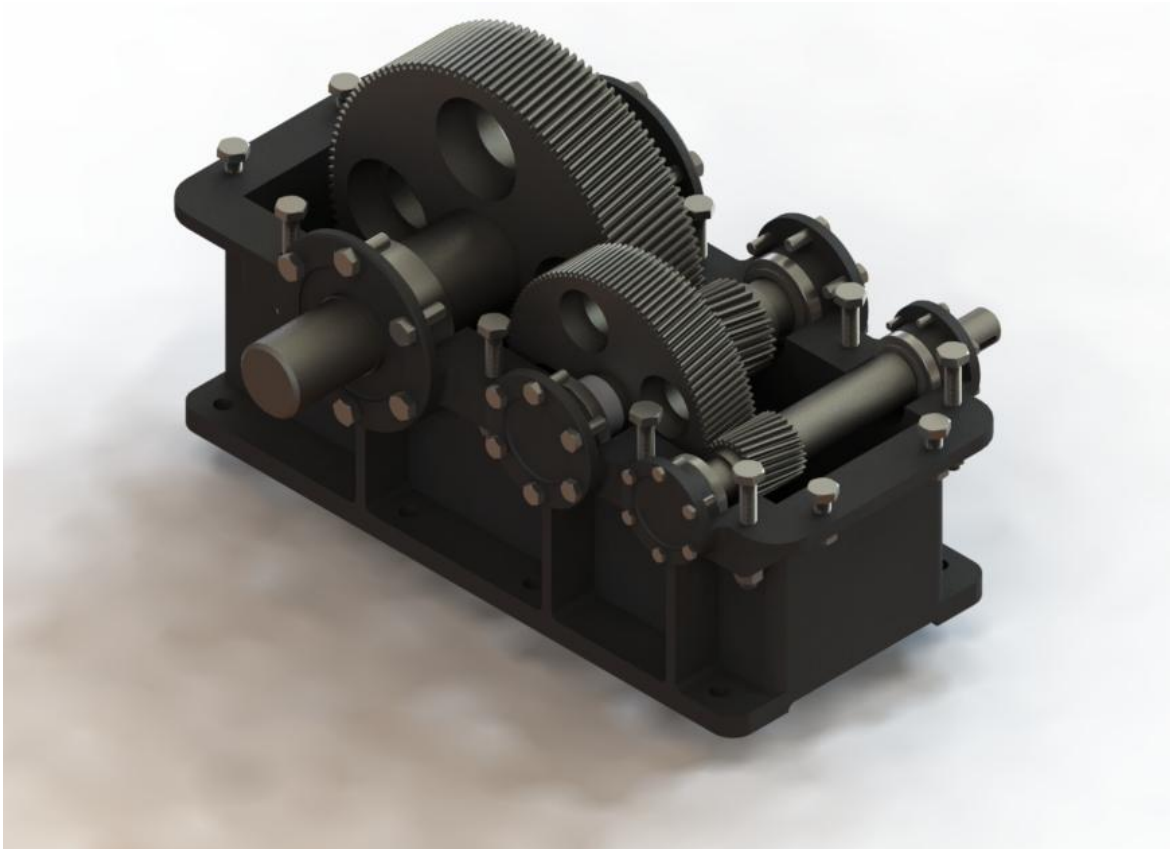




TRABAJO FIN DE GRADO

MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS

JUNIO 2016



AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILLÓN
DIRECTOR: PAULA CANALÍS MARTÍNEZ

TRABAJOS DE FIN DE GRADO / FIN DE MÁSTER



Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza

**DECLARACIÓN DE
AUTORÍA Y ORIGINALIDAD**

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. Miguel Garza Castellón

con nº de DNI 25197348C en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster) Grado _____, (Título del Trabajo)

Modelado, cálculo y análisis de un sistema reductor de dos etapas

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 20 de Junio de 2016

Fdo: MIGUEL GARZA CASTILLÓN

RESUMEN

El principal objetivo de este Trabajo Fin de Grado es el estudio y análisis de un sistema reductor de dos etapas de ejes paralelos, compuesto por cuatro engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

El conjunto reductor que se va a estudiar ha sido seleccionado en el libro Atlas de las Máquinas, mediante un plano en el que se especifican los principales aspectos geométricos del conjunto, así como las condiciones de trabajo a las que se desea que funcione.

A partir de los datos de los que se disponen, se han caracterizado los parámetros más importantes del conjunto y que fundamentalmente describen su funcionamiento. De esta forma, se han realizado los cálculos, bajo distintos criterios de fallo, sobre los principales elementos del sistema reductor. Entre ellos cabe destacar el cálculo a flexión y a desgaste de los engranajes y el cálculo estático de los ejes del sistema, identificando las secciones más desfavorables de los mismos y determinando los esfuerzos a los que están sometidos. Los diagramas de esfuerzos de los ejes del sistema se han elaborado con el software MEFI. También se han analizado las chavetas bajo el cálculo a compresión y el cálculo a cortadura. Finalmente se han calculado los rodamientos necesarios para soportar las fuerzas generadas en la transmisión.

Posteriormente se ha modelado el sistema en 3D mediante el software SolidWorks. Todos los elementos que forman el sistema han sido modelados, a excepción de los tornillos, pernos y rodamientos utilizados, que se han introducido en el sistema mediante la librería de elementos comerciales y normalizados del programa. Los planos del sistema, así como de todos los elementos que lo forman, se pueden consultar en el capítulo PLANOS.

Una vez que el conjunto ha sido modelado, se ha realizado el análisis estático y dinámico del sistema reductor a partir de los distintos paquetes de cálculo que presenta el software. Esto permite obtener las tensiones que previamente han sido calculadas, de forma que se pueden comparar los resultados analíticos con los calculados mediante el método de elementos finitos a través de SolidWorks. El programa permite realizar cálculos que requieren de una correcta definición del sistema, estableciendo las conexiones entre componentes, las sujeciones y apoyos, el material de los elementos, y las cargas que actúan sobre los mismos. Además, se ha realizado un análisis estático sobre los ejes, de forma que se pueden comparar los resultados con los obtenidos analíticamente. También se ha realizado un análisis de fatiga del sistema reductor, para la obtención del porcentaje de daño y la vida a fatiga del mismo.

A partir de estos análisis realizados es posible determinar si el material asignado soporta las tensiones a las que está sometido, obtener los desplazamientos, calcular el coeficiente de seguridad del sistema y, en definitiva, garantizar si el conjunto funciona correctamente bajo las condiciones de trabajo requeridas.

Después de los análisis realizados, se detallan tres propuestas de mejora del sistema. La primera de ellas se basa en el aumento del ángulo de inclinación de los dientes. La segunda consiste en la sustitución de los engranajes helicoidales simples por unos engranajes helicoidales dobles. Y la tercera se centra en las variaciones que aparecen debido al cambio de material de los elementos. Estas propuestas están acompañadas del correspondiente análisis estático del sistema y permiten reducir las tensiones que aparecen, en el primer caso, eliminar el empuje axial en el segundo, y disminuir el coste del material, en el otro.

Por último, se ha imprimido en 3D el conjunto reductor estudiado en la empresa Atland Projects, a partir de los archivos generados con el software SolidWorks. De esta forma se puede comprobar físicamente el correcto funcionamiento del conjunto, que ha sido reproducido a escala 1:5, y se pueden observar los distintos elementos que componen el sistema reductor.

