text{Eq. A4.13}]$$

A continuación se muestra una tabla resumen con los valores de los factores a desgaste:

Cálculo a desgaste. Tensión equivalente.	
$K_A$	1.79
$K_V$	1.3144
$Z_{xc}$	2
$Z_I$	0.086
$Z_E$	190
$K_{H\beta}$	1.2569
$Z_x$	0.6097
$b$	35 mm
$d$	135 mm
$W_t$	6515.15 N
$\sigma_H$	1444.68 MPa

Tabla A4.2. Valores de factores y valores del cálculo a desgaste.

Finalmente una vez calculado la tensión equivalente y a flexión para considerar un correcto funcionamiento del engranaje a este fenómeno el valor de la tensión equivalente debe ser menor que la admisible.

$$\frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} = 1.063 > 1.$$

El valor entre el cociente entre la tensión admisible frente a la equivalente este valor es mayor que uno por tanto se puede decir que el componente trabajará correctamente a desgaste.

Ahora se procede a estudiar cómo trabaja el engranaje frente a flexión con la misma dinámica que se ha hecho para el de desgaste.

### Cálculo a flexión:

Con la misma dinámica se calcula la tensión a la que está sometida a flexión y, su tensión admisible.

$$\sigma_F = \frac{1000 \cdot W^t}{b} * \frac{K_A \cdot K_v \cdot Y_x \cdot K_{H\beta}}{m_{et} \cdot Y_\beta \cdot Y_J} \quad [\text{Eq A4.14}]$$

Siendo:

$W^t$ , componente tangencial de la fuerza  $W$ .

$K_A$ , factor de sobrecarga.

$K_v$ , factor dinámico.

$Y_x$ , factor de tamaño de resistencia a la flexión.

$K_{H\beta}$ , factor de distribución de carga.

$b$ , ancho neto de cara

$m_{et}$ , módulo transversal exterior.

$Y_\beta$ , factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión.

$Y_J$ , factor geométrico de resistencia a flexión.

### **$Y_x$ , factor de tamaño de resistencia a la flexión.**

Representa la irregularidad de comportamiento de dicho material. Dicho parámetro depende del módulo normal medio ( $m_{et} = 4.5\text{mm}$ ), al ser mayor éste de 1.6 mm, se calculará a partir de la siguiente fórmula.

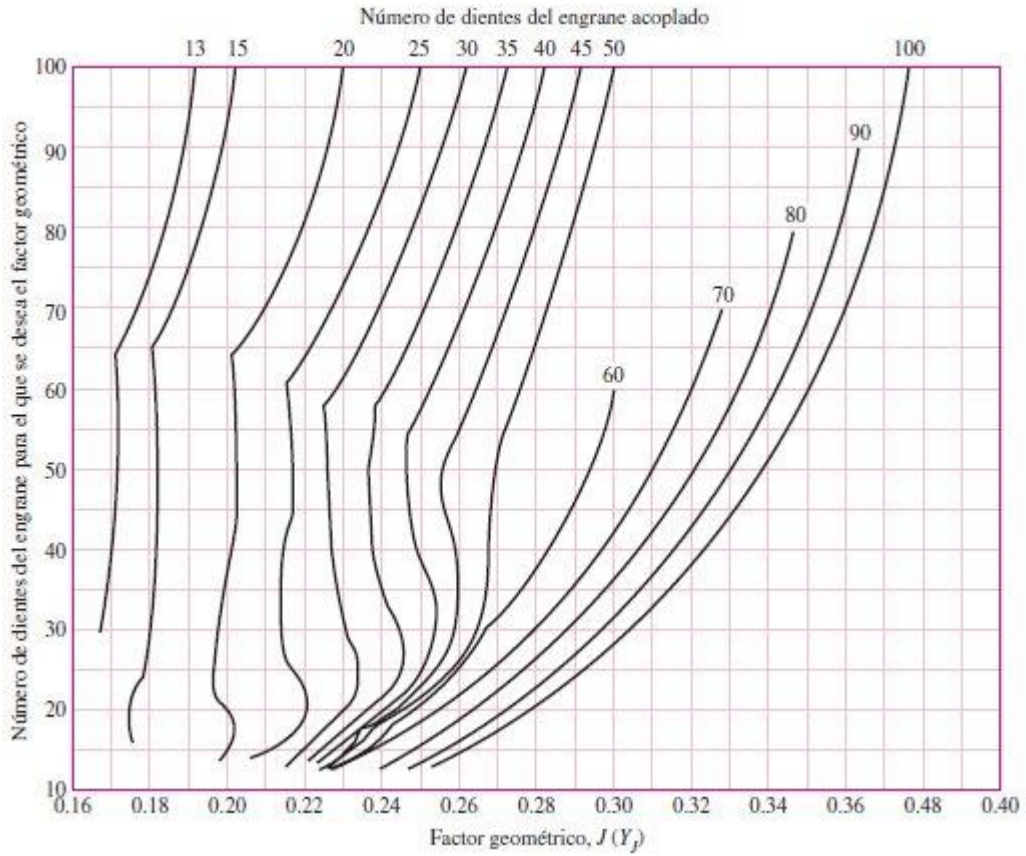
$$Y_x = 0.4867 + 0.008339 * m_{et} \quad [\text{Eq. A4.15}]$$

### **$Y_\beta$ , factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión.**

Para engranajes de dientes rectos,  $Y_\beta=1$ .

**$Y_f$ , factor geométrico de resistencia a flexión.**

Su valor depende del número de dientes del engranaje, del factor geométrico y del número de dientes del engrane acoplado.



Gráfica A4.3. Factor geométrico de resistencia a flexión. (Fuente ANSI/AGMA 2003-B97).

La tensión admisible se calculará mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F,lim} * Y_{NT}}{S_F * K_\theta * Y_Z} \quad [\text{Eq. A4.16}]$$

Siendo:

$\sigma_{F,lim}$ , Número de esfuerzo de flexión.

$Y_{NT}$ , factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la flexión.

$S_F$ , factor de seguridad por flexión.

$Y_Z$ , factor de confiabilidad de resistencia a la flexión.

### $Y_{NT}$ , factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la flexión.

Se considera que trabajará 10.000 ciclos, por lo tanto aplicaremos la siguiente fórmula:

$$Y_{NT} = 6.1514 * n_L^{-0.0323} \quad [\text{Eq. A4.17}]$$

### $S_F$ , factor de seguridad por flexión.

Este se considera como  $\sqrt{S_H}$  para poder comparar ambos factores, el comité técnico ISO TC60 recomienda tomar este valor como 1.7.

### $Y_Z$ , factor de confiabilidad de resistencia a la flexión.

Como en el explicación hecha a desgaste se usará la siguiente fórmula considerando R = 0.99

$$Y_Z = 0.5 - 0.25 * \log(1 - R) \quad [\text{Eq. A4.18}]$$

A continuación se muestra una tabla resumen de todos los factores a flexión:

Cálculo a flexión. Tensión admisible.		
	Corona	Piñón
$\sigma_{F,lim}$	448 MPa	
$Y_{NT}$	1.5775	0.9153
$S_F$	1.7	1.7
$Y_Z$	1	1
$\sigma_{FP}$	345.41	200.42

Tabla A4.3. Valores de los factores que dependen de la tensión admisible a flexión.



En dicho cálculo a flexión como se puede ver los valores entre la tensión admisible y la equivalente es mayor que uno, por tanto se considerará que ambos árboles trabajarán correctamente a flexión.

$$\frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F} > 1$$

Finalmente, se calculan los factores de seguridad que deben ser mayores que 1 para considerar que trabajen de forma adecuada tanto a flexión como a desgaste.

Árbol lento:

	$\sigma_{FP}$ [MPa]	$\sigma_F$ [MPa]	CS ( $n = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F}$ )	Cumple
<b>Flexión</b>	345.4097	253.4846	1.36	Si

Tabla A4.4 Cálculos a flexión (corona).

	$\sigma_{HP}$ [MPa]	$\sigma_H$ [MPa]	CS ( $n = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H}$ )	Cumple
<b>Desgaste</b>	1535.75	1442.87	1.06	Si

Tabla A4.5 Cálculos a desgaste (corona).

Árbol rápido:

	$\sigma_{FP}$ [MPa]	$\sigma_F$ [MPa]	CS ( $n = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F}$ )	Cumple
<b>Flexión</b>	261.31	157.41	1.66	Si

Tabla A4.6 Cálculos a flexión (piñón).

	$\sigma_{HP}$ [MPa]	$\sigma_H$ [MPa]	CS ( $n = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H}$ )	Cumple
<b>Desgaste</b>	1327.07	1036.94	1.28	Si

Tabla A4.7 Cálculos a desgaste (piñón).

# ANEXO 5.- ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS DE ESFUERZO EN LOS ÁRBOLES

Se procede al estudio de plasticidad de los engranajes con respecto a las cargas a las que están sometidos dichos árboles. Al ser un engranaje cónico, las cargas tendrán componente radial, tangencial y axial (calculados en el Anexo 3).

Para ello, sabiendo los valores que se han generado en el diente del engranaje cónico para poder transmitir dicha potencia, se procede a hacer el estudio analítico mediante el programa MEF1 y mediante Autodesk Inventor, donde se obtendrá el diagrama de esfuerzos para cada uno de los cortantes o momentos para cada una de las direcciones en el sistema de coordenadas.

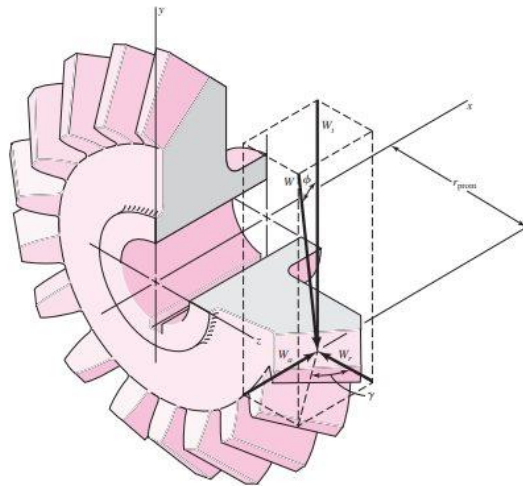


Figura A5.1 Representación de las fuerzas a las que están ejerciendo los dientes. (Fuente: Sighley)

A partir de estas cargas que se generan en el engranaje, se procede a transmitir las al árbol para poder así calcular las reacciones en los apoyos, en este caso son los rodamientos. El rodamiento de rodillos cónicos se considerará un apoyo rígido, mientras que el rodamiento rígido de bolas se considerará un apoyo simple al solo soportar carga radial. En el transcurso de pasar las fuerzas al árbol, la fuerza axial nos provoca un momento flector en el árbol que cuyo valor es la fuerza axial por el radio primitivo del engranaje.

A continuación, se muestra una imagen de Autodesk Inventor de cómo quedarían las fuerzas en el árbol:

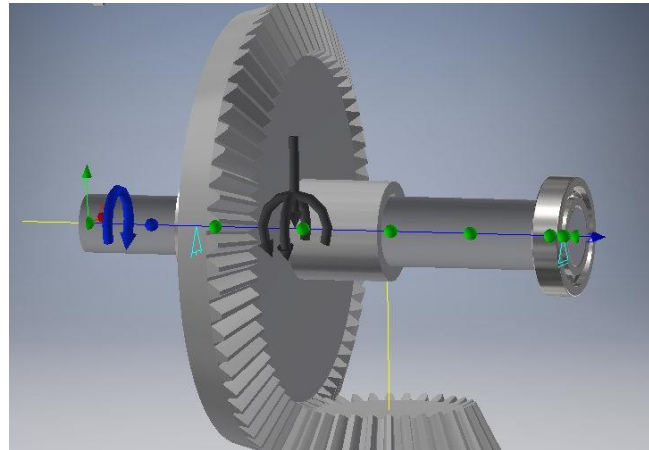


Figura A5.2. Representación de las cargas en el árbol. (Autodesk Inventor)

### Árbol lento:

El estudio teórico del diagrama de tensiones se realiza a partir del programa MEF1, donde aparecen diferentes imágenes para representar cada uno de los esfuerzos a los que está sometido el árbol en cada una de la direcciones.

- Diagrama general con carga vertical y horizontal con el momento flector debido a la carga axial

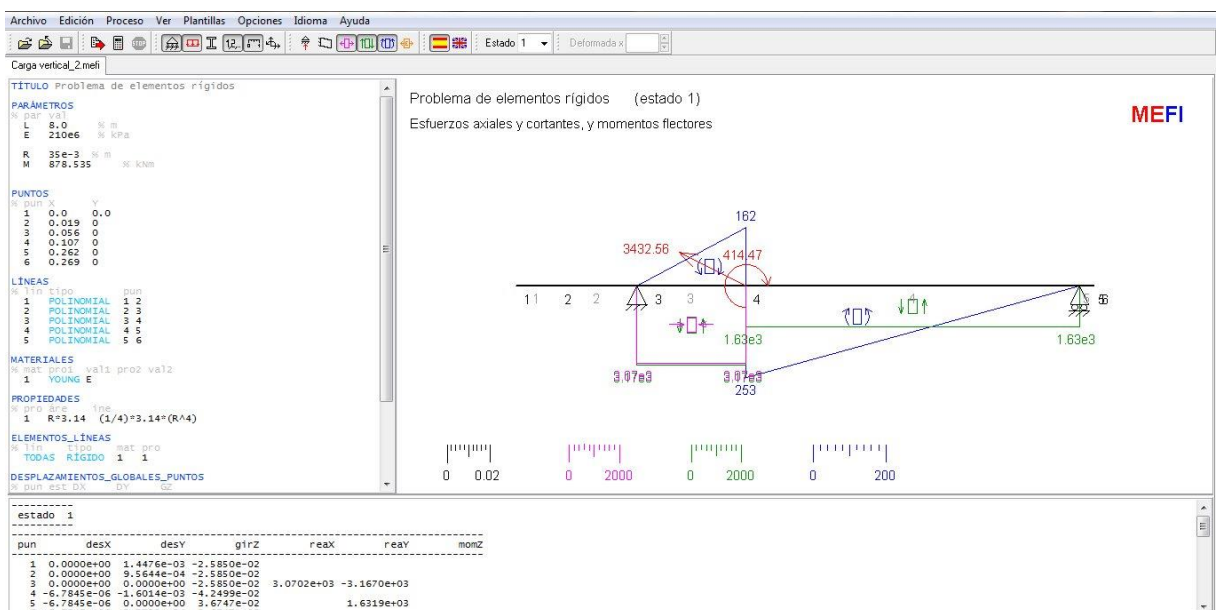


Figura A5.3 Diagrama general con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol lento. (MEF1)

- Componente axial:

Problema de elementos rígidos (estado 1)  
Esfuerzos axiales

MEFI

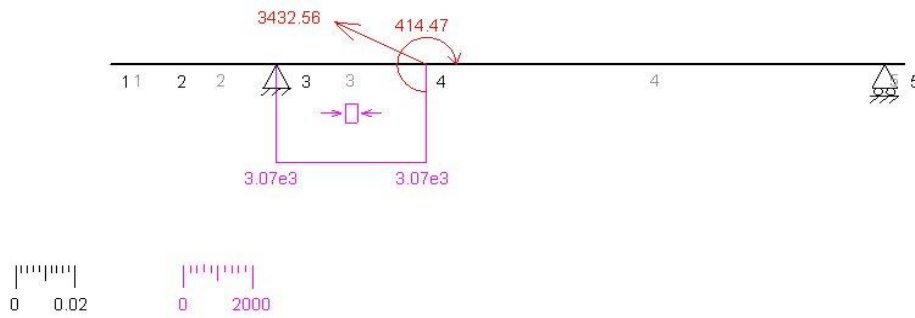


Figura A5.4 Representación de esfuerzo axial del diagrama con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol lento. (MEFI)

- Componente radial (cortante)

Problema de elementos rígidos (estado 1)  
Esfuerzos cortantes

MEFI

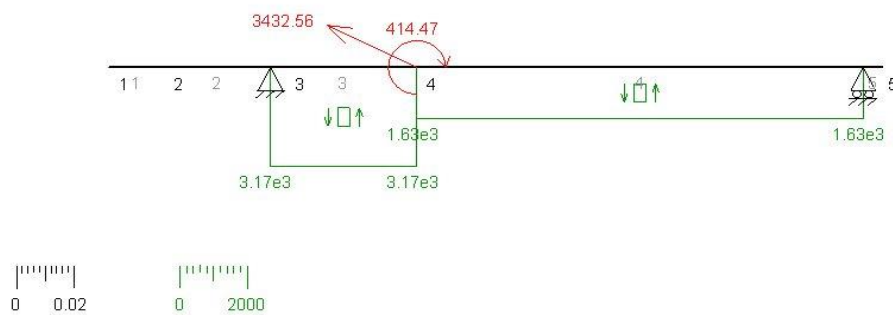


Figura A5.5 Representación de esfuerzo cortante del diagrama con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol lento. (MEFI)

- Momento flector

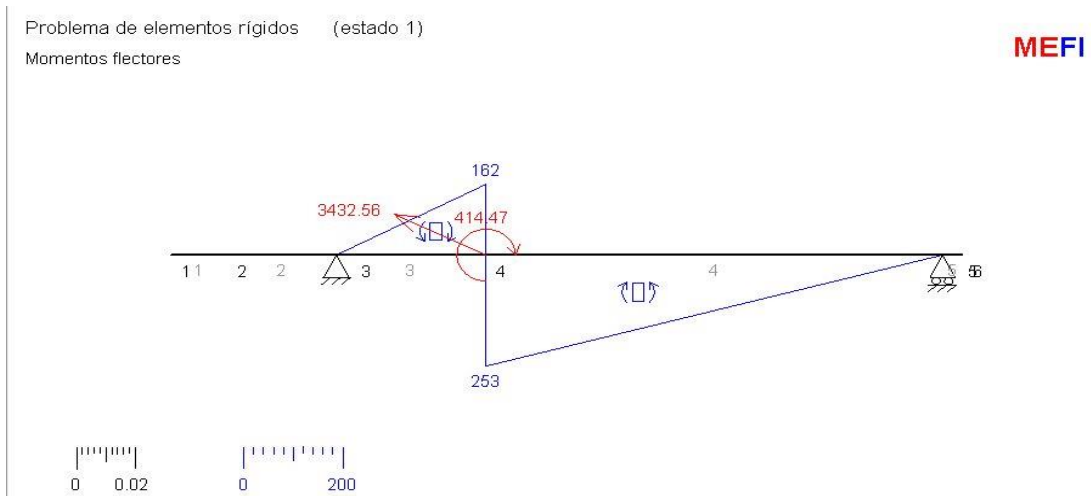


Figura A5.6 Representación del momento flector del diagrama con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol lento. (MEFI)

- Diagrama general aplicando solamente la carga horizontal

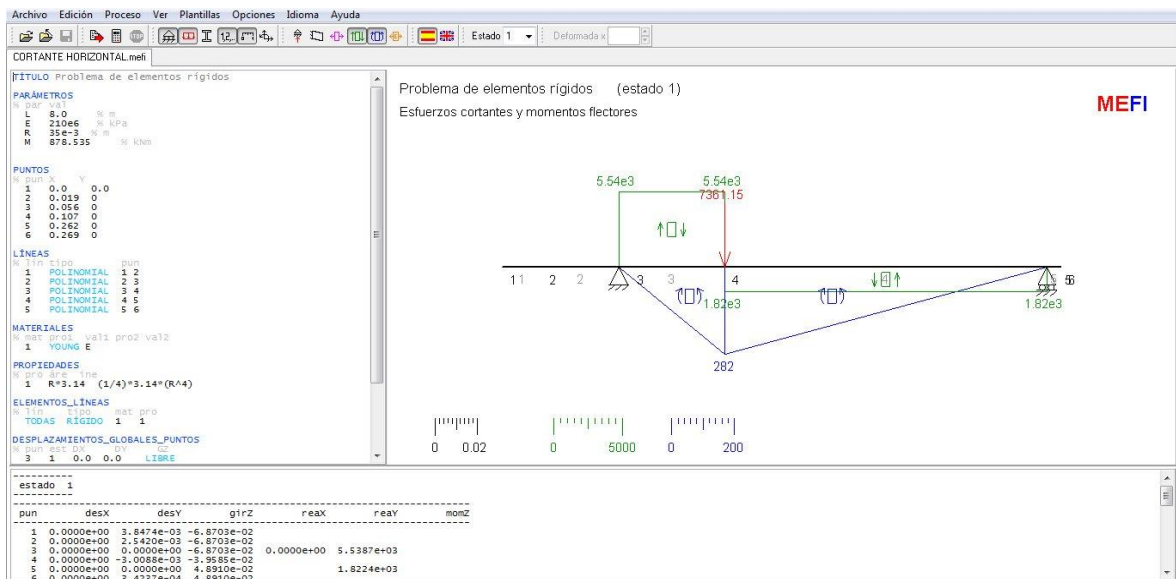


Figura A5.7 Diagrama general con carga horizontal del árbol lento. (MEFI)

- Componente radial(cortante):

Problema de elementos rígidos (estado 1)  
Esfuerzos cortantes

MEFI

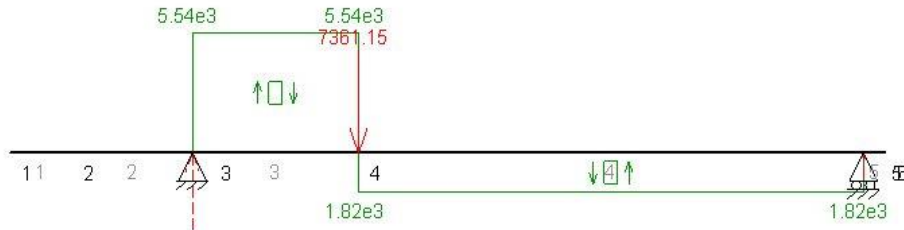


Figura A5.8 Representación del cortante del diagrama con carga horizontal del árbol lento. (MEFI)

- Momento flector:

Problema de elementos rígidos (estado 1)  
Momentos flectores

MEFI

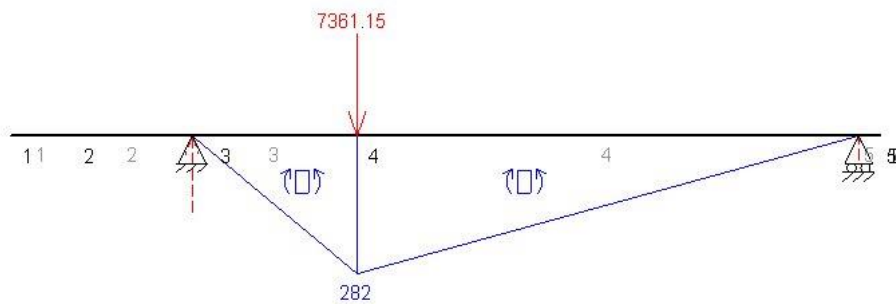


Figura A5.9 Representación del momento flector del diagrama con carga horizontal del árbol lento. (MEFI)

- Momento torsor:

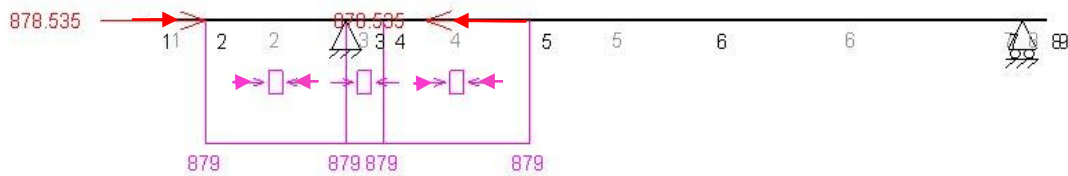


Figura A5.10 Diagrama del momento torsor del árbol lento. (MEFI)

Al ser el momento torsor la carga más significativa y, debido a su magnitud, pudiendo desprejarse el resto de esfuerzos, el punto crítico del árbol es aquel cuya sección contenga menor diámetro. Por tanto aplicando el criterio de von mises, calcularemos la tensión a la que está sometido la sección.

$$\sigma_T = \frac{M_r}{W_f} \quad [\text{Eq A5.1}]$$

Siendo:

$M_r$ , momento torsor. 879 [N.m]

$W_f$ , momento de inercia de la sección.

$$W_f = \pi * d^3 / 16 \quad [\text{Eq A5.2}]$$

Calculamos la tensión de von mises.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{3} * \sigma_T \quad [\text{Eq A5.3}]$$

Calculamos el coeficiente de seguridad total del árbol a través de la tensión admisible del material.

$$CS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{VM}} \quad [\text{Eq A5.4}]$$

$\sigma_{adm}$  (Acero AISI4140) = 720 MPa.

$\sigma_{VM}$  = 181 MPa.

CS = 3.98.

### Árbol rápido:

Análisis de las cargas que están aplicadas al árbol rápido.

- Diagrama general con carga vertical y horizontal con el momento flector debido a la carga axial.

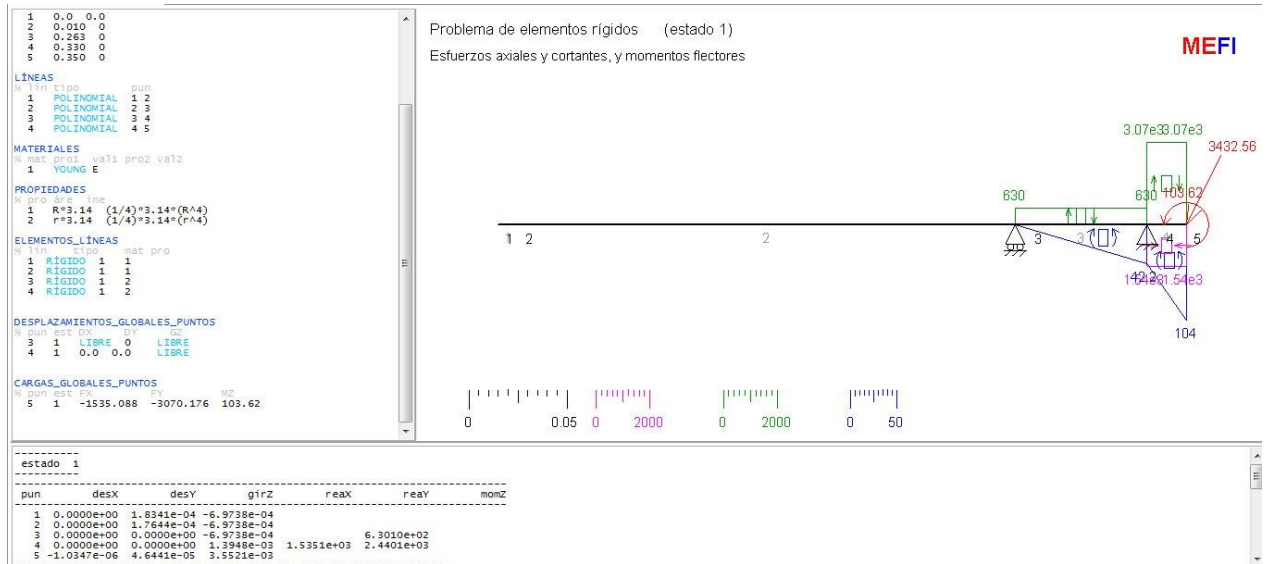


Figura A5.11 Diagrama general con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol rápido. (MEFI)

- Componente axial:

Problema de elementos rígidos (estado 1)  
Esfuerzos axiales (deformada x 71)

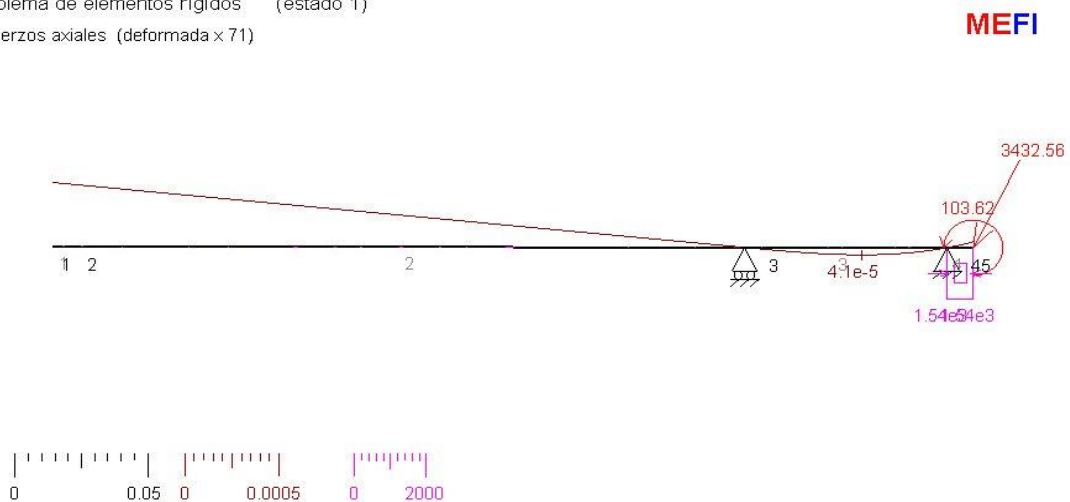


Figura A5.12 Representación de esfuerzo axial del diagrama con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol rápido. (MEFI)



- Componente radial:

Problema de elementos rígidos (estado 1)  
Esfuerzos cortantes (deformada x 71)

MEFI

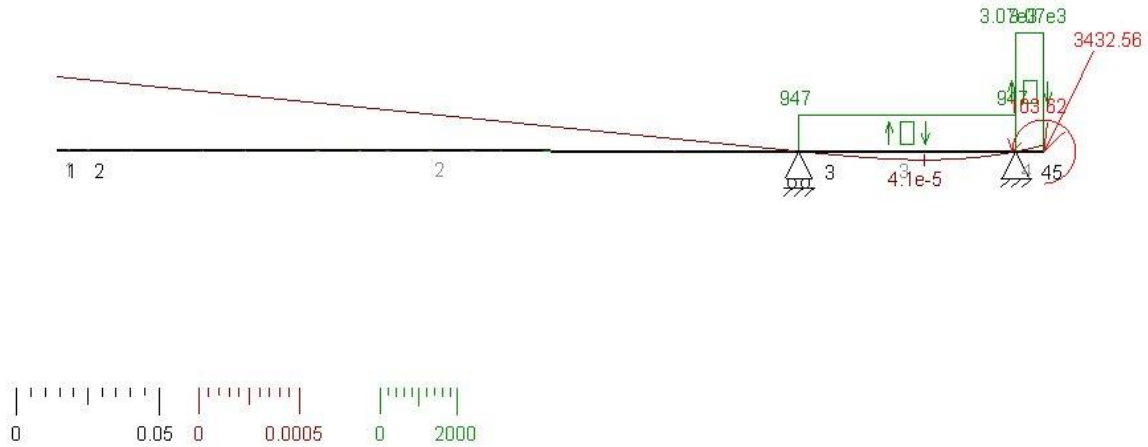


Figura A5.13 Representación de esfuerzo cortante del diagrama con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol rápido. (MEFI)

- Momento flector:

Problema de elementos rígidos (estado 1)  
Momentos flectores (deformada x 71)

MEFI

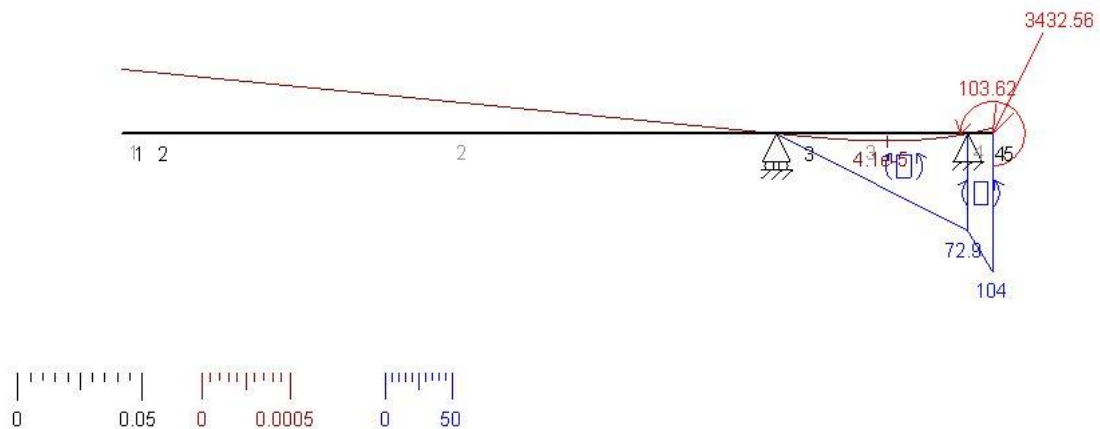


Figura A5.14 Representación del momento flector del diagrama con carga vertical y axial con el momento flector debido a la carga axial del árbol rápido. (MEFI)

- Diagrama general aplicando solamente la carga horizontal:

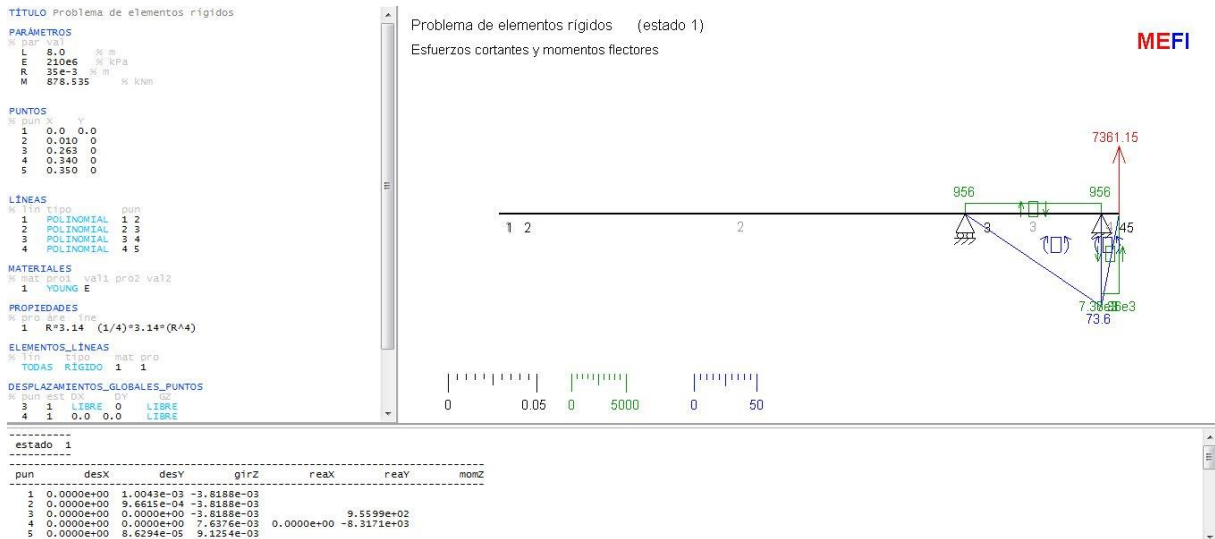


Figura A5.15 Diagrama general con carga horizontal del árbol rápido. (MEFI)

- Componente radial:

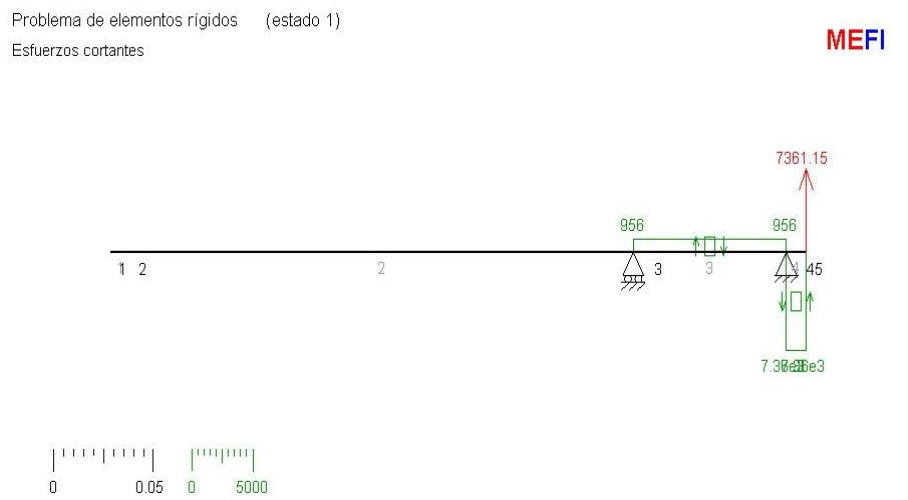


Figura A5.16 Representación del cortante del diagrama con carga horizontal del árbol rápido. (MEFI)

- Momento flector:

Problema de elementos rígidos (estado 1)  
Momentos flectores

MEFI

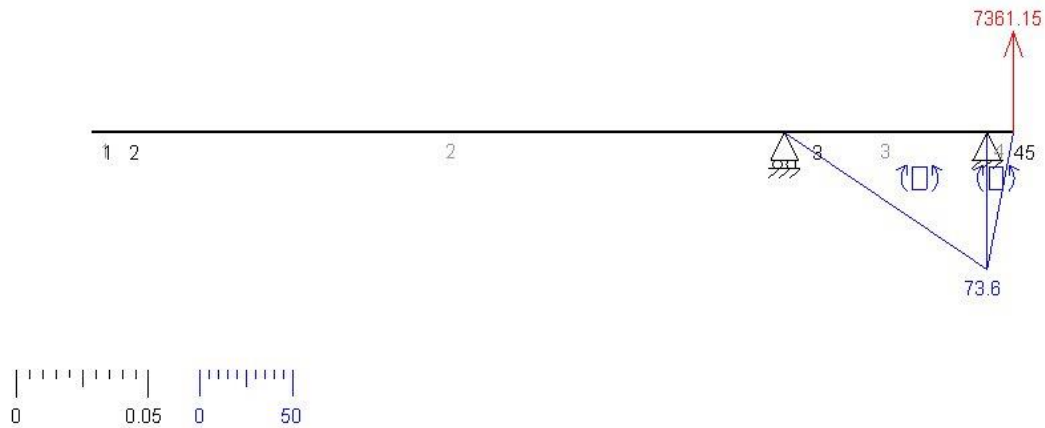


Figura A5.17 Representación del momento flector del diagrama con carga horizontal del árbol rápido. (MEFI)

- Momento torsor:

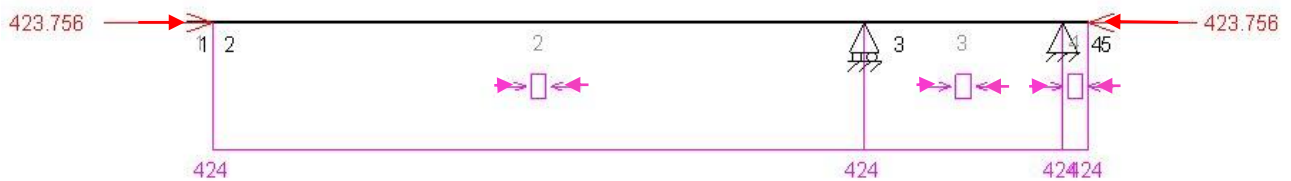


Figura A5.18 Diagrama del momento torsor del árbol rápido. (MEFI)

Este árbol como el anterior, tiene como principal carga a la que está sometida, la debida al momento torsor.

Por tanto aplicando el criterio de von mises calcularemos la tensión equivalente:

$$\sigma_T = \frac{M_r}{W_f} \quad [\text{Eq A5.5}]$$

Siendo:

$M_r$ , momento torsor. 424 [N.m]

$W_f$ , momento de inercia de la sección.

$$W_f = \pi * d^3 / 16 \quad [\text{Eq A5.6}]$$

Calculamos la tensión de von mises.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{3} * \sigma_T \quad [\text{Eq A5.7}]$$

Calculamos el coeficiente de seguridad total del árbol a través de la tensión admisible del material.

$$CS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{VM}} \quad [\text{Eq A5.8}]$$

$\sigma_{adm}$  (Acero 16MnCr5) = 820 MPa.