MEMORIA

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN	1
2.	ALCANCE, ANTECEDENTES Y JUSTIFICACIÓN	2
3.	CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA REDUCTOR	4
4.	ELEMENTOS DEL SISTEMA REDUCTOR. DESCRIPCIÓN.....	5
4.1.	ENGRANAJES.....	5
4.1.1.	TIPOS DE ENGRANAJES	5
4.1.2.	GENERACIÓN DEL PERFIL DE LOS ENGRANAJES.....	6
4.1.3.	CARACTERÍSTICAS DE LOS ENGRANAJES DE DIENTES HELICOIDALES	6
4.1.4.	MATERIAL.....	7
4.1.5.	LUBRICACIÓN	7
4.2.	EJES.....	7
4.3.	CHAVETAS.....	8
4.4.	RODAMIENTOS	8
5.	CÁLCULOS.....	10
5.1.	CÁLCULO A FLEXIÓN DE LOS ENGRANAJES.....	10
5.1.1.	ENGRANAJE 1.....	10
5.1.2.	ENGRANAJE 3.....	11
5.1.3.	CONCLUSIONES.....	11
5.2.	CÁLCULO A DESGASTE DE LOS ENGRANAJES.....	12
5.2.1.	ENGRANAJE 1.....	12
5.2.2.	ENGRANAJE 3.....	12
5.2.3.	CONCLUSIONES.....	12
5.3.	CÁLCULO DE TENSIONES SOBRE LOS EJES	13
5.3.1.	SENTIDO DE LAS FUERZAS.....	13
5.3.2.	CÁLCULO DE LAS FUERZAS	14
5.3.2.1.	ENGRANAJES 1 Y 2	14
5.3.2.2.	ENGRANAJES 3 Y 4	14
5.3.3.	DIAGRAMAS DE ESFUERZOS	15
5.3.3.1.	EJE 1.....	15
5.3.3.2.	EJE 2.....	17
5.3.3.3.	EJE 3.....	19
5.3.4.	CÁLCULO DE TENSIÓN MÁXIMA	21
5.4.	CÁLCULO DE LAS CHAVETAS	22
5.4.1.	CÁLCULO A COMPRESIÓN	22
5.4.2.	CÁLCULO A CORTADURA.....	23
5.5.	CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS	24
5.5.1.	RODAMIENTOS EJE 1.....	24
5.5.2.	RODAMIENTOS EJE 2.....	26
5.5.3.	RODAMIENTOS EJE 3.....	27
6.	MODELADO	29
6.1.	PROCESO DE DISEÑO	29
6.2.	MODELADO DE ENGRANAJES.....	29
6.2.1.	PENETRACIÓN O INTERFERENCIA.....	30
6.2.2.	MATERIAL.....	31
6.3.	RESULTADO FINAL DEL MODELADO DEL SISTEMA REDUCTOR	32
7.	ANÁLISIS DEL SISTEMA REDUCTOR.....	33
7.1.	ANÁLISIS ESTÁTICO.....	33
7.1.1.	CONEXIONES	33
7.1.2.	SUJEACIONES.....	34
7.1.3.	CARGAS EXTERNAS.....	34
7.1.4.	MALLADO	35
7.1.5.	RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO	37
7.1.5.1.	RESULTADO DE TENSIONES	37
7.1.5.2.	RESULTADO DE DESPLAZAMIENTOS	38
7.1.5.3.	RESULTADO DEL FACTOR DE SEGURIDAD.....	39
7.2.	ANÁLISIS DINÁMICO	40
7.2.1.	MOTOR ROTATORIO	40

7.2.2.	MOMENTO APLICADO	41
7.2.3.	CONTACTO ENTRE COMPONENTES	41
7.2.4.	GRAVEDAD	42
7.2.5.	RESULTADOS DEL ANÁLISIS DINÁMICO.....	42
7.2.5.1.	VELOCIDAD ANGULAR EJE 1.....	42
7.2.5.2.	FUERZA DE TORSIÓN EJE 1.....	42
7.2.5.3.	VELOCIDAD ANGULAR EJE 2.....	43
7.2.5.4.	FUERZA DE TORSIÓN EJE 2.....	43
7.2.5.5.	VELOCIDAD ANGULAR EJE 3.....	43
7.2.5.6.	FUERZA DE TORSIÓN EJE 3.....	43
7.3.	ANÁLISIS DE FATIGA	44
7.3.1.	INTRODUCCIÓN DE LA CURVA S-N.....	44
7.3.2.	RESULTADO DE PORCENTAJE DE DAÑO.....	44
7.3.3.	RESULTADO DE VIDA A FATIGA.....	45
8.	ANÁLISIS DE LOS EJES	46
8.1.	ANÁLISIS ESTÁTICO DEL EJE 1	46
8.2.	ANÁLISIS ESTÁTICO DEL EJE 2	47
8.3.	ANÁLISIS ESTÁTICO DEL EJE 3	48
8.4.	RESUMEN DE TENSIONES EN LOS EJES.....	48
9.	MEJORA DEL DISEÑO.....	49
9.1.	VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN	49
9.1.1.	INFLUENCIA DE LA VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN	49
9.1.2.	ANÁLISIS ESTÁTICO	50
9.1.2.1.	RESULTADO DE TENSIONES	50
9.1.2.2.	RESULTADO DE DESPLAZAMIENTOS.....	51
9.1.2.3.	RESULTADO DEL FACTOR DE SEGURIDAD.....	52
9.1.2.4.	CONCLUSIONES.....	52
9.2.	SUSTITUCIÓN POR ENGRANAJES HELICOIDALES DOBLES.....	53
9.2.1.	MODELADO DE LOS ENGRANAJES HELICOIDALES DOBLES	53
9.2.2.	RESULTADO DE TENSIONES.....	54
9.2.3.	RESULTADO DE DESPLAZAMIENTOS	54
9.2.4.	RESULTADO DEL FACTOR DE SEGURIDAD.....	55
9.2.5.	CONCLUSIONES.....	55
9.3.	VARIACIÓN DEL MATERIAL	56
9.3.1.	ACERO ALEADO 36NiCrMo16.....	56
9.3.1.1.	RESULTADO DE TENSIONES	56
9.3.1.2.	RESULTADO DE DESPLAZAMIENTOS.....	57
9.3.1.3.	RESULTADO DEL FACTOR DE SEGURIDAD.....	57
9.3.2.	ACERO AL CARBONO C35	58
9.3.2.1.	RESULTADO DE TENSIONES	58
9.3.2.2.	RESULTADO DE DESPLAZAMIENTOS.....	58
9.3.2.3.	RESULTADO DEL FACTOR DE SEGURIDAD.....	59
9.3.3.	CONCLUSIONES.....	59
10.	CONCLUSIONES GENERALES.....	60
	ANEXOS.....	61
	ANEXO 1. PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS MATERIALES	62
	ANEXO 2. FACTOR DE SEGURIDAD.....	66
	ANEXO 3. LUBRICANTES PARA ENGRANAJES.....	67
	ANEXO 4. PARÁMETROS PARA EL CÁLCULO DE ENGRANAJES.....	68
	ANEXO 5. OBTENCIÓN DE LA CURVA S-N DEL ACERO.....	70
	ANEXO 6. SELECCIÓN DE CHAVETAS.....	73
	ANEXO 7. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	74
	ÍNDICE DE IMÁGENES.....	77
	ÍNDICE DE DIAGRAMAS.....	78
	ÍNDICE DE TABLAS.....	78
	ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	79
	BIBLIOGRAFÍA.....	80
	PLANOS.....	81
	ÍNDICE DE PLANOS.....	82

1. INTRODUCCIÓN

La transmisión de potencia es uno de los principales mecanismos en el mundo de la ingeniería mecánica y juega un papel fundamental en el diseño de las máquinas que son accionadas por un motor.

Desde tiempos remotos, el hombre se ha servido de la mecánica para realizar multitud de tareas que no habría podido realizar de no contar con esos elementos rudimentarios que primero descubrió, como la palanca, el plano inclinado, la rueda y la polea. Más tarde, y combinando estos elementos de una forma inteligente, consiguió transmisiones mecánicas más complejas, como el polipasto, las ruedas hidráulicas y los molinos de viento por ejemplo.

El avance de la técnica y el desarrollo de la tecnología nos han llevado a las máquinas que existen en la actualidad. Refiriéndonos a máquinas ya más recientes, y empleando el clásico motor eléctrico, el movimiento giratorio del eje del mismo a gran velocidad se ha transformado sin ninguna dificultad en otro movimiento giratorio a menor velocidad, con aumentos notables del par de giro y utilizando para ello correas, cadenas, cables y engranajes de distintos tipos.



Imagen 1. Sistema reductor de una motocicleta.

En toda máquina se necesita un motor que transforme cualquier tipo de energía en energía mecánica capaz de desarrollar un trabajo. La energía mecánica no suele utilizarse directamente a la salida del motor, sino que es necesario transmitirla hasta el punto en que se realiza el trabajo final.

De este modo, cualquier máquina accionada por un motor requiere de un sistema de transmisión de potencia que, a través de los distintos elementos que componen un sistema reductor, nos proporciona las condiciones de trabajo necesarias para la utilización de dicha máquina.

En lo que se refiere al cálculo de los elementos resistentes de las máquinas, pueden seguirse tres criterios básicos diferentes: cálculo estático convencional, cálculo dinámico o a fatiga y cálculo mediante el método de elementos finitos. Una vez garantizada la resistencia del material a la deformación plástica, se pueden realizar en algunos casos otros cálculos como el de rigidez y cálculos a desgaste para una duración determinada.

2. ALCANCE, ANTECEDENTES Y JUSTIFICACIÓN

Existen multitud de aplicaciones en nuestra vida cotidiana en las que es necesario transmitir potencia para una determinada necesidad. Un reloj, una batidora, una máquina cortacésped, cualquier tipo de vehículo, una cinta transportadora... son algunos de los millones de ejemplos que se podrían mencionar y que están relacionados entre sí porque todos ellos comparten una cosa, un sistema de reducción.

Por este motivo cabe destacar la importancia que tiene el sistema que se va a analizar, ya que el mundo tal y como lo entendemos está cada vez más automatizado, y las máquinas cobran un papel principal en nuestra vida cotidiana y también en el mundo profesional. La dependencia por las máquinas en la que nos hallamos es una realidad y por ello es necesario realizar unos buenos diseños que, acompañados de los correspondientes cálculos y análisis, garanticen el correcto funcionamiento de las máquinas.

El mecanismo de engranajes más antiguo de cuyos restos disponemos es el mecanismo de Antikythera. Se trata de una calculadora astronómica datada entre el 150 y el 100 a.C. y compuesta por engranajes de bronce con dientes triangulares. El mecanismo consiste en un sistema complejo de 32 ruedas y placas con inscripciones relativas a los signos del zodiaco, meses, eclipses y juegos pan-Helénicos. Presenta características tecnológicas avanzadas como por ejemplo trenes de engranajes epicicloidales que, hasta el descubrimiento de este mecanismo, se creían inventados en el siglo XIX.



Imagen 2. Fragmento principal de la máquina de Antikythera.

Por citas de Cicerón se sabe que el de Antikythera no fue un ejemplo aislado sino que existieron al menos otros dos mecanismos similares en esa época, contruidos por Arquímedes y por Posidonio. Es precisamente Arquímedes considerado uno de los inventores de los engranajes, ya que fue quién diseñó el tornillo sin fin.

En China también se han conservado ejemplos muy antiguos de máquinas con engranajes. Un ejemplo es el llamado “carro que apunta hacia el Sur” (120-250 d.C.), un ingenioso mecanismo que mantenía el brazo de una figura humana apuntando siempre hacia el Sur gracias al uso de engranajes diferenciales epicicloidales. Algo anteriores, en torno al 50 d.C., son los engranajes helicoidales tallados en madera y hallados en una tumba real en la ciudad china de Shensi.

Un manuscrito andalusí del siglo XI menciona por primera vez el uso de engranajes epicíclicos y engranajes segmentados en relojes mecánicos. Los trabajos islámicos sobre astronomía y mecánica pueden haber sido la base que permitió que volvieran a fabricarse calculadoras astronómicas en la Edad Moderna. En los inicios del Renacimiento esta tecnología se utilizó en Europa para el desarrollo de sofisticados relojes, en la mayoría de los casos destinados a edificios públicos como catedrales.

Leonardo da Vinci (1452-1519), dejó numerosos dibujos y esquemas de algunos mecanismos utilizados hoy en día, incluyendo varios tipos de engranajes de tipo helicoidal. En la imagen 3 aparecen algunos de estos ejemplos.



Imagen 3. Maquetas realizadas a partir de mecanismos dibujados por Leonardo da Vinci.

Los primeros datos que existen sobre la transmisión de rotación con velocidad angular uniforme por medio de engranajes, corresponden al año 1674, cuando el famoso astrónomo danés Olaf Roemer, propuso la forma o perfil del diente en epicicloide. Robert Willis (1800-1875), considerado uno de los primeros ingenieros mecánicos, fue el que obtuvo la primera aplicación práctica de la epicicloide al emplearla en la construcción de una serie de engranajes intercambiables. También a Willis se le debe la creación del odontógrafo, aparato que sirve para el trazado simplificado del perfil del diente de envolvente. A lo largo del siglo XIX se fueron desarrollando las técnicas de tallado del perfil de engranajes rectos, helicoidales, cónicos, etc.

Los procesos de fabricación actuales, el avance de las herramientas de diseño, así como el aumento de la demanda de máquinas compuestas por estos mecanismos y, por consiguiente, de la producción, han hecho que estos sistemas evolucionen y se parezcan a los que aparecen en la imagen 4.

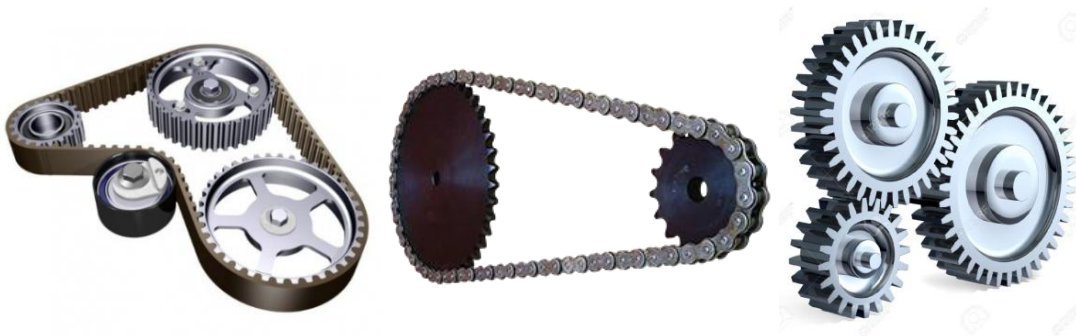


Imagen 4. Distintos ejemplos de transmisiones mecánicas.

Las transmisiones por engranajes son las más utilizadas en máquinas debido a que en un espacio reducido, son capaces de transmitir grandes pares de giro. También ofrecen una gran seguridad en el funcionamiento y una larga duración frente al desgaste. Por este motivo se ha seleccionado este mecanismo de transmisión de potencia, ya que se trata de uno de los más utilizados y ofrece una gran variedad de cálculos que hacen que su estudio resulte interesante.

3. CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA REDUCTOR

El sistema reductor, objeto de este Trabajo Fin de Grado, consta de dos etapas de reducción compuestas por tres ejes y cuatro engranajes cilíndricos de dientes helicoidales. En la tabla 1 se especifican los principales parámetros de los engranajes helicoidales que componen el sistema reductor. De los datos de los engranajes que se ofrecen en el plano de partida, se pueden calcular el resto de parámetros y magnitudes fundamentales que caracterizan a los engranajes.

ÁNGULO DE INCLINACIÓN DEL DIENTE 9°22'			PRIMERA ETAPA		SEGUNDA ETAPA	
			EJE 1	EJE 2	EJE 2	EJE 3
PARÁMETRO	UNIDADES	DESIGNACIÓN	ENGRANAJE 1	ENGRANAJE 2	ENGRANAJE 3	ENGRANAJE 4
NÚMERO DIENTES		Z	26	106	27	121
MÓDULO		M	3	3	4	4
DIÁMETRO PRIMITIVO	[mm]	Dp	78	318	108	484
DIÁMETRO EXTERIOR	[mm]	De	84	324	116	492
DIÁMETRO INTERIOR	[mm]	Di	70,5	310,5	98	474

Tabla 1. Propiedades geométricas y parámetros de los engranajes del sistema reductor.

PARÁMETRO	PRIMERA ETAPA		SEGUNDA ETAPA	
	ENGRANAJE 1	ENGRANAJE 2	ENGRANAJE 3	ENGRANAJE 4
NÚMERO DE DIENTES	26	106	27	121
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	4,0769		4,4815	

Tabla 2. Relación de transmisión de cada etapa del sistema reductor.

Las condiciones de trabajo y funcionamiento del sistema reductor se pueden consultar en la tabla 3. Los datos conocidos referentes al funcionamiento son la velocidad a la entrada y la potencia a la salida. Estos factores son fundamentales para obtener el resto de parámetros que, a través de la relación de transmisión, deben ser caracterizados. La fórmula que relaciona los parámetros de potencia, momento torsor y velocidad es la siguiente:

$$N [W] = M_t [N.m] * n [rad/s]$$

PARÁMETRO	UNIDADES	EJE 1	EJE 2	EJE 3
POTENCIA	kW	42,9	42,9	42,9
MOMENTO TORSOR	Nm	409,65	1670,13	7484,69
VELOCIDAD	rpm	1000	245,28	54,73
VELOCIDAD	rad/s	104,71	25,68	5,73

Tabla 3. Potencia, momento torsor y velocidad de cada eje del sistema reductor.

El material que se ha asignado, en un principio, al conjunto formado por ejes y engranajes es acero aleado 34CrMo4. Se trata de un acero de gran resistencia y sus propiedades se muestran en la tabla 4.

PROPIEDADES ACERO ALEADO 34CrMo4	VALOR	UNIDADES
MÓDULO ELÁSTICO	210.000	MPa
LÍMITE ELÁSTICO	650	MPa
COEFICIENTE POISSON	0,28	
MÓDULO CORTANTE	79.000	MPa
LÍMITE DE TRACCIÓN	900	MPa
DENSIDAD	7.800	kg/m ³

Tabla 4. Propiedades acero aleado 34CrMo4.

4. ELEMENTOS DEL SISTEMA REDUCTOR. DESCRIPCIÓN

4.1. ENGRANAJES

Habitualmente la potencia motriz es generada por un motor que transforma la energía primaria en energía mecánica de rotación a través de un eje. Para transmitir potencia desde el elemento motriz o motor al resto de los mecanismos, pueden emplearse correas, cadenas, cables o engranajes.

Los engranajes o ruedas dentadas son elementos de máquinas empleados para la transmisión directa de potencia y movimiento entre dos o más ejes que pueden ser paralelos, perpendiculares o que formen un ángulo cualquiera. El movimiento de giro se transmite sin deslizamiento alguno entre uno y otro engranaje, pero sí mediante deslizamiento relativo entre los flancos de los dientes en contacto.