$\sigma_{VM}$  = 87.24 MPa.

CS = 9.4.

A continuación, se muestran los valores que se han obtenido mediante el programa Autodesk Inventor, que son similares a los obtenidos mediante el programa MEFI.

- Árbol lento:

Reacciones en los apoyos:

1. Soporte	
$F_z$	3070,176 N
$F_y$	2939,485 N
$F_x$	5376,841 N
$Y_y$	0,000 $\mu\text{m}/\text{N}$
$f_y$	-0,000 $\mu\text{m}$
$f_x$	0,000 $\mu\text{m}$
2. Soporte	
$F_z$	0,000 N
$F_y$	-1376,909 N
$F_x$	1984,311 N
$Y_y$	0,000 $\mu\text{m}/\text{N}$
$f_y$	-0,000 $\mu\text{m}$
$f_x$	-0,000 $\mu\text{m}$

Tabla A5.1 Valores de las reacciones en los apoyos (Autodesk Inventor).

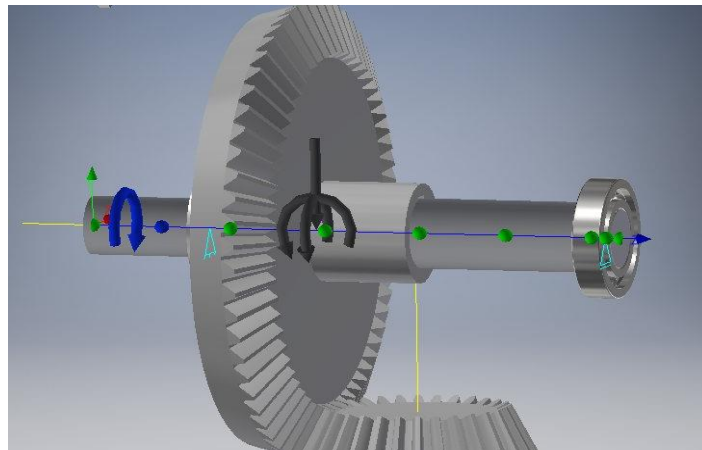


Figura A5.19 Representación de las cargas en el árbol rápido. (Autodesk Inventor).

Diagrama de esfuerzos:

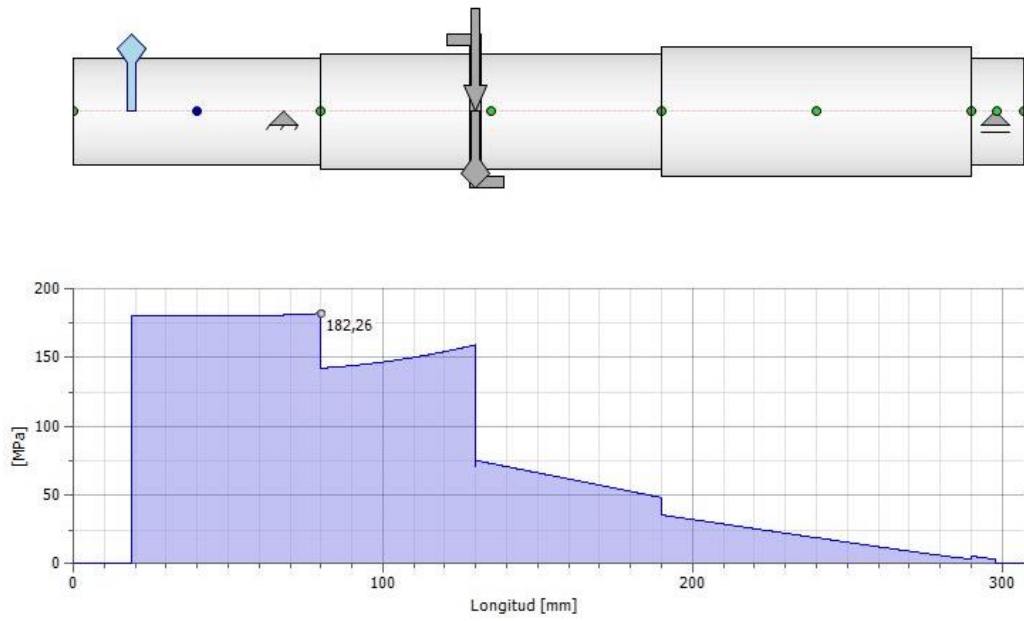


Figura A5.20 Tensión equivalente en el árbol lento. (Autodesk Inventor)

- Árbol rápido:

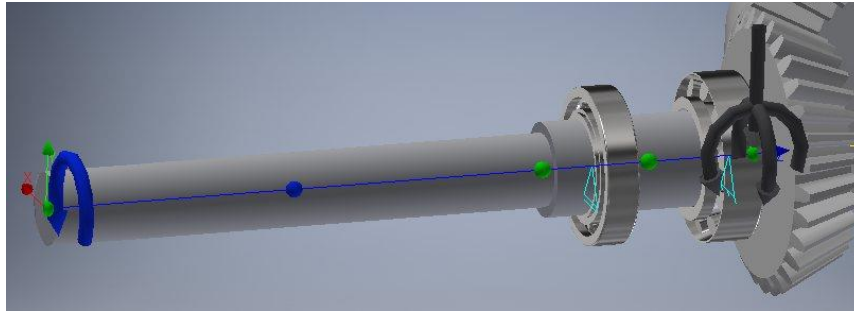


Figura A5.21 Representación de las cargas en el árbol rápido. (Autodesk Inventor)

Reacciones en los apoyos:

1. Soporte	
$F_z$	0,000 N
$F_y$	1031,830 N
$F_x$	-1363,176 N
$Y_y$	0,000 $\mu\text{m}/\text{N}$
$f_y$	-0,000 $\mu\text{m}$
$f_x$	-0,000 $\mu\text{m}$
2. Soporte	
$F_z$	-1535,088 N
$F_y$	2069,387 N
$F_x$	8724,328 N
$Y_y$	0,000 $\mu\text{m}/\text{N}$
$f_y$	-0,000 $\mu\text{m}$
$f_x$	-0,000 $\mu\text{m}$

Tabla A5.2 Valores de las reacciones en los apoyos. (Autodesk Inventor).

Diagrama de esfuerzos:

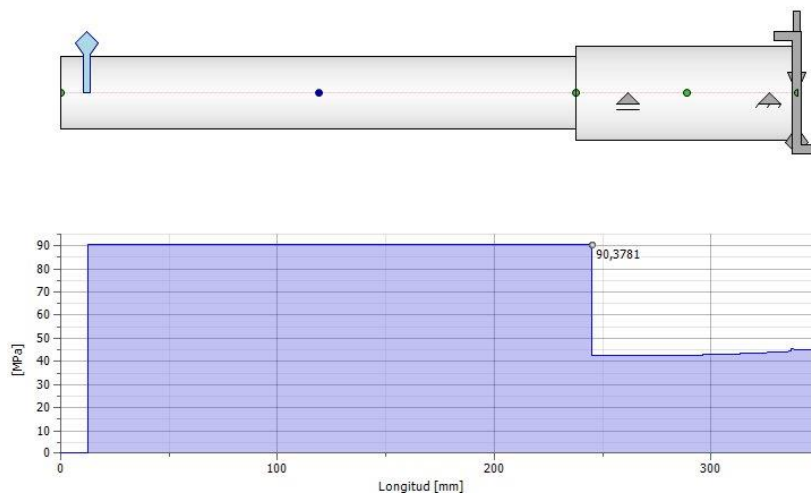


Figura A5.22 Tensión equivalente en el árbol rápido. (Autodesk Inventor)

A continuación, se realiza el estudio del diámetro mínimo que debería tener el árbol para trabajar correctamente frente al fenómeno a fatiga mediante el método de fatiga ED-Goodman (Anexo 9). En dicho estudio se realizará un cálculo aproximado para saber dicho diámetro mínimo que debe contener el árbol.

Cálculo del diámetro mínimo:

$$d = \left\{ \frac{16 \cdot n}{\pi} * \left( \frac{1}{S_e} * \left[ 4 * (K_f * M_a)^2 + 3 * (K_{fs} * T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_u} * \left[ 4 * (K_f * M_a)^2 + 3 * (K_{fs} * T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right) \right\}^{1/3} \quad [\text{Eq A5.9}]$$

Siendo:

- n, límite de seguridad.
- Se, límite de resistencia a fatiga.
- Sut, resistencia a la tensión mínima.
- Kf y Kfs, factores de concentración de esfuerzo por fatiga de flexión y torsión respectivamente.
- Mm y Ma, momentos flectores medio y alternante.
- Tm y Ta, pares de torsión media y alternante.

Consideramos un coeficiente de seguridad de  $n = 1.5$ .

Los resultados obtenidos teóricamente de 24.52 mm de diámetro para el árbol lento y 22.35 mm para el árbol rápido.



# ANEXO 6.- SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Tras el cálculo que se ha hecho en el análisis de cargas en el árbol, sabemos qué carga soportarán dichos rodamientos.

Se localizarán dos rodamientos por cada árbol; uno, rígido de bolas, que solo soportará carga radial, y el otro, rodamiento de rodillos cónico, que es el que soportará la carga axial como también, soportará parte de la carga radial.

Se ha elegido esta disposición de rodamientos ya que se debe soportar una elevada carga axial, motivo por el que se selecciona este rodamiento, mientras que la carga radial es menor y distribuida, por lo que un rodamiento rígido de bolas es el adecuado.

Se ha seguido el manual de cálculo que se nos indica en el catálogo de los rodamientos FAG, junto con los valores típicos de seguridad de carga ( $\frac{C}{P}$ ) según el número dado de revoluciones por minuto y, el número de horas esperadas de trabajo de dichos rodamientos.

A continuación se procede a la elección de dichos rodamientos.

Se calcula la carga dinámica equivalente mediante la siguiente fórmula.

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad \text{[Eq A6.1]}$$

Siendo:

X, coeficiente radial del rodamiento.

Y, coeficiente axial del rodamiento. En rodamiento rígido de bolas Y = 0.

F<sub>r</sub>, carga radial constante.

F<sub>a</sub>, carga axial constante.

	Rodamiento	X	Y	Fr[N]	Fa[N]	P [N]	$\frac{C}{P}$	C[KN]	Rodamiento escogido	Crod [KN]
Árbol lento	Rígido de bolas	1	0	2415.24	0	2415.24	10.16	24.55	6207	25.5
	Cónico	0.4	1.6	6127.89	3070.2	7363.48	8.06	59.35	32207A	71
Árbol rápido	Rígido de bolas	1	0	1709.66	0	1709.66	12.81	21.9	6207	25.5
	Cónico	0.4	1.57	8966.4	1535.71	5997.62	9.92	59.5	33109	85

Tabla A6.1. Tabla resumen de los valores más significativos de los rodamientos.

### Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

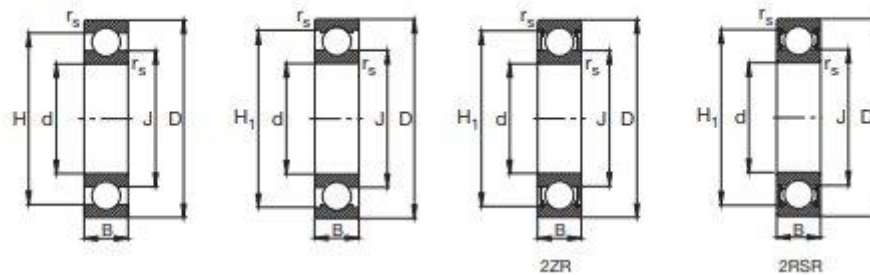


Figura A6.1. Parámetros geométricos de rodamientos rígidos de bolas (Catálogo FAG).

### Rodamientos FAG de rodillos cónicos

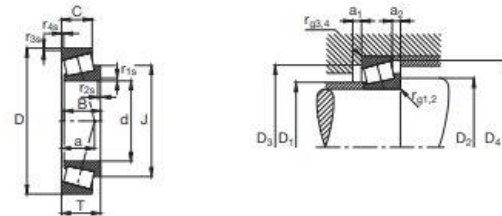


Figura A6.2. Parámetros geométricos de los rodamientos de rodillos cónicos (Catálogo FAG).

Calculo de la vida nominal del rodamiento:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad [\text{Eq A6.2}]$$

Siendo:

C, capacidad de carga dinámica.

P, carga dinámica equivalente.

p, constante que depende del tipo de rodamiento.

$$p \begin{cases} 3 & \text{para rodamiento de bolas} \\ \frac{10}{3} & \text{para rodamientos de rodillos} \end{cases}$$

$$L_{10} = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} \quad [\text{Eq. A6.3}]$$

Siendo:

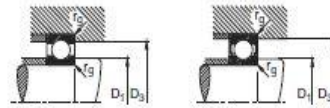
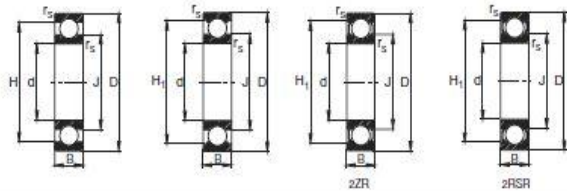
n, el número de revoluciones por minuto en rpm.

L<sub>10</sub>, la duración del número de horas que aseguran el correcto funcionamiento del rodamiento.

L, la vida nominal del rodamiento en millones de vueltas.

Catálogos:

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera



Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si  $C_{10}/P_{d68}$ , ver Pág.41.

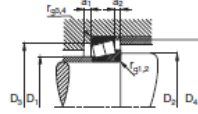
Eje	Dimensiones							Peso kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min <sup>-1</sup>	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares			
	d mm	D	B	r <sub>s</sub> mm	H	H <sub>1</sub>	J		d <sub>yn</sub> kN	stat. C <sub>0</sub>				D <sub>1</sub> mm	D <sub>2</sub> max	r <sub>s</sub> max	
30	30	62	16	1	52,1	54,0	40	0,105	19,3	11,2	14000	14000	6206	35,6	56,4	1	
	30	62	16	1	52,1	54,0	40	0,202	19,3	11,2	14000	14000	SE206.W200B	35,6	56,4	1	
	30	62	16	1	52,1	54,0	40	0,201	19,3	11,2	11000	14000	6206.2ZRH	35,6	56,4	1	
	30	62	16	1,1	52,1	54,0	40	0,201	19,3	11,2	7500		6206.2RSH	35,6	56,4	1	
	30	62	16	1	52,1	54,0	40	0,211	19,3	11,2	7500		SE206.ZRSH.W200B	35,6	56,4	1	
	30	62	20	1	52,1	54,0	40	0,245	19,3	11,2	7500		62206.ZRSR	35,6	56,4	1	
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,365	29	16,3	24000	13000	6206	37	65	1	
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,365	29	16,3	24000	13000	SE206.W200B	37	65	1	
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,363	29	16,3	9500	13000	6206.2ZRH	37	65	1	
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,365	29	16,3	6300		6206.ZRSR	37	65	1	
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,365	29	16,3	6300		SE206.ZRSH.W200B	37	65	1	
	30	72	27	1,1	59,6	61,6	44,6	0,499	29	16,3	6300		62206.ZRSR	37	65	1	
30	90	23	1,5	75,1		55,1	0,76	42,5	23,2	19000	12000	6406	41	79	1,5		
35	35	62	9	0,3	53,5	54,8	43,7	0,105	12,2	8,8	14000	10000	16007	37	66	0,3	
	35	62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,157	16	10,2	28000	13000	6007	39,6	57,4	1	
	35	62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,157	16	10,2	28000	13000	SE007.W200B	39,6	57,4	1	
	35	62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,193	16	10,2	11000	13000	6007.2ZRH	39,6	57,4	1	
	35	62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,193	16	10,2	7500		6007.2RSH	39,6	57,4	1	
	35	62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,193	16	10,2	7500		SE007.ZRSH.W200B	39,6	57,4	1	
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,261	25,5	15,3	24000	12000	6207	42	65	1	
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,280	25,5	15,3	24000	12000	SE207.W200B	42	65	1	
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,290	25,5	15,3	9500	12000	6207.2ZRH	42	65	1	
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,301	25,5	15,3	6300		6207.ZRSR	42	65	1	
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,303	25,5	15,3	6300		SE207.ZRSH.W200B	42	65	1	
	35	72	23	1,1	60,7	63,3	47,2	0,363	25,5	15,3	6300		62207.ZRSR	42	65	1	
35	80	21	1,5	65,5	67,6	49,3	0,471	33,5	19	20000	12000	6307	44	71	1,5		
	35	80	21	1,5	65,5	67,6	49,3	0,471	33,5	19	20000	12000	SE207.W200B	44	71	1,5	
	35	80	21	1,5	65,5	67,6	49,3	0,481	33,5	19	8500	12000	6307.2ZRH	44	71	1,5	
	35	80	21	1,5	65,5	67,6	49,3	0,483	33,5	19	6000		6307.ZRSR	44	71	1,5	
	35	80	21	1,5	65,5	67,6	49,3	0,483	33,5	19	6000		SE207.ZRSH.W200B	44	71	1,5	
	35	80	31	1,5	65,5	67,6	49,3	0,667	33,5	19	6000		62307.ZRSR	44	71	1,5	
	35	100	25	1,5	83,3	85,6	62	0,871	53	31,5	18000	11000	6407	46	89	1,5	
	40	40	68	9	0,3	58,3		49,4	0,12	13,2	10,2	13000	9000	16008	42	66	0,3
		40	68	15	1	59,1	61,6	49,3	0,194	16,6	11,6	29000	12000	6008	44,6	63,4	1
		40	68	15	1	59,1	61,6	49,3	0,196	16,6	11,6	20000	12000	SE008.W200B	44,6	63,4	1
		40	68	15	1	59,1	61,6	49,3	0,2	16,6	11,6	10000	12000	6008.2ZRH	44,6	63,4	1
	40	68	15	1	59,1	61,6	49,3	0,202	16,6	11,6	6700		6008.ZRSR	44,6	63,4	1	

Bajo demanda también son suministrables otras ejecuciones: no duden en contactarnos.

Tabla A6.2 Catálogo FAG rodamientos rígidos de bolas.

Rodamientos FAG de rodillos cónicos

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si  $C_p/P_{0a28}$ , ver Pág.41.

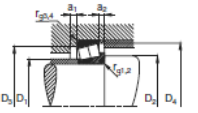


Eje	Dimensiones						Peso kg	Capacidad de carga din. C kN	Factor de carga o Y Y	Velocidad límite min <sup>-1</sup>	Velocidad de referencia min <sup>-1</sup>	Denominación abreviada Rodamiento FAG DIN ISO 305	Medidas auxiliares										
	d mm	D mm	B mm	C mm	T mm	r <sub>1</sub> , r <sub>2</sub> mm							a mm	J mm	D <sub>1</sub> mm	D <sub>2</sub> mm	D <sub>3</sub> mm	D <sub>4</sub> mm	a <sub>1</sub> mm	a <sub>2</sub> mm	f <sub>1</sub> mm	f <sub>2</sub> mm	
15	15	35	11	10	11,75	0,8	0,8	10	28	0,057	24000	15000	30202	20	19	29	29	32	2	1,5	0,8	0,8	
	16	42	13	11	14,25	1	1	10	28,1	0,088	20000	13000	30204	22	21	36	36	38	2	3	1	1	
17	17	40	12	11	13,25	1	1	10	28,8	0,082	20000	13000	30203	20	19	23	23	34	34	37	2	2	1
	17	40	16	14	17,25	1	1	11	28,7	0,108	20000	13000	30205	22	21	27	27	34	34	37	3	3	1
	17	47	14	12	15,25	1	1	10	31,2	0,133	18000	11000	30204	22	21	25	25	40	41	43	2	3	1
	17	47	18	16	20,25	1	1	12	31,5	0,182	18000	11000	30205	24	23	29	29	41	43	43	3	4	1
20	20	42	15	12	15	0,8	0,8	10	33	0,106	18000	9000	30204	25	25	36	37	39	3	3	0,8	0,8	
	20	47	14	12	15,25	1	1	11	34,2	0,013	17000	11000	30204	27	26	40	41	43	2	3	1	1	
	20	52	15	13	16,25	1,5	1,5	11	38,1	0,188	15000	10000	30204	28	27	44	45	47	2	3	1,5	1,5	
	20	52	19	11	16,25	1,5	1,5	16	37,8	0,174	15000	9000	31304	27	27	45	45	48	3	3	1,5	1,5	
	20	52	21	18	22,25	1,5	1,5	14	35,3	0,290	15000	9000	32304	27	27	43	43	47	3	4	1,5	1,5	
25	25	47	16	11,5	15	0,8	0,8	12	38	0,12	15000	8000	30205	30	30	40	42	44	3	3,5	0,8	0,8	
	25	52	16	13	16,25	1	1	13	38,5	0,18	14000	8000	30205	31	31	44	46	48	2	3	1	1	
	25	52	18	18	19,25	1	1	14	40,2	0,188	14000	8000	32205	31	31	44	46	48	3	3	1	1	
	25	52	22	18	22	1	1	14	39,4	0,263	14000	7000	33205	30	31	50	50	50	4	4	1	1	
	25	52	17	15	16,25	1,5	1,5	13	42,3	0,208	13000	8000	30205	34	34	54	55	57	2	3	1,5	1,5	
	25	52	17	13	16,25	1,5	1,5	20	46,3	0,287	13000	8000	31305	34	34	57	57	59	3	3	1,5	1,5	
	25	52	24	20	25,25	1,5	1,5	18	42,3	0,382	13000	8000	32305	32	32	50	50	57	3	3	1,5	1,5	
	25	52	24	20	25,25	1,5	1,5	18	42,3	0,382	13000	8000	32305	32	32	50	50	57	3	3	1,5	1,5	
28	28	52	16	12	16	1	1	13	41	0,156	13000	7000	30205	33	34	46	46	49	3	4	1	1	
	30	55	17	13	17	1	1	14	44,1	0,185	13000	7000	32305	35	35	48	48	52	3	4	1	1	
	30	62	16	14	17,25	1	1	14	45,5	0,237	12000	7000	30205	37	36	50	50	57	2	3	1	1	
	30	62	20	17	21,25	1	1	16	45,9	0,274	12000	7000	32305	37	36	52	52	59	3	4	1	1	
30	30	62	25	19,5	25	1	1	16	46,1	0,384	11000	6700	34305	38	38	53	53	59	5	5,5	1	1	
	30	72	19	16	20,75	1,5	1,5	15	49,3	0,445	10000	7500	30305	40	37	62	62	66	3	4,5	1,5	1,5	
	30	72	19	14	20,75	1,5	1,5	24	54	0,441	10000	7500	31305	40	37	56	56	68	3	6,5	1,5	1,5	
	30	72	27	23	26,75	1,5	1,5	18	49,3	0,587	10000	7000	32305	39	37	59	59	66	4	5,5	1,5	1,5	
32	32	56	17	13	17	1	1	14	45,5	0,188	12000	6300	32072	38	38	50	50	52	5,5	4	1	1	
	35	62	18	14	18	1	1	15	50	0,225	11000	6000	32072	40	41	54	54	59	4	4	1	1	
30	35	72	17	15	18,25	1,5	1,5	15	52,6	0,354	10000	6700	30305	42	42	60	60	67	3	3	1,5	1,5	
	35	72	23	19	24,25	1,5	1,5	18	53,9	0,482	10000	6000	32305	42	42	61	61	67	3	3,5	1,5	1,5	
	35	72	28	22	28	1,5	1,5	18	53,9	0,585	10000	5600	33207	42	42	61	61	68	5	6	1,5	1,5	
	35	72	28	22	28	1,5	1,5	18	53,9	0,585	10000	5600	33207	42	42	61	61	68	5	6	1,5	1,5	

Bajo pedido también se suministran otras especificaciones, no dadas en esta tabla.

Rodamientos FAG de rodillos cónicos

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si  $C_p/P_{0a28}$ , ver Pág.41.



Eje	Dimensiones						Peso kg	Capacidad de carga din. C kN	Factor de carga o Y Y	Velocidad límite min <sup>-1</sup>	Velocidad de referencia min <sup>-1</sup>	Denominación abreviada Rodamiento FAG DIN ISO 305	Medidas auxiliares									
	d mm	D mm	B mm	C mm	T mm	r <sub>1</sub> , r <sub>2</sub> mm							a mm	J mm	D <sub>1</sub> mm	D <sub>2</sub> mm	D <sub>3</sub> mm	D <sub>4</sub> mm	a <sub>1</sub> mm	a <sub>2</sub> mm	f <sub>1</sub> mm	f <sub>2</sub> mm
35	35	80	21	18	22,75	2	1,5	18	55,2	0,573	9000	6700	30307	45	44	70	71	74	3	4,5	2	1,5
	35	80	21	15	22,75	2	1,5	20	59,9	0,582	9000	6300	31307	44	44	69	71	76	4	7,5	2	1,5
	35	80	31	26	32,75	2	1,5	20	58,2	0,741	8000	6300	36307	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5
	35	80	31	25	32,75	2	1,5	25	59,8	0,802	8000	6300	32307	45	44	61	71	76	4	7,5	2	1,5
	35	80	31	25	32,75	2	1,5	25	59,8	0,802	8000	6300	32307	45	44	61	71	76	4	7,5	2	1,5
40	40	68	19	14,5	19	1	1	15	55	0,312	10000	5600	32008	40	40	60	62	65	4	4,5	1	1
	40	75	26	20,5	26	1,5	1,5	18	55,7	0,546	9000	5300	33108	42	42	65	68	71	4	5,5	1,5	1,5
	40	80	18	16	19,75	1,5	1,5	17	58,4	0,42	9000	6000	30308	49	47	69	73	74	3	3,5	1,5	1,5
	40	80	23	19	24,75	1,5	1,5	19	61	0,505	8000	5300	32308	49	47	69	73	74	3	3,5	1,5	1,5
	40	80	32	25	32	1,5	1,5	21	60,1	0,735	8000	5300	33208	47	47	67	73	76	5	7	1,5	1,5
	40	90	23	20	25,25	2	1,5	20	63,3	0,812	8000	6000	30308	52	49	77	81	82	3	4	2	1,5
	40	90	23	17	25,25	2	1,5	23	63,3	0,812	8000	6000	32308	52	49	77	81	82	3	4	2	1,5
	40	90	33	27	30,25	2	1,5	28	67	1,18	7500	5600	33208	50	49	69	81	80	4	8	2	1,5
45	45	75	26	15,5	20	1	1	17	62	0,399	9000	5200	32008	48	48	67	70	74	4	4,5	1	1
	45	75	24	19	24	1	1	19	60,5	0,432	9000	4800	33008	51	51	67	69	71	4	5	1	1
	45	80	26	20,5	26	1,5	1,5	19	63,8	0,526	8000	4800	33108	52	52	66	73	77	4	5,5	1,5	1,5
	45	85	18	16	20,75	1,5	1,5	18	64	0,47	8000	5600	30308	54	52	74	78	80	3	4,5	1,5	1,5
	45	85	23	19	24,75	1,5	1,5	20	64,8	0,57	8000	5000	32308	53	53	73	78	80	3	5,5	1,5	1,5
	45	85	32	25	32	1,5	1,5	22	65,2	0,805	8000	4800	34309	52	52	72	78	81	3	7	1,5	1,5
	45	90	26,5	20	20	2,5	2,5	33	73,8	0,933	7000	5600	37308	51	50	71	83	91	5	9	2,5	2,5

# ANEXO 7.- CÁLCULO DE VIDA AMPLIADA DE LOS RODAMIENTOS

Además de los cálculos realizados a la hora de estimar la vida de los rodamientos, esta va a depender de otros parámetros tales como el espesor de la película lubricante, la limpieza, los aditivos del lubricante y, el tipo de rodamiento.

Por tanto, según la norma DIN ISO 281, calcularemos dicha vida ampliada del rodamiento debido a que se han hecho numerosos experimentos que hacen que calculemos la vida ampliada con certeza siguiendo el correspondiente cálculo.

$$L_{na} = a_1 * a_{23} * L[10^6 \text{revoluciones}] \quad [\text{Eq A7.1}]$$

$$L_{hna} = a_1 * a_{23} * L_h \quad [\text{Eq A7.2}]$$

Siendo:

$a_1$ , factor para la probabilidad de fallo.

$a_{23}$ , factor para el material y las condiciones de servicio.

**$a_1$ , factor para la probabilidad de fallo.**

Consideramos una probabilidad de fallo del 10%.

**$a_{23}$ , factor para el material y las condiciones de servicio.**

El valor de dicho factor lo obtenemos a través de la siguiente fórmula:

$$a_{23} = a_{23II} * s \quad [\text{Eq A7.3}]$$

*s*, factor de limpieza.

En este caso consideraremos el valor de 1, considerando una limpieza normal.

Viscosidad a 40°C. 220 mm<sup>2</sup>/s

Temperatura de servicio de 65°C, valor tomado para un correcto funcionamiento del lubricante sobre el rodamiento.

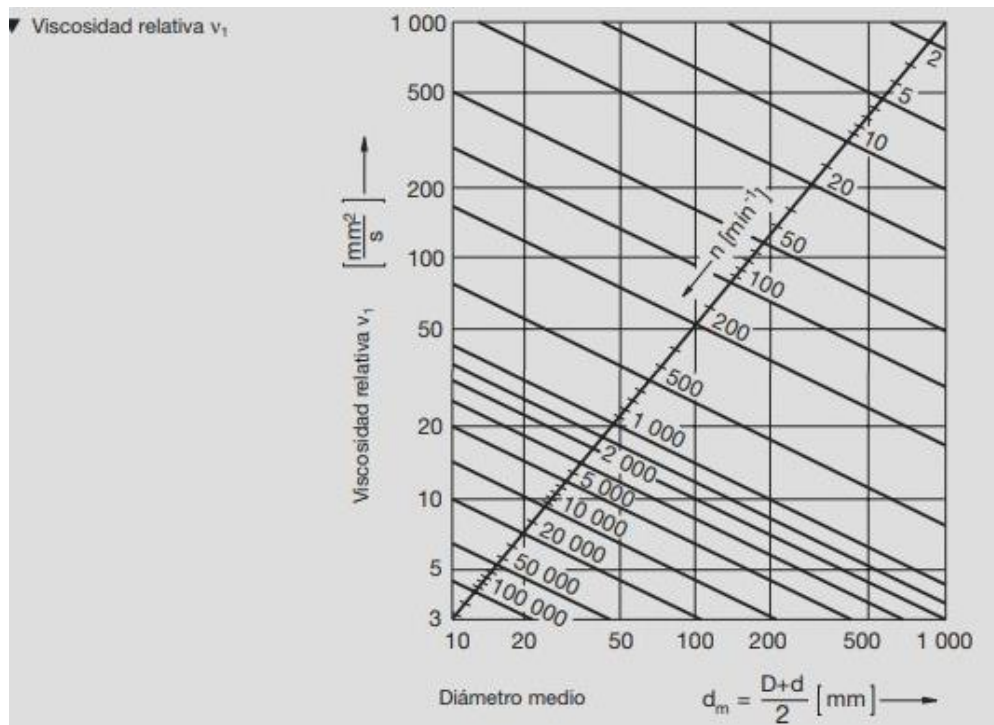
Viscosidad de servicio 60 mm<sup>2</sup>/s

A partir del  $d_m$  obtendremos la viscosidad relativa.

$$d_m = \frac{D+d}{2} \quad [Eq A7.4]$$

$v_1$ , viscosidad relativa

Mediante la siguiente gráfica, entrando con el  $d_m$ , se podrá obtener la viscosidad relativa.

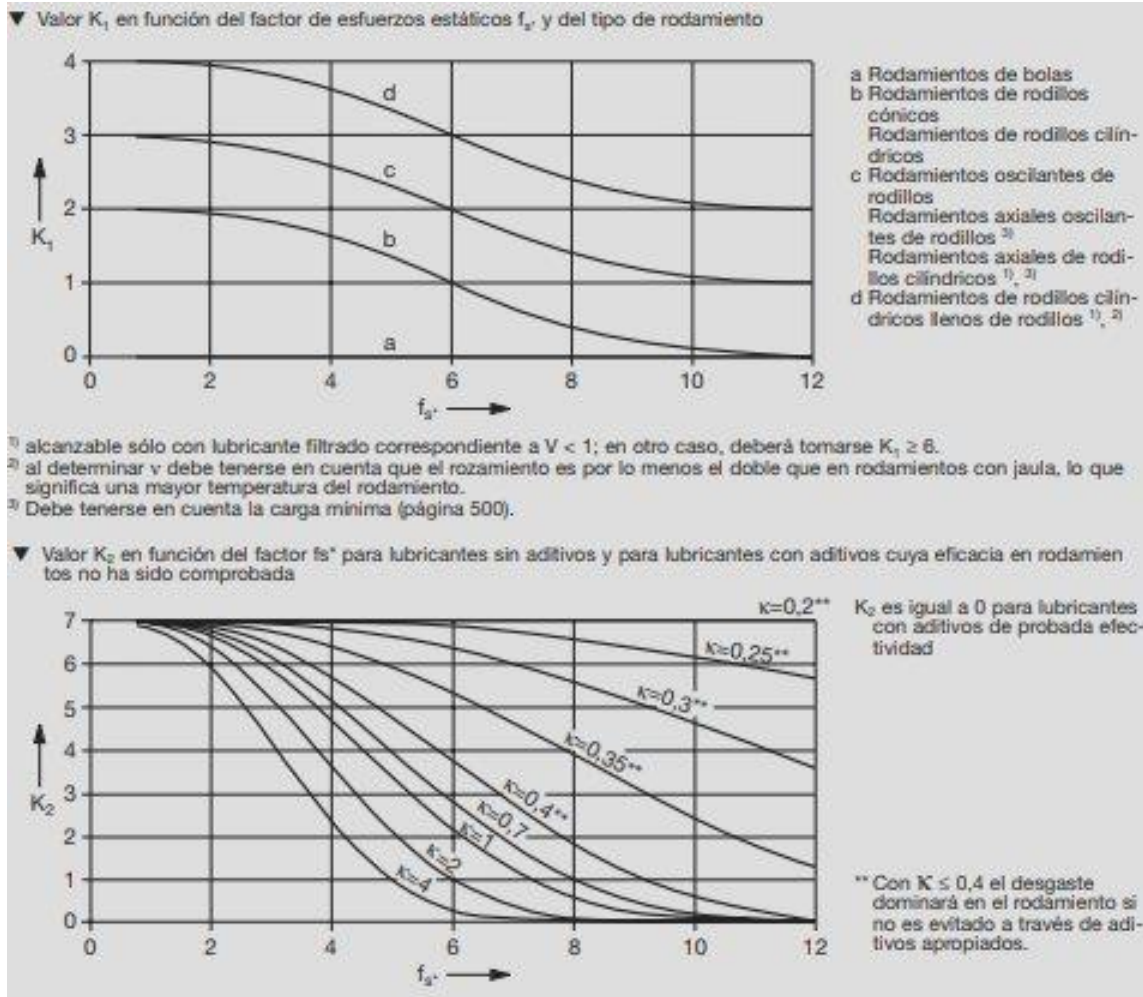


Gráfica A7.1 Gráfica de la viscosidad relativa en función del diámetro medio (Catálogo FAG).

Finalmente, calcularemos el valor de K necesario para obtener el factor básico  $a_{23II}$

K se calculará como la suma de K1 y K2 para finalmente entran en una tabla para obtener  $a_{23II}$

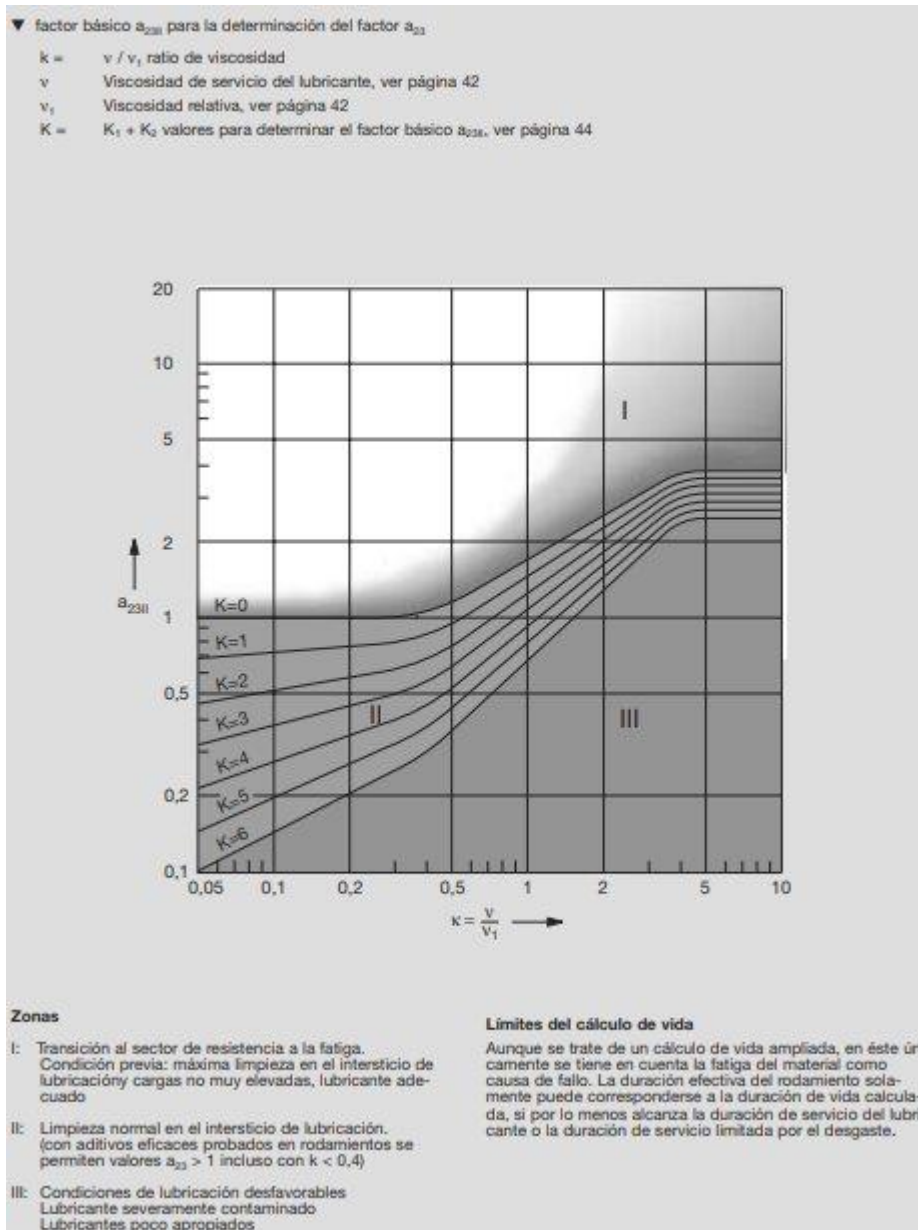
$$K1 \text{ Y } K2 \text{ (con } fs^* = \frac{C_0}{P_0} \text{)}$$



Gráfica A7.2 Factores K1 y K2 (Catálogo FAG).

Como podemos ver en las gráficas K1, para un rodamiento rígido de bolas representado con la curva a su valor es 0.

Después, se procede a obtener el factor  $a_{23II}$  una vez calculados los valores de  $k$ ,  $K$  y  $\nu_1$  y  $\nu$  entrando en la siguiente gráfica.



Gráfica A7.3 Grafica del factor  $a_{23II}$  en función de  $k$  Y  $K$ . (Catálogo FAG).