CARACTERÍSTICAS DE LOS ENGRANAJES RESPECTO A OTRAS FORMAS DE TRANSMISIÓN
Menor distancia entre ejes, más compacto.
Distinta dirección de giro en cada eje.
Relación de transmisión fija y mayor.
Proceso de tallado de dientes complejo.
En general son transmisiones ruidosas.
Mayor rendimiento.
No existe deslizamiento entre ruedas pero sí entre los flancos de los dientes.
Altas velocidades.
Necesidad de lubricación para disminuir el desgaste.

Tabla 5. Características de los engranajes respecto a otras formas de transmisión.

4.1.1. TIPOS DE ENGRANAJES

Los engranajes pueden clasificarse en función de distintos criterios.

- Según la disposición del dentado a engranar:
 Interiores
 Exteriores
- Según la posición relativa de los ejes:
 Cilíndricos para ejes paralelos
 Cónicos para ejes perpendiculares
- Según la forma del diente:
 Rectos
 Helicoidales
- Según el perfil del diente:
 Dentado envolvente
 Dentado cicloidal



Imagen 5. Tipos y configuraciones de los engranajes.

En el caso de este conjunto reductor, los engranajes utilizados son exteriores, cilíndricos para ejes paralelos, de dientes helicoidales y con un perfil del diente cicloidal.

4.1.2. GENERACIÓN DEL PERFIL DE LOS ENGRANAJES

Los engranajes se construyen con dos perfiles geométricos que se engendran de forma diferente.

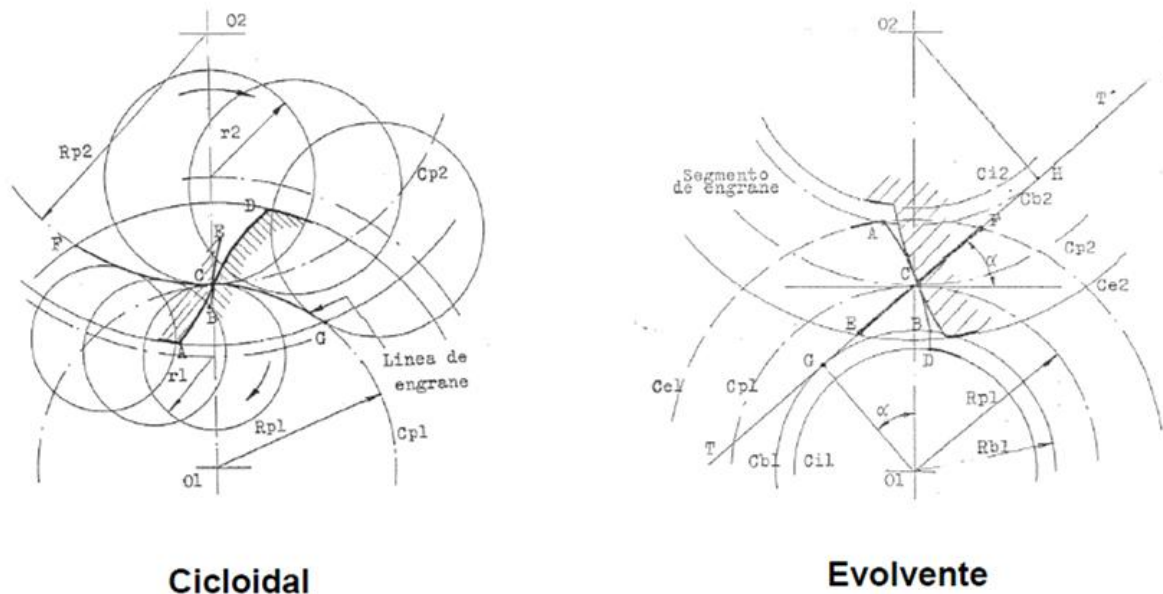


Imagen 6. Perfiles geométricos de los dientes en los engranajes.

El perfil cicloidal se engendra al rodar, sin deslizar, una circunferencia generadora sobre las circunferencias primitivas de ambos engranajes. Como se ha señalado, se ha utilizado este tipo de perfil en el modelado.

El otro tipo de perfil es el evolvente. En este tipo de perfiles es una recta la que al apoyarse sin deslizar sobre una circunferencia genera el perfil del diente.

4.1.3. CARACTERÍSTICAS DE LOS ENGRANAJES DE DIENTES HELICOIDALES

Se trata de engranajes en los que los dientes forman un cierto ángulo respecto a la dirección del eje al que están unidos.

CARACTERÍSTICAS DE LOS ENGRANAJES DE DIENTES HELICOIDALES
<p>Para la misma anchura, transmiten cargas más elevadas que los engranajes de dientes rectos porque cuando engranan lo hacen con más de un diente a la vez.</p> <p>Los ángulos de inclinación de los dientes oscilan entre 15° y 30°.</p> <p>Se generan cargas axiales, tangenciales y radiales.</p> <p>La transmisión es más suave y silenciosa.</p> <p>Sustituyen a los engranajes de dientes rectos cuando las velocidades tangenciales son mayores de 5 m/s.</p> <p>Rendimiento bastante elevado.</p>

Tabla 6. Características de los engranajes de dientes helicoidales.

La existencia de cargas axiales que tienden a desplazar la rueda a lo largo del eje supone que sea necesaria una fijación en esa dirección, mediante casquillos en este caso. Esto hace que existan pérdidas por fricción. En el apartado RODAMIENTOS también se detalla el tipo de rodamientos que se han seleccionado debido, precisamente, a la aparición de cargas axiales.

4.1.4. MATERIAL

Los engranajes tienen que estar fabricados en materiales que sean capaces de soportar grandes cargas y con una alta resistencia al desgaste. El material más empleado es el acero. Dentro de este grupo existe una gran variedad de posibilidades, ya sea acero al carbono, aleado, de cementación, etc., pero también se construyen engranajes en fundición gris, fundición de bronce e incluso con materiales sintéticos, aunque estos últimos se limitan a ciertas aplicaciones por los bajos pares de fuerzas que pueden transmitir.

En el caso de este conjunto reductor, el material empleado para los engranajes es el acero aleado 34CrMo4. Estos aceros contienen uno o varios elementos de aleación añadidos sin que ninguno de ellos alcance el 5 por ciento en peso. La adición de los elementos de aleación aumenta la templabilidad y, por tanto, el temple penetra más en piezas gruesas, mejorando las características mecánicas como la dureza y la resistencia. Este tipo de aceros también se definen como aceros de gran resistencia, y se pueden consultar sus principales propiedades en el ANEXO 1.

4.1.5. LUBRICACIÓN

Debido a que existe deslizamiento continuo entre los flancos de los dientes es necesario lubricar los engranajes. El parámetro fundamental para seleccionar el aceite adecuado es su viscosidad medida a la temperatura de trabajo del engranaje. En el ANEXO 3 aparece una tabla en la que se especifican los lubricantes para engranajes más utilizados. Con la lubricación se consigue:

- Reducir el desgaste de los dientes.
- Aumentar el rendimiento de la transmisión.
- Reducir la temperatura de funcionamiento.
- Hacer las transmisiones más silenciosas.
- Refrigerar.
- Arrastre de partículas.

4.2. EJES

Los ejes o árboles de transmisión son componentes de máquinas giratorias que se emplean para transmitir potencia de un eje a otro, aunque ocasionalmente pueden no girar ni transmitir potencia y cumplir la función de servir de apoyo a engranajes o poleas que giran libres. Generalmente se fijan a estos los engranajes, las poleas, las ruedas de cadenas, los frenos, los embragues, etc., a través de chavetas u otros elementos de unión. Normalmente están soportados por dos apoyos en rodamientos o en cojinetes de fricción.

En máquinas es difícil que dichos ejes posean sección constante a lo largo de toda su longitud. Lo frecuente es que posean cambios bruscos de sección, como en el caso de este sistema reductor, lo que hace que el cálculo sea complejo cuando se realiza bajo criterios dinámicos o de fatiga.

El estado tensional al que se encuentra sometido el eje es, por lo menos, a torsión y flexión, pero también, según la transmisión, pueden generarse cargas axiales que hace que trabajen también a tracción o compresión. En el caso del sistema reductor que se va a analizar, debido a que los engranajes son de dientes helicoidales, se generan cargas axiales. Debido a este aspecto, los rodamientos que se van a seleccionar deben ser capaces de soportar estas cargas, de forma que los rodamientos de rodillos cónicos parecen ser los más adecuados para el sistema.

Generalmente se construyen en acero que puede estar tratado térmicamente, siendo los tratamientos más frecuentes el recocido y el normalizado, el temple y el revenido o el cementado y templado. Estos tratamientos hacen que se mejoren sus características de forma notable. También es frecuente que después de estos tratamientos se les someta a un proceso de rectificado superficial con objeto de compensar las deformaciones que se producen durante estos tratamientos.

En el caso de este sistema reductor y debido a que dos de los tres ejes están mecanizados con los engranajes incorporados, el material que se ha elegido para los ejes es el mismo acero aleado 34CrMo4 que se ha asignado a los engranajes. El motivo es que los engranajes, rueda y piñón, deben de estar fabricados con el mismo material para intentar reducir el desgaste.

4.3. CHAVETAS

Los engranajes o ruedas dentadas y otros componentes de máquinas se fijan a los ejes a través de distintos elementos que suelen estar normalizados como las chavetas. Estas uniones son las más frecuentes en el diseño mecánico y son uniones fácilmente desmontables.

Dentro de las chavetas, las más utilizadas son las de caras paralelas. A través de éste sencillo elemento mecánico se transmiten pares de magnitud suficiente como para satisfacer un buen número de casos. Las chavetas de extremos redondeados están normalizadas según la norma UNE 17 1020 DIN 6885. Las medidas transversales de la chaveta también se encuentran normalizadas y dependen del diámetro del eje.

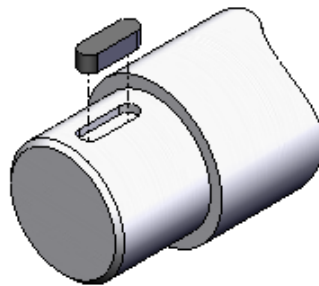


Imagen 7. Chaveta plana de caras paralelas.

Las chavetas seleccionadas para el sistema reductor se pueden consultar en el ANEXO 6.

4.4. RODAMIENTOS

Los rodamientos son elementos de máquinas destinados a soportar las cargas originadas en los ejes debido a las fuerzas que se generan en los engranajes y otros componentes. Trabajan a rodadura y constan esencialmente de una pista interior ajustada al eje, de una pista exterior montada sobre el alojamiento o soporte, y una jaula situada entre ambas pistas sobre la que se alojan bolas, rodillos o agujas, dependiendo del tipo de rodamiento.

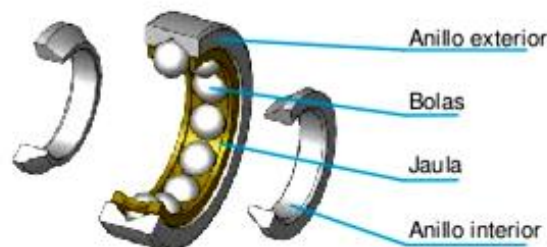


Imagen 8. Elementos que componen un rodamiento.

Cada rodamiento posee sus propias características que los hace particularmente indicados para las aplicaciones más diversas. La mayoría de ellos son capaces de soportar cargas combinadas, radiales o axiales.

Los rodamientos se calculan para resistir una duración determinada en horas de trabajo. En el ANEXO 7, se puede consultar una tabla con la duración aproximada de rodamientos en función del tipo de máquina.

Existen multitud de tipos de rodamientos siendo los siguientes los más utilizados en el diseño de máquinas y mecanismos:

- Rodamiento radial rígido de bolas.
- Rodamiento de bolas a rótula.
- Rodamiento de una hilera con contacto angular y de dos hileras con contacto angular.
- Rodamiento de rodillos a rótula.
- Rodamiento de rodillos cilíndricos.
- Rodamiento de rodillos cónicos.
- Rodamiento axial de bolas de simple efecto y de doble efecto.
- Rodamiento axial de rodillos a rótula.
- Rodamiento radial de agujas.



Imagen 9. Rodamientos de bolas, de rodillos cilíndricos y de rodillos cónicos.

Los rodamientos que se han seleccionado para el sistema reductor son los rodamientos de rodillos a rótula, ya que tienen una gran capacidad de carga radial y soportan también cargas axiales de bastante consideración.

Por este motivo se considera que son los más adecuados para el sistema, ya que como se ha mencionado antes, los engranajes helicoidales generan importantes cargas axiales.

En el ANEXO 7 se pueden consultar los rodamientos seleccionados para el sistema reductor. Se debe tener en cuenta que se colocarán dos rodamientos por cada uno de los tres ejes que lo forman.

5. CÁLCULOS

5.1. CÁLCULO A FLEXIÓN DE LOS ENGRANAJES

En este apartado se especifican los cálculos para que los engranajes no fallen a flexión. Para una misma anchura de diente de los engranajes y el mismo material en ambas ruedas, lo que se calcula es el piñón o rueda con menor número de dientes, ya que es la más desfavorable en la transmisión. De este modo se ha realizado el cálculo sobre los engranajes 1 y 3.

Algunos de los parámetros necesarios aparecen en el ANEXO 4, donde se especifican las fórmulas para su obtención.

5.1.1. ENGRANAJE 1

Utilizando los datos de partida, como el número de dientes, el módulo, el ángulo de inclinación, el ángulo de presión y la velocidad del eje:

- Factor de esfuerzos dinámicos, f_d :

Suponiendo que el engranaje es de máxima precisión obtenido por rectificado:

$$f_d = 1 + \frac{\sqrt{V}}{43} = 1 + \frac{\sqrt{245,04}}{43} = 1,36$$

$$V = n_1 * R_{p1} = 1000 \text{ rpm} * 2 * \pi * 0,039 \text{ mm} = 245,04 \text{ m/min}$$

- Factor de servicio, f_s :

Suponiendo que la carga es uniforme y sin choque:

$$f_s = 1,25$$

- Factor de forma, y :

Con el valor de Z' y α obtenemos un valor de: $y = 0,111$

$$Z' = \frac{Z}{\cos^3 \mu} = \frac{26}{\cos^3(9^\circ 22')} = 27,06$$

$$\alpha = 20^\circ$$

- Cálculo del momento torsor mayorado con los factores de esfuerzos dinámicos y de servicio:

$$M_{tc} = M_t * f_d * f_s = 409650 \text{ Nmm} * 1,36 * 1,25 = 696.405 \text{ Nmm}$$

- Cálculo de σ_{adm} :

$$M_n = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_{tc}}{\delta * Z_1 * y * \sigma_{adm}} * \frac{\cos \mu}{1,5}}$$

$$\sigma_{adm} = 124,63 < 330 \text{ MPa} = \sigma_{adm, \text{acero aleado 34MoCr4}}$$

Por lo tanto el material del engranaje, acero aleado 34MoCr4, no falla a flexión y es adecuado.

5.1.2. ENGRANAJE 3

Utilizando los datos de partida, como el número de dientes, el módulo, el ángulo de inclinación, el ángulo de presión y la velocidad del eje:

- Factor de esfuerzos dinámicos, f_d :

Suponiendo que el engranaje es de máxima precisión obtenido por rectificado:

$$f_d = 1 + \frac{\sqrt{V}}{43} = 1 + \frac{\sqrt{83,194}}{43} = 1,68$$

$$V = n_2 * R_{p3} = 245,2 \text{ rpm} * 2 * \pi * 0,054 \text{ mm} = 83,194 \text{ m/min}$$

- Factor de servicio, f_s :

Suponiendo que la carga es uniforme y sin choque:

$$f_s = 1,25$$

- Factor de forma, y :

Con el valor de Z' y α obtenemos un valor de: $y = 0,113$

$$Z' = \frac{Z}{\cos^3 \mu} \frac{27}{\cos^3 (9^\circ 22')} = 28,489$$

$$\alpha = 20^\circ$$

- Cálculo del momento torsor mayorado con los factores de esfuerzos dinámicos y de servicio:

$$M_{tc} = M_t * f_d * f_s = 1.670.130 \text{ Nmm} * 1,21 * 1,25 = 2.526.071,625 \text{ Nmm}$$

- Cálculo de σ_{adm} :

$$M_n = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_{tc}}{\delta * Z_3 * y * \sigma_{adm}} * \frac{\cos \mu}{1,5}}$$

$$\sigma_{adm} = 180,41 < 330 \text{ MPa} = \sigma_{adm, \text{acero aleado } 34\text{MoCr}4}$$

Por lo tanto el material del engranaje, acero aleado 34MoCr4, no falla a flexión y es adecuado.

5.1.3. CONCLUSIONES

Una vez que se han realizado los cálculos a flexión de los engranajes, se puede garantizar que el material asignado soporta perfectamente las condiciones de trabajo.

En ambos engranajes las tensiones que aparecen son muy inferiores a la tensión máxima admisible del material.

5.2. CÁLCULO A DESGASTE DE LOS ENGRANAJES

En este apartado se ha calculado la vida, en horas, de los engranajes 1 y 3 antes del fallo a desgaste. Todos los parámetros que no son calculados en este apartado son datos conocidos y ya mencionados. El valor de dureza HB empleado en los cálculos corresponde al del material 34CrMo4.