Aplicando el procedimiento explicado para cada uno de los rodamientos del componente mecánico, se realiza una tabla resumen con todos los valores, siendo la siguiente:

Rodamiento	dm [mm]	k	K1	K2	K	$v_1$ [mm <sup>2</sup> /s]	$f_s$	$a_1$	$a_2$	L[mill. vueltas]	Lhna[h]
Rígido de bolas(árbol lento)	53.5	3.66	0	3	3	20	4.17	1	2.5	19726	49315
Rodillos cónicos(árbol lento)	53.5	3.66	0	0	0	20	Co=85KN Po=5.15KN 16.5	1	3.8	23284	88480
Rígido de bolas(árbol rápido)	53.5	4.88	0	0	0	15	9	1	4	18000	71999
Rodillos cónicos(árbol rápido)	62.5	4.88	0	0	0	15	Co=116KN Po=4.9KN 23.7	1	4	87676	333169

Tabla A7.1 Resumen valores de vida ampliada de los rodamientos.

# ANEXO 8. DIMENSIONADO DE CHAVETAS Y ÁRBOLES NERVADOS

Las chavetas son componentes mecánicos con la finalidad de unir piezas que deben girar solidariamente con un árbol, en nuestro caso el engranaje junto con el árbol para poder transmitir un par motriz.

Se procede a hacer el dimensionamiento de los parámetros geométricos característicos de las chavetas mediante dos procedimientos, uno el cálculo teórico y otro facilitado por la ayuda de Autodesk Inventor, en este último, se realizan los dos métodos de cálculo: el cálculo general y el cálculo simplificado. Llegando finalmente a una conclusión.

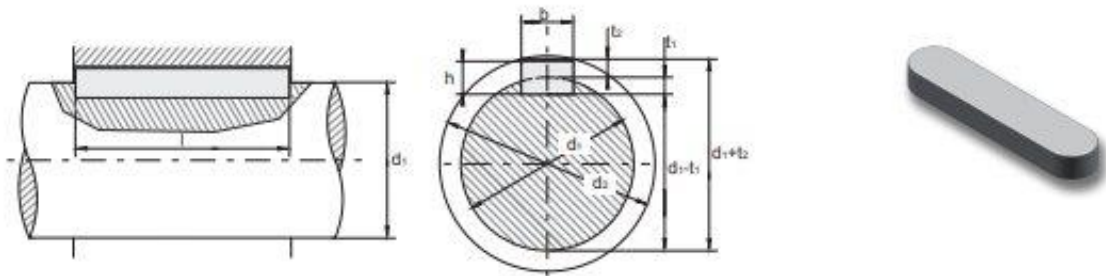


Figura A8.1. Geometría de la chaveta DIN 6885 tipo A. (Catálogo OPAC)

## - Método teórico:

Primero calcularemos la longitud mínima necesaria para que la chaveta tipo A pueda soportar el momento torsor.

$$l = \frac{4 \cdot T \cdot n}{h \cdot D \cdot S_y} \quad [\text{Eq. A8.1}]$$

Siendo:

- T, momento torsor (878535 [N.mm]).
- n, factor de seguridad.
- h, altura del alojamiento debido a la chaveta (8 [mm]).
- D, diámetro del árbol (38 [mm]).
- S<sub>y</sub>, valor límite de fluencia (330 [N/mm<sup>2</sup>])

Se realiza un cálculo simplificado donde el cometido es despreciable, además, tendremos en cuenta la fuerza que origina el par que transmite el árbol, de tal manera que la tensión de compresión sobre la cara lateral de la chaveta será la calculada mediante la siguiente fórmula:

$$\tau = \frac{2 * M_t * \varphi}{D * h * l * n_{chavetas}} \quad [\text{Eq. A8.2}]$$

Siendo:

- D,                    diámetro del árbol [mm].
- l,                    longitud de la chaveta [mm].
- h,                    altura de la chaveta [mm].
- Mt,                  momento torsor que soporta dicha chaveta [N.mm].
- φ,                    eficacia.
- n<sub>chavetas</sub>,        número de chavetas

A continuación, se calcula la tensión de compresión por aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{A_{aplast}} = \frac{2 * M_t}{D * t_1 * l} \quad [\text{Eq.8.3}]$$

Siendo:

Mt, momento torsor aplicado sobre la chaveta. [N.mm]

- D,                    diámetro del árbol.
- h,                    altura de la chaveta.
- l,                    longitud de la chaveta.

- Procedimiento seguido por las fórmulas proporcionadas por Autodesk Inventor

Posteriormente, se ha escogido realizar el cálculo que nos es facilitado por ayuda de Autodesk Inventor, donde se nos muestra los cálculos que realiza el programa. Escogiendo este proceso de cálculo debido a que se tiene en cuenta parámetros como el chaflán de la chaveta, la longitud efectiva de la chaveta...

Se procede a aplicar las fórmulas que aproximan dichos valores que principalmente nos va a preocupar que trabajen bien a compresión y a cortadura.

Primero definiremos los parámetros geométricos necesarios para realizar los cálculos:

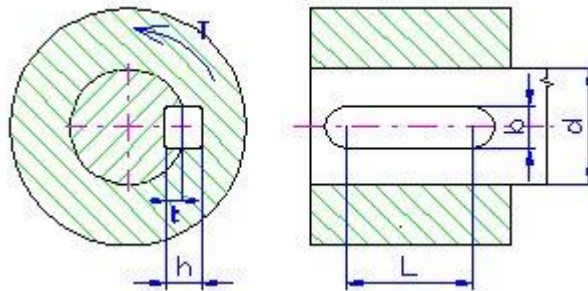


Figura A8.2 Parámetros geométricos característicos de chavetas (Imagen de la ayuda de Autodesk Inventor).

Siendo:

- b, anchura de la chaveta.
- d, diámetro primitivo del árbol.
- t, cavidad de la chaveta en el árbol.
- h, altura de la chaveta.
- L, longitud de la chaveta.

- Cálculo general:

Cálculo del diámetro interior del árbol.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 * T * K_a * S_v}{\pi * \tau_A * K_f}} \quad [\text{Eq. A8.4}]$$

Siendo:

$T$ , momento torsor aplicado. [N.mm]

$K_a$ , factor de sobrecarga.

$S_v$ , seguridad deseada.

$\tau_A$ , tensión tangencial admisible. [MPa]

$K_f$ , factor de vida útil a desgaste.

Rango de actividad de la fuerza del árbol.

$$h_s = \sqrt{\frac{d^2}{4} - \frac{b^2}{4}} + t - \frac{d}{2} - s \quad [\text{Eq. A8.5}]$$

$s$ , Distancia vertical del chaflán que contiene la chaveta. [mm]

Diámetro del árbol en el rango de la actividad de la fuerza.

$$d_s = \sqrt{\left(\frac{d}{2} - t + s\right)^2 + \frac{b^2}{4}} + \frac{d}{2} \quad [\text{Eq. A8.6}]$$

Diámetro de la brida en el rango de la actividad de la fuerza

$$d_s = \sqrt{\left(\frac{d}{2} - h - t - s\right)^2 + \frac{b^2}{4}} + \frac{d}{2} \quad [\text{Eq. A8.7}]$$

Fuerza en el árbol:

$$F_s = 2 * \frac{T * 10^3}{d_s} \quad [\text{Eq. A8.8}]$$

Fuerza en la brida:

$$F_h = 2 * \frac{T * 10^3}{d_h} \quad [\text{Eq. A8.9}]$$

Cálculo de la longitud mínima.

$$L_{min,s} = \frac{F_s * K_a * S_v}{p_{Dmin,s} * h_s * N * K_m * K_f} \quad [\text{Eq. A8.10}]$$

$$L_{min,h} = \frac{F_h * K_a * S_v}{p_{Dmin,h} * h_h * N * K_m * K_f} \quad [\text{Eq. A8.11}]$$

Finalmente se escogerá aquella longitud que nos de menor valor, es decir, el más crítico.

- Cálculo simplificado:

De otra manera se puede realizar el cálculo simplificado, donde se calcula la longitud mínima para poder transferir el par de torsión. Al ser una conexión fija se aplicará la siguiente ecuación.

$$L_{min} = \frac{T * K_a * S_v}{\frac{d}{2} * p_{D,min} * \frac{h_{st}}{2} * N * K_m * K_f} \quad [\text{Eq. A8.12}]$$

Donde:

- $T$ , par de torsión.
- $K_a$ , factor de aplicación.
- $K_f$ , factor de vida útil a desgaste.
- $K_m$ , factor de aplicación.
- $S_v$ , seguridad deseada.
- $d$ , diámetro del árbol. [mm]
- $N$ , número de ranuras.
- $h_{st}$ , altura de conexión. [mm]  $h_{st} = h - 2 * s$
- $h$ , altura de la chaveta. [mm]
- $s$ , Distancia vertical del chaflán que contiene la chaveta. [mm]
- $p_{D,min}$ , Presión admitida en la superficie de soporte del árbol, ranura o brida. [MPa].

Cálculo de la presión admitida:

$$p_{min} = \frac{T \cdot 10^3 \cdot K_a}{\frac{d}{2} \cdot l_f \cdot \frac{h_{st}}{2} \cdot N \cdot K_m \cdot K_f} \quad [\text{Eq. A8.13}]$$

Donde:

$l_f$ , longitud efectiva. Longitud total – ambos bordes redondeados de la chaveta  $l_f = \left(\frac{b}{2} * 2\right)$ .

Los demás parámetros ya definidos anteriormente.

Finalmente, siguiendo los cálculos de las ecuaciones teóricas a las que realiza el programa de Autodesk Inventor, se puede afirmar que estas últimas son más exactas debido a que se tiene en cuenta por ejemplo el chaflán del chavetero, el factor de sobrecarga, altura efectiva de transmisión de la chaveta...

Se escoge el cálculo general de la chaveta debido a que este es más preciso que el simplificado, ya que hace un cálculo con distinción de cómo trabaja la chaveta frente al árbol y la brida, que se han denotado como subíndices h y s.

A continuación, una tabla comparando los resultados obtenidos para cada procedimiento:

<b>Cálculo teórico</b>	
<b>T</b>	878535
<b>ns</b>	1
<b>τ, adm</b>	440
<b>p, adm</b>	330
<b>D</b>	38
<b>B</b>	10
<b>h</b>	8
<b>L</b>	100
<b>t1</b>	5
<b>Parámetros definidos mediante fórmulas</b>	
<b>Lmin</b>	35.03
<b>Dmin</b>	11.84
<b>σ<sub>xy</sub></b>	102.75
<b>τ<sub>xy</sub></b>	64.22
<b>CS(σ)</b>	3.21
<b>CS(τ)</b>	6.85

Tabla A8.1 Resumen de los valores utilizando el cálculo teórico.

<b>Cálculo general</b>	
<b>b</b>	10
<b>s</b>	0.4
<b>d</b>	38
<b>N</b>	1
<b>h</b>	8
<b>T</b>	878535
<b>Ka</b>	1
<b>Sv</b>	1
$\tau_A$	440
<b>Kf</b>	1
<b>p,min</b>	330
<b>hst</b>	
<b>Km</b>	1
<b>Lf</b>	90
<b>L</b>	100
<b>t</b>	5
<b>D<sub>min</sub></b>	21.67
<b>hs</b>	3.93
<b>h<sub>h</sub></b>	2.4
<b>ds</b>	34.24
<b>dh</b>	26.51
<b>Fs</b>	51311.26
<b>Fh</b>	66286.19
<b>L<sub>min,s</sub></b>	39.56
<b>L<sub>min,h</sub></b>	83.69
<b>p<sub>min,s</sub></b>	145.06
<b>p<sub>min,h</sub></b>	306.88

Tabla A8.2 Resumen de los valores utilizando el cálculo general.

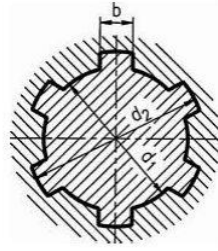


<b>Cálculo simplificado</b>	
<b>b</b>	10
<b>s</b>	0.4
<b>d</b>	38
<b>N</b>	1
<b>h</b>	8
<b>T</b>	878535
<b>Ka</b>	1
<b>Sv</b>	1
<b><math>\tau_A</math></b>	440
<b>Kf</b>	1
<b><math>p_{dmin}</math></b>	330
<b><math>h_{st}</math></b>	7.2
<b>Km</b>	1
<b>Lf</b>	90
<b>L</b>	100
<b><math>d_{min}</math></b>	21.67
<b><math>L_{min}</math></b>	38.92
<b><math>p_{min}</math></b>	142.71

Tabla A8.3 Resumen de los valores utilizando el cálculo simplificado



### Árboles nervados:



Un árbol nervado es un árbol con una serie de acanaladuras con una determinada longitud y, con la función de transmitir el movimiento motriz. Se usan cuando la potencia a transmitir es considerable, actuando como si fueran una sucesión de chavetas.

Se procederá a realizar el estudio de los parámetros de diámetro, longitud y presión mínima para poder compararlos por los obtenidos mediante el programa de simulación de Inventor.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot K_a \cdot S_v}{\pi \cdot \tau_A \cdot K_f}} \quad [\text{Eq. A8.14}]$$

Siendo:

- T, momento torsor. [N.mm]
- K<sub>a</sub>, factor de aplicación.
- S<sub>v</sub>, coeficiente de seguridad.
- τ<sub>A</sub>, tensión tangencial admisible. [MPa].
- K<sub>f</sub>, factor de vida útil.

$$l_{min} = \frac{T \cdot K_a \cdot S_v}{d_s \cdot p_{min} \cdot \frac{h_{st}}{2} \cdot N \cdot K_m \cdot K_f} \quad [\text{Eq. A8.15}]$$

Siendo:

- d<sub>s</sub>, diámetro medio.  $d_s = \frac{D+d}{2}$
- p<sub>min</sub>, presión admitida en la superficie de árbol.
- h<sub>st</sub>, altura de conexión.  $h_{st} = h - 2 \cdot s$ . Siendo S: El valor del chaflán.
- h, altura de la nervadura.  $h = \frac{D-d}{2}$
- N, número de nervaduras.
- K<sub>m</sub>, factor de distribución de la carga.

Cálculo de la presión mínima:

$$p_{min} = \frac{T * K_a * K_v}{d_s * l_f * h_{st} * N * K_m * K_f} \quad [\text{Eq. A8.16}]$$

Siendo:

$l_f$ , longitud efectiva. Longitud total – ambos bordes redondeados de la chaveta  $\left(\frac{b}{2} * 2\right)$ .

Los demás parámetros definidos anteriormente.

<b>Árboles nervados(Árbol lento)</b>	
<b>d<sub>s</sub></b>	31.5
<b>s</b>	0.4
<b>N</b>	10
<b>h</b>	3.5
<b>T</b>	878535
<b>K<sub>a</sub></b>	1
<b>S<sub>v</sub></b>	1
<b>τ<sub>A</sub></b>	440
<b>K<sub>f</sub></b>	1
<b>p<sub>r,dmin</sub></b>	330
<b>h<sub>st</sub></b>	2.7
<b>K<sub>m</sub></b>	0.75
<b>L<sub>f</sub></b>	28
<b>d<sub>min</sub></b>	21.67
<b>L<sub>min</sub></b>	8.35
<b>p<sub>min</sub></b>	132.81

Tabla A8.5. Resumen de los valores de las ranuras paralelas del árbol lento.

<b>Árboles nervados(Árbol rápido)</b>	
<b><math>d_s</math></b>	31.5
<b>s</b>	0.4
<b>N</b>	10
<b>h</b>	3.5
<b>T</b>	349268
<b>Ka</b>	1
<b>Sv</b>	1
<b><math>\tau_A</math></b>	440
<b>Kf</b>	1
<b><math>p_{dmin}</math></b>	330
<b><math>h_{st}</math></b>	2.7
<b>Km</b>	0.75
<b>Lf</b>	28
<b><math>d_{min}</math></b>	17.20
<b><math>L_{min}</math></b>	4.17
<b><math>p_{min}</math></b>	42.07

Tabla A8.6. Resumen de los valores de las ranuras paralelas del árbol rápido.

## ANEXO 9.- ESTUDIO DEL EFECTO DE LA FATIGA

La fatiga es un fenómeno en el mecanismo importante a analizar, debido a que es la causa por la que una gran mayoría de componentes fallan. La propiedad de este fenómeno es que el mecanismo falla a tensiones por debajo del límite elástico del material, al someter dicho mecanismo a varios ciclos de carga dinámicos.

Trataremos de obtener la mayor información posible con respecto a distintos factores que influyen en la resistencia a fatiga del material, donde se tendrá en cuenta entre otras cosas: la variación de las cargas, el tamaño de la pieza, parámetros geométricos, etc. que se cuantificarán mediante una serie de constantes.

El objetivo de este estudio, al ver que no es viable la realización de ensayos experimentales a fatiga debido a dos razones, siendo estas: se requiere de un periodo amplio de tiempo para la obtención de resultados para saber cómo se comporta el material mediante ensayos en laboratorio, donde los factores son conocidos, así como también no existen aceros con las mismas propiedades estructurales. Se escogerá un método analítico que pueda aproximarse a este tipo de ensayo experimental, hay varios métodos pero se escoge el método de representación logaritmo- logaritmo.

Hay tres métodos de fatiga-vida que se emplean en el diseño y análisis que son: método de esfuerzo-vida, el método de deformación-vida y el método de mecánica de la fractura lineal elástica. Para nuestro mecanismo, se considera fatiga de alto ciclaje debido a que dimensionaremos el componente para que el mecanismo pueda sobrevivir más de 10 millones de ciclos, valor para el cual, a partir de dicho valor consideraremos que el componente obtendrá vida infinita. Se define que ,un componente compondrá vida infinita cuando el acero a partir de un determinado número de ciclos tenga en su correspondiente tensión en la curva S-N llamada límite de resistencia a fatiga, que representa como un codo en dicha curva.

Finalmente, se realizará una aproximación de una gráfica S-N utilizando el método de representación logaritmo-logaritmo como se ha comentado anteriormente, el cual consiste en que a partir de un ensayo de tracción dado por el fabricante de la resistencia elástica y plástica estática del material, se obtienen la tensión resultante a nivel probeta, donde a partir de este valor mediante unos factores correctores se corregirán para obtener dichos valores de manera aproximada para las condiciones que trabaja nuestra máquina.

Las cargas variables que aparecerán son:

$\sigma_{max}$ , tensión normal máxima

$\sigma_{min}$ , tensión normal mínima.

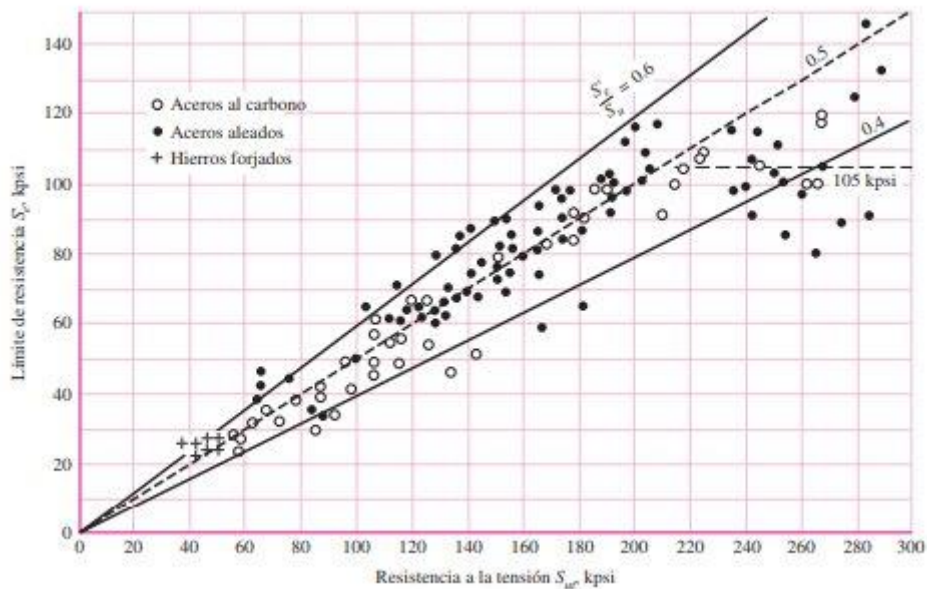
$\sigma_m$ , tensión normal media.

$\sigma_a$ , tensión normal alterna.

En nuestro mecanismo, al estar trabajando en una misma dirección tendremos una especie de gráfica para representar la tensión llamada tensión repartida donde  $\sigma_m$  será la tensión media será el peso propio que hemos considerado que es despreciable con respecto a la  $\sigma_a$ , será la tensión resultante debido a la torsión debido a que esta carga es la más significativa a la que está sometido dicho mecanismo.

Como se ha comentado, el límite de resistencia según la siguiente gráfica se puede ver que los valores de límite de resistencia corresponden entre un 40 hasta 60 por ciento de la resistencia a tensión para aceros.

$$S'_e = 0.5 * Rm$$



Gráfica A9.1. Valor del límite de resistencia a nivel probeta. (Fuente: Sighley).

Y, por el otro lado, el valor del límite de fatiga para cuando el fallo se produce en mil ciclos se aproxima al 90 por ciento de la resistencia a tracción del material.

$$S'_{10^3} = 0.9 * Rm$$

Constantes que modifican el límite a fatiga:

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Kf * Kcar' * Se' \quad [Eq A9.1]$$

Siendo:

$Ka$ , factor de superficie.

$Kb$ , factor de tamaño.

$Kc$ , factor de confiabilidad.

$Kd$ , factor de temperatura.

$Ke$ , factor de modificación por efectos varios.

$Kf$ , factor por concentrador de esfuerzos.

$Kcar'$ , factor de carga.

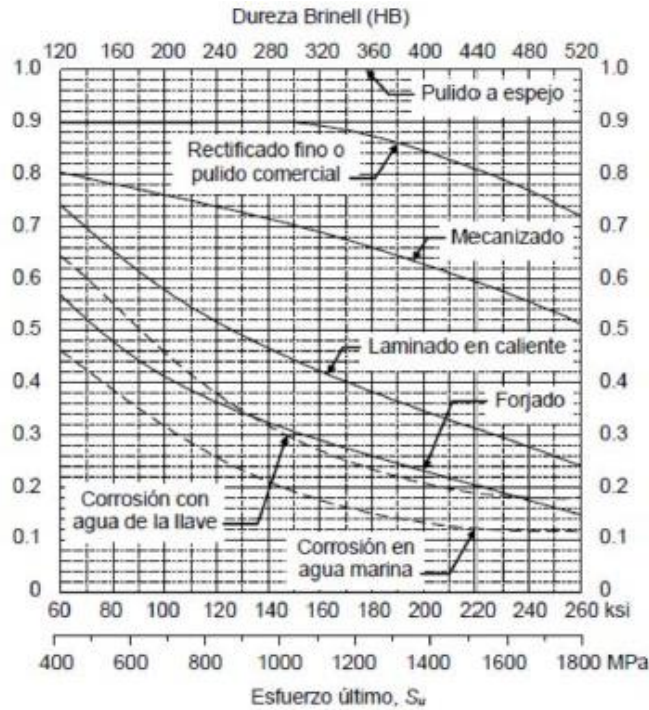
$Se'$ , límite de resistencia de vida a fatiga en viga rotatoria.

$Se$ , límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la máquina en la geometría y condición de uso.



**Ka, factor de superficie.**

El acabado superficial de la pieza va influir considerablemente según el proceso al que se ha mecanizado, tal y como podemos ver en el siguiente gráfico.



Gráfica A9.2 Curvas de Ka para cada uno de los procesos de fabricación.

Para obtener este valor de factor de superficie de manera más precisa se aplica la siguiente fórmula:

$$K_a = a * S_{ut}^b \tag{Eq. A9.2}$$

Donde los valores de a y b se obtienen mediante la siguiente tabla:

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S <sub>ut</sub> kpsi	S <sub>ut</sub> MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

Tabla A9.1 Factores a y b. (Fuente: Sighley).

### ***K<sub>b</sub>*, factor de tamaño.**

Para este factor, se aplica el método donde se tiene en cuenta el diámetro equivalente, que es el volumen al que está sometido a esfuerzo igual o superior a 95% del esfuerzo máximo.

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24 * d^{-0.107} & 2.79 \leq d_e \leq 51mm \\ 1.51 * d^{-0.157} & 51 < d_e < 254mm \end{cases} \quad [\text{Eq. A9.3}]$$

### ***K<sub>c</sub>*, factor de confiabilidad.**

Según la confiabilidad que le queramos dar a nuestras piezas, en la siguiente tabla aparecen algunos valores comunes a los que se toma valor según distintos porcentajes de confiabilidad.

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_u$	Factor de confiabilidad $k_u$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Tabla A9.2 Valores de  $K_c$  para cada porcentaje de confiabilidad. (Fuente: Sighley)

Daremos una confiabilidad a nuestras piezas del 99% valor comúnmente usado para estas piezas.

$$K_c = 0.814.$$

### ***K<sub>d</sub>*, factor de temperatura.**

Consideramos una temperatura máxima de nuestro mecanismo de 200°C por tanto para temperaturas menores a 450°C se coge el valor de  $K_d=1$ .

### ***K<sub>e</sub>*, factor de modificación por efectos varios.**

Al no tener especificaciones claras y suponiendo que tenemos valores de las características del material, este valor se tomará como 1 que se aproximada al que se obtendría realmente.

**$K_f$ , factor por concentrador de esfuerzos.**

Se define dicho parámetro como:

$$K_f = \frac{\text{esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}}$$

Este es un factor que depende del diseño de la geometría de dicho componente como discontinuidades tales como orificios, ranuras, muescas...

El factor por concentrador de esfuerzos lo cuantificaremos mediante la siguiente fórmula:

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \tag{Eq. A9.4}$$

Donde  $q$ , es la sensibilidad a la muesca cuyo valor lo obtendremos mediante la constante de Neuber, ya que dicho valor depende de la resistencia a rotura del material.

A continuación, se presentan los valores de la constante de Neuber ( $\sqrt{a}$ ) que se escoge de la siguiente tabla:

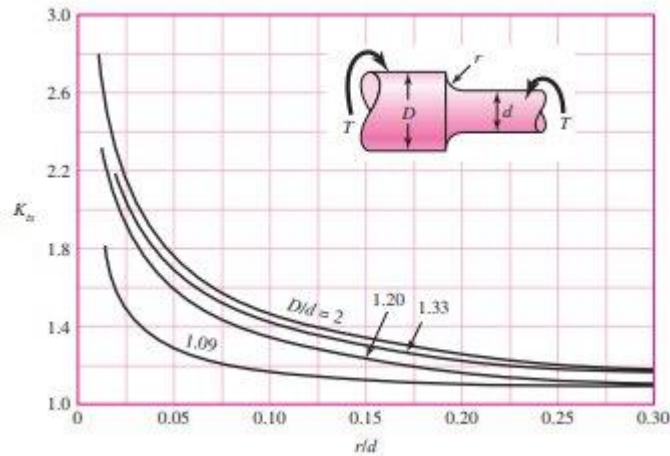
$S_u$		$\sqrt{a}$			
		Carga axial y flexión		Torsión	
(ksi)	(MPa)	(in <sup>0.5</sup> )	(mm <sup>0.5</sup> )	(in <sup>0.5</sup> )	(mm <sup>0.5</sup> )
50	345	0.130	0.66	0.093	0.47
55	380	0.118	0.59	0.087	0.44
60	415	0.108	0.54	0.080	0.40
70	485	0.093	0.47	0.070	0.35
80	550	0.080	0.40	0.062	0.31
90	620	0.070	0.35	0.055	0.28
100	690	0.062	0.31	0.049	0.25
110	760	0.055	0.28	0.044	0.22
120	825	0.049	0.25	0.039	0.20
130	895	0.044	0.22	0.035	0.18
140	965	0.039	0.20	0.031	0.16
160	1100	0.031	0.16	0.024	0.12
180	1240	0.024	0.12	0.018	0.09
200	1380	0.018	0.09	0.013	0.07
220	1515	0.013	0.07	0.009	0.05
240	1655	0.009	0.05		

Tabla A9.3 Valor  $\sqrt{a}$  en función de la dureza de material.

Siendo  $S_{ut} = 1024 \text{ MPA}$   $\sqrt{a} = 0.16$ , a partir de estos valores obtenemos el valor de la sensibilidad de la muesca ( $q$ ).

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \tag{Eq. A9.5}$$

Kt dicho valor se obtiene mediante la siguiente gráfica, entrando con el radio de entalla, el diámetro pequeño y el diámetro más grande.



Gráfica A9.3 Curvas de valores de Kt según la geometría y la tensión aplicada (Fuente: Sighley)

Finalmente se calculara Kf mediante la siguiente ecuación:

$$Kf = 1 + q * (Kt - 1) \quad [\text{Eq. A9.6}]$$

### **Kcar', factor de carga.**

Cuando la torsión está combinada con otros esfuerzos, como la flexión, Kcar', se toma el valor de 1.

Para concluir obtendremos los valores actualizados de los valores límite de resistencia a la fatiga para el conjunto mecánico, donde se aplicará la ecuación Eq A9.1

Una vez obtenidos los valores actualizados de  $S_e$  y  $S_{10^3}$ , se representa la curva aproximada S-N, para ello se realizará una aproximación logaritmo-logaritmo, que consiste en aplicar las siguientes ecuaciones:

Primero, se obtienen los valores de los factores A y B.

$$A = \frac{(S_{10^3})^2}{S_e} \quad [\text{Eq. A9.7}]$$

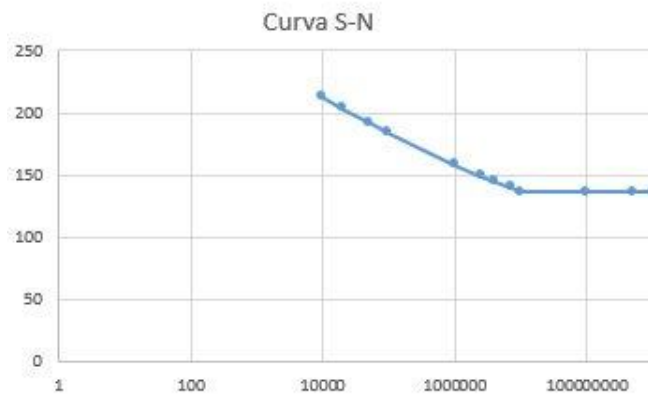
$$B = \frac{\log\left(\frac{S_e}{S_{10^3}}\right)}{3} \quad [\text{Eq. A9.8}]$$

Posteriormente, se obtiene la ecuación de la curva S-N aproximada:

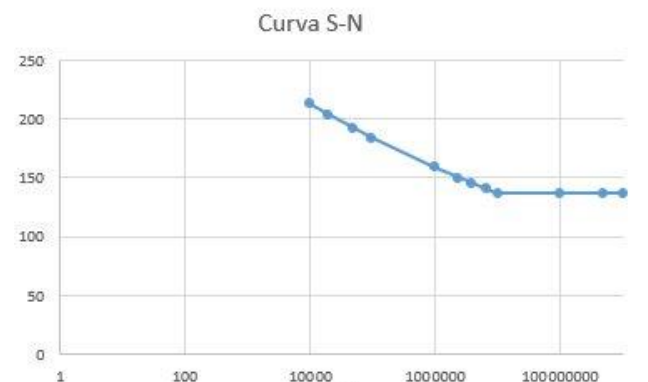
$$\sigma_a = A * (2Nf)^B \quad [\text{Eq. A9.9}]$$

Siendo  $\sigma_a$ , la tensión alternante a la que está sometida la viga.

Finalmente representando la curva S-N aproximada, que se muestra a continuación:



Gráfica A9.4 Curva S-N para el árbol lento



Gráfica A9.5 Curva S-N para el árbol rápido

Para calcular si la tensión resultante a fatiga está dentro del rango de la seguridad se seguirá el método Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad [\text{Eq. A9.10}]$$

Siendo:

$\sigma_a$ , esfuerzo alternante.

$S_e$ , tensión de resistencia a fatiga.

$S_{ut}$ , tensión de rotura del material.

$\sigma_m$ , tensión media.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$



Gráfica A9.6. Representación de la zona segura siguiendo el criterio de Goodman.

Siendo  $n$ , el coeficiente de seguridad aproximado que se obtiene al despejar en la correspondiente fórmula.

A continuación se presenta un cuadro resumen de los distintos valores comentados anteriormente:

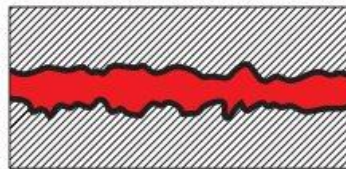
	Árbol lento	Árbol rápido
<b>Material</b>	Acero AISI 4140	Acero cementado 16MnCr5
<b>Sut(tensión de tracción máxima)[MPa]</b>	1024	1200
<b>Se' [MPa]</b>	512	600
<b>S<sub>10</sub><sup>3'</sup> [MPa]</b>	921.6	1080
<b>Ka</b>	0.7185	0.6890
<b>Kb</b>	0.8402	0.9476
<b>D [mm]</b>	35	35
<b>Kc</b>	0.814	0.814
<b>Kd</b>	1	1
<b>Ke</b>	1.02	1.02
<b>Kf</b>	1.792	2.4490
<b><math>\sqrt{a}</math></b>	0.024	0.018
<b>r [mm]</b>	1.5	0.6
<b>q</b>	0.88	0.8524
<b>D/d</b>	1.09	1.2857
<b>r/d</b>	0.043	0.0171
<b>Kt</b>	1.9	2.7
<b>Kcar</b>	0.577	0.577
<b>A [MPa]</b>	382.9282	250.5779
<b>B</b>	-0.0638	-0.0247
<b><math>\sigma_a</math>[MPa]</b>	$382.9282 * (2Nf)^{-0.0638}$	$250.5779 * (2Nf)^{-0.0247}$
<b>ns (coef. de seguridad)</b>	1.58	2.63

Tabla A.9.4. Resumen de los valores obtenidos a fatiga

## ANEXO 10.- LUBRICACIÓN

La lubricación tiene la finalidad de evitar o reducir el contacto metálico entre las superficies de rodadura y deslizamiento. En las superficies de contacto aparecen movimientos de deslizamiento además de movimiento de rodadura, pero este es de menor relevancia que el anterior.

Hay diferentes regímenes de lubricación en el rodamiento estos pueden ser de lubricación total, parcial o límite. Se tendrá como objetivo obtener una lubricación total, que consiste en que las superficies en contacto se encuentran separadas completamente, para obtener así que se produzca un rozamiento de líquido prácticamente puro.



a) Lubricación total  
Las superficies están separadas totalmente por una película portante de aceite

Figura A10.1 Lubricación total.

En este tipo de lubricación se puede conseguir por ambos tipos de lubricación de tipo grasa, como también por medio de aceite lubricante. Ambos tipos de lubricación son usados por el conjunto multiplicador.

La película de lubricante con aceite se explica con la ayuda de la teoría de lubricación elastohidrodinámica, especialmente esta teoría se cumple de manera certera en las superficies con rebordes en rodamientos de rodillos cónicos, ya que los contactos por deslizamiento aparecen presiones menores que en los contactos por rodadura.

Con respecto a la película de lubricante que se forma por lubricación mediante grasa, se puede aplicar la teoría elastohidrodinámica. Donde a partir del factor  $k$ , definido como la relación de viscosidades, se escoge como viscosidad de servicio aquel aceite que pertenece al servicio básico.

El sistema de lubricación que se ha escogido es de dos tipos, uno de lubricación por aceite y el otro sistema de lubricación con grasa. El primero, se encargará de lubricar por salpique los dientes de los engranajes y por circulación del aceite hasta los rodamientos. El segundo, estará situado en la parte inferior de la carcasa con sistema de lubricación que llegue a los rodamientos, correspondientes al árbol rápido mediante un sistema de impulsión mediante una bomba. Dicha grasa se desprenderá por la zona inferior donde se encuentra el rodamiento rígido de bolas, cayéndose parte por dicho rodamiento. Para ello, se harán unas ranuras llamadas obturaciones no rozantes donde no se produce otro rozamiento que el del lubricante en el intersticio le lubricación.



Dichas obturaciones no se desgastan y puede contarse con una fiabilidad de funcionamiento durante mucho tiempo. Dichas obturaciones no rozantes, se localizarán en la parte inferior de la carcasa para ralentizar la pérdida de grasa por la parte inferior.

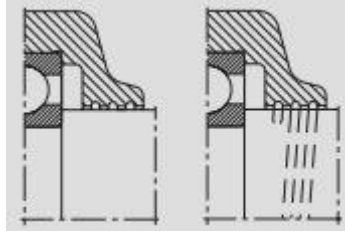


Figura A10.2 Esquema de obturaciones no rozantes.

La lubricación con aceite posee dos funciones, la de lubricar y la de evacuar el calor. Además poseerá un sistema de medición del nivel de aceite para asegurar la seguridad del servicio.

Lubricación con grasa, se realizará una observación de los periodos de reengrase para asegurar la seguridad de servicio, como también se controlará la suciedad que transcurra por dichos componentes.

Ambos sistemas estarán separados por un laberinto de aceite para no se produzca la mezcla entre ambos lubricantes.

A continuación se muestra una tabla en la que nos indica los aparatos necesarios, medidas constructivas y varios parámetros más.

Lubricante	Sistema de lubricación	Aparatos para el sistema	Medidas constructivas	Factor de velocidad alcanzable $n \cdot d_m$ en $\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}^3$	Tipos apropiados, comportamiento en servicio
Lubricante sólido	Lubricación a vida	-	-	$\approx 1500$	Principalmente rodamientos rígidos de bolas
	Relubricación	-	-		
Grasa	Lubricación a vida	-	-	$\approx 0,5 \cdot 10^6$ $\approx 1,8 \cdot 10^6$ para lubricantes especiales apropiados; periodos de lubricación según diagrama, figura 33	Todos los tipos excepto rodamientos axiales oscilantes de rodillos, en dependencia de la velocidad de giro y el tipo de grasa. Bajo rozamiento y comportamiento favorables al ruido con grasas especiales
	Relubricación	Prensa a mano; bomba de grasa	Orificios de alimentación, disco regulador si es preciso; cámara colectora de grasa usada		
	Lubricación por aspersión	Instalación de lubricación <sup>2)</sup>	Alimentación por tubos u orificios; cámara colectora de grasa usada	$\approx 0,5 \cdot 10^6$	
aceite (grandes cantidades)	Lubricante por baño de aceite	Varilla de sondeo; tubo de nivel; control del nivel	Soporte con suficiente volumen de aceite; orificios de aliviadero; conexiones para aparatos de control	$\approx 0,5 \cdot 10^6$	Todos los tipos; absorción de ruidos en dependencia de la viscosidad del aceite; mayor rozamiento del rodamiento por chapoteo; buena refrigeración; evacuación de partículas abrasivas en la lubricación por circulación y por inyección
	Lubricación por circulación debida a la alimentación propia del rodamiento o de elementos adicionales		Orificios de alimentación del aceite; soporte con suficiente volumen; elementos de alimentación, adaptados a la viscosidad y velocidad de giro; tener en cuenta el sentido de alimentación propio del rodamiento	Hay que determinarlo en cada caso	
	Lubricación por circulación de aceite	Instalación para circulación de aceite <sup>2)</sup>	Orificios suficientemente grandes para alimentación y evacuación del aceite	$\approx 1 \cdot 10^6$	
	Lubricación por inyección de aceite	Instalación para circulación con toberas de inyección <sup>3)</sup>	Alimentación por toberas orientadas; evacuación por orificios suficientemente grandes	probado hasta $4 \cdot 10^6$	

Tabla A10.1 Características de cada uno de los sistemas de lubricación aplicables.

El fabricante nos recomienda utilizar un tipo de grasa llamada Arcanol que dentro de los tipos de Arcanol en función de la máquina nos indica que clase utilizar.