5.2.1. ENGRANAJE 1

- Cálculo del coeficiente de presión a rodadura, k_r :

$$k_r = \frac{1}{\delta * M_n * \frac{M_n^2 * Z_1^2}{\cos^2 \mu}} * \frac{4 * M_{tc} * \cos \mu}{\text{sen}(2\alpha)} * \frac{1 + i_{1,2}}{i_{1,2}} = 5,56 \text{ MPa}$$

- Cálculo de millones de vueltas del engranaje, W :

$$k_r = 0,667 * \frac{HB^2}{E * W^{1/3}}$$

$$W = 229,71 \text{ millones de vueltas.}$$

- Con la siguiente expresión se puede despejar la duración en horas de funcionamiento, L_h :

$$W = \frac{L_h * n_1 * 60}{10^6}$$

$$L_h = 3.828 \text{ horas.}$$

5.2.2. ENGRANAJE 3

- Cálculo del coeficiente de presión a rodadura, k_r :

$$k_r = \frac{1}{\delta * M_n * \frac{M_n^2 * Z_3^2}{\cos^2 \mu}} * \frac{4 * M_{tc} * \cos \mu}{\text{sen}(2\alpha)} * \frac{1 + i_{2,3}}{i_{2,3}} = 8,72 \text{ MPa}$$

- Cálculo de millones de vueltas del engranaje, W :

$$k_r = 0,667 * \frac{HB^2}{E * W^{1/3}}$$

$$W = 56,94 \text{ millones de vueltas.}$$

- Con la siguiente expresión se puede despejar la duración en horas de funcionamiento, L_h :

$$W = \frac{L_h * n_1 * 60}{10^6}$$

$$L_h = 3.870 \text{ horas.}$$

5.2.3. CONCLUSIONES

De los resultados obtenidos se puede destacar, que el engranaje que antes fallaría a desgaste es el engranaje 1, cuya vida es de 3.828 horas mientras que la vida del engranaje 3 es de 3.870 horas. Los valores obtenidos son prácticamente idénticos, por lo que se podrían cambiar ambos engranajes a la vez en cuanto se produjera el fallo en el engranaje 1. Más adelante se analizan distintos materiales para intentar aumentar esta vida a desgaste de los engranajes.

5.3. CÁLCULO DE TENSIONES SOBRE LOS EJES

En este apartado han sido calculadas las tensiones a las cuales están sometidos los ejes del sistema reductor. De esta forma se podrán comparar los resultados con los obtenidos en el cálculo estático realizado en SolidWorks, que se han realizado más adelante.

5.3.1. SENTIDO DE LAS FUERZAS

En primer lugar, debemos establecer el sentido de las fuerzas que actúan sobre el diente, fruto del contacto entre engranajes. Las fuerzas dependen del sentido de giro del eje, de la inclinación de los dientes y de si la rueda es motriz o conducida.

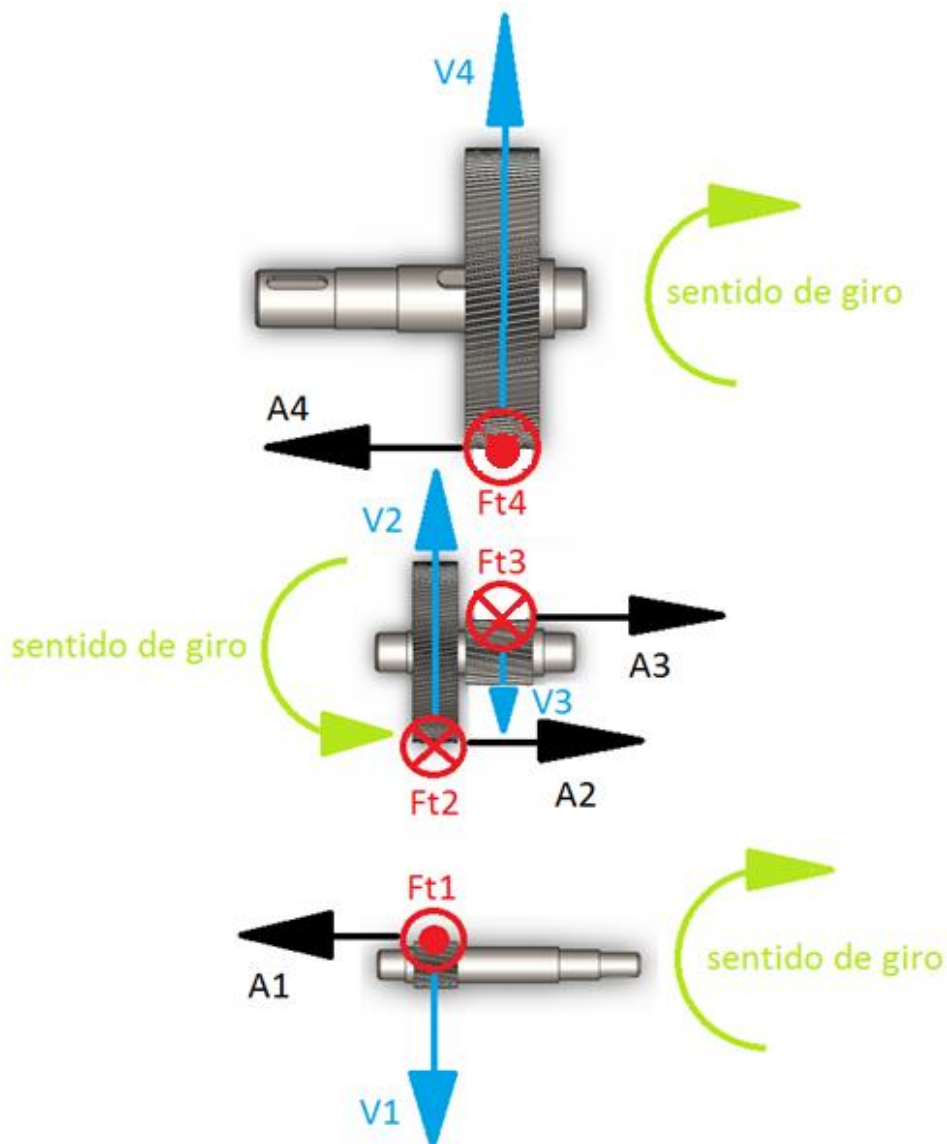


Imagen 10. Sentido de las fuerzas de contacto entre dientes.

Las fuerzas generadas en la transmisión son las siguientes:

- **Fuerza radial, V:** tiende a separar el engranaje.
- **Fuerza tangencial, Ft:** depende del sentido de giro y de si la rueda es motriz o no.
- **Fuerza axial, A:** se determina a partir de la orientación del dentado.

5.3.2. CÁLCULO DE LAS FUERZAS

Una vez establecidos los sentidos de las fuerzas el siguiente paso es calcular el valor de las mismas, teniendo en cuenta que cada par de engranajes comparten el mismo valor en módulo, pero con sentidos contrarios. Para el cálculo de las fuerzas se han empleado las fórmulas específicas para los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

5.3.2.1. ENGRANAJES 1 Y 2

$$F_{t1} = \frac{9550 * 10^3 * N}{n * \frac{D_{p1}}{2}} = \frac{9550 * 10^3 * 42,9 \text{ kW}}{1000 \text{ rpm} * \frac{78 \text{ mm}}{2}} = 10.505 \text{ N} = F_{t2}$$

$$A_1 = F_{t1} * \text{tg } \mu = 574,95 \text{ N} * \text{tg} (9^\circ 22') = 1.732,81 \text{ N} = A_2$$

$$V_1 = \frac{F_{t1}}{\cos \mu} * \text{tg } \alpha = \frac{10.505 \text{ N}}{\cos(9^\circ 22')} * \text{tg} (20^\circ) = 3.875,17 \text{ N} = V_2$$

ENGRANAJES 1 Y 2			
FUERZA	DESIGNACIÓN	VALOR	UNIDADES
Tangencial	F _t	10.505	N
Axial	A	1.732,81	N
Radial	V	3.875,17	N

Tabla 7. Cargas generadas en los engranajes 1 y 2 en la transmisión.

5.3.2.2. ENGRANAJES 3 Y 4

$$F_{t3} = \frac{9550 * 10^3 * N}{n * \frac{D_{p3}}{2}} = \frac{9550 * 10^3 * 42,9 \text{ kW}}{245,2 \text{ rpm} * \frac{108 \text{ mm}}{2}} = 30.941,86 \text{ N} = F_{t4}$$

$$A_3 = F_{t3} * \text{tg } \mu = 6903,85 \text{ N} * \text{tg} (9^\circ 22') = 5.103,89 \text{ N} = A_4$$

$$V_3 = \frac{F_{t3}}{\cos \mu} * \text{tg } \alpha = \frac{30.941,86 \text{ N}}{\cos(9^\circ 22')} * \text{tg} (20^\circ) = 11.414,10 \text{ N} = V_4$$

ENGRANAJES 3 Y 4			
FUERZA	DESIGNACIÓN	VALOR	UNIDADES
Tangencial	F _t	30.941,86	N
Axial	A	5.103,89	N
Radial	V	11.414,10	N

Tabla 8. Cargas generadas en los engranajes 3 y 4 en la transmisión.