Al ser una máquina agrícola, los que estamos analizando nos recomienda el uso de la serie MULTI2, donde el fabricante nos indica todas las características de este tipo de grasas que se muestra a continuación:

### MULTI2 \*)

**Grasa universal para rodamientos de bolas con D ≤ 62 mm**

**Aplicaciones típicas:**

- Pequeños motores eléctricos
- Maquinaria agrícola y de construcción
- Electrodomésticos

**Adecuada para**

- Bajas temperaturas +
- Altas temperaturas o
- Baja fricción, alta velocidad o
- Grandes cargas, bajas velocidades o
- Vibraciones o
- Propiedades obturadoras o
- Aptitud para relubricación ++

**Valoración**

- ++ extremadamente adecuada
- + muy adecuada
- o adecuada

**Cantidades disponibles:**

- 250 g tubo
- 400 g cartucho
- 1 kg bote
- 5 kg cubo
- 10 kg cubo
- 180 kg bidón

\*) Antigua designación FAG: Arcanol L78V

FAG Industrial Bearings AG			
<b>FAG Rolling Bearing Grease Arcanol MULTI2</b>			
Properties, applications: grease for bearings up to ØD ≤ 62mm			
Characteristics	Unit	Value	Test method
Marking:		K2N-30	DIN 51825
Colour:		yellowish	
Temperature range:	[°C]	-30 to 140	DIN 51825
Longtime limit temperature:	[°C]	75	
Specifications:			
Thickener:		lithium soap	
Type of base oil:		mineral oil	
Base oil viscosity	at 40°C: [mm²/s]	ISO VG 100	DIN 51562 - 1
	at 100°C: [mm²/s]		DIN 51562 - 1
Identification letters of additives:		A, K, P	
Worked penetration:	[0,1 mm]	265-295	DIN ISO 2137
Consistency:	[NLGI-Cl.]	2	DIN 51818
Drop point:	[°C]	185	DIN ISO 2176
Oxidation stability			
Pressure drop after 100 h at 99 °C:	[kPa]	< 50	DIN 51808
Water resistance:	[Range]	1-90	DIN 51807 - 1
Flow pressure at -30 °C	[hPa]	< 1400	DIN 51805
Emcor Test:	[Corr.Grad]	0/0	DIN 51802
Copper corrosion after 24 h/100 °C	[Corr.Grad]	1	DIN 51811
Four ball weld load:	[N]		DIN 51350 - 4
Wear scar of four ball test:	[mm]	0,68	DIN 51350 - 5
FE8 tests (rolling element wear)			
536048 - 750/ 20 - RT	v10 / v50 [mg]	<1 / 4	DIN 51819
536050 - 7,5/ 80 - RT	v10 / v50 [mg]	8 / 11	DIN 51819
FE9 tests (grease service lifetime)			
A / 1500 / 6000 - 140	F10/F50 [h]	63 / 117	DIN 51821
<b>Speed range:</b>	Unit	Ball bearings and cylindrical roller bearings	Other roller bearings*)
Speed limit n*dm	[mm/min]	500.000	250.000

\*) not cylindrical roller thrust bearings and spherical roller thrust bearings

This copy is not taken into account by the updating service.  
 The data are based on actual knowledge at the time of print and refer to the respective test method. Guaranteed properties or warranties cannot be taken over.  
 Edition: 01.03.2002



Tabla A10.2. Tabla de propiedades del lubricante escogido.

Para seleccionar el tipo de aceite lubricante se ha realizado el método gráfico a partir del cual se puede determinar la viscosidad requerida por parte del aceite lubricante de engranajes industriales cerrados que son lubricados mediante salpique.

Se deberán conocer una serie de datos requeridos para calcular la viscosidad del lubricante mediante el método gráfico: Potencia, velocidad de salida, relación de transmisión, tipo de accionamiento y tipo de engranajes.

Siendo:

Potencia,  $P = 125.17$  CV.

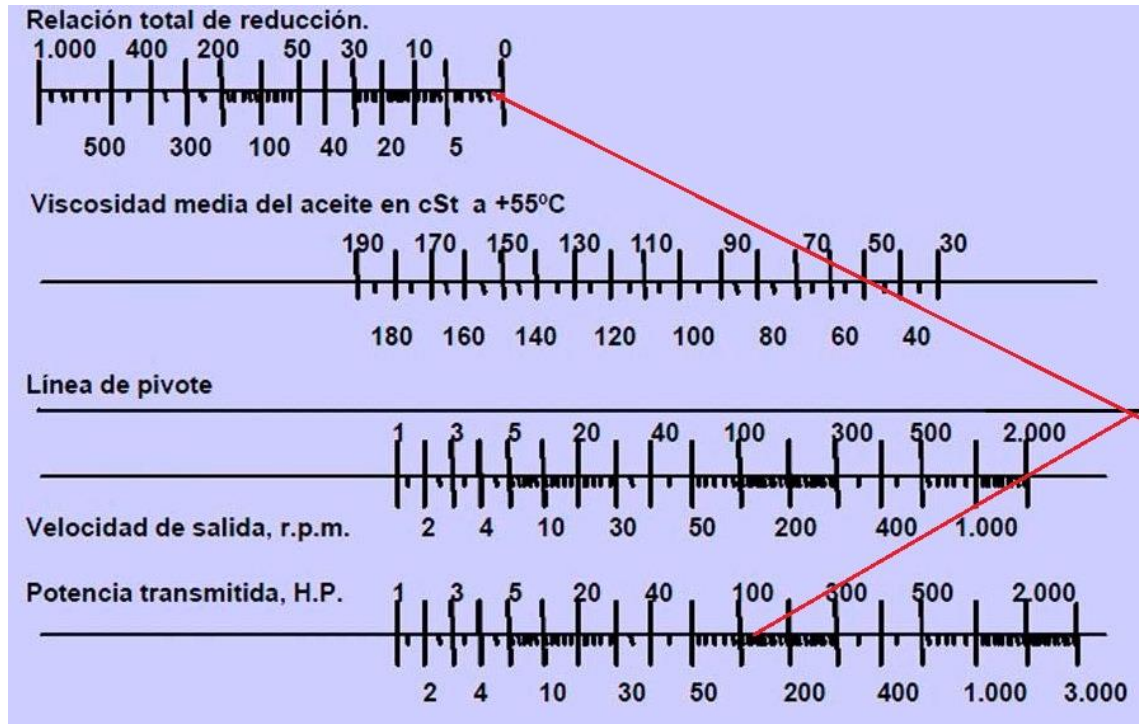
Velocidad de salida,  $n_2 = 2000$  rpm.

Relación de transmisión,  $i = \frac{1}{2}$ .

Tipo de accionamiento, Motor de combustión interna.

Tipo de engranajes: Cónicos.

Con el consiguiente método, se trazan rectas en una plantilla según los datos conocidos.



Gráfica A10.1 Método gráfico para obtener la viscosidad media del aceite a +55°C.

Por consiguiente, se obtiene la viscosidad media a 55°C de 75 cts. o viscosidad según la norma ISO de 150.

Por ser una lubricación del tipo por recirculación debe disminuirse un grado el grado ISO.

A la hora de poder separar la lubricación por aceite y por grasa para ello se hará uso de un laberinto de aceite para que dicho aceite no sobrepase la zona de lubricación por grasa que es utilizada en los rodamientos.

Se utilizan grasas especiales llamadas Arcanol, donde se realizan una serie de sucesivas pruebas, las cuales aseguran la seguridad y recomendaciones de lubricación.

En cuanto a la lubricación de los cojinetes, los cojinetes tienen un movimiento relativo que es la rodadura y de deslizamiento, por tanto es difícil lo que sucede interiormente. Por tanto, la acción del lubricante es hidrodinámica, es decir, no permite el contacto entre ambas piezas del rodamiento. En este tipo de lubricación, se ve un incremento elevado entre superficies que están en contacto, aumentando así la presión interna de la película de lubricante. (Mirar Anexo 7 para más detalle).

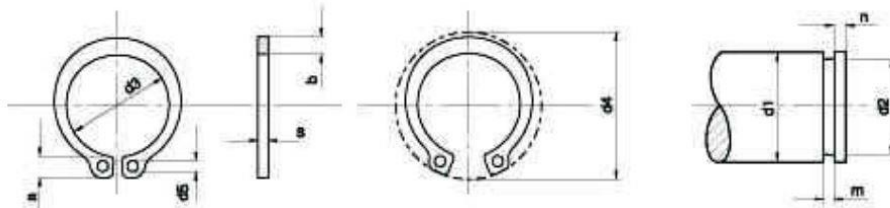
Accesorios para la lubricación de los componentes,

- Anillo de seguridad: Es un tipo de anillo de acero, usado para la sujeción o retención de algún tipo de pieza en cuyos extremos tiene la posibilidad de abrirse. Además, contiene en sus extremos dos ranuras mecanizadas, las cuales permiten la rotación pero no permiten el desplazamiento lateral del componente deseable.



## ANILLO DE SEGURIDAD PARA EJES

**Tipo: A  
DIN 471**



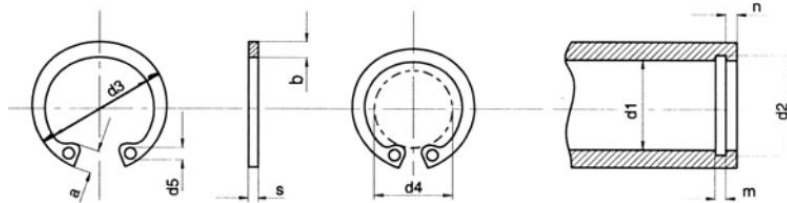
Med. Nom. d1	Anillo							Ranura			
	s	a	b	d3	Toler.	d4	d5	d2	Toler.	m	n
45	1.75	6.7	4.7	41.5	+0.39 -0.9	59.1	2.5	42.5	h12 +0 -0.25	1.85	3.8

Tabla A10.3 Esquema y tabla de las características geométricas del anillo elástico de seguridad para árboles. (Catálogo de productos Junio 2005 de Otia).



# ANILLO DE SEGURIDAD PARA AGUJEROS

**Tipo: I  
DIN 472**

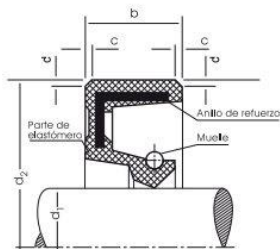


Med. Nom. d1	Anillo							Ranura			
	s	a	b	d3	Toler.	d4	d5	d2	Toler.	m	n
45	1.75	6.7	4.7	41.5	+0.39 -0.9	59.1	2.5	42.5	h12 +0 -0.25	1.85	3.8

Tabla A10.4 Esquema y tabla de las características geométricas del anillo elástico de seguridad para agujeros. (Catálogo de productos Junio 2005 de Otia).

- Anillos de retención de aceite: Tienen la finalidad de poder retener el aceite que puede desprenderse por dichas cavidades que hay entre los elementos. Una vez se coloca este elemento, aseguraremos que los elementos que se proceden a lubricar se realizan de una manera correcta.

Forma A



Diámetro del eje d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub> <sup>1)</sup>	b ± 0,2	c <sup>2)</sup> min.
40	52 55 62 72	7	0,4

Tabla A10.5 Esquema y tabla de las características geométricas del anillo de retención de aceite. (Catálogo retenes de Juntas Besma S.A)

# ANEXO 11.- ANÁLISIS MEF MEDIANTE SOLIDWORKS

El método de elementos finitos es una herramienta de cálculo muy potente, la cual permite al ingeniero resolver de manera rápida numerosos problemas. El método consiste simplemente en subdividir en pequeñas partes, llamadas elementos, el sólido a estudiar dando un resultado aproximado del resultado real tras realizar el correspondiente mallado, en donde se debe hacer un análisis crítico de los resultados, así dar validez los resultados obtenidos por este método.

Los elementos generados están interconectados entre ellos mediante nudos, los cuales forman geometrías simples como triángulos, cuadrados, rectángulos... de manera que los desplazamientos nodales se podrán obtener en función de los desplazamientos que sufren los nudos del elemento; posteriormente, se podrá determinar la matriz de rigidez de cada elemento, las cuales al ser ensambladas harán que se puedan obtener dichos desplazamientos. Finalmente, con las deformaciones se podrán sacar las tensiones y deformaciones que están interrelacionadas con las propiedades del material.

Se van a realizar diferentes estudios mediante el programa de SolidWorks Simulator, entre ellos estudios estáticos, a fatiga y a frecuencia a los conjuntos del componente más interesantes (carcasa, árbol lento, árbol rápido y tapa).

En el estudio estático se analizará cómo se comportan los componentes a analizar frente a cargas estáticas.

Estudio de frecuencia, donde se estudiarán para diferentes amplitudes que el programa considera que serán más críticas comparándolas con el margen al que trabaja nuestro mecanismo, que va de las 750 a las 1500 rpm en el árbol lento.

Finalmente, se hará el estudio a fatiga del componente para ver cómo se comporta a cargas cíclicas variables.



## Carcasa:

### Datos iniciales:

### Condiciones de contorno:

Sujeción fija por la parte lateral con forma geométrica de un cilindro.

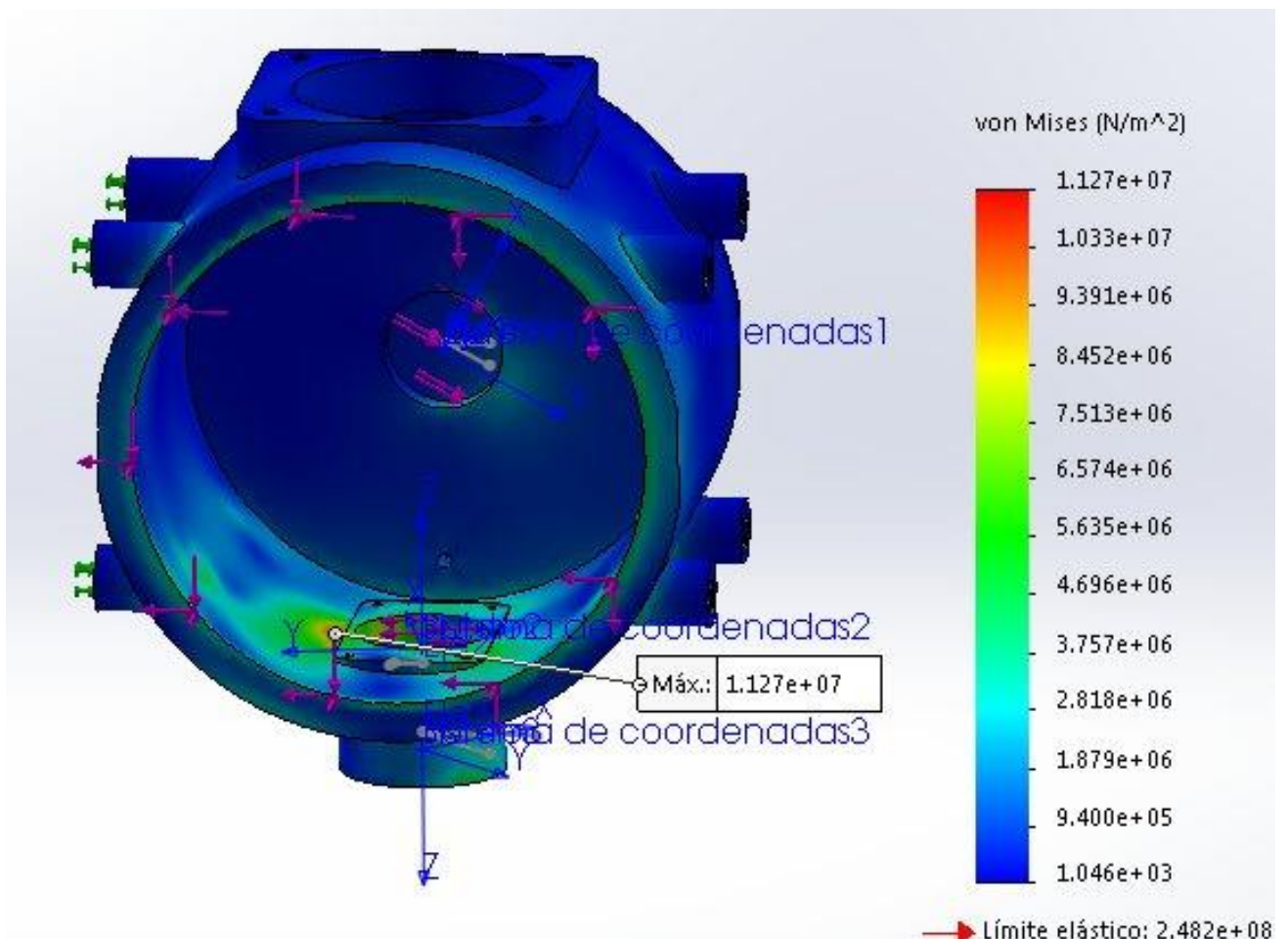
### Cargas:

La parte posterior de la carcasa estará sometida a las cargas que el rodamiento rígido de bolas del árbol lento transmite de las cargas que se generan debido al choque entre los dientes de los engranajes.

### Material:

Acero al carbono fundido.

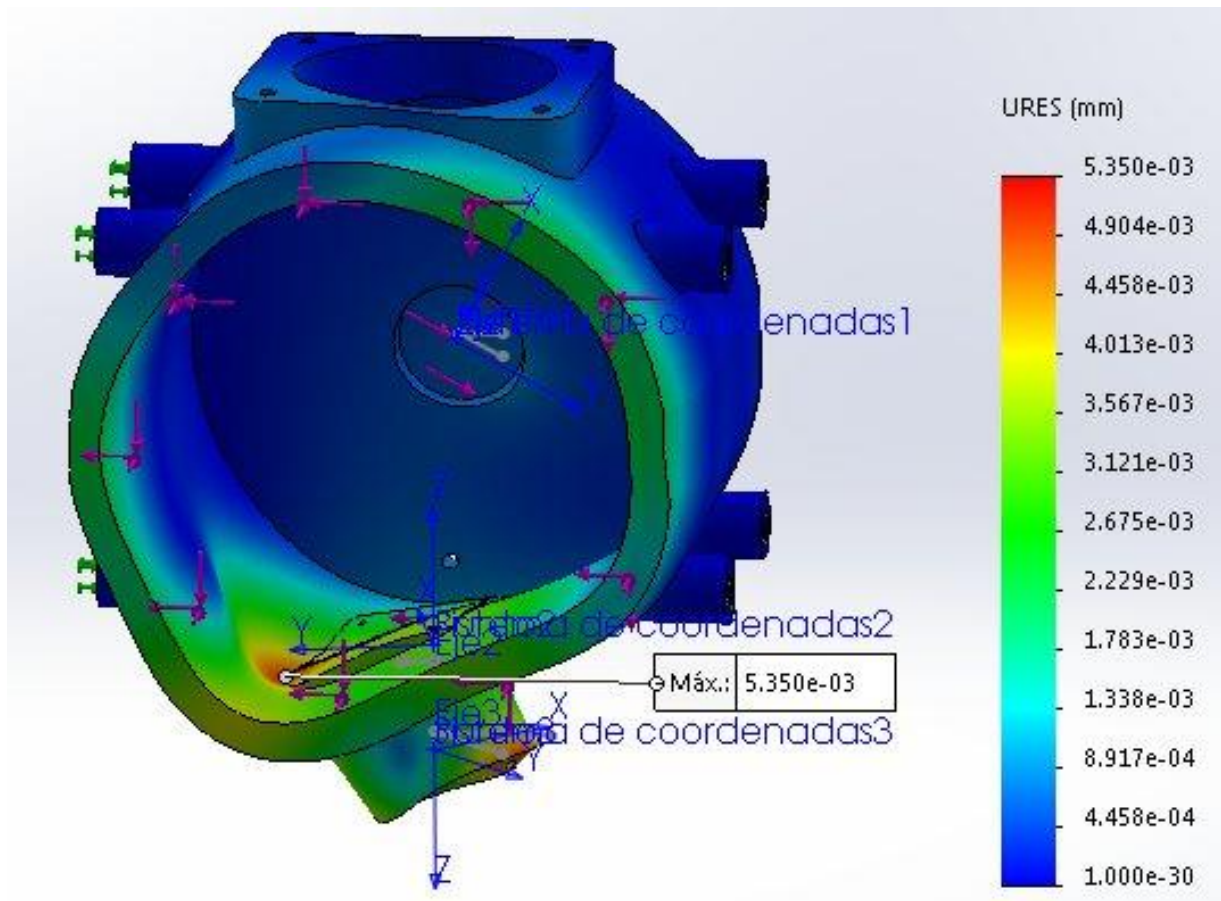
- Estudio estático:
- Tensión de Von Mises:



Gráfica A11.1 Distribución de la tensión de Von Mises de la carcasa (SolidWorks).

Podemos ver que en la Gráfica A11.1 que la zona más solicitada es la parte inferior de la cavidad interior de la carcasa, donde se encuentra el desnivel que hay entre la carcasa y donde se encuentra asentado el laberinto de aceite.

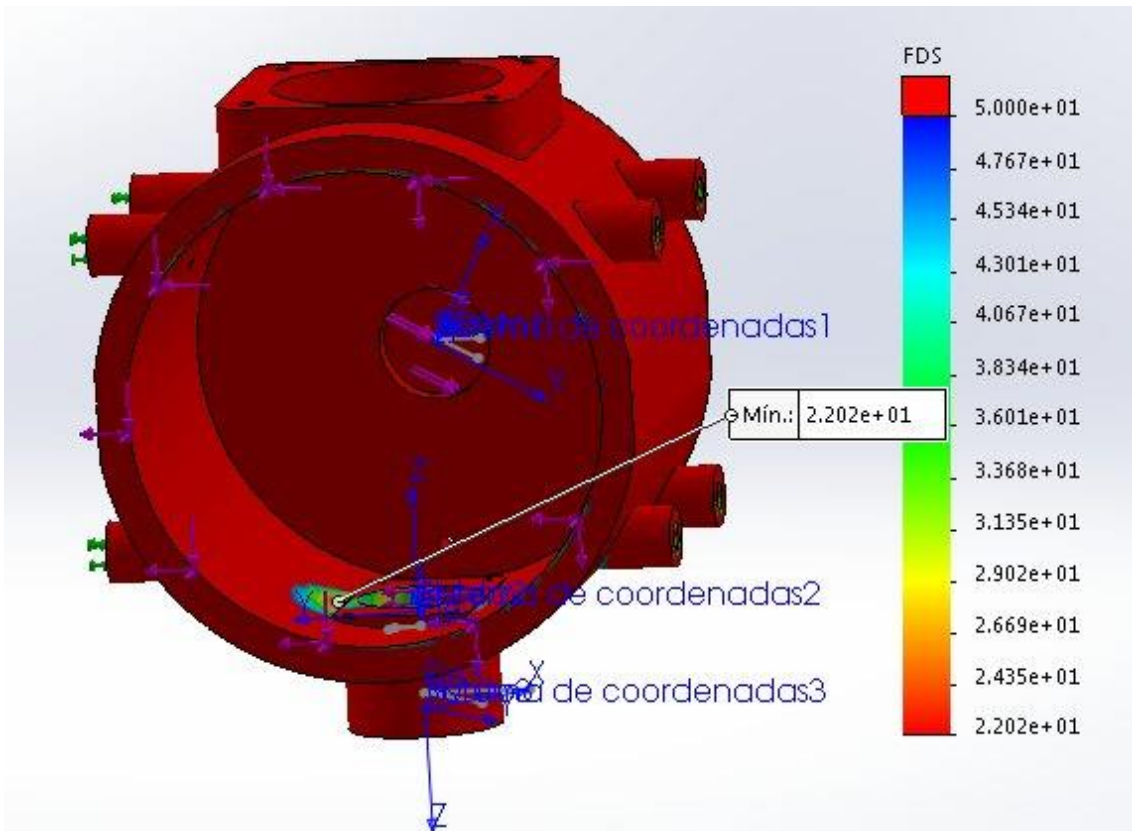
- Desplazamientos



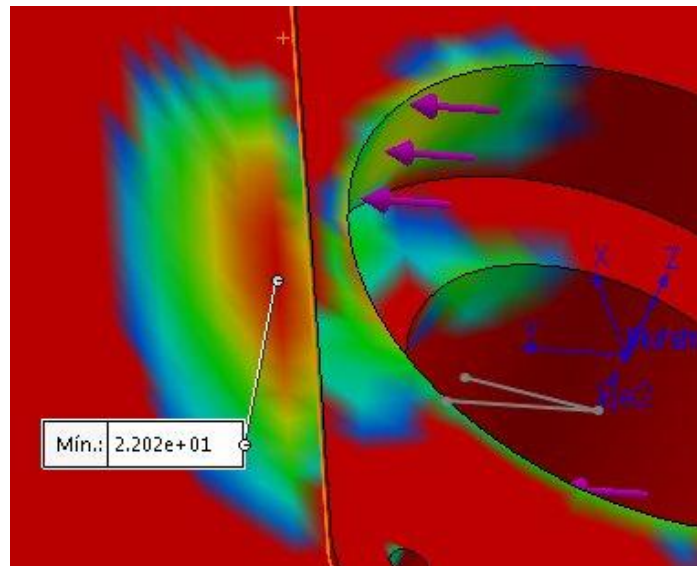
Gráfica A11.2 Distribución de los desplazamientos de la carcasa (SolidWorks).

Dicho criterio cuando se tienen en cuenta los desplazamientos del componente se puede ver que el valor máximo de desplazamiento que se obtiene es prácticamente despreciable siendo este de valor  $5.35 \times 10^{-3}$  mm mucho menor al admisible donde pudiera tocar con cualquier parte de la carcasa con otra.

- Coeficiente de seguridad



Gráfica A11.3 Coeficiente de seguridad de la carcasa (SolidWorks).



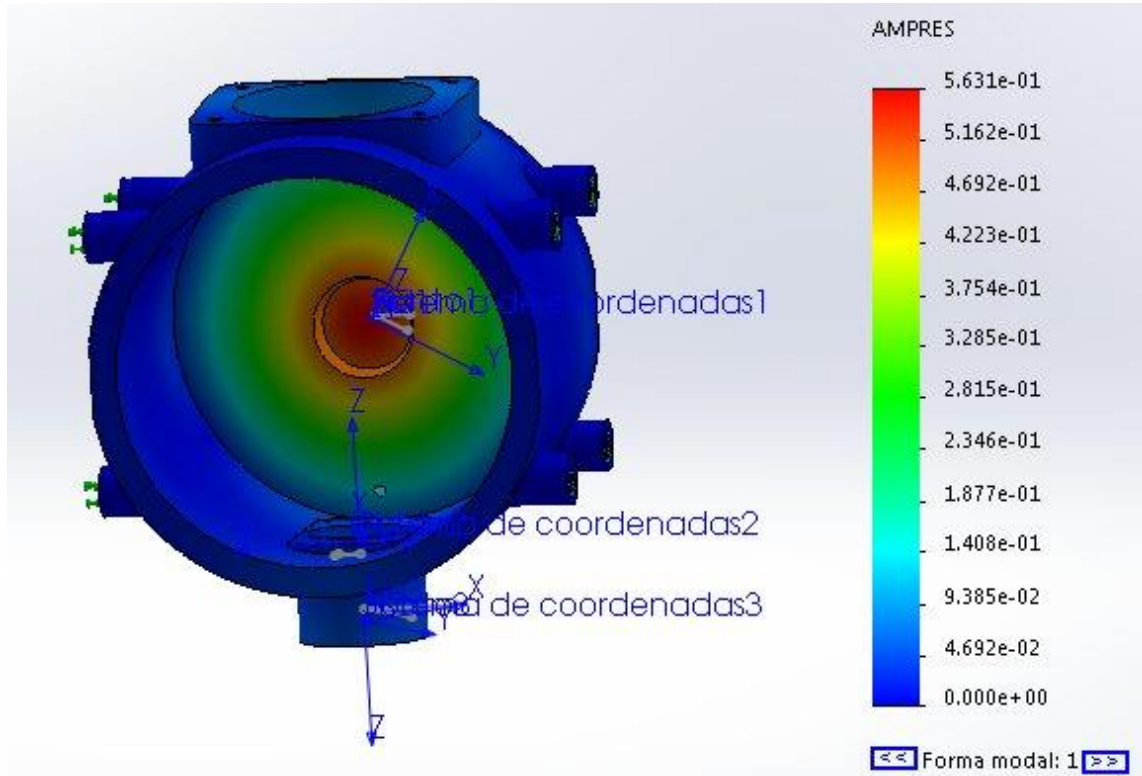
Gráfica A11.4 Detalle de la gráfica del coeficiente de seguridad de la carcasa (SolidWorks).



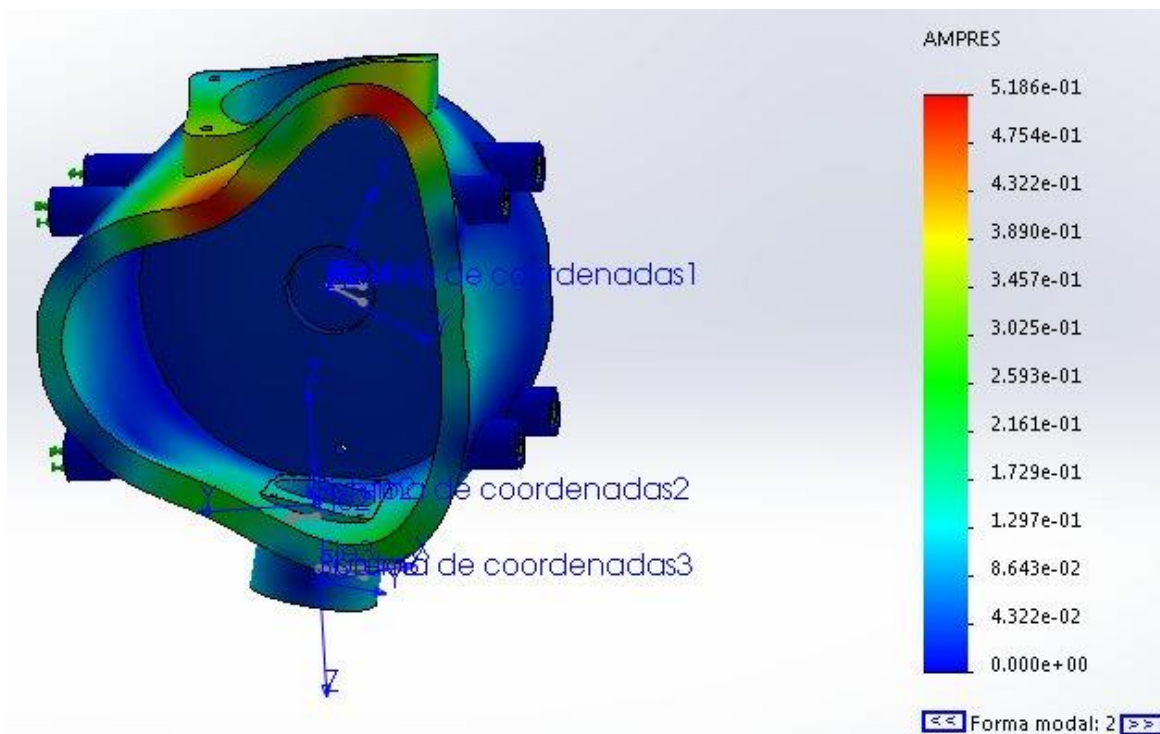
Dicho coeficiente se coge el criterio de Von Mises, dicha tensión equivalente utilizando este criterio se puede visualizar en la gráfica A11.1 el valor de la tensión resultante de las cargas y donde está ubicado que dividiendo por la tensión admisible del material (482.549 MPa) se obtiene dicho coeficiente de seguridad.

- **Estudio a frecuencia:**

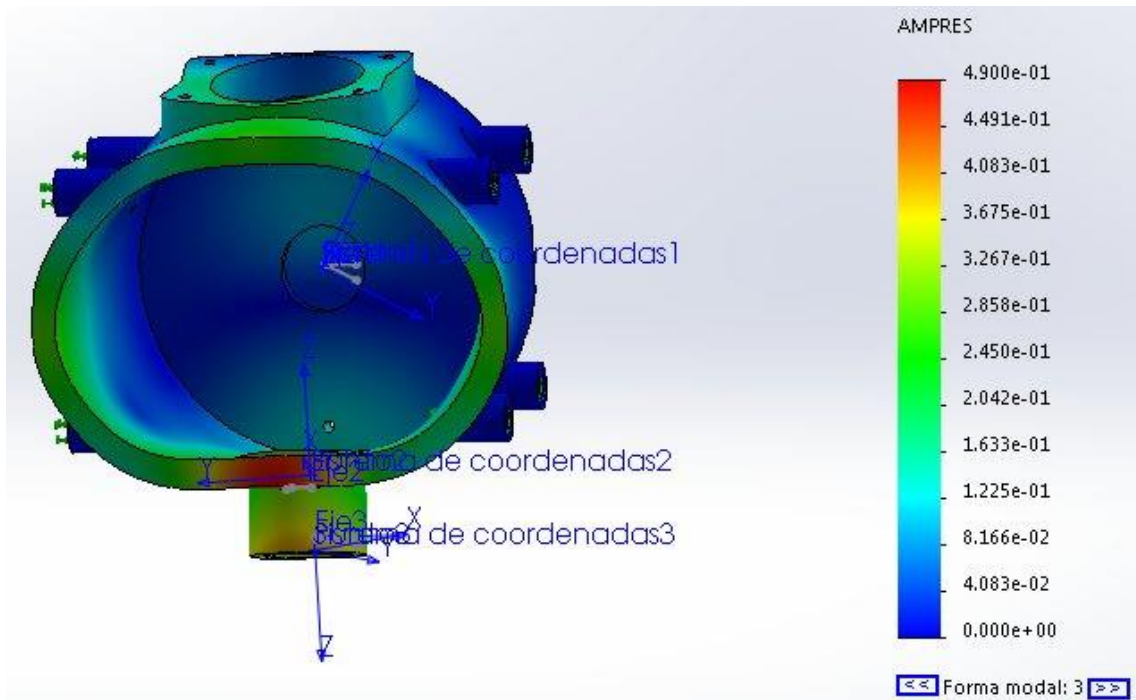
Se muestran a continuación cómo se deforma el componente para cada una de las amplitudes de frecuencia.



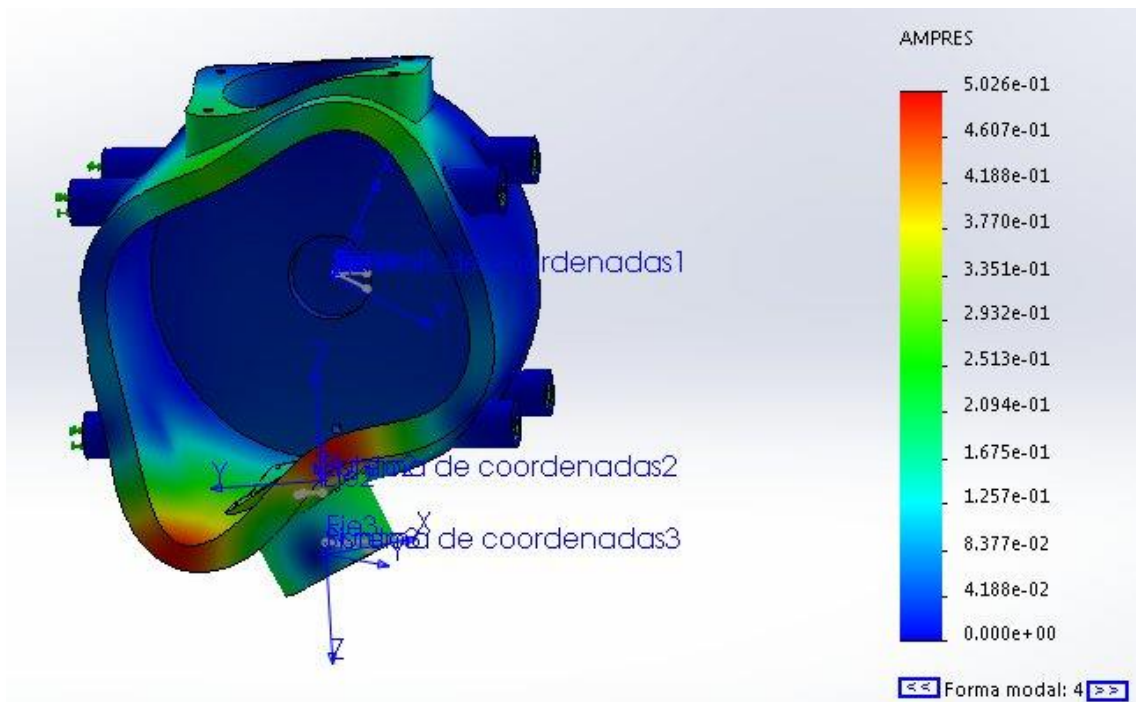
Gráfica A11.5 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 1. Carcasa. (SolidWorks).



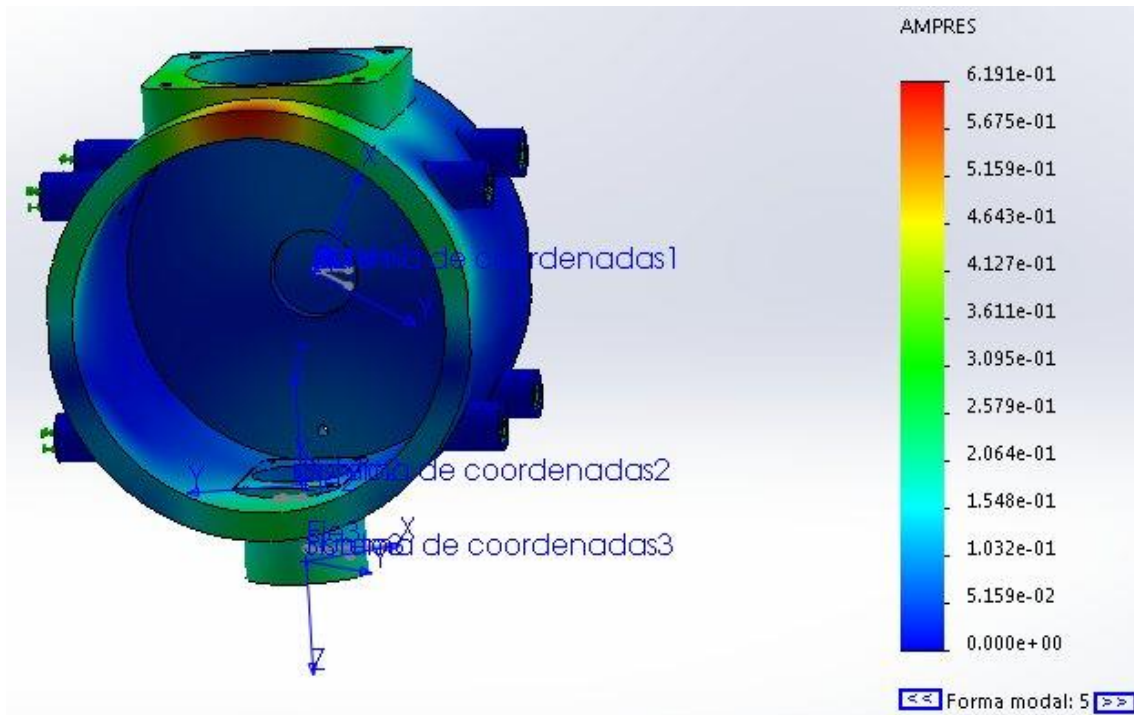
Gráfica A11.6 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 2. Carcasa. (SolidWorks).



Gráfica A11.7 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 3. Carcasa (SolidWorks).



Gráfica A11.8 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 4. Carcasa. (SolidWorks).



Gráfica A11.9 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 5. Carcasa. (SolidWorks).

Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	11372	1809.9	0.00055253
2	15447	2458.5	0.00040676
3	15759	2508.1	0.00039871
4	16094	2561.5	0.0003904
5	16687	2655.7	0.00037654

Tabla A11.1 Tabla con las frecuencias de trabajo para cada uno de los modos de frecuencia. Carcasa (SolidWorks).

Como se muestra en la tabla, son las frecuencias a las que la carcasa puede soportar, las cuales deben de estar por encima o por debajo del margen de trabajo de nuestro componente para considerar que trabaja adecuadamente.

Nuestro componente trabajará a unas rpm de margen de 750-1500 rpm, que estos pasados a hercios son 12.5-25 Hz. Serán frecuencias no admisibles cuando se encuentren entre el rango de frecuencias que trabaja la carcasa. Este rango de valores son menores a los de la tabla, por tanto se dan como válidas los diferentes modos de estudio de frecuencia y, se puede decir que el componente no fallará.

Finalmente, como podemos ver en las imágenes, al estar la carcasa sobredimensionada, trabaja muy bien en todos los ámbitos (estáticos y a frecuencia).

## Tapa:

### Datos iniciales:

### Condiciones de contorno:

Sujeción horizontal en los orificios donde son pasantes los tornillos donde las cargas son traspasadas a la carcasa y otra sujeción vertical y radial por parte de la carcasa en la parte exterior de la aleta que sobresalen de la tapa.

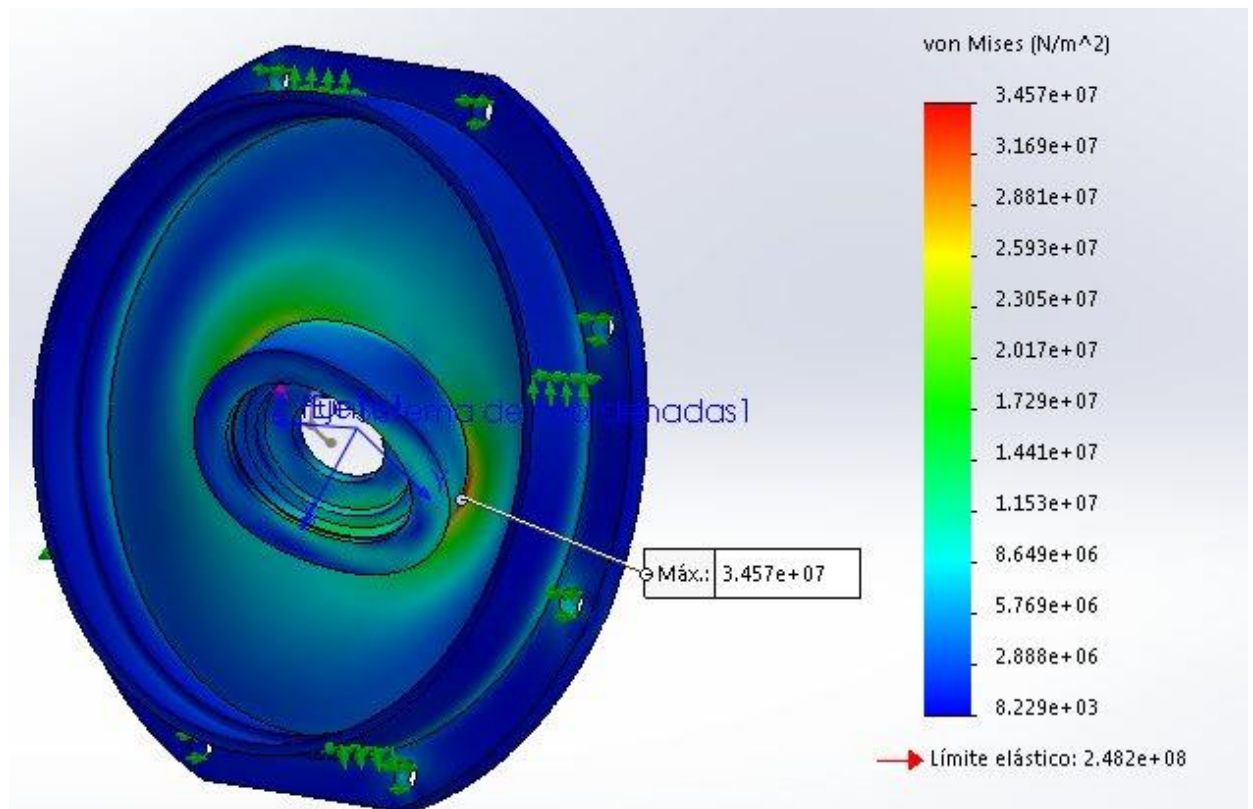
### Cargas:

La parte posterior de la carcasa estará sometida a las cargas que el rodamiento de rodillos cónicos del árbol lento transmite de las cargas que se generan debido al choque entre los dientes de los engranajes.

### Material:

Acero al carbono fundido.

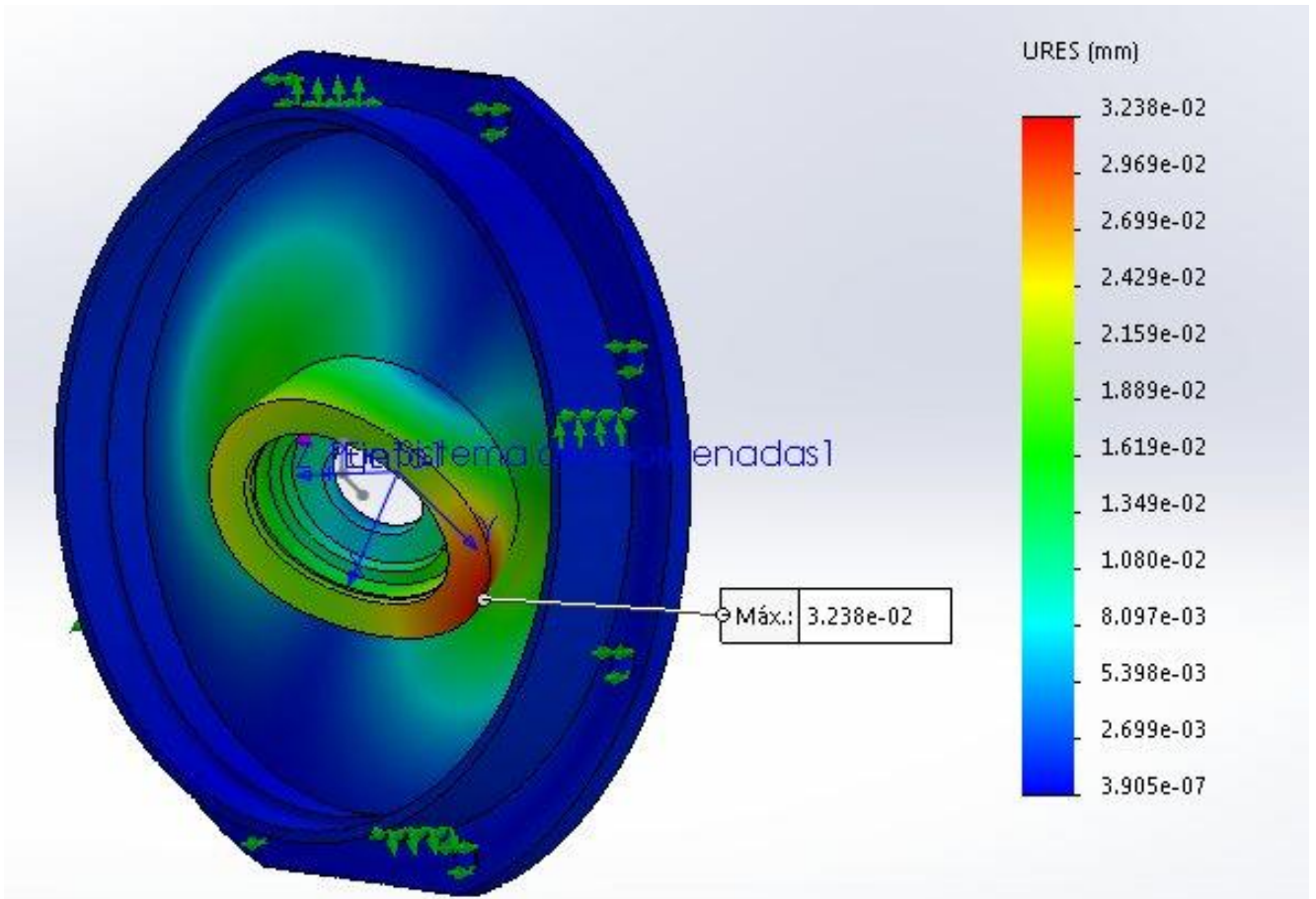
- **Estudio estático:**
- Tensiones de Von Mises:



Gráfica A11.10 Distribución de la tensión de Von Mises de la tapa delantera (SolidWorks).



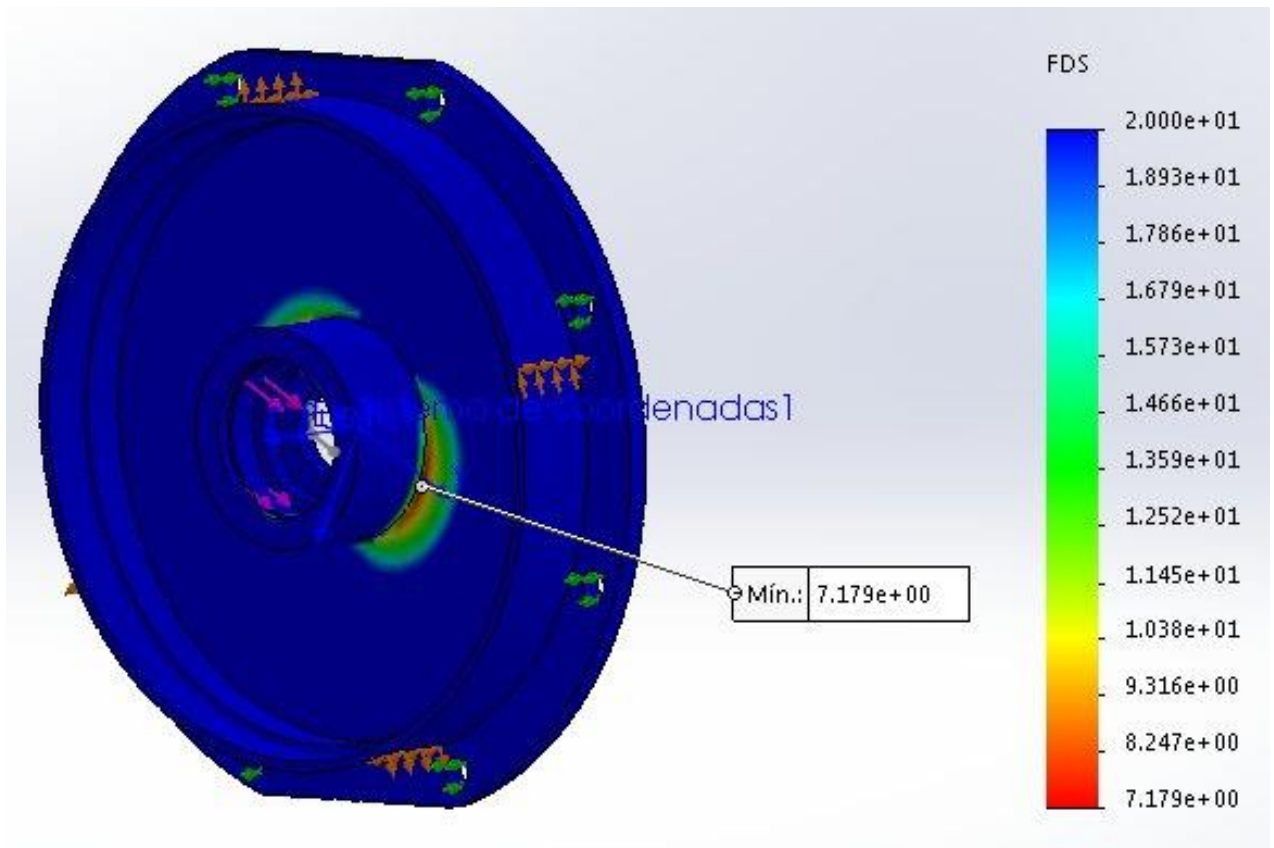
- Desplazamientos:



Gráfica A11.11 Distribución de los desplazamientos de la tapa delantera (SolidWorks).

Dicho componente se puede visualizar que no se producen grandes desplazamientos ( $3.135 \times 10^{-2}$  mm) por tanto se considerarán despreciables.

- Coeficiente de seguridad:

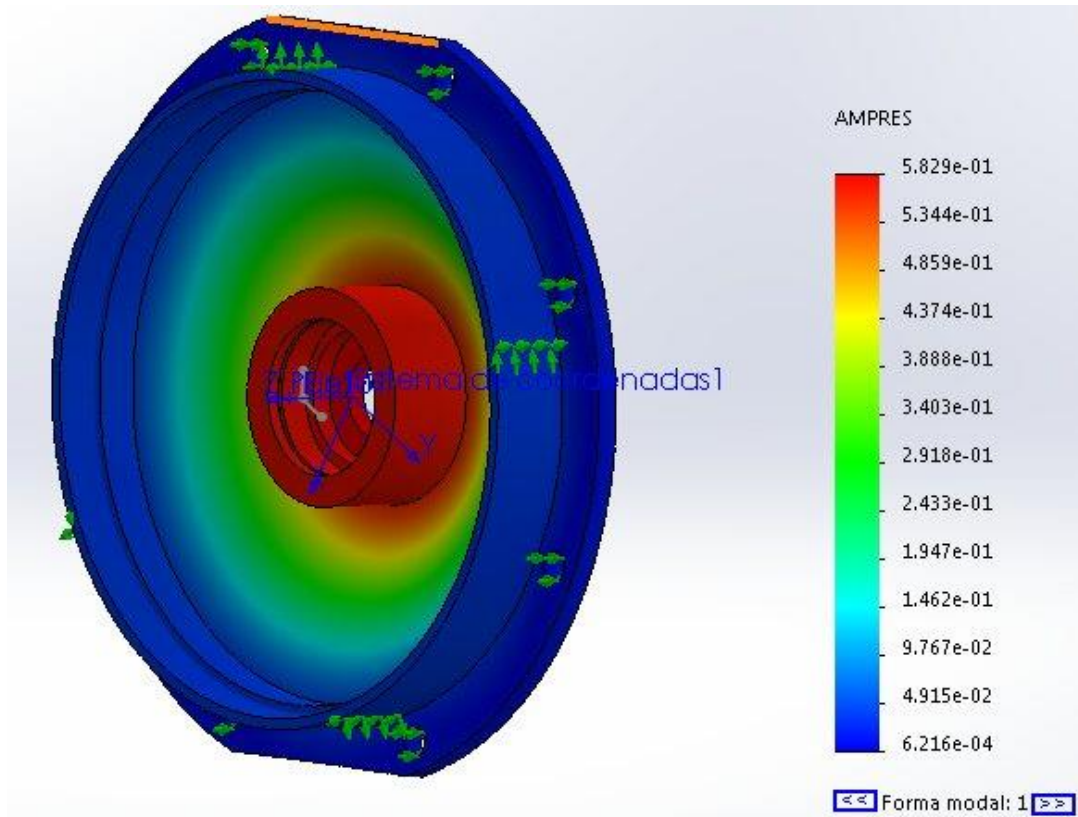


Gráfica A11.12 Coeficiente de seguridad de la tapa delantera (SolidWorks).

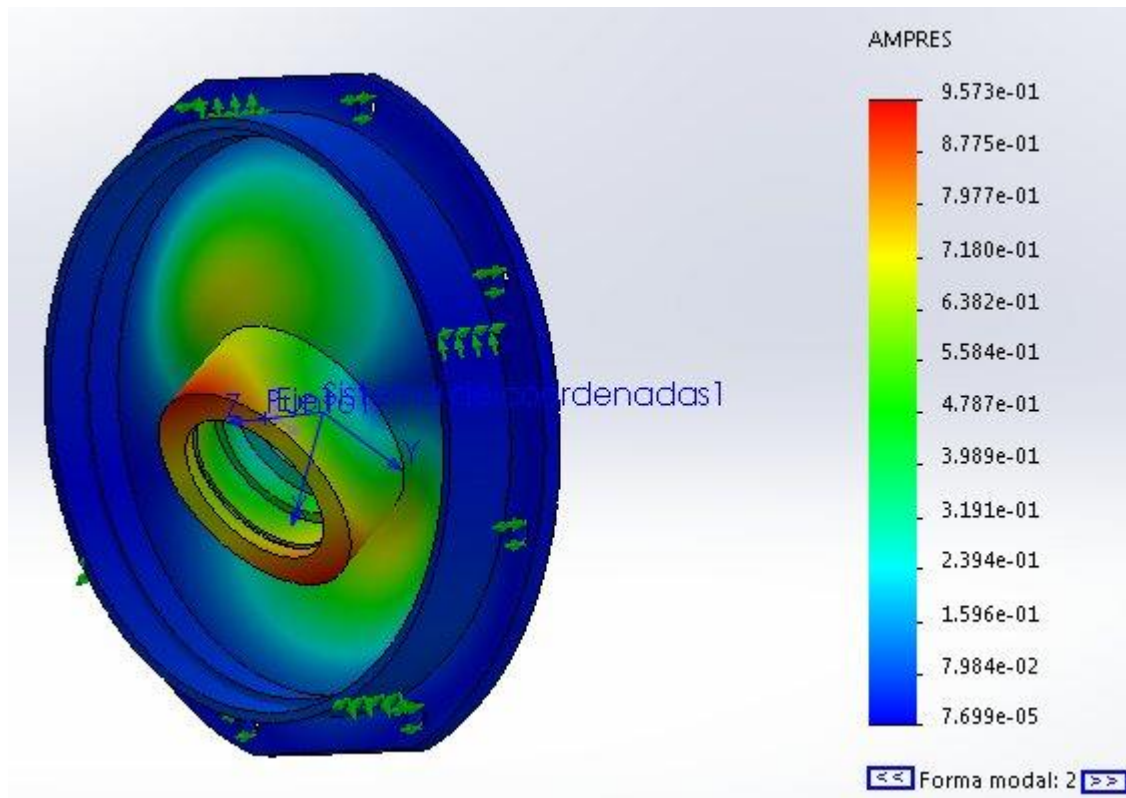
Para dicho componente se sigue el método de Von Mises que se calcula de la misma manera que anteriormente se ha comentado.

Finalmente, en el cálculo estático se puede ver en las imágenes que la tapa resiste las cargas a las que está sometida, obteniendo en el punto crítico un coeficiente de seguridad 7.179.

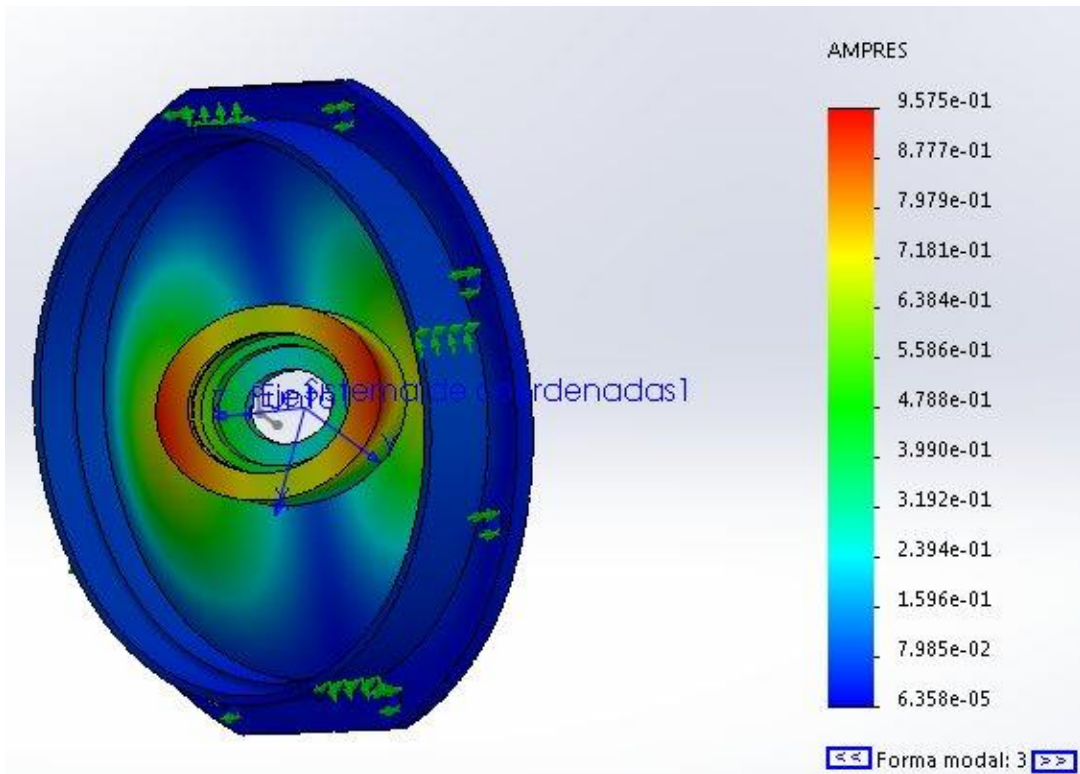
- Estudio de frecuencia:



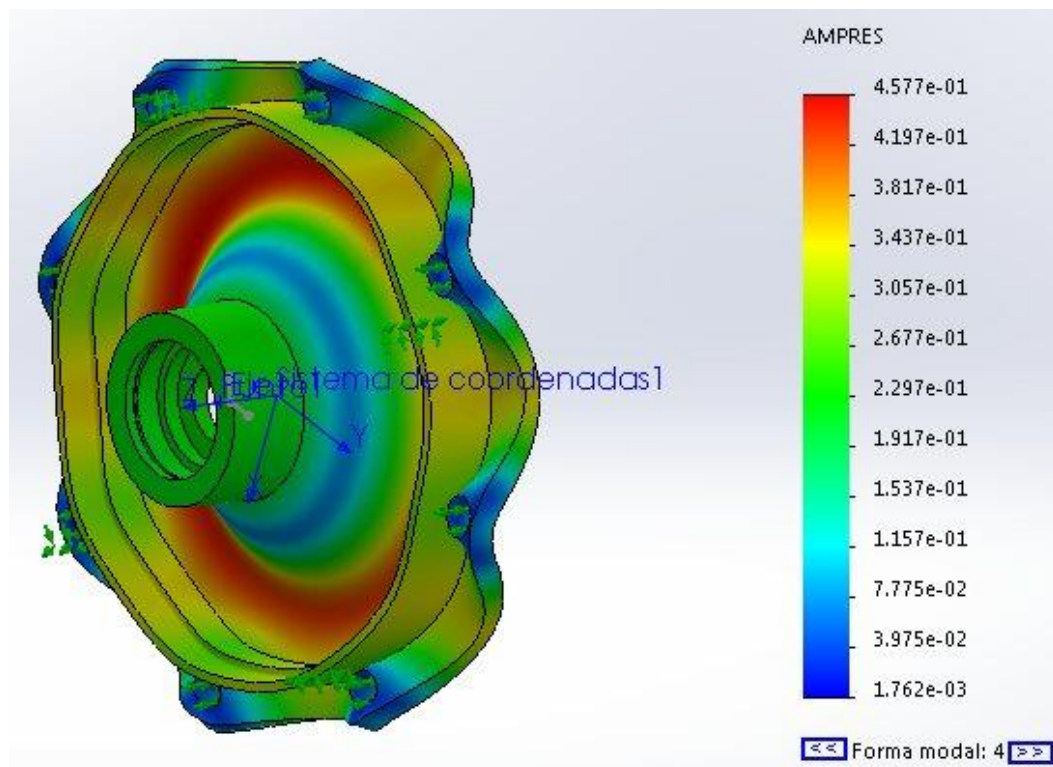
Gráfica A11.13 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 1. Tapa delantera. (SolidWorks).



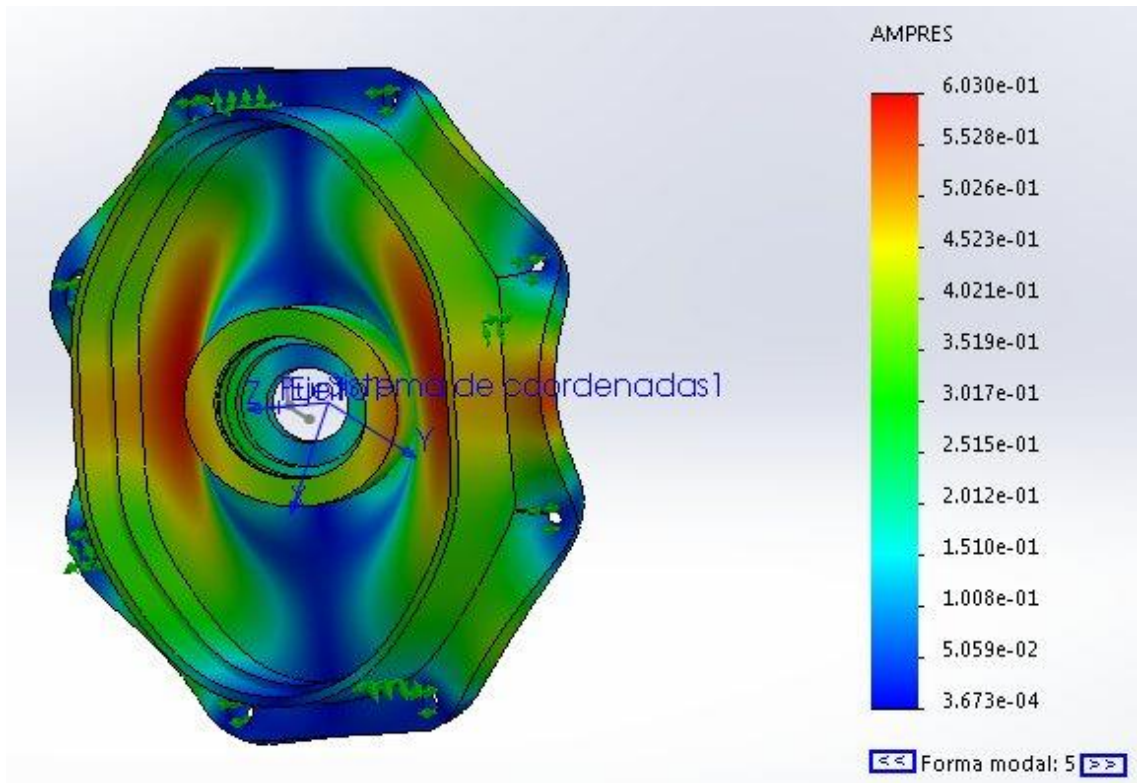
Gráfica A11.14 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 2. Tapa delantera. (SolidWorks).



Gráfica A11.15 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 3. Tapa delantera. (SolidWorks).



Gráfica A11.16 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 4. Tapa delantera. (SolidWorks).



Gráfica A11.17 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 5. Tapa delantera. (SolidWorks).

Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	5967.3	949.73	0.0010529
2	10429	1659.8	0.00060248
3	10432	1660.3	0.00060232
4	23923	3807.4	0.00026264
5	26859	4274.7	0.00023393

Tabla A11.2 Tabla con las frecuencias de trabajo para cada uno de los modos de frecuencia. Tapa delantera (SolidWorks).

Se realiza el mismo análisis final que se realizó en la carcasa.

## Árbol lento:

### Datos iniciales:

### Condiciones de contorno:

Sujeciones por soporte de los rodamientos que a su vez dichos rodamientos se encuentran por un lado apoyado sobre la carcasa en el caso del rodamiento rígido de bolas y por otro lado la tapa por parte de los rodamientos de rodillos cónicos.

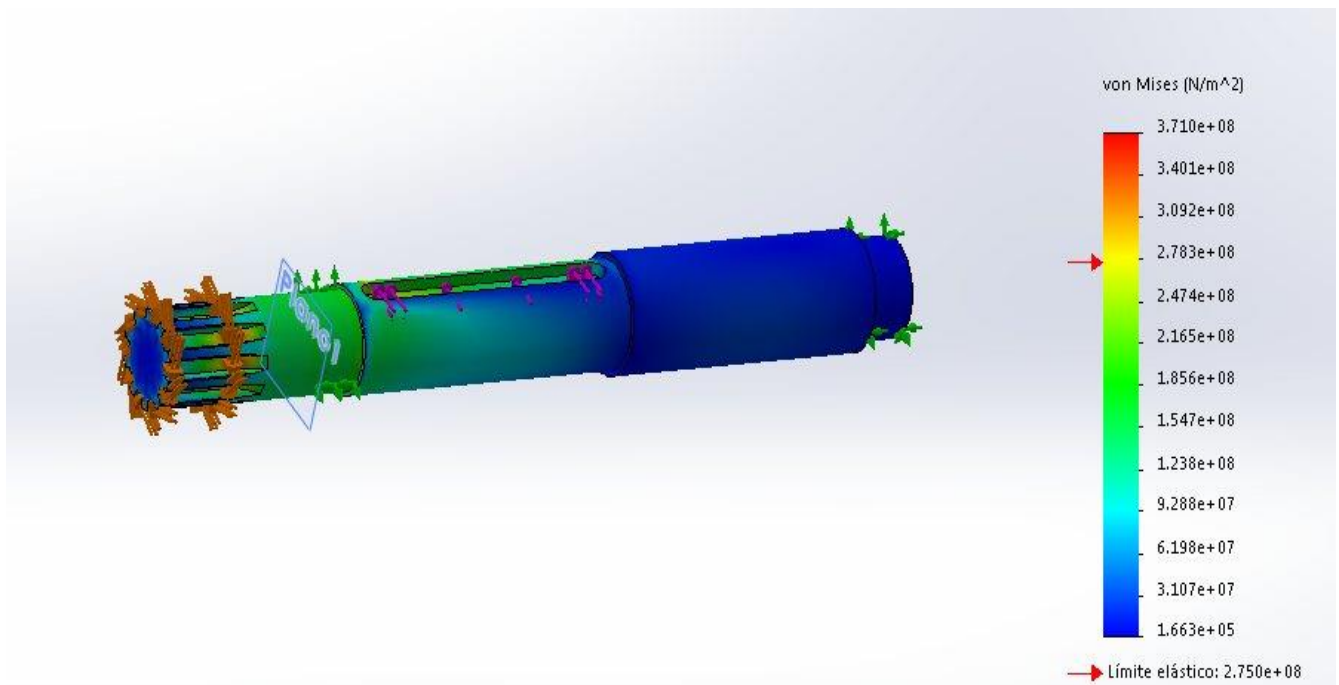
### Cargas:

Provenientes de la transmisión de la potencia generada por la toma de fuerza hasta llegar a los árboles nervados que se transmiten a través de ejercer fuerza sobre los laterales de las nervaduras del árbol y se transmite al engranaje por medio de una chaveta.

### Material:

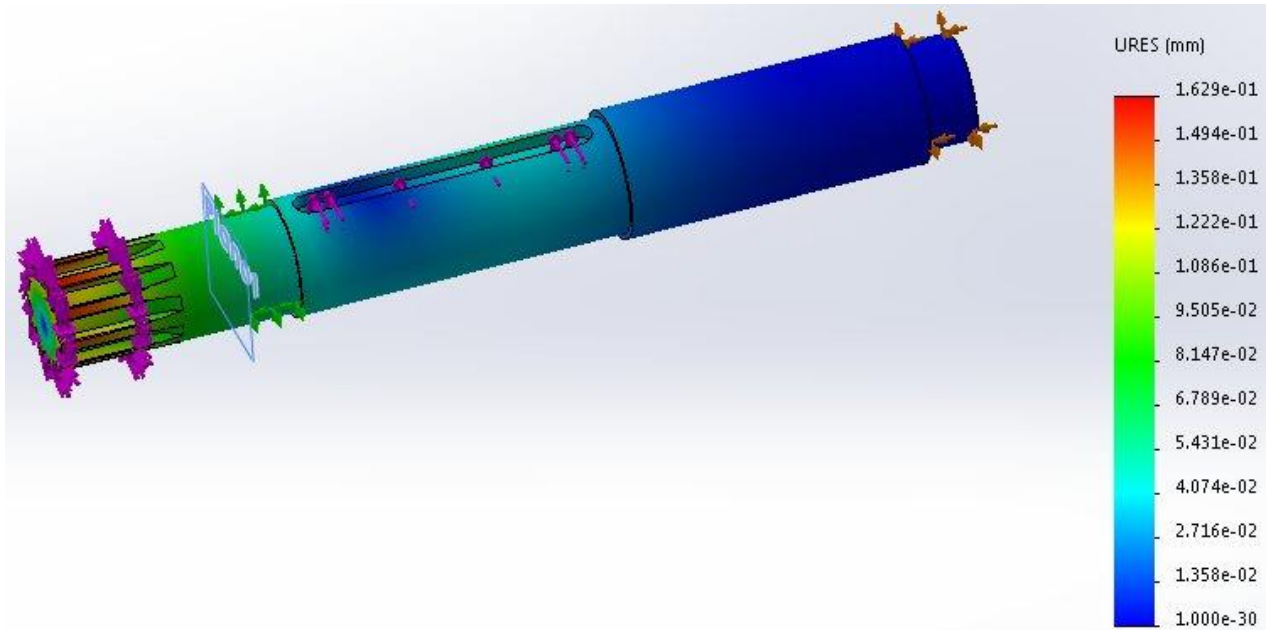
Acero AISI 4140.

- **Estudio estático**
- Tensión de Von Mises:



Gráfica A11.18 Distribución de la tensión de Von Mises del árbol lento (SolidWorks).

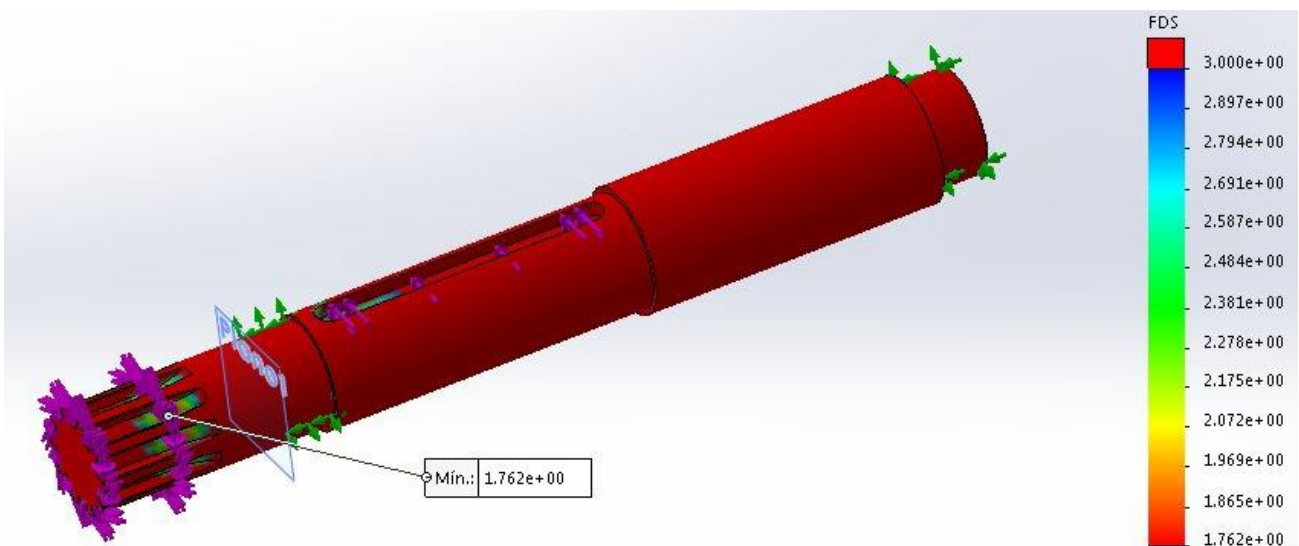
- Desplazamientos:



Gráfica A11.19 Distribución de los desplazamientos del árbol lento (SolidWorks).

Se tomarán como admisibles aquellos desplazamientos que no sobrepasen la undécima parte de la longitud total del árbol o que no se permita, que dos partes del árbol que se encuentren cercanas entre sí. Cogiendo la condición más restrictiva.

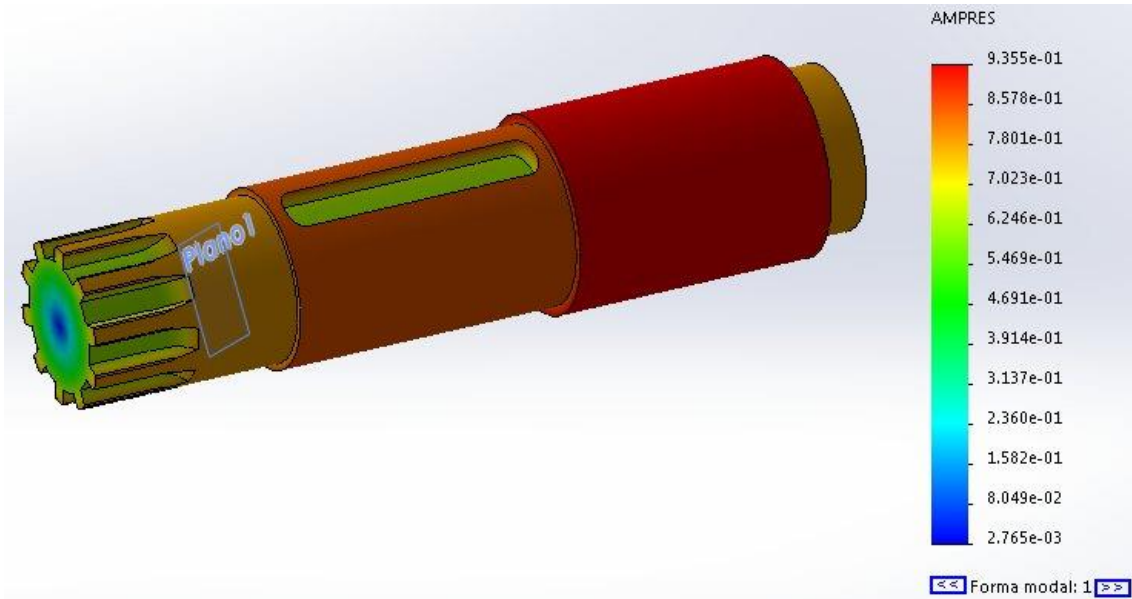
- Coeficiente de seguridad:



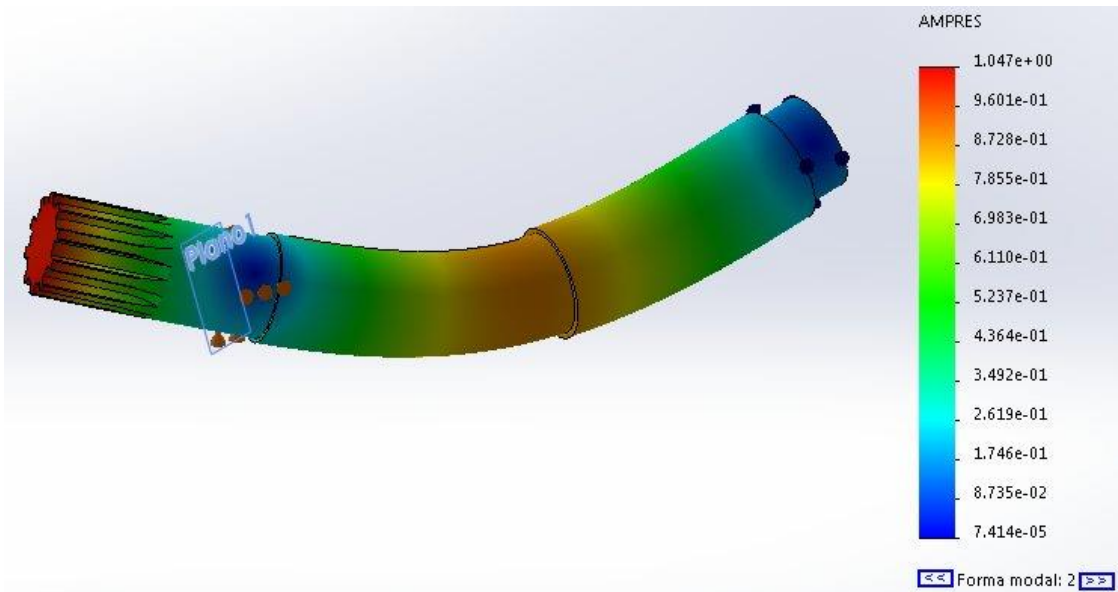
Gráfica A11.20 Coeficiente de seguridad del árbol lento. (SolidWorks).