Estas cargas generan sobre los ejes:

- Torsión (F_t).
- Flexión desviada (F_t y V-A).
- Tracción, compresión (A).

5.3.3. DIAGRAMAS DE ESFUERZOS

Mediante el software MEFI y aplicando las ecuaciones de equilibrio estático, se pueden determinar los diagramas de esfuerzos sobre los ejes del sistema. La carga axial y la carga radial, aplicadas en el programa aparecen como una única fuerza resultante de la combinación de ambas. A continuación se muestran los diagramas obtenidos.

Unidades: Cargas y esfuerzos [N], momentos [N.mm].

5.3.3.1. EJE 1

El sistema se ha analizado en los dos sistemas de referencia en los que se aplican las cargas, XY y XZ.

CARGAS APLICADAS EN EJES XY

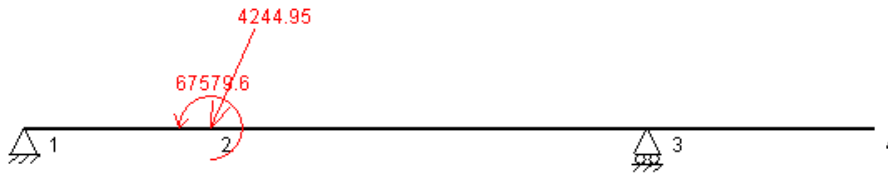


Diagrama 1. Cargas aplicadas sobre el eje 1 en el sistema XY.

AXIL

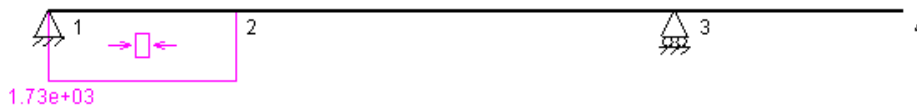


Diagrama 2. Diagrama de esfuerzos axiales en el eje 1 en el sistema XY.

CORTANTE

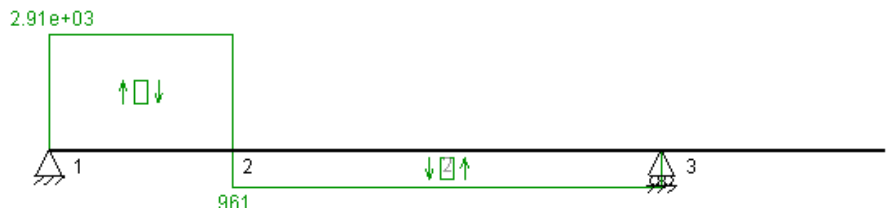


Diagrama 3. Diagrama de esfuerzos cortantes en el eje 1 en el sistema XY.

MOMENTO FLECTOR

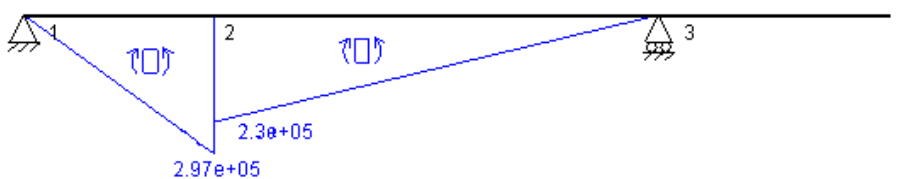


Diagrama 4. Diagrama de momentos flectores en el eje 1 en el sistema XY.

CARGAS APLICADAS EN EJES XZ

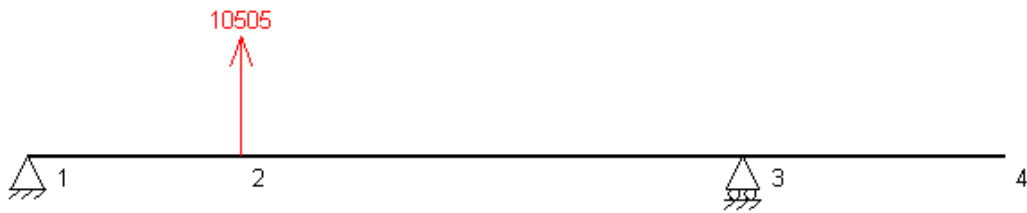


Diagrama 5. Cargas aplicadas sobre el eje 1 en el sistema XZ.

CORTANTE

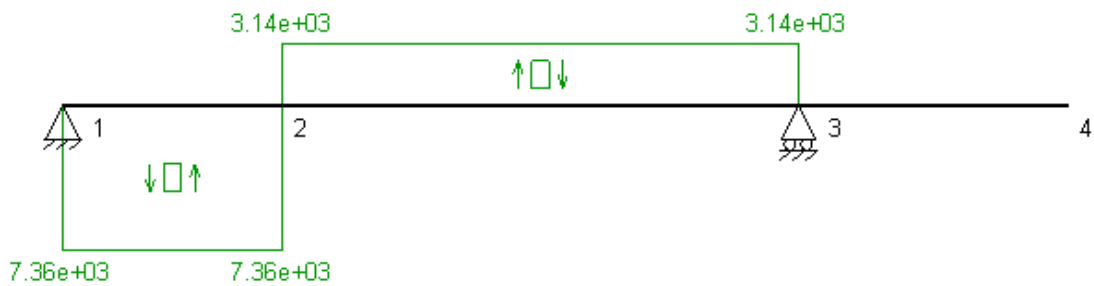


Diagrama 6. Diagrama de esfuerzos cortantes en el eje 1 en el sistema XZ.

MOMENTO FLECTOR

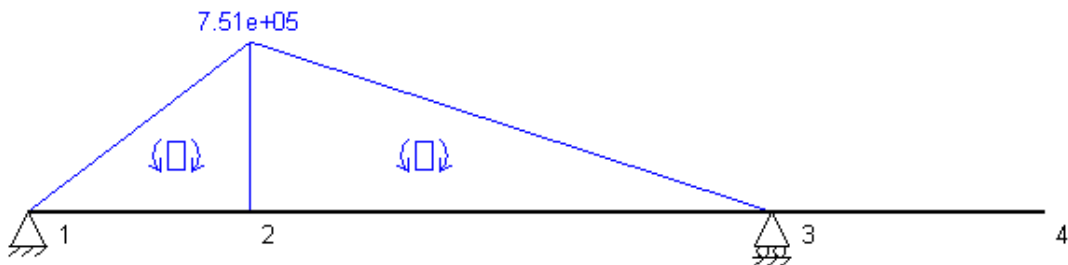


Diagrama 7. Diagrama de momentos flectores en el eje 1 en el sistema XZ.

Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos del eje 1, se puede observar que la sección más desfavorable es aquella en la que se apoya el engranaje 1. Esta sección se sitúa en el punto 2 de los diagramas.

Además de los esfuerzos calculados, se debe tener en cuenta el momento torsor al cual está sometido el eje y cuyo valor es de 409.650 N.mm.

5.3.3.2. EJE 2

El sistema se ha analizado en los dos sistemas de referencia en los que se aplican las cargas, XY y XZ.

CARGAS APLICADAS EN EJES XY

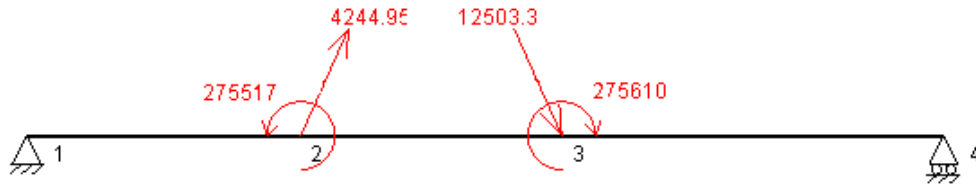


Diagrama 8. Cargas aplicadas sobre el eje 2 en el sistema XY.

AXIL

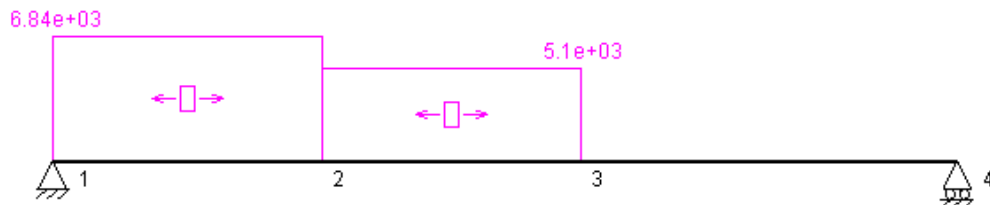


Diagrama 9. Diagrama de esfuerzos axiales en el eje 2 en el sistema XY.