Como se puede ver en la gráfica el árbol lento trabaja bien estáticamente obteniéndose un coeficiente de seguridad de 1.762.

- Estudio a frecuencia:

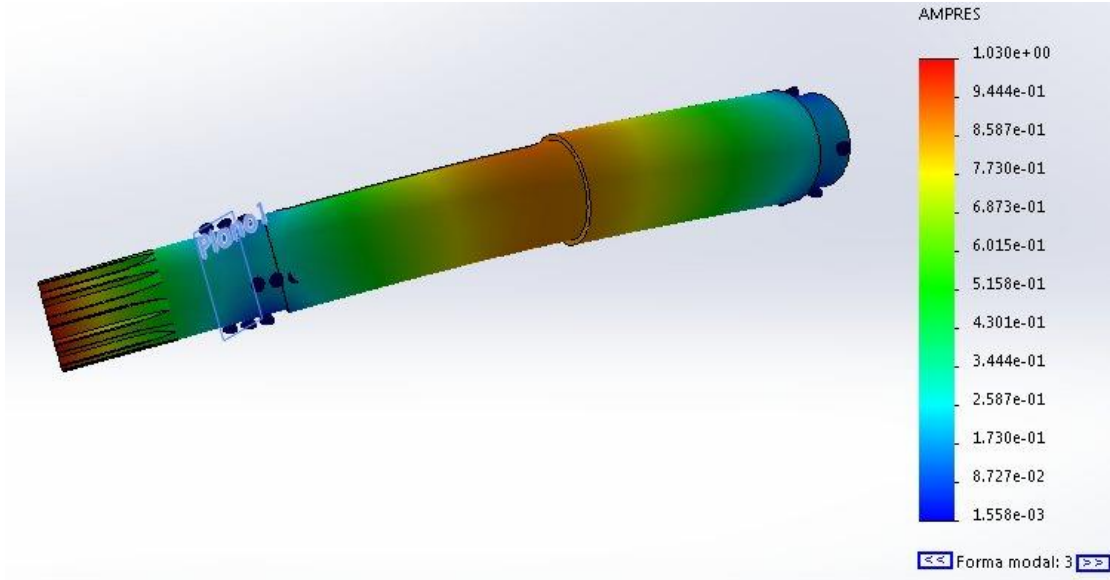


Gráfica A11.21 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 1. Árbol lento. (SolidWorks).

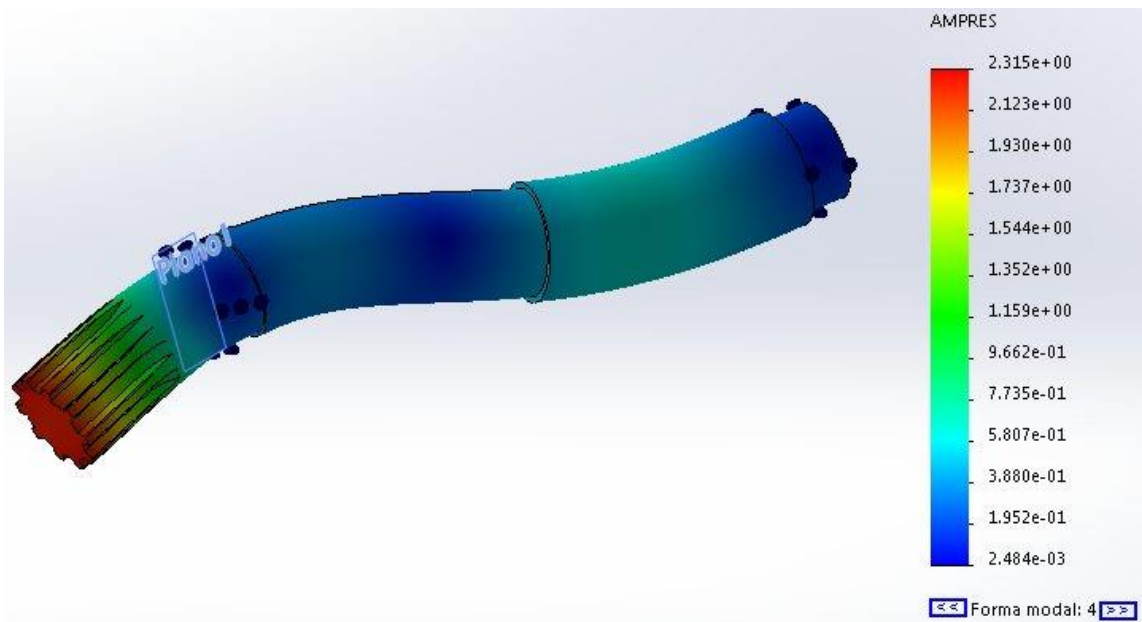


Gráfica A11.22 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 2. Árbol lento. (SolidWorks).

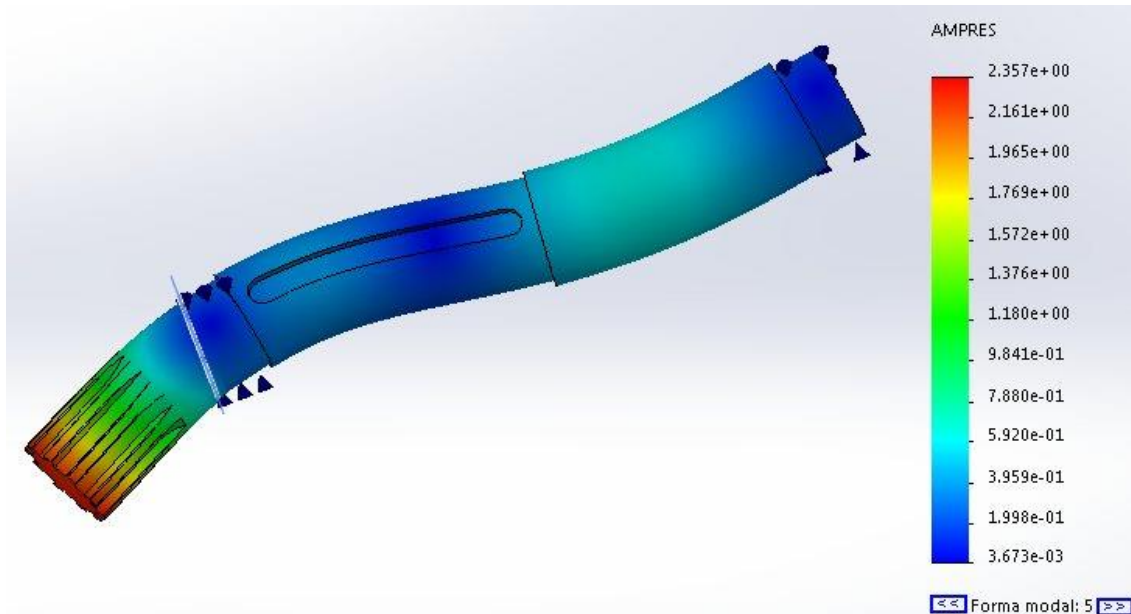




Gráfica A11.23 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 3. Árbol lento. (SolidWorks).



Gráfica A11.24 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 5. Árbol lento. (SolidWorks).



Gráfica A11.25 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 5. Árbol lento. (SolidWorks).

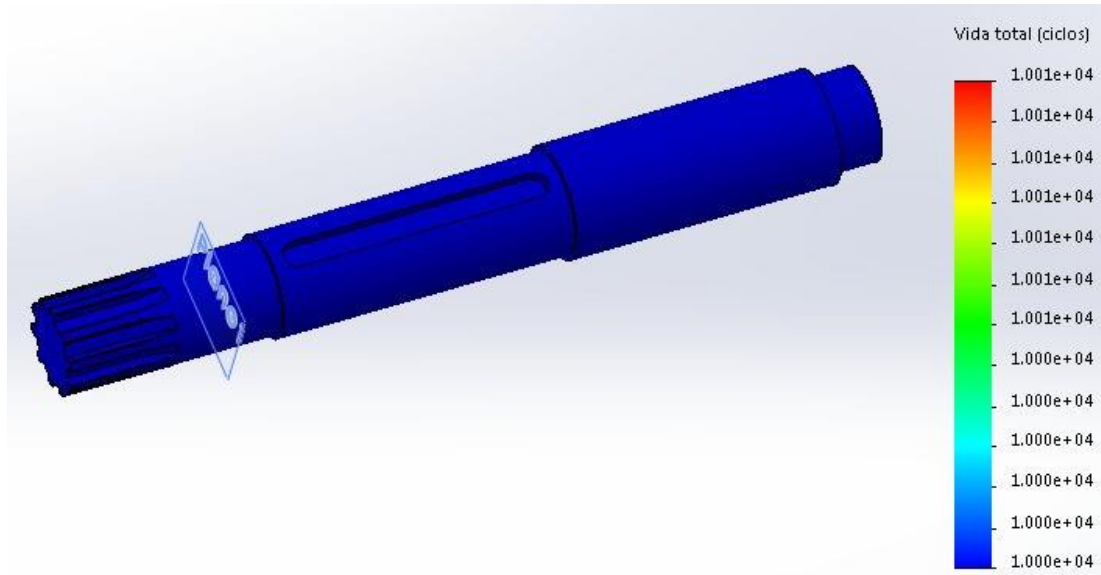
Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	0	0	1e+32
2	8464.6	1347.2	0.00074229
3	8832.4	1405.7	0.00071138
4	23826	3792	0.00026371
5	24404	3883.9	0.00025747

Tabla A11.3 Tabla con las frecuencias de trabajo para cada uno de los modos de frecuencia. Árbol lento (SolidWorks).

En dicho estudio de frecuencia como se puede ver las frecuencias para cada uno de los modos están fuera del margen vibratorio de nuestro componente (12.5-25 Hz), en el modo 2 se ve una frecuencia de 1347.2 Hz y por ello no habrá problemas de vibración.

- **Estudio a fatiga:**

Para dicho estudio se ha realizado una aproximación de la curva S-N real, para ello se ha utilizado el método de cálculo logaritmo-logaritmo explicado en el Anexo 9. Gráfica A9.4.



Gráfica A11.26 Vida total del árbol lento (SolidWorks).

Como se puede ver en la imagen el componente soportará 10.000.000 ciclos y por tanto se considerará vida infinita del componente.

## Árbol rápido + piñón:

### Datos iniciales:

### Condiciones de contorno:

Sujeción por soporte de rodamientos, uno rodamiento rígido de bolas y el otro el otro rodamiento de rodillos cónicos que pasan dicha carga a la carcasa.

### Cargas:

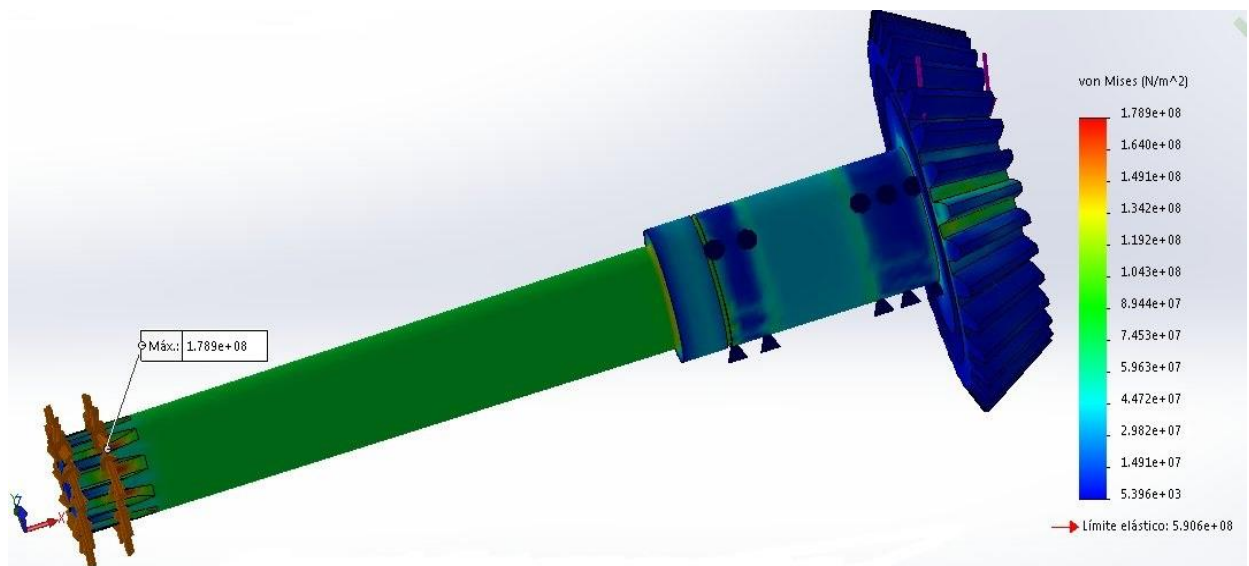
La parte posterior de la carcasa estará sometida a las cargas que el rodamiento rígido de bolas del árbol lento transmite de las cargas que se generan debido al choque entre los dientes de los engranajes.

### Material:

Acero 16MnCr5.

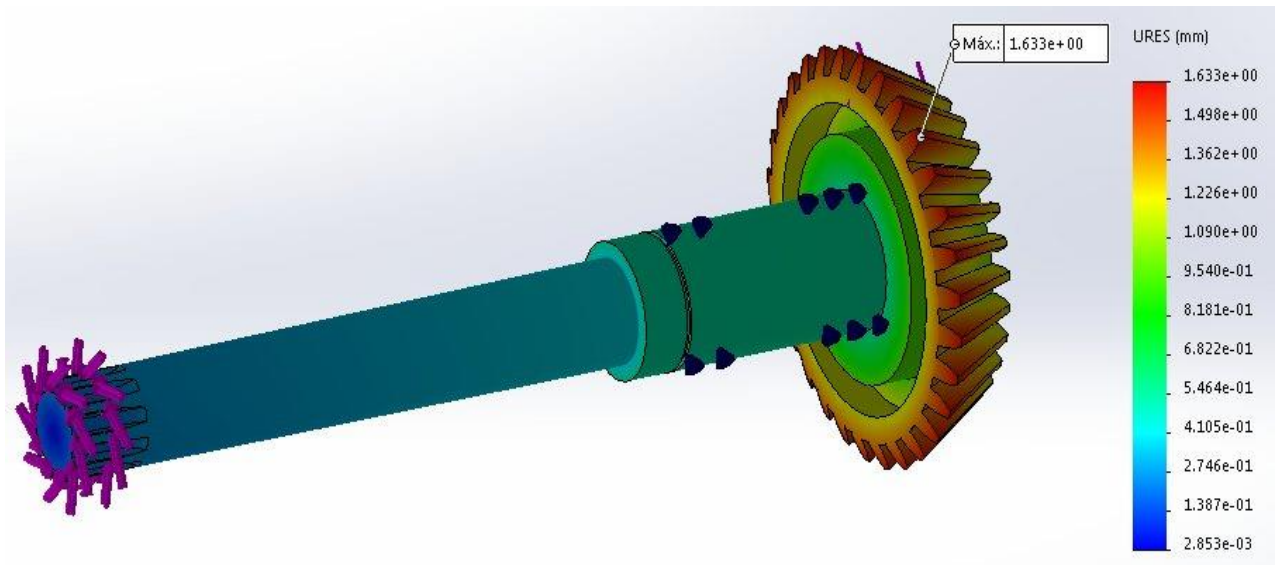
#### - Análisis estático:

- Tensión de Von Mises:



Gráfica A11.27 Distribución de la tensión de Von Mises del árbol rápido (SolidWorks).

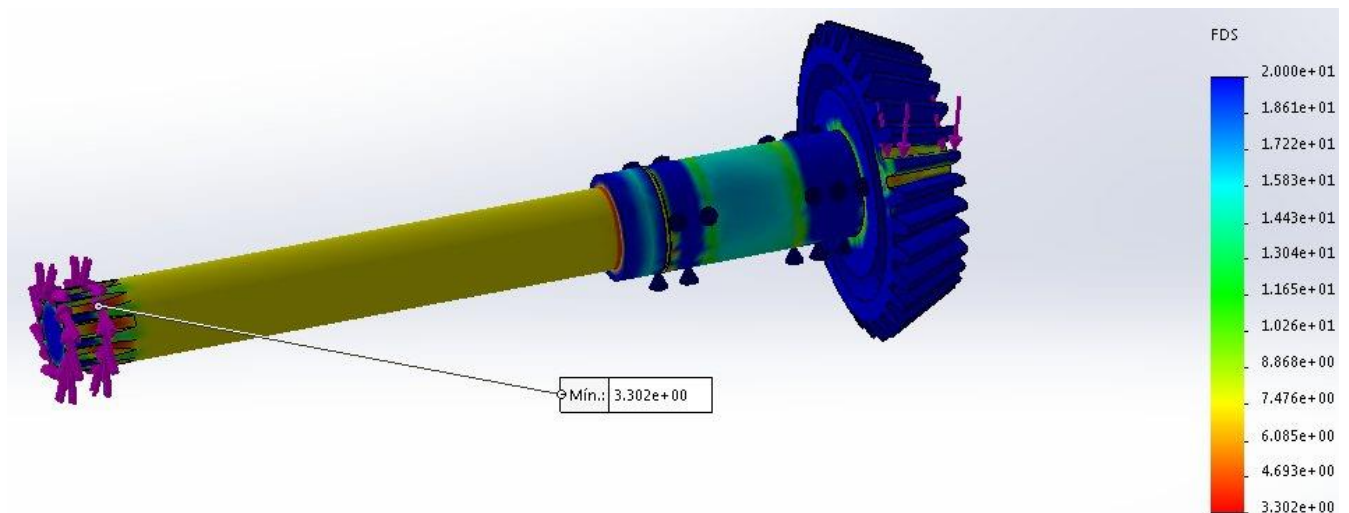
- Desplazamientos:



Gráfica A11.28 Distribución de los desplazamientos del árbol rápido (SolidWorks).

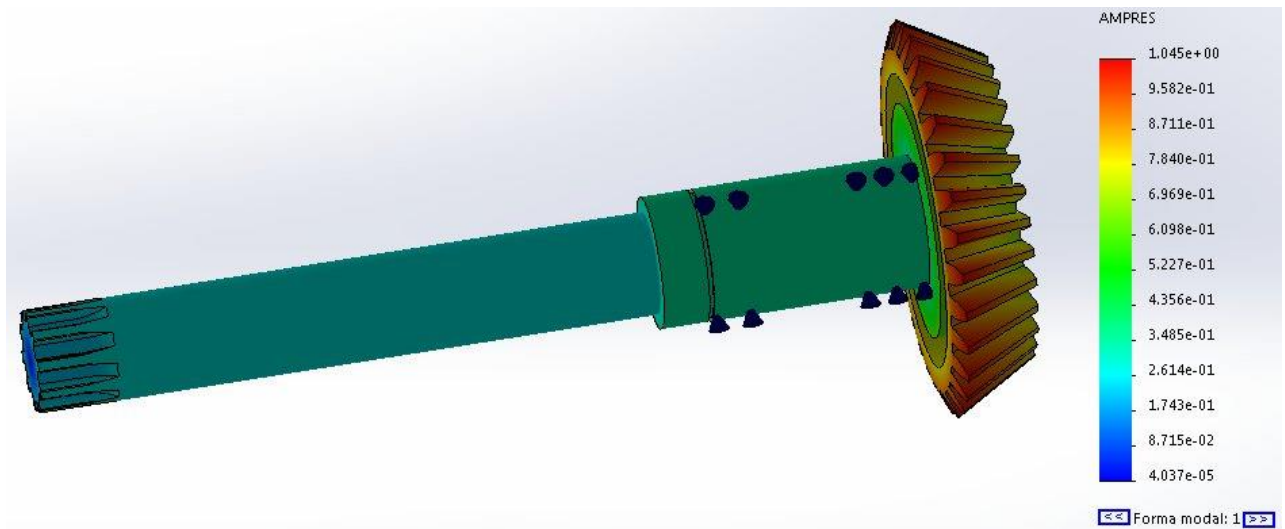
Los desplazamientos al encontrarse el desplazamiento máximo en los dientes de los engranajes, se considera el desplazamiento admisible el cual no interfiera en la correcta transmisión del engranaje, por tanto, según las dimensiones del diente se obtiene como desplazamiento admisible 1.991 mm mayor que el que se puede ver mediante la resolución mediante MEF.

- Coeficiente de seguridad:

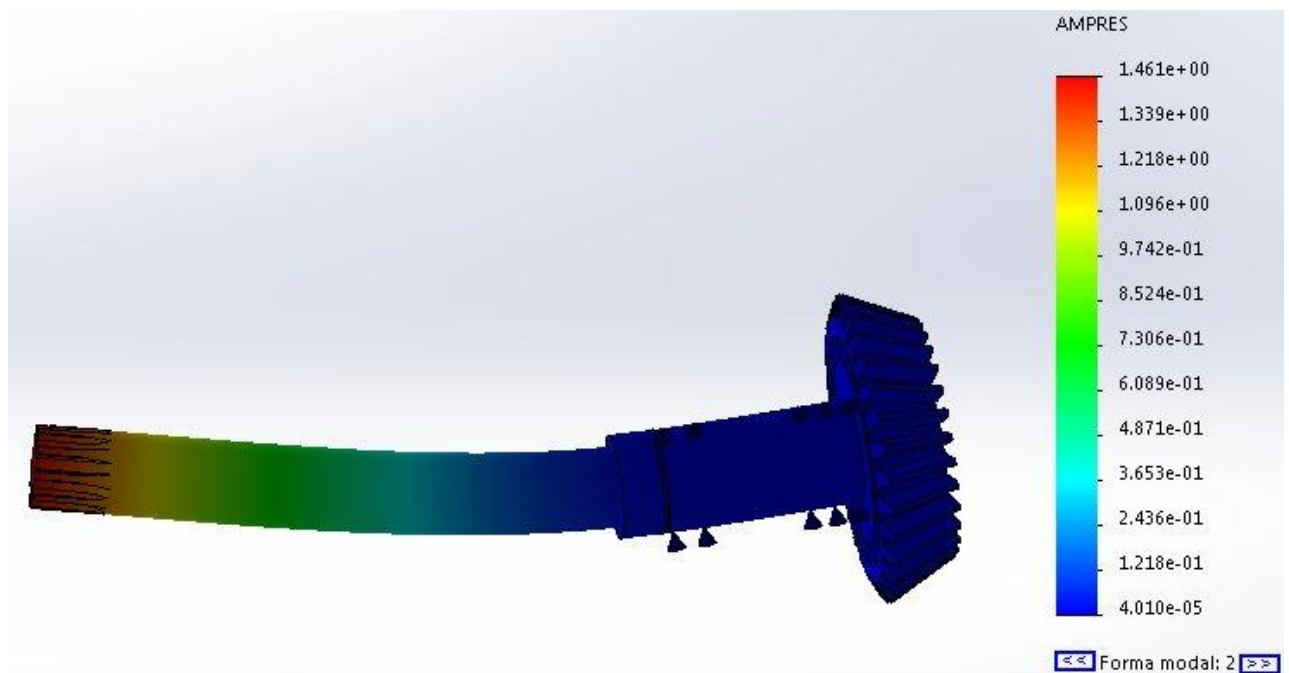


Gráfica A11.29 Coeficiente de seguridad del árbol rápido (SolidWorks).

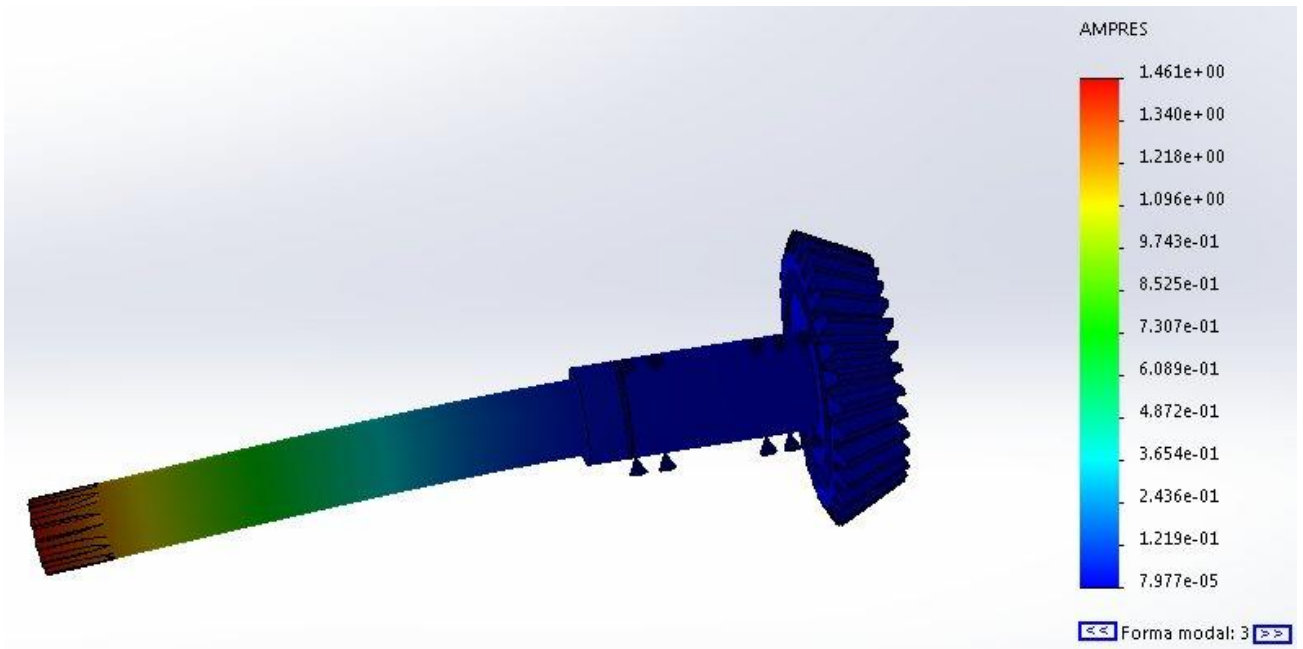
- Estudio de frecuencia



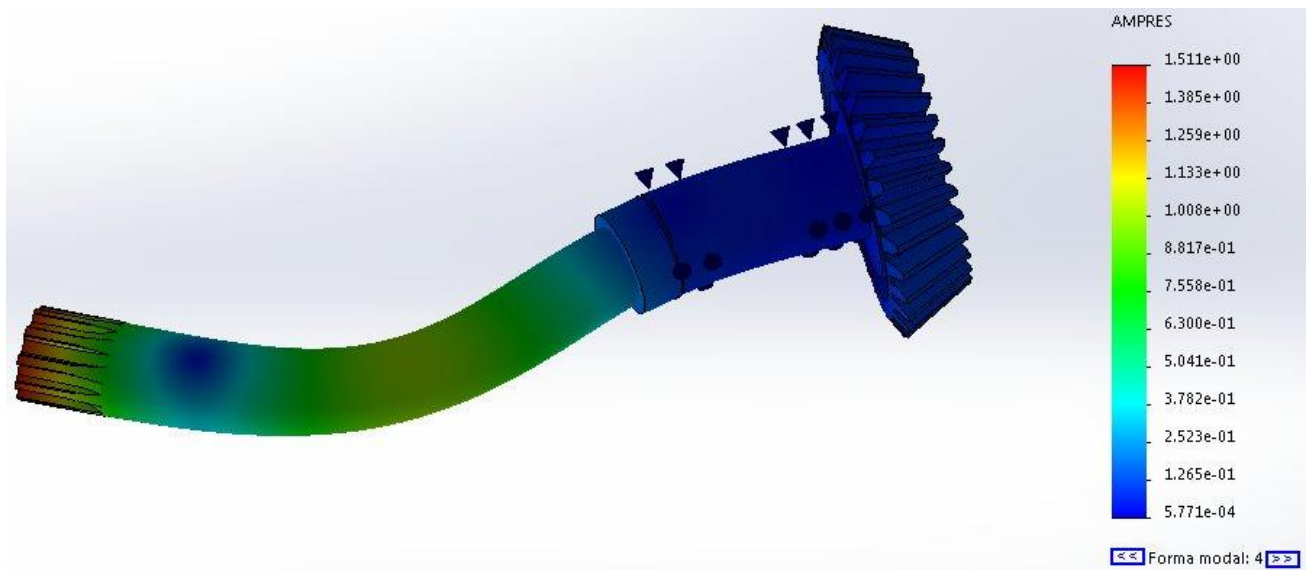
Gráfica A11.30 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 1. Árbol rápido. (SolidWorks).



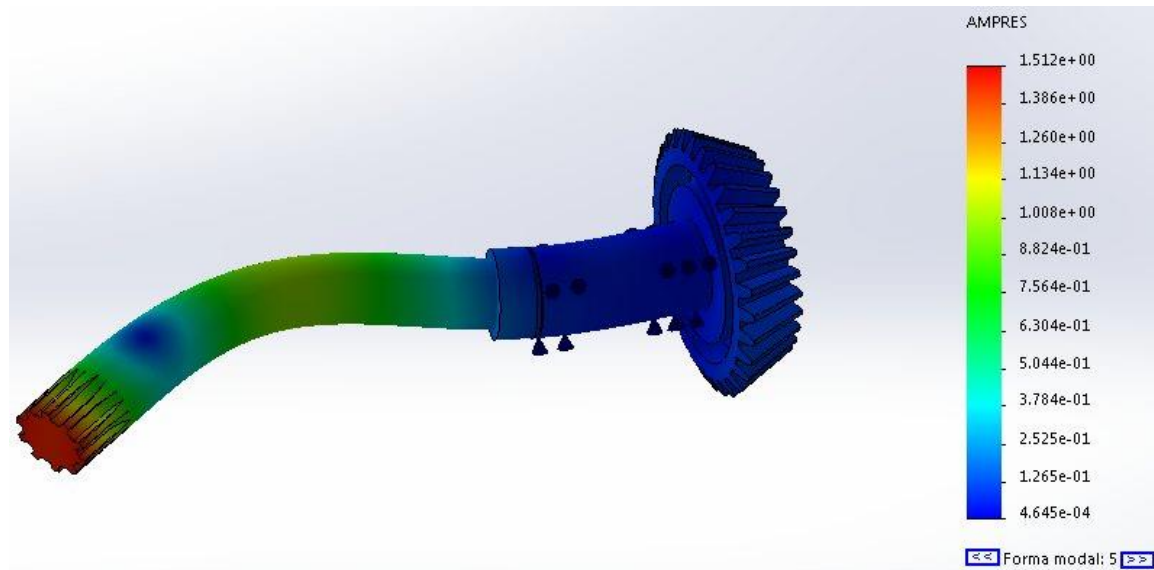
Gráfica A11.31 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 2. Árbol rápido. (SolidWorks).



Gráfica A11.32 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 3. Árbol rápido. (SolidWorks).



Gráfica A11.33 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 4. Árbol rápido. (SolidWorks).



Gráfica A11.34 Estudio de frecuencia, modo de frecuencia 5. Árbol rápido. (SolidWorks).

Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	0.047986	0.0076372	130.94
2	2321.7	369.51	0.0027063
3	2322	369.56	0.0027059
4	13357	2125.9	0.0004704
5	13358	2126	0.00047038

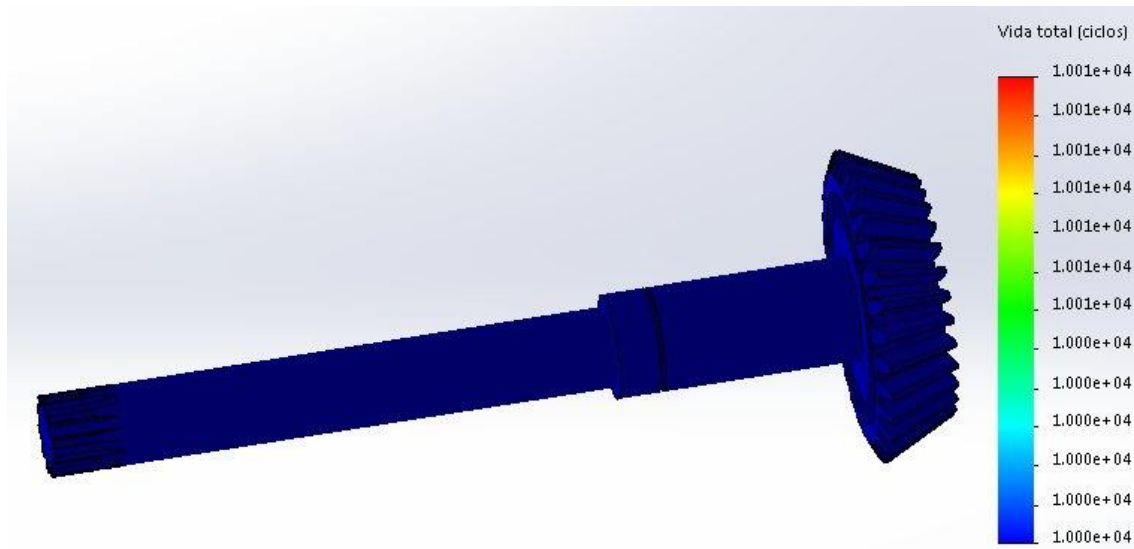
Tabla A11.4 Tabla con las frecuencias de trabajo para cada uno de los modos de frecuencia. Árbol rápido (SolidWorks).

En este se encuentran fuera de los dos rangos en los que trabaja el componente (12.5-25 Hz), por tanto trabajará de forma adecuada a regímenes vibratorios.



- **Estudio a fatiga:**

Para representar la curva S-N del componente para poder representar dicha curva se ha seguido el método logaritmo-logaritmo explicado en el Anexo 9 donde en la Gráfica A9.5. queda representado dicha gráfica.



Gráfica A11.35 Vida total del árbol rápido + piñón (SolidWorks).

Como se representa en la imagen, podrá soportar más de 10.000.000 de ciclos y por tanto consideraremos vida infinita del componente.

## ANEXO 12.- PROCESOS DE FABRICACIÓN Y MONTAJE

A continuación, se van a comentar las operaciones que se llevarán a cabo en el proceso de fabricación para cada una de las piezas que conforman el conjunto completo, exceptuando las piezas normalizadas que nos serán suministradas por el fabricante.

Para ello, cada pieza tendrá su correspondiente hoja de procesos, donde se describirán paso por paso cada una de las operaciones que se deberán realizar para cada una de las piezas. Para aquellas piezas que además necesiten una buena calidad se realizará otro proceso además del torneado, fresado...

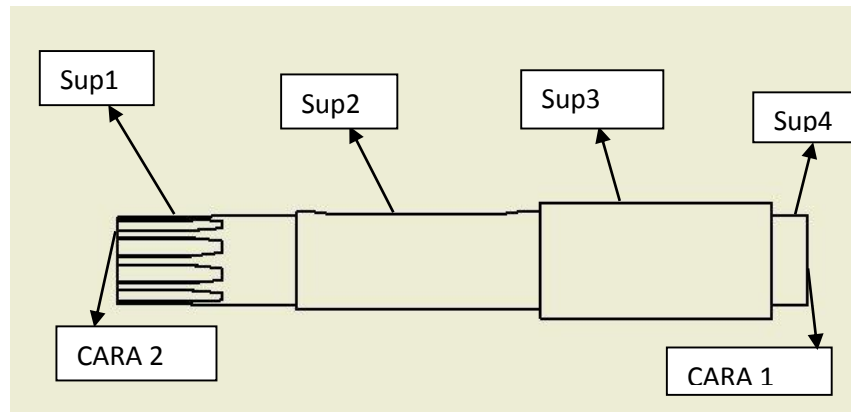
## 1. Árbol lento:

Preforma: Barra de  $\varnothing 48$ .

- **FASE 1:** Sierra vertical.

Corte del tubo L = 310 mm.

- **FASE 2:** Torno CNC.



### Subfase 1.1:

Utillaje: Plato 3G autocentrante (UTILL 1) con sujeción en la cara 1.

OP1) Refrentado.

Refrentado en la sup 1. Proceso inicial para empezar a mecanizar la pieza donde se mecanizará una de las caras de la preforma.

OP2) Desbaste.

Reducción del material hasta el diámetro deseado para posteriormente hacer el cilindrado.

OP3) Cilindrado.

Cilindrado sup2.

OP4) Cilindrado.

Cilindrado sup3.

### Subfase 1.2:

UTILL 1 con sujeción por la cara 2.

OP1) Cilindrado.

Cilindrado de la sup4.

OP2) Acabado.

Se realizará un mejor acabado superficial para alojar el rodamiento con la calidad que nos indique el fabricante. Acabado en la sup4.

### Subfase1.3:

UTILL1 con sujeción en la cara 2.

OP1) Acabado.

Se realizará el acabado deseado.

OP2) Fresa vertical.

Mecanizado del alojamiento de la chaveta según la norma DIN 6885-1A para chavetas con dimensiones de chaveta de 10x8x80.

OP3) Fresa vertical.

Mecanizado de los árboles nervados en la sup 2.

## **Carcasa:**

- **FASE 1:** Molde de arena.

### **Subfase 1.1:**

Utillaje: Sujeción de la pieza maciza mediante gatos o sujeción mediante bridas.

OP1) Proceso por moldeo de arena.

Colada y solidificación del material.

- **FASE 2:** Taladrado de agujeros.

### **Subfase 1.2:**

Utillaje: Plato 3G autocentrante.

OP1) Taladrado.

Realización del alojamiento de los tornillos mediante las brocas necesarias.

Posteriormente se realiza el agujero para poder colocar los engrasadores de aceite y sus correspondientes reposaderos en superficie plana.

- **FASE 3:** Taladro + Plato divisor + Macho de roscar.

OP1) Roscado interior.

Generación del correspondiente roscado.

Posteriormente se realiza la rosca de los engrasadores de aceite.

OP2) Fresado.

Mecanizado de las zonas que necesitan un acabado superficial adecuado al estar en contacto con otras piezas metálicas. Además de elaborar superficies planas de los reposaderos de los engrasadores laterales.

## **Corona:**

Preforma: pieza circular  $\varnothing 270 \times 95$ .

- **FASE 1:** Torno CNC.

### **Subfase 1.1:**

Utillaje: Plato 3G autocentrante (UTILL1).

OP1) Desbaste.

Reducir el diámetro del tubo partiendo de la preforma inicial.

OP2) Refrentado.

OP3) Cilindrado.

Proceso de mecanizado hasta llegar al diámetro deseado.

- **FASE 2:** Taladro.

### **Subfase 2.1:**

Utillaje: UTILL1.

OP1) Taladrado.

Creación del alojamiento del árbol y la chaveta.

- **FASE 3:** Brochadora.

### **Subfase 3.1:**

Utillaje: Sujeción mediante gatos o bridas.

OP1) Brochado.

Proceso por el cual se realiza el alojamiento de la chaveta.

- **FASE 4:** Torno CNC.

### **Subfase 4.1:**

Utillaje: UTILL1.

OP1) Ranurado.

Una herramienta con su pletina hace lo que se conoce como el alma del engranaje para aligerar el peso del engranaje.

- **FASE 5:** Fresadora de dientes.

### **Subfase 5.1:**

Utillaje: UTILL1

OP1) Fresado de los dientes.

Generación del perfil de dientes deseado mediante una fresa de disco.

## Árbol rápido – Piñón:

**Preforma:** barra  $\varnothing 140 \times 360$ .

- **FASE 1:** Sierra vertical.

Corte de tubo L = 310 mm.

- **FASE 2:** Torno CNC.

### Subfase 1.1:

**Uillaje:** Plato de 3G autocentrante. Sujeción de la preforma por la cara 1 (UTILL 1).

**OP1) Refrentado.**

Refrentado por la cara 2 para comenzar a mecanizar.

**OP2) Desbaste.**

Desbaste de la preforma para reducir el diámetro deseable llegando a lo que se ha denominado sup 1 y sup 2 en representación de la figura.

**OP3) Cilindrado.**

Mecanizado de las superficies que se han realizado en el proceso de desbaste.

**OP4) Mandrinado.**

Se mecaniza el árbol para hacer los árboles nervados según la norma DIN 5464 con dimensiones de 10x8x80.

**OP5) Ranurado.**

Se realiza el proceso de mecanizado para realizar el alojamiento de la grupilla en el árbol.

**OP6) Acabado.**

Mecanizado para obtener una mayor calidad superficial en la sup 2 donde se aloja el rodamiento.

### Subfase 1.2:

**UTILL1** con sujeción en la cara 2.

**OP1) Refrentado.**

Primer paso para el mecanizado de la pieza.

**OP2) Desbaste.**

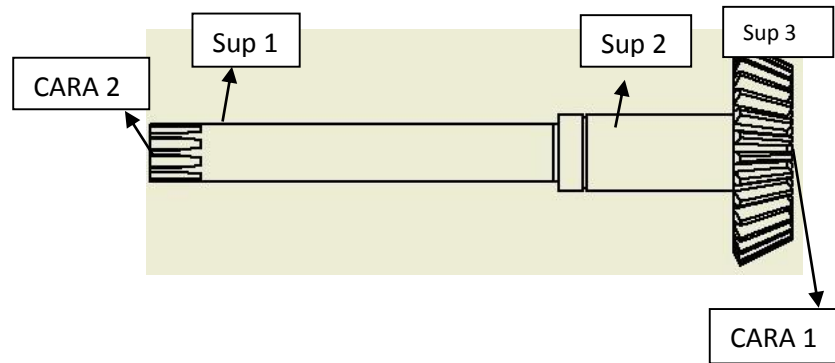
Se da la geometría ingenieril del engranaje.

**OP3) Acabado.**

Mecanizado para un mejor acabado superficial.

**OP4) Fresado de dientes.**

Generación de los dientes con las características geométricas ingenieriles.



## **Tapa delantera:**

- **FASE 1:** Molde de arena.

### **Subfase 1.1:**

Utillaje: Sujeción de la pieza maciza mediante gatos o sujeción mediante bridas.

OP1) Proceso por moldeo de arena.

Colada y solidificación del material.

- **FASE 2:** Taladrado de agujeros.

### **Subfase 1.2:**

Utillaje: Plato 3G autocentrante.

OP1) Taladrado.

Realización del alojamiento de los tornillos mediante las brocas necesarias.

OP2) Fresado

Mecanizado de las zonas que necesitan un acabado superficial adecuado al estar en contacto con otras piezas metálicas.

## **Tapa superior:**

**Preforma:** Chapa rectangular 170x200x33

- **FASE 1:** Fresadora vertical

### **Subfase 1.1:**

**Utillaje:** Sujeción de la pieza maciza mediante gatos o sujeción mediante bridas.

OP1) Desbaste.

Desbaste de la parte superior circular de la tapa.

OP2) Taladrado.

Realización del alojamiento de los tornillos mediante las brocas necesarias.

OP3) Fresado.

Mecanizado de las zonas que necesitan un acabado superficial adecuado al estar en contacto con otras piezas metálicas.

## **Laberinto de aceite:**

**Preforma:** Chapa rectangular 90x140x18.

### **Subfase 1.1:**

**Utillaje:** Sujeción mediante bridas o gatos

- **FASE 1:** Taladrado del agujero central.

OP1) Taladrado.

OP2) Fresado.

Mecanizado de las zonas que necesitan un acabado superficial adecuado al estar en contacto con otras piezas metálicas y con el fin de realizar los rebordes de los cambios de sección.



### **Proceso de montaje:**

Primero se coloca la carcasa sujetándola fijamente, luego se procede a colocar el laberinto de aceite y se aprieta a la carcasa mediante los tornillos. Posteriormente, se coloca el rodamiento de rodillos cónicos junto con el árbol rápido por la parte superior de la carcasa.

Por otro lado se procede a unir la corona con el árbol lento mediante una chaveta, una vez unidas los introducimos junto con el rodamiento rígido de bolas en la carcasa. Mientras tanto se colocan en la tapa delantera el anillo de retención de aceite, el rodamiento de rodillos cónicos y finalmente se coloca el anillo elástico de seguridad. La tapa delantera se introduce con el árbol para que quede finalmente sujeto el árbol apretando la tapa delantera con la carcasa mediante los tornillos comprobando anteriormente que los dos engranajes engranan de manera correcta.

Después se coloca la grupilla junto con el rodamiento rígido de bolas del árbol rápido, encerrando mediante un obturador no rozante.

Como último paso colocamos y atornillamos los tornillos de la tapa superior, como también colocamos los engrasadores de aceite.

## Tolerancias:

### - Rodamientos:

Dichos rodamientos se le aplicara la tolerancia correspondiente que indica el fabricante.

Para los rodamientos rígidos de bolas entraremos en la siguiente tabla dada por el fabricante.

Rodamientos radiales con agujero cilíndrico				
Tipo de carga	Tipo de rodamiento	Diámetro del eje	Desplazabilidad axial Carga	Tolerancia
Carga puntual para el aro interior	Rodamientos de bolas y de rodillos	Todas las dimensiones	Rodamientos libres con aro interior desplazable	g6 (g5)
			Rodamientos de bolas de contacto angular y de rodillos cónicos, con aros interiores ajustados	h6 (j6)
Carga circunferencial para el aro interior o carga indeterminada	Rodamientos de bolas	hasta 40 mm	Carga normal	j6 (j5)
		hasta 100 mm	Carga pequeña	j6 (j5)
			Carga normal y elevada	k6 (k5)
		hasta 200 mm	Carga pequeña	k6 (k5)
			Carga normal y elevada	m6 (m5)
		más 200 mm	Carga normal	m6 (m5)
	Carga elevada, golpes		n6 (n5)	
	Rodamientos de rodillos	hasta 60 mm	Carga pequeña	j6 (j5)
			Carga normal y elevada	k6 (k5)
		hasta 200 mm	Carga pequeña	k6 (k5)
			Carga normal	m6 (m5)
			Carga elevada	n6 (n5)
		hasta 500 mm	Carga normal	m6 (n6)
			Carga elevada, golpes	p6
más de 500 mm		Carga normal	n6 (p6)	
	Carga elevada	p6		

Tabla A12.1 Tolerancia recomendada por el fabricante para el árbol.

Rodamientos radiales			
Tipo de carga	Desplazabilidad axial Carga	Condiciones de servicio	Tolerancia
Carga puntual en aro exterior	Rodamientos libres aro exterior fácilmente desplazable	La calidad de la tolerancia depende de la precisión de giro necesaria	H7 (H6j*)
	Aro exterior generalmente desplazable, rodamientos de bolas de contacto angular y de rodillos cónicos con aros ajustados	Gran precisión de giro	H6 (J6)
		Precisión de giro normal	H7 (J7)
		Calentamiento exterior a través eje	G7**)
Carga circunferencial en aro exterior o carga indeterminada	Carga pequeña	Con elevadas exigencias de precisión de giro K6, M6, N6 und P6	K7 (K6)
	Carga normal, golpes		M7 (M6)
	Carga elevada, golpes		N7 (N6)
	Carga elevada, golpes fuertes,, alojamientos de paredes delgadas		P7 (P6)

Tabla A12.2 Tolerancia recomendada por el fabricante para el alojamiento exterior del rodamiento.

Se utilizan las mismas tablas para los rodamientos de rodillos cónicos.

- Chavetas:

b		2	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	
h		2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	7	8	
d1	>	6	8	10	12	12	17	17	22	22	30	30	38	38	
	≤	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	48	48	
Chavetero del eje	b*	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12
		asiento ligero N9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12
	t1	con juego en el lomo o aprieto	1,2	1,8	2,5	1,9	3	2,5	3,5	3,1	4	3,7	5	6	6
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2
Chavetero del cubo	b*	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12
		asiento ligero JS9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12
	t2	con juego en el lomo	1	1,4	1,8	1,2	2,3	1,6	2,8	2	3,3	2,4	3,3	4	4
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2
	con aprieto	0,5	0,9	1,2	0,8	1,7	1,1	2,2	1,4	2,4	1,8	2,4	3	3	
	dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	
a		-	-	-	-	-	-	-	-	3	-	3	-	3	
d2 min.	d1 +	2,5	3,5	4	3	5	4	6	5	8	6	8	7	8	
r1	min.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,40	0,40	0,40	
	max.	0,25	0,25	0,25	0,30	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,60	0,60	0,60	
r2	max.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,40	0,40	0,40	
	min.	0,08	0,08	0,08	0,10	0,16	0,20	0,16	0,20	0,16	0,20	0,20	0,25	0,25	

	6 - 28	32 - 80	90 - 400
Tolerancia de la longitud de la chaveta (l) Key Length Tolerance (l) Tolérance de la longueur de la clavette Tolerância do comprimento da chaveta (l)	-0,2	-0,3	-0,5

	6 - 28	32 - 80	90 - 400
Tolerancia de la longitud del chavetero Keyway Length Tolerance Tolérance de la longueur du logement Tolerância do comprimento do rasgo de chaveta	+0,2	+0,3	+0,5

Tabla A12.3 Tabla de características geométricas de la chaveta.

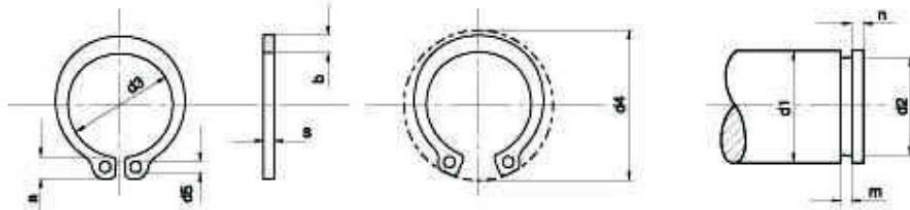
- Anillos elásticos de seguridad:

OTIA

## ANILLO DE SEGURIDAD

### PARA EJES

Tipo: A  
DIN 471



Med. Nom. d1	Anillo							Ranura				
	s	a	b	d3	Toler.	d4	d5	d2	Toler.	m	n	
45	1.75	6.7	4.7	41.5	+0.39 -0.9	59.1	2.5	42.5	h12 +0 -0.25	1.85	3.8	

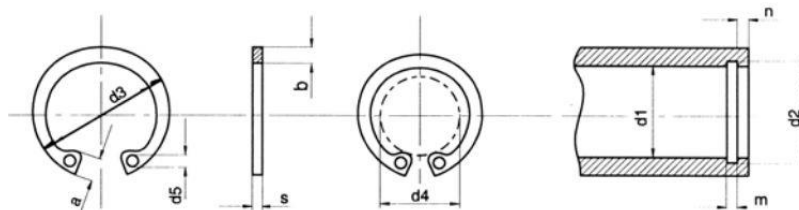
Tabla A12.4 Esquema y tabla de las características geométricas del anillo elástico de seguridad para árboles.

OTIA

## ANILLO DE SEGURIDAD

### PARA AGUJEROS

Tipo: I  
DIN 472



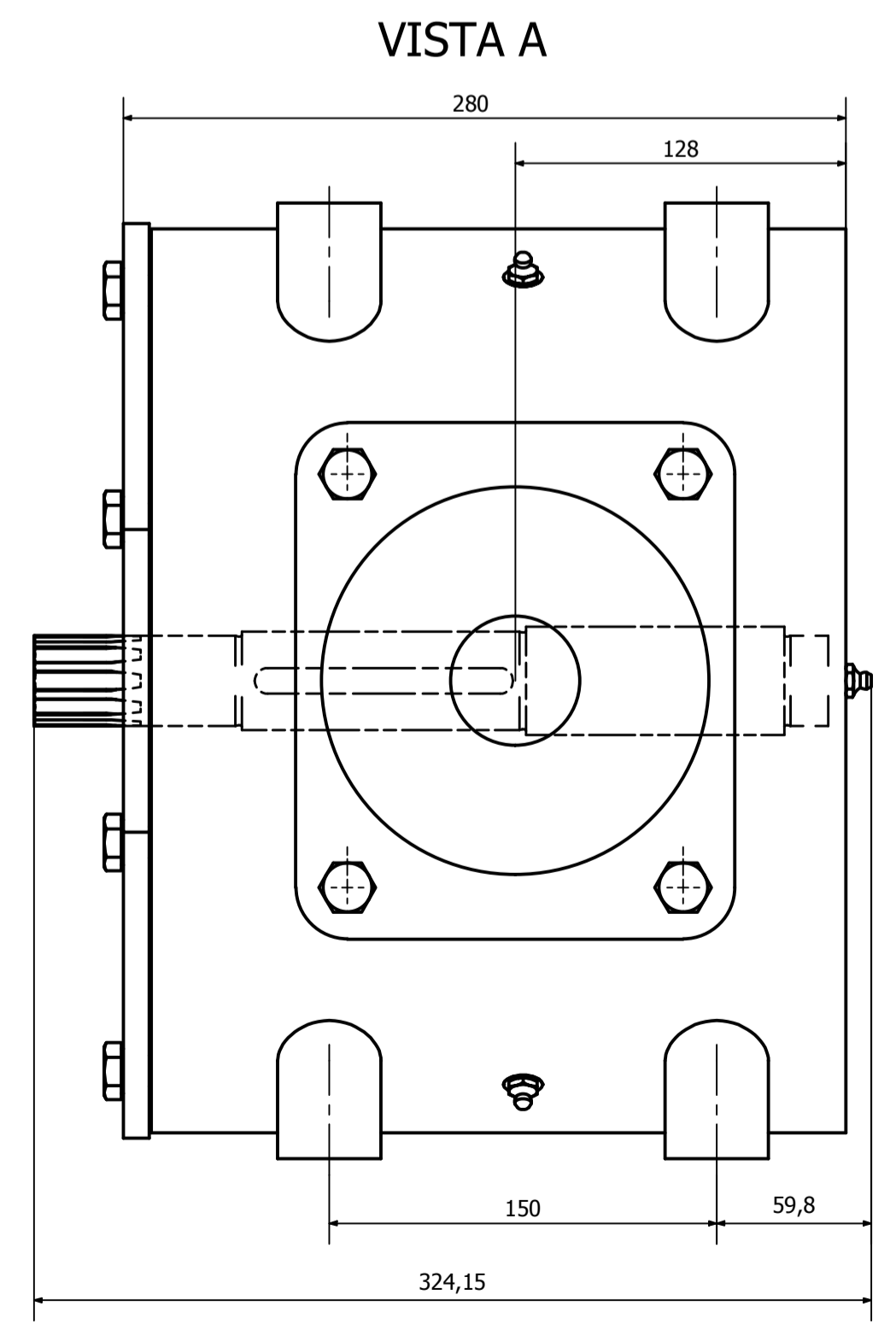
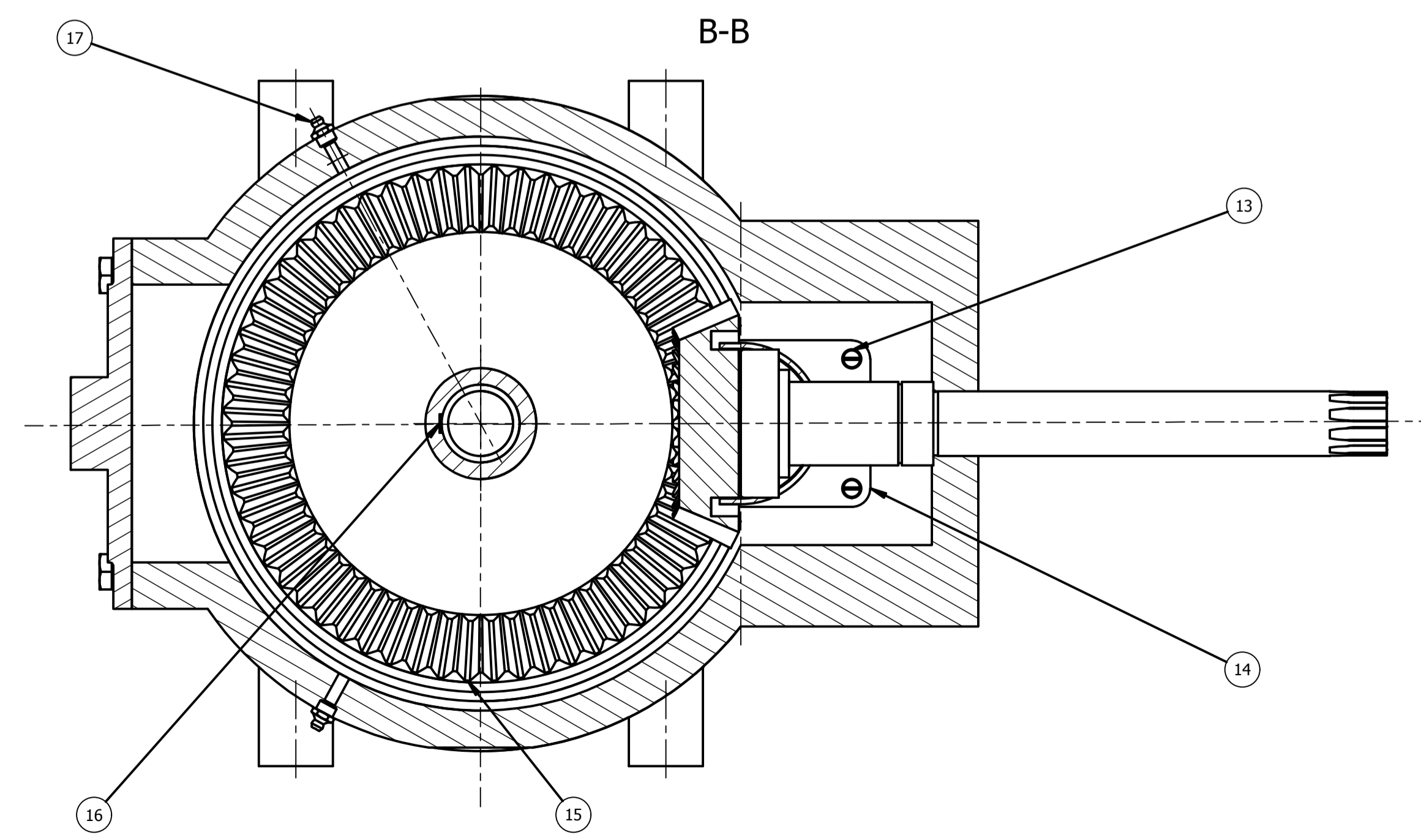
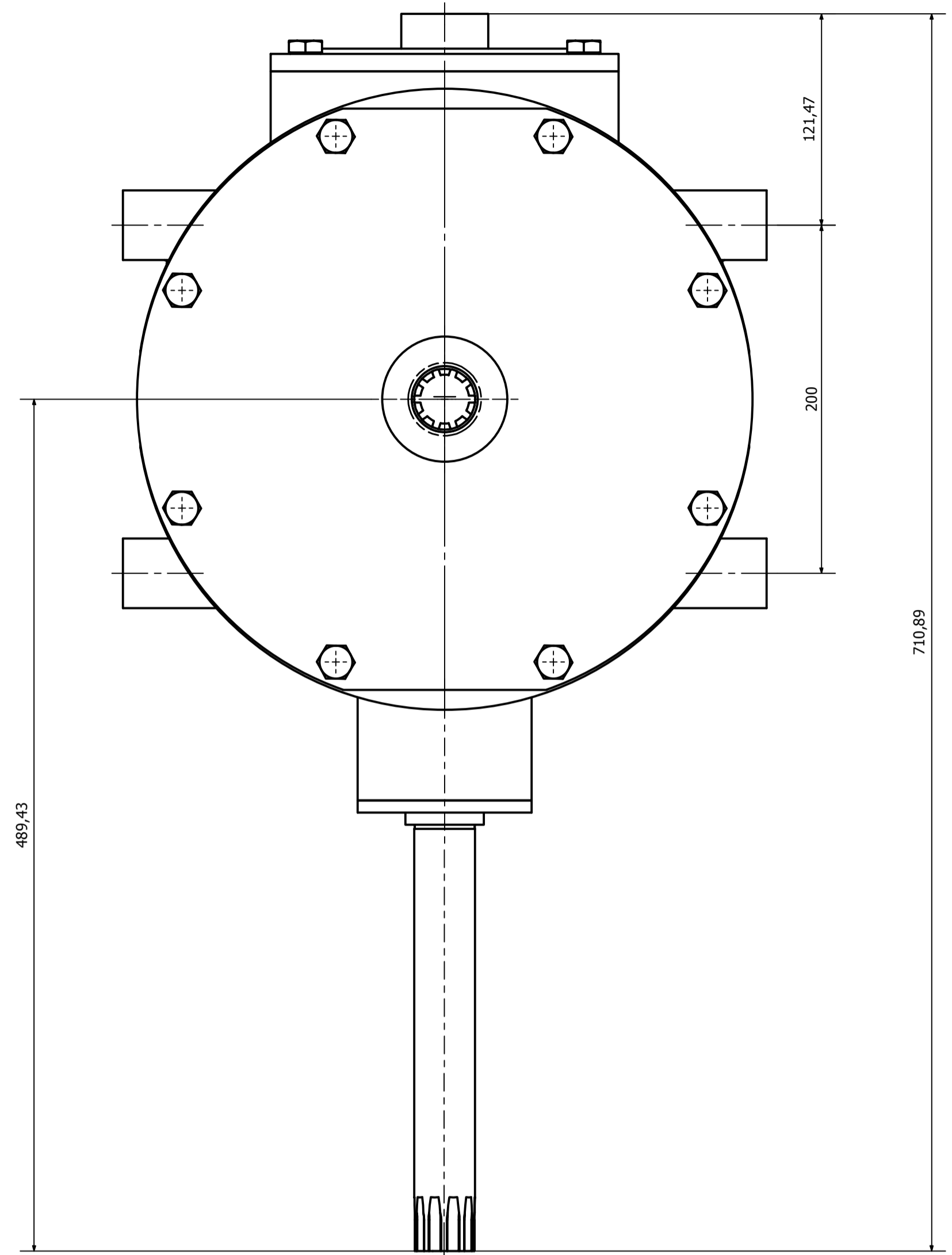
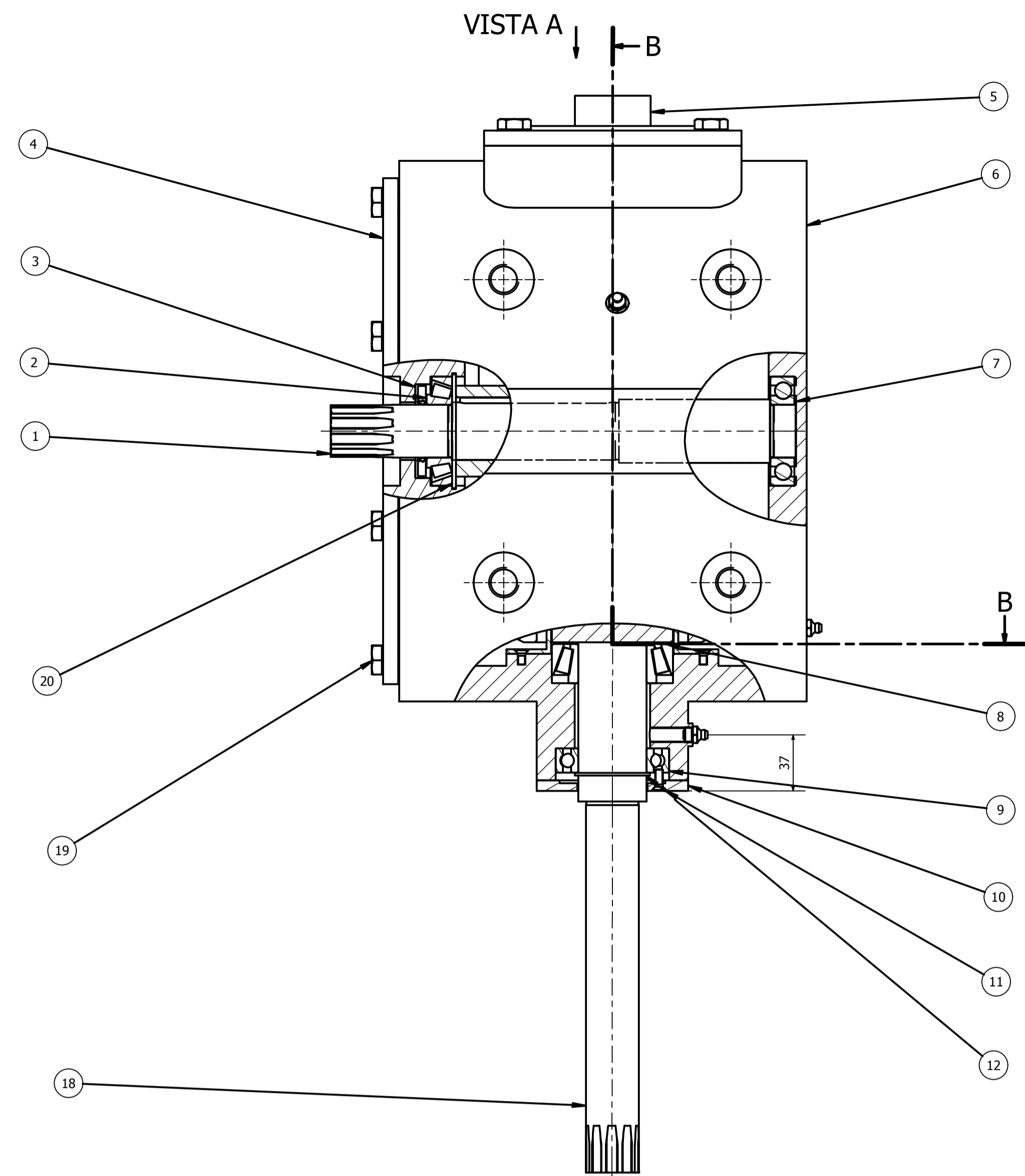
Med. Nom. d1	Anillo							Ranura				
	s	a	b	d3	Toler.	d4	d5	d2	Toler.	m	n	
45	1.75	6.7	4.7	41.5	+0.39 -0.9	59.1	2.5	42.5	h12 +0 -0.25	1.85	3.8	

Tabla A12.5 Esquema y tabla de las características geométricas del anillo elástico de seguridad para agujeros.



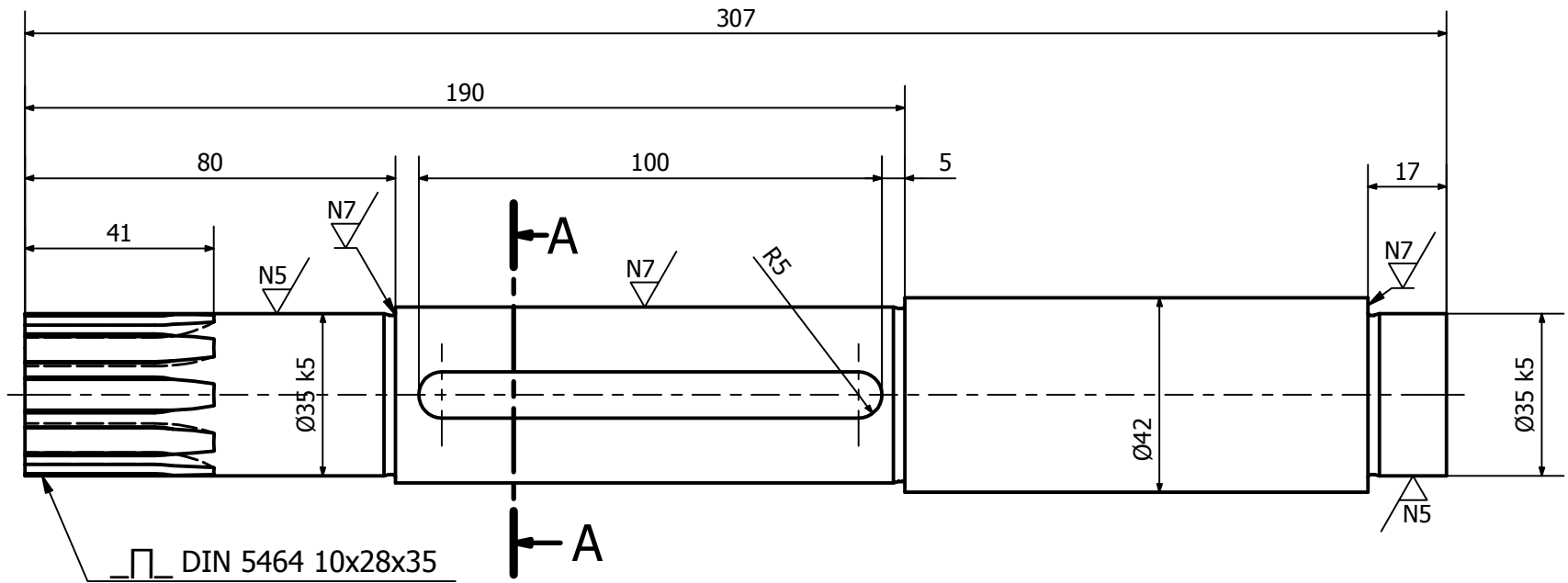
# ANEXO 13.- PLANOS



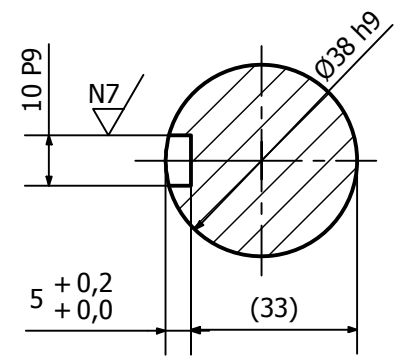


20	1	Anillo elástico de seguridad 72x2,5 DIN 472	
19	12	Tornillo de cabeza hexagonal M12 x 28 DIN 961	
18	1	Eje Rápido con piñón	16MnCr5
17	4	Engrasador AM10 x 1 cónico corto - DIN 71412	
16	1	Chaveta tipo A 10x8x100 DIN 6885	
15	1	Corona	16MnCr5
14	1	Laberinto de aceite	S275JR
13	4	Tornillo de cabeza avellanada M5 x 10 - DIN 963	
12	1	Anillo elástico de seguridad 45x1,75 DIN 471	
11	4	Tornillo de cabeza avellanada - M5 x 14 - DIN 963	
10	1	Obturador no rozante	S275JR
9	1	Rodamiento rígido de bolas 6009 - DIN 625	
8	1	Rodamiento de rodillos cónicos 33109 - DIN 720	
7	1	Rodamiento rígido de bolas 6207 - DIN 625	
6	1	Carcasa	Acero, fundido
5	1	Tapa superior	S275JR
4	1	Tapa delantera	Acero, fundido
3	1	Anillo de retención de aceite 35x62x7 - DIN3760-A	
2	1	Rodamiento de rodillos cónicos 30207 - DIN 720	
1	1	Eje Lento	Acero AISI 4140
<b>Marca</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Nº DE PIEZA</b>	
	<b>Fecha</b>	<b>Nombre</b>	<b>Firma:</b>
<b>Dibujado:</b>		Luis Muñoz Hernández	
<b>Comprobado:</b>			
<b>Escala:</b> 2:5	<b>Título:</b> PLANO DEL CONJUNTO		<b>Nº de plano:</b>
	<b>Proyecto:</b> CAJA AMPLIFICADORA DE VELOCIDAD A 90º PARA EL SECTOR AGRÍOLA		<b>1</b>

N9 / ( N7 / , N5 / )



A-A



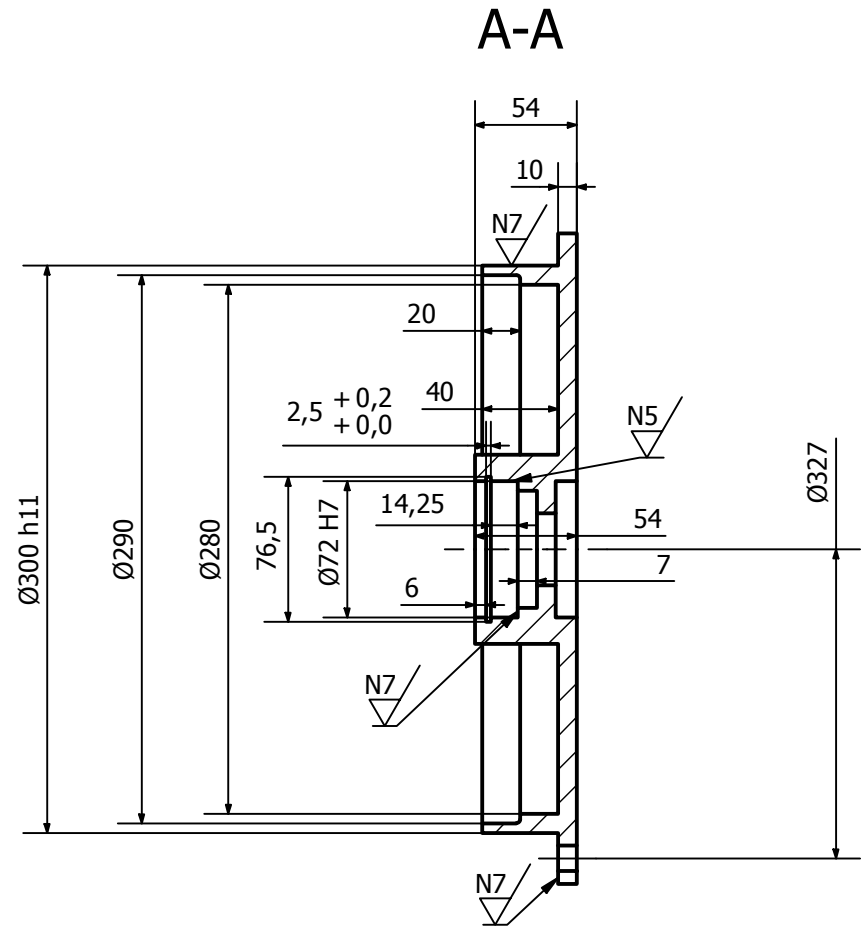
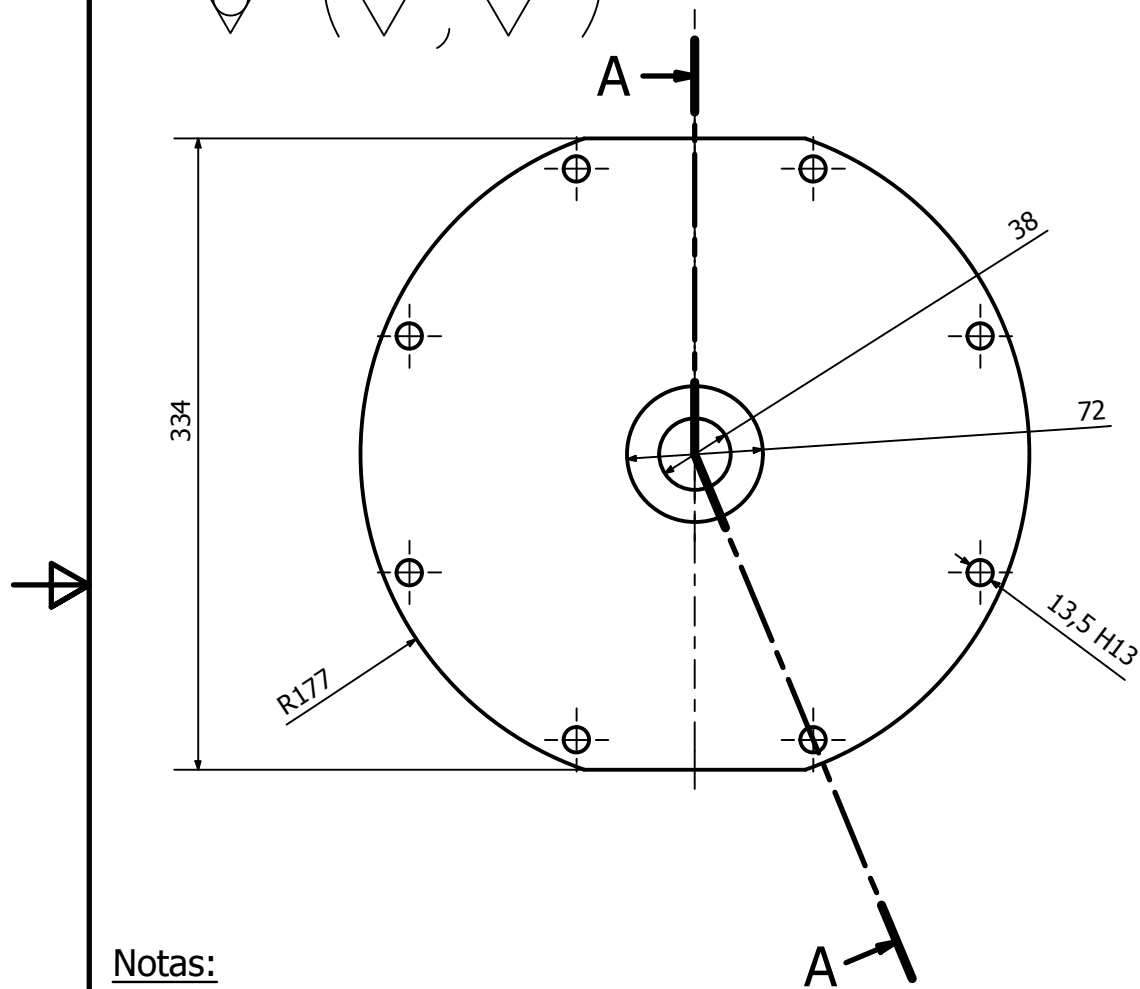
**Notas**

Material: Acero AISI 4140  
 Desahogos no indicados E DIN 509  
 Tolerancias no indicadas según norma UNE 22768-m

	<b>Fecha</b>	<b>Nombre</b>	<b>Firma:</b>	<b>Nº de marca:</b>
<b>Dibujado:</b>		Luis Muñoz Hernández		1
<b>Comprobado:</b>				
<b>Escala:</b>	<b>Título:</b> ÁRBOL LENTO			<b>Nº de plano:</b>
2 : 3	<b>Proyecto:</b> CAJA AMPLIFICADORA DE VELOCIDAD A 90º PARA EL SECTOR AGRÍOLA			
				2



N11 / (N7 / N5)



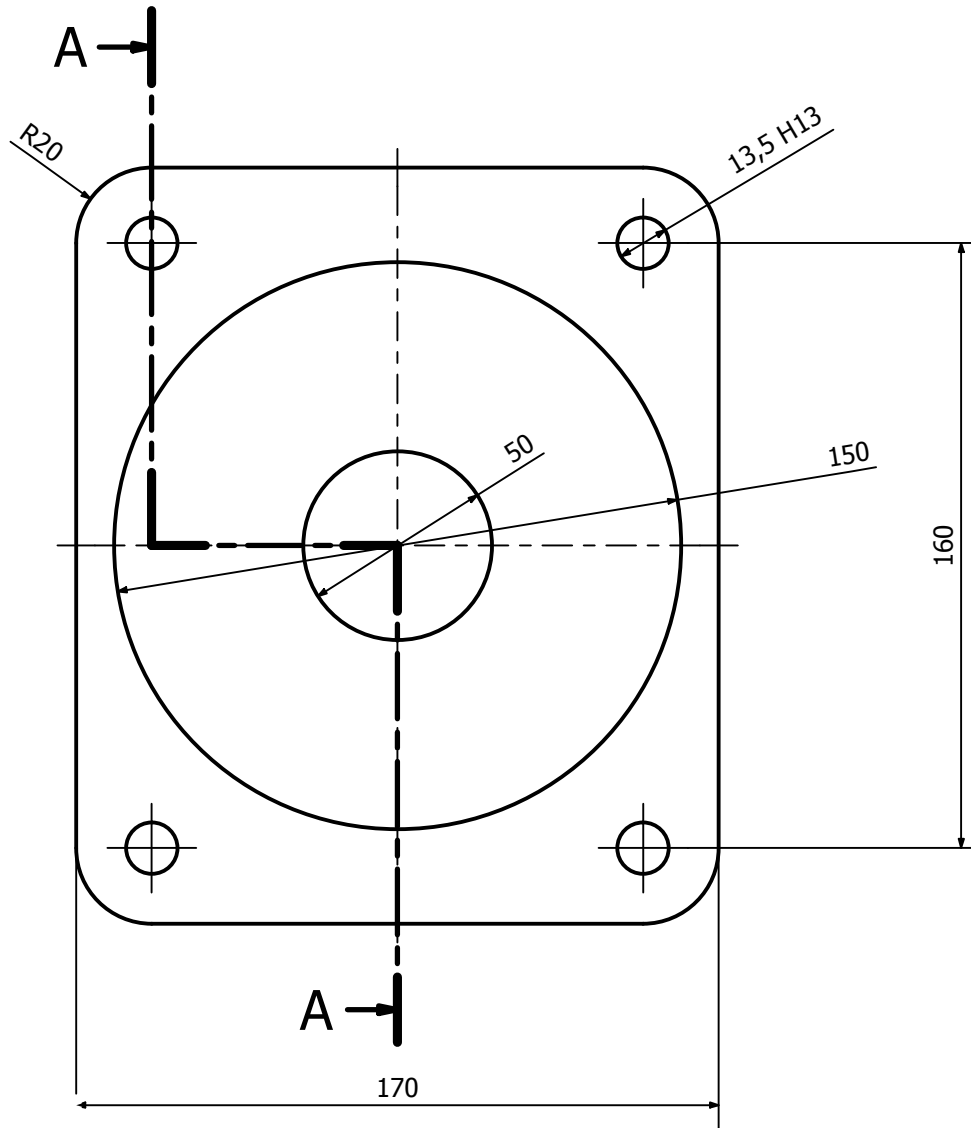
**Notas:**

Material: Acero fundido  
 Rendoneos no indicados R1  
 Chaflanes no indicados 1x45°  
 Tolerancias no indicadas según norma UNE 22768-m

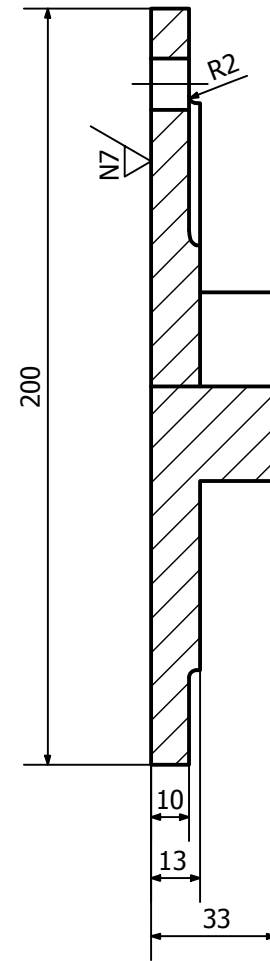
	Fecha	Nombre	Firma:	Nº de marca:
Dibujado:		Luis Muñoz Hernández		4
Comprobado:				
Escala:	Título: TAPA DELANTERA			Nº de plano:
1 : 4	Proyecto: CAJA AMPLIFICADORA DE VELOCIDAD A 90° PARA EL SECTOR AGRÍOLA			3

N9

(N7)



A-A

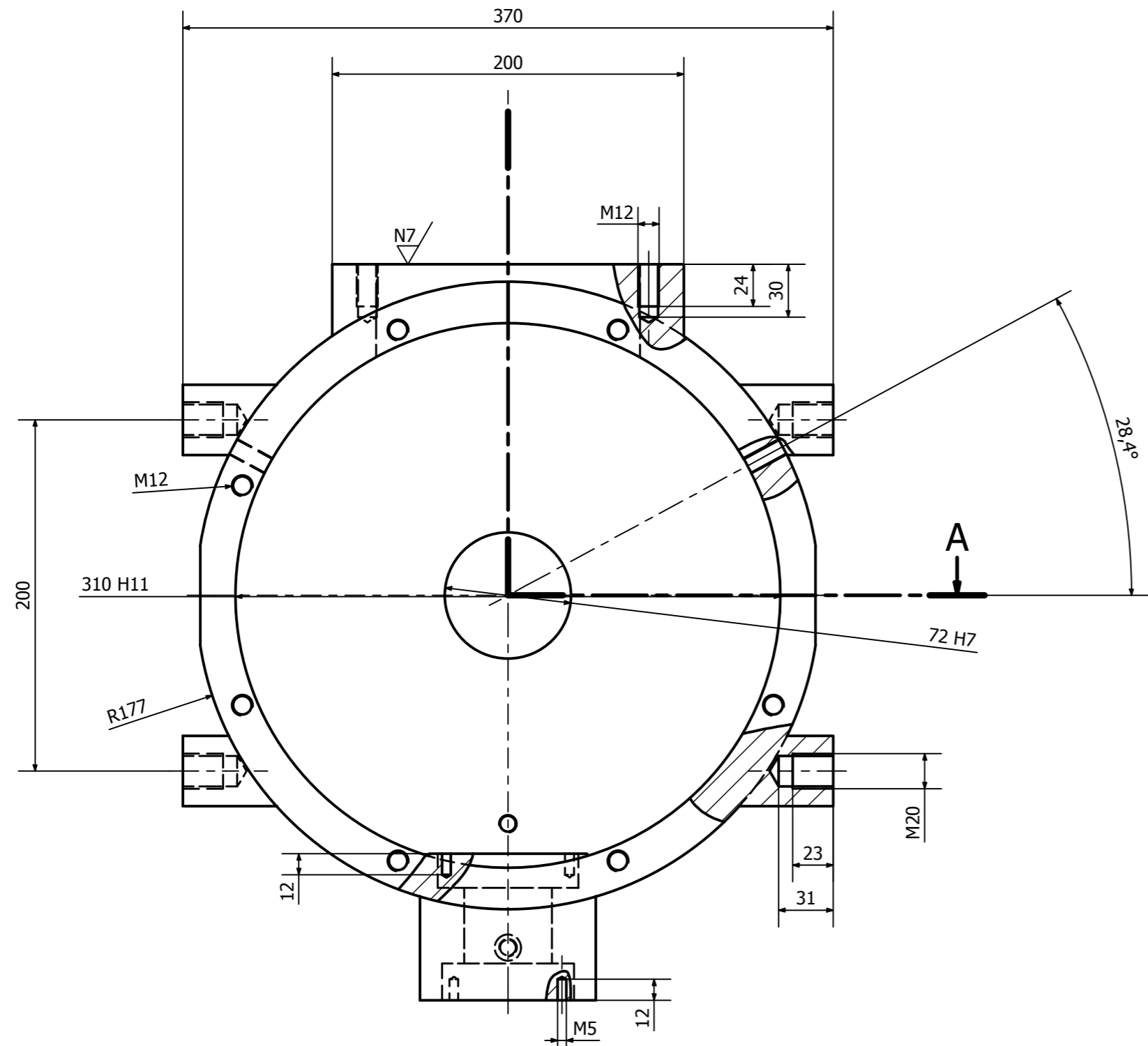


**Notas:**

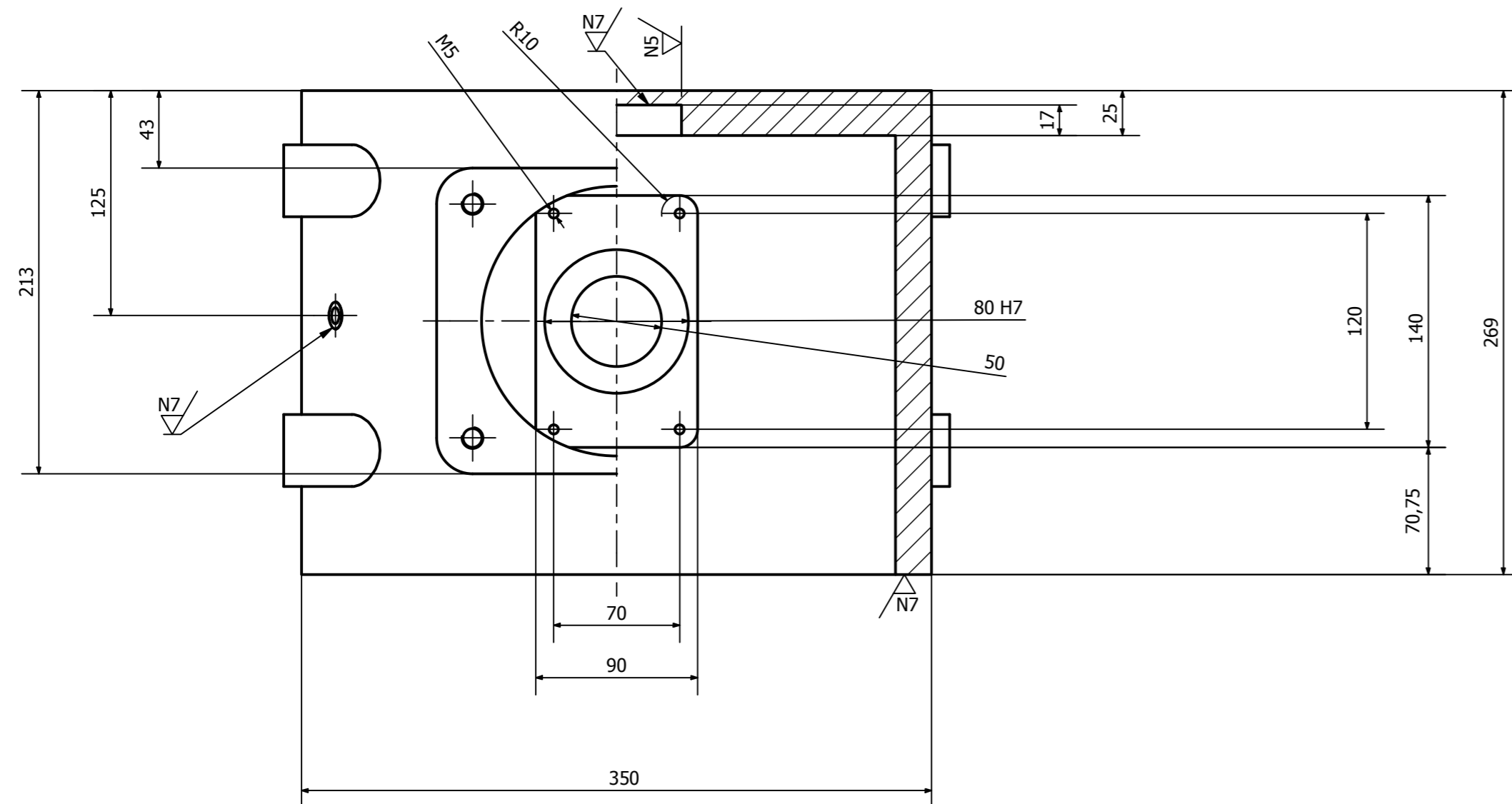
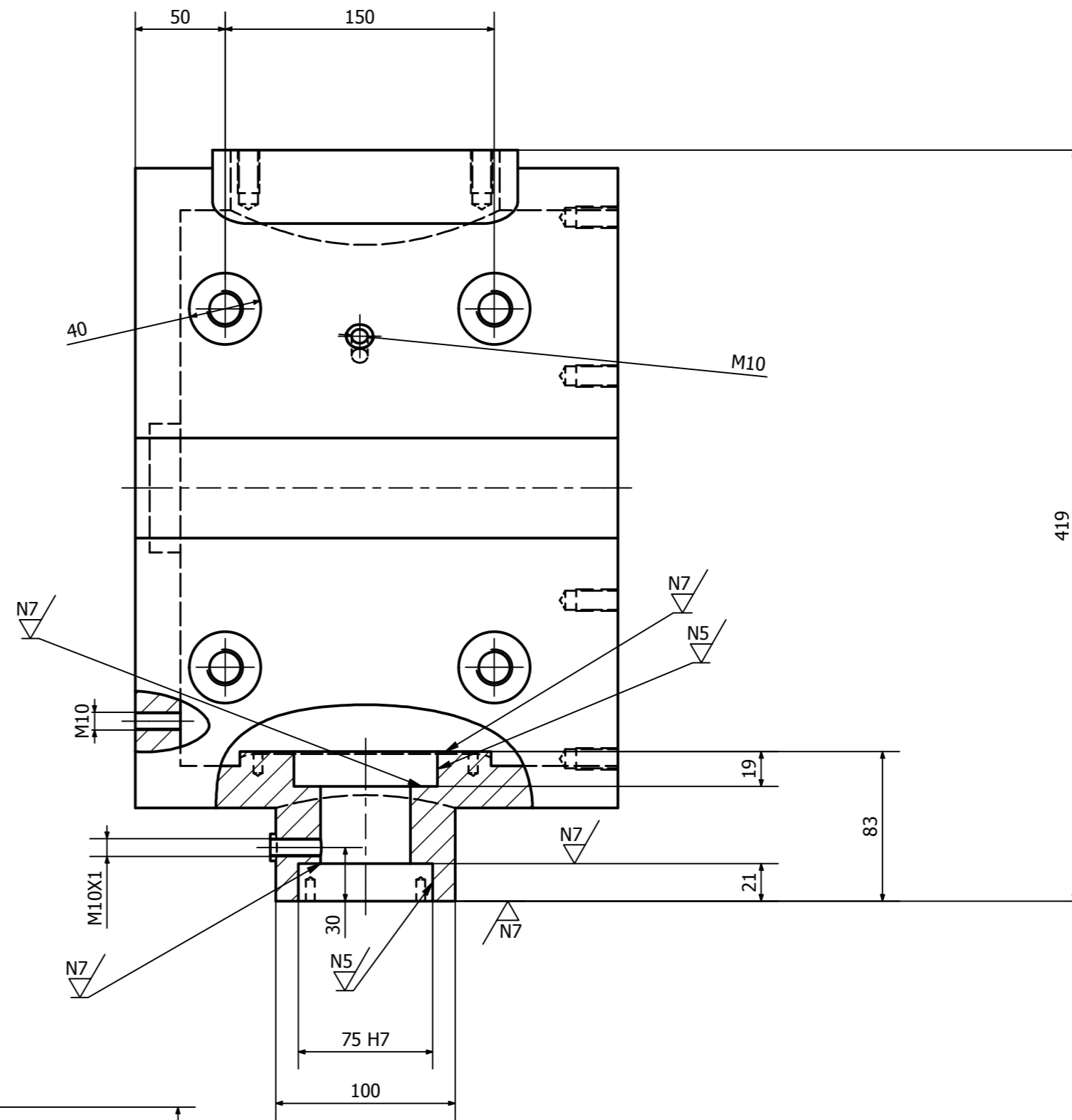
Material: Acero S275JR  
 Rondondeos no indicados R1  
 Chaflanes no indicados 1x45°  
 Tolerancias no indicadas según norma UNE 22768-m

	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	<i>Firma:</i>	<b>Nº de marca:</b>
<i>Dibujado:</i>		Luis Muñoz Hernández		<b>5</b>
<i>Comprobado:</i>				
<i>Escala:</i>	<i>Título:</i> TAPA SUPERIOR			<b>Nº de plano:</b>
1 : 2	<i>Proyecto:</i> CAJA AMPLIFICADORA DE VELOCIDAD A 90° PARA EL SECTOR AGRÍOLA			<b>4</b>

N11 / ( N7 / , N5 / )



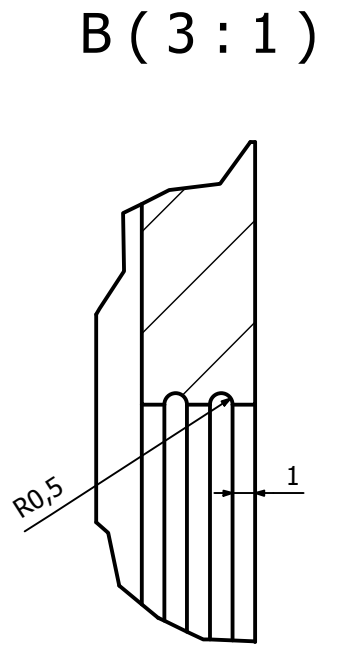
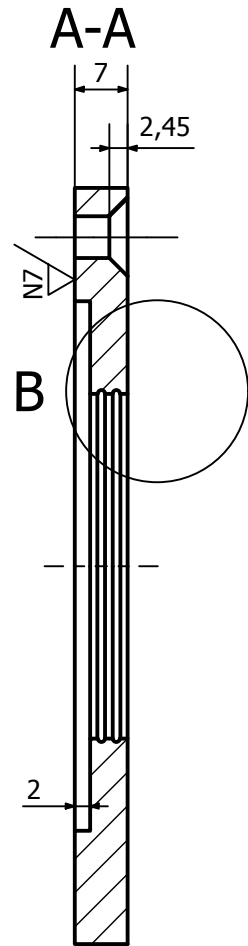
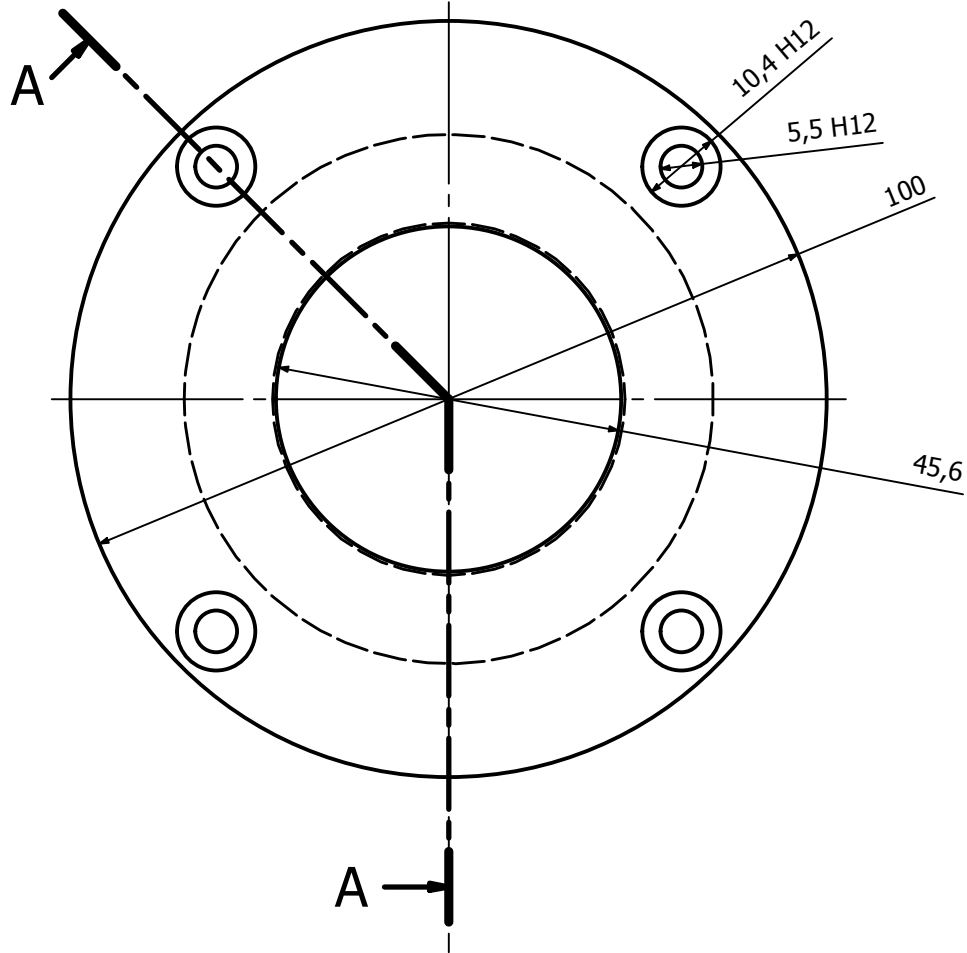
A-A



**Notas**  
 Material: Acero fundido  
 Rondneos no indicados R1  
 Chafanes no indicados 1x45°  
 Tolerancias no indicadas según norma UNE 22768-m

	Fecha	Nombre	Firma:	Nº de marca:
Dibujado:		Luis Muñoz Hernández		6
Comprobado:				
Escala:	Título: CARCASA			Nº de plano:
1:3	Proyecto: CAJA AMPLIFICADORA DE VELOCIDAD A 90° PARA EL SECTOR AGRÍOLA			5

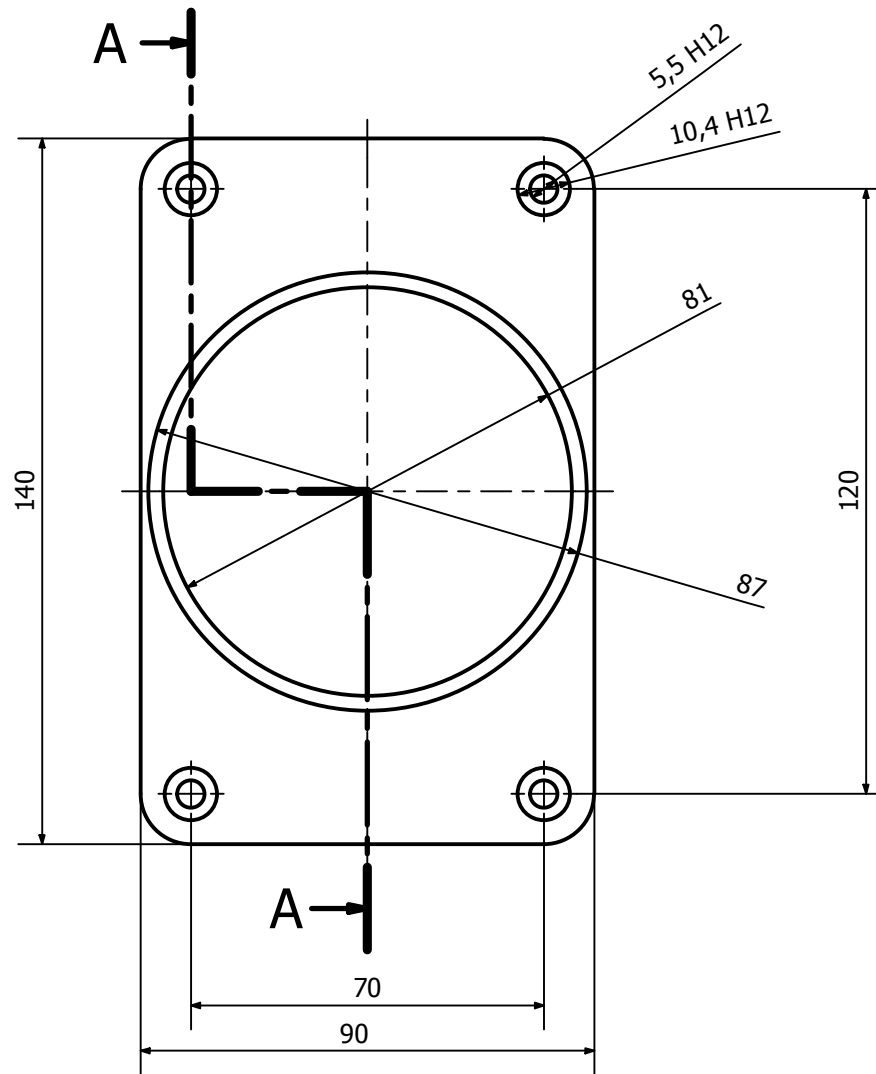
N9 / (N7)



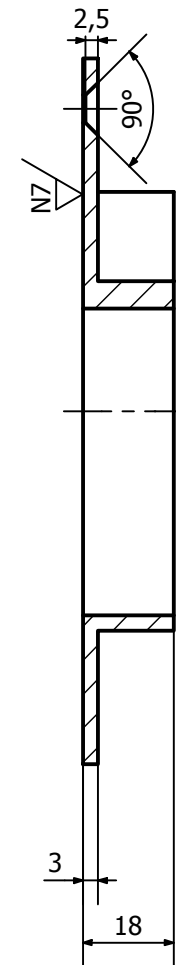
**Notas:**  
 Material: Acero S275JR  
 Chaflanes no indicados 1x45°  
 Tolerancias no indicadas según norma UNE 22768-m

	<b>Fecha</b>	<b>Nombre</b>	<b>Firma:</b>	<b>Nº de marca:</b>
<b>Dibujado:</b>		Luis Muñoz Hernández		10
<b>Comprobado:</b>				
<b>Escala:</b>	<b>Título:</b> OBTURADOR NO ROZANTE			<b>Nº de plano:</b>
1 : 1	<b>Proyecto:</b> CAJA AMPLIFICADORA DE VELOCIDAD A 90° PARA EL SECTOR AGRÍOLA			5

N9 / (N7 /)



A-A ( 2 : 3 )

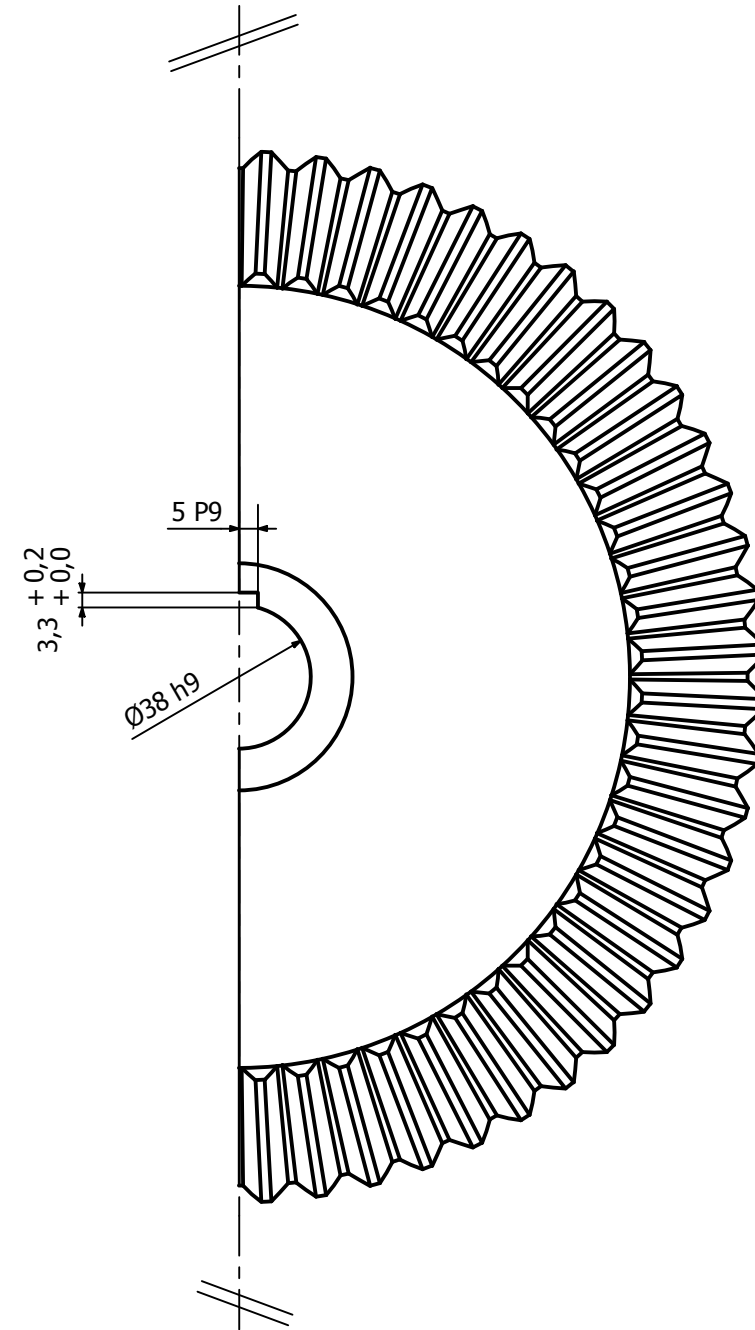
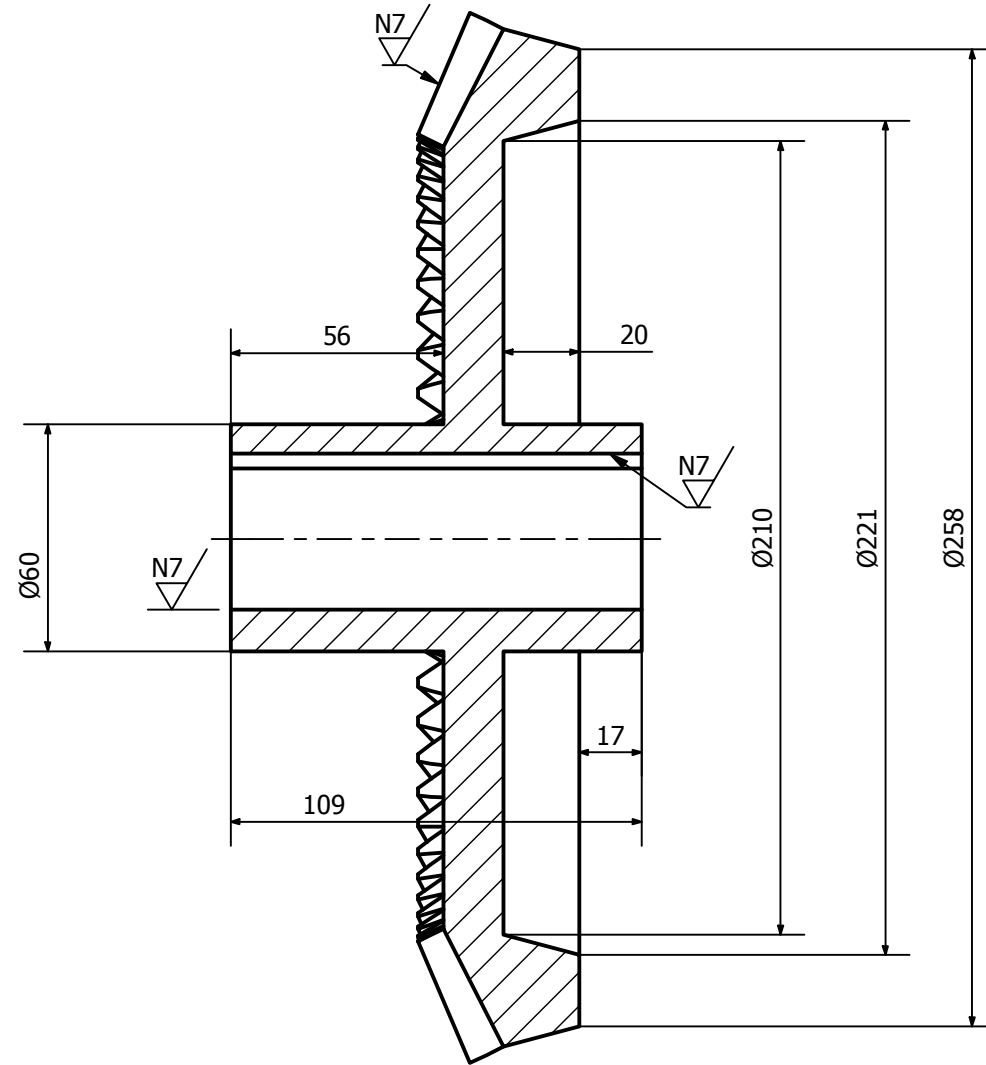


**Notas:**

Material: Acero S275JR  
 Rondneos no indicados R1  
 Chaflanes no indicados 1x45°  
 Tolerancias no indicadas según norma UNE 22768-m

	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	<i>Firma:</i>	<b>Nº de marca:</b>
<i>Dibujado:</i>		Luis Muñoz Hernández		<b>14</b>
<i>Comprobado:</i>				
<i>Escala:</i>	<i>Título:</i> LABERINTO DE ACEITE			<b>Nº de plano:</b>
2 : 3	<i>Proyecto:</i> CAJA AMPLIFICADORA DE VELOCIDAD A 90° PARA EL SECTOR AGRÍOLA			<b>6</b>

N9 / ( N7 / )



Parámetro	Valor
m	4.5
Z	60
Dp	270
t	14.14
Hc	4.5
Hp	5.25
W	90
δ1	63.43
De	274.02
G	150.93
θa	0.03
θd	0.035
δc	63.46
δc	63.395
β	25
Tipo	Ev.
z	135

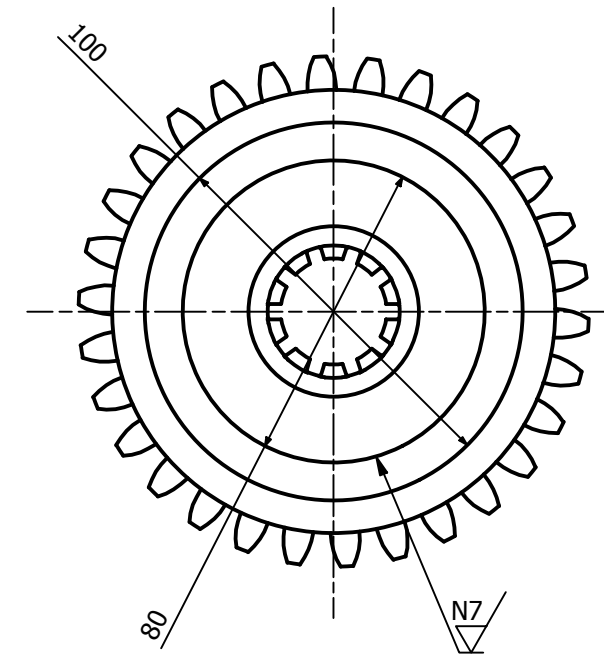
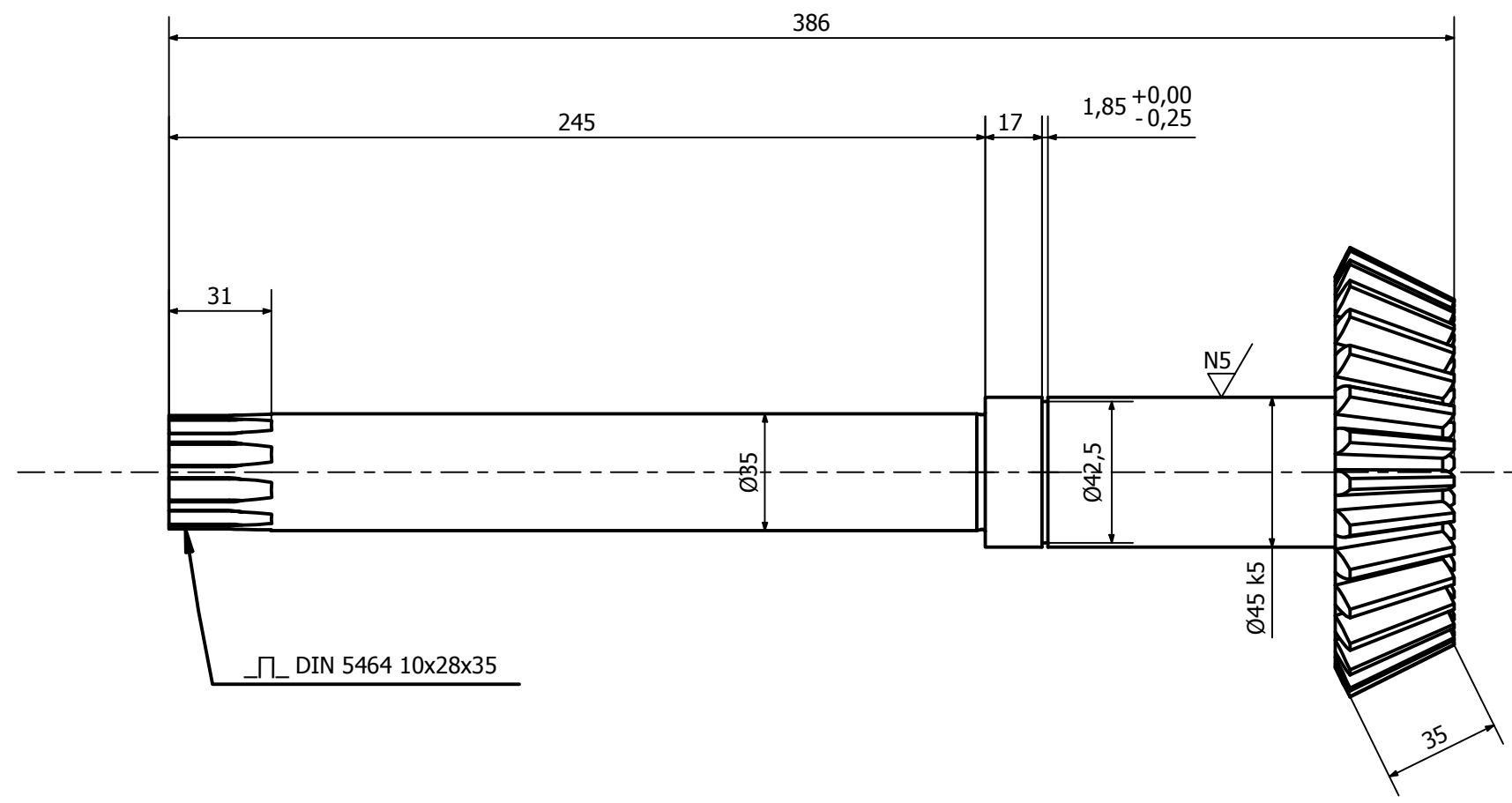
**Notas:**

Material: Acero 16MnCr4  
 Chaflanes no indicados 1x45°  
 Tolerancias no indicadas según norma UNE 22768-m

	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	<i>Firma:</i>	<b>Nº de marca:</b>
<b>Dibujado:</b>		Luis Muñoz Hernández		<b>15</b>
<b>Comprobado:</b>				
<b>Escala:</b>	<b>Título:</b> CORONA			<b>Nº de plano:</b>
1 : 2	<b>Proyecto:</b> CAJA AMPLIFICADORA DE VELOCIDAD A 90° PARA EL SECTOR AGRÍOLA			
				<b>6</b>

Parámetro	Valor
m	4.5
z	30
dp	135
t	14.14
Hc	4.5
Hp	5.25
W	90
δ2	26.57
de	143.05
g	150.91
θa	0.03
θd	0.035
δc	26.4
δc	26.54
β	25
Tipo	Ev.
Z	60

N9 / (N7 / N5)



**Notas:**  
 Material: Acero 16MnCr5  
 Desahogos no indicados E DIN 509  
 Tolerancias no indicadas según norma UNE 22768-m

	<b>Fecha</b>	<b>Nombre</b>	<b>Firma:</b>	<b>Nº de marca:</b>
<b>Dibujado:</b>		Luis Muñoz Hernández		<b>18</b>
<b>Comprobado:</b>				
<b>Escala:</b>	<b>Título:</b> ÁRBOL RÁPIDO CON PIÑÓN			<b>Nº de plano:</b>
1 : 2	<b>Proyecto:</b> CAJA AMPLIFICADORA DE VELOCIDAD A 90º PARA EL SECTOR AGRÍOLA			<b>7</b>