CORTANTE

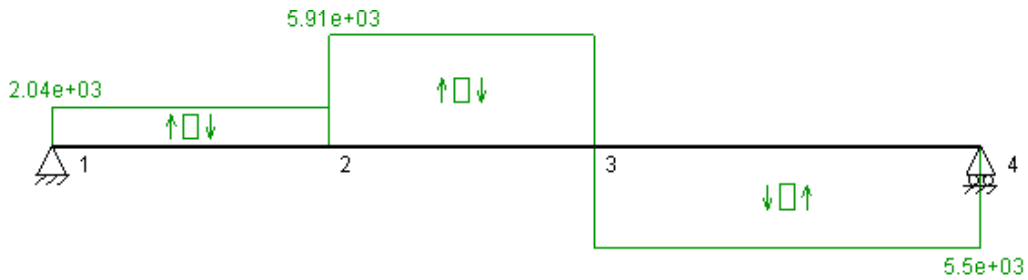


Diagrama 10. Diagrama de esfuerzos cortantes en el eje 2 en el sistema XY.

MOMENTO FLECTOR

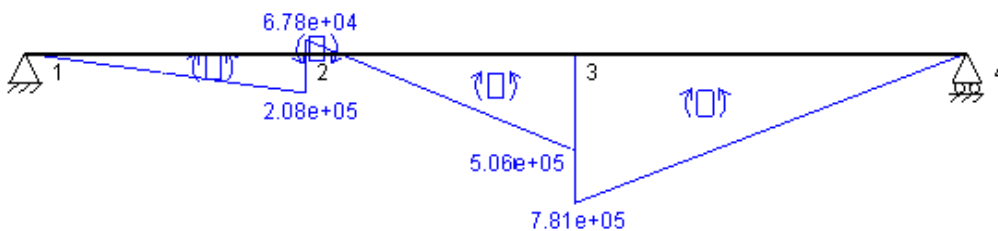


Diagrama 11. Diagrama de momentos flectores en el eje 2 en el sistema XY.

CARGAS APLICADAS EN EJES XZ

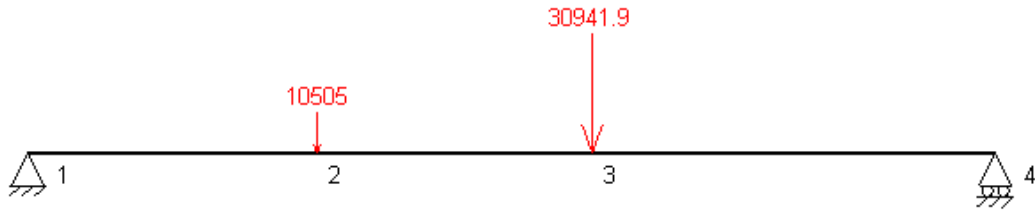


Diagrama 12. Cargas aplicadas sobre el eje 2 en el sistema XZ.

CORTANTE

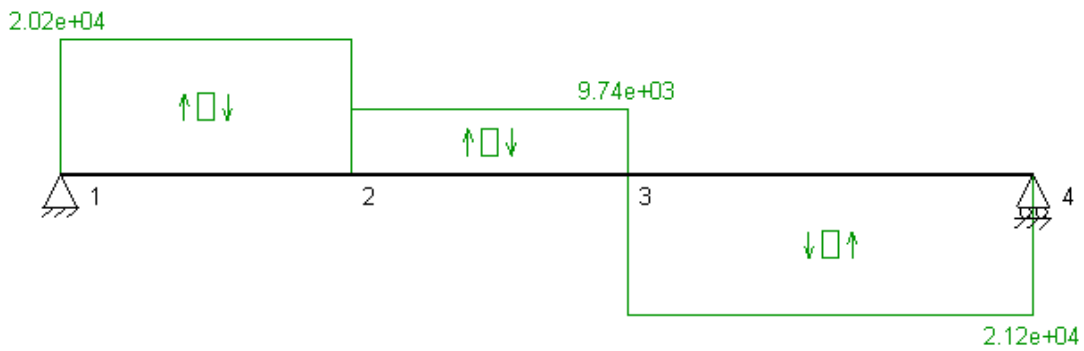


Diagrama 13. Diagrama de esfuerzos cortantes en el eje 2 en el sistema XZ.

MOMENTO FLECTOR

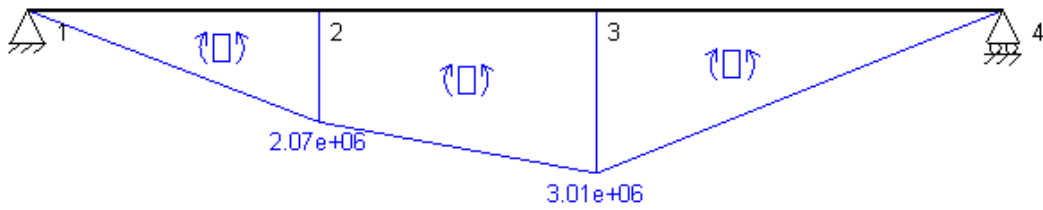


Diagrama 14. Diagrama de momentos flectores en el eje 2 en el sistema XZ.

Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos del eje 2, se puede observar que la sección más desfavorable es aquella en la que se apoya el engranaje 3. Esta sección se sitúa en el punto 3 de los diagramas.

Además de los esfuerzos calculados, se debe tener en cuenta el momento torsor al cual está sometido el eje y cuyo valor es de 1.670.130 N.mm.

5.3.3.3. EJE 3

El sistema se ha analizado en los dos sistemas de referencia en los que se aplican las cargas, XY y XZ.

CARGAS APLICADAS EN EJES XY

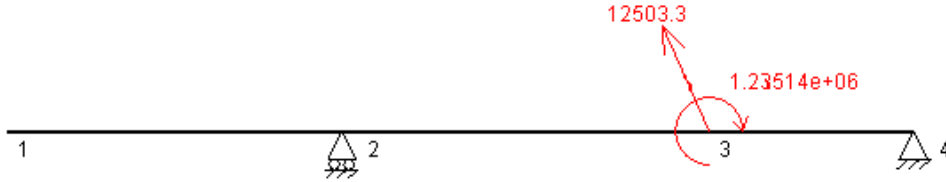


Diagrama 15. Cargas aplicadas sobre el eje 3 en el sistema XY.

AXIL

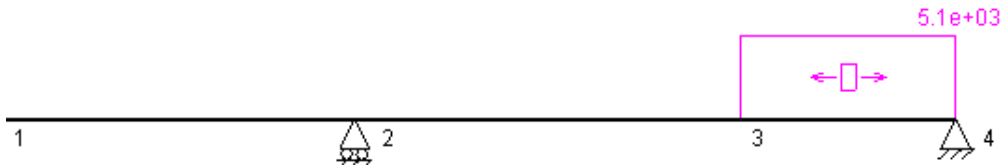


Diagrama 16. Diagrama de esfuerzos axiales en el eje 3 en el sistema XY.

CORTANTE

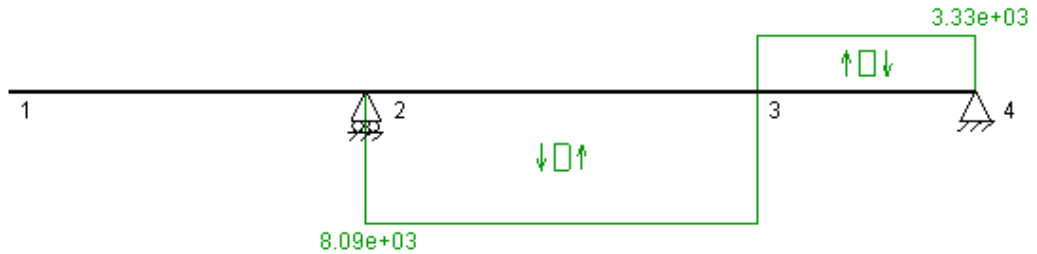


Diagrama 17. Diagrama de esfuerzos cortantes en el eje 3 en el sistema XY.

MOMENTO FLECTOR

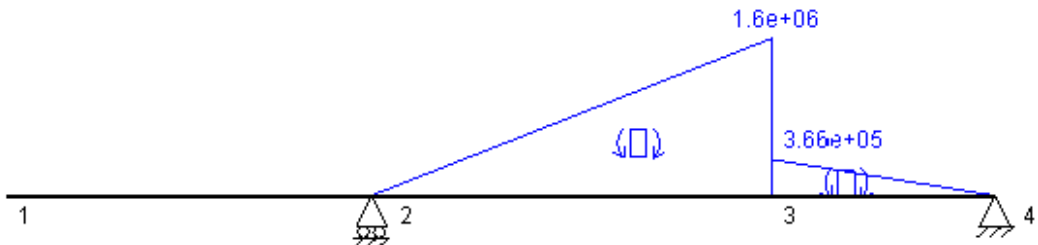


Diagrama 18. Diagrama de momentos flectores en el eje 3 en el sistema XY.

CARGAS APLICADAS EN EJES XZ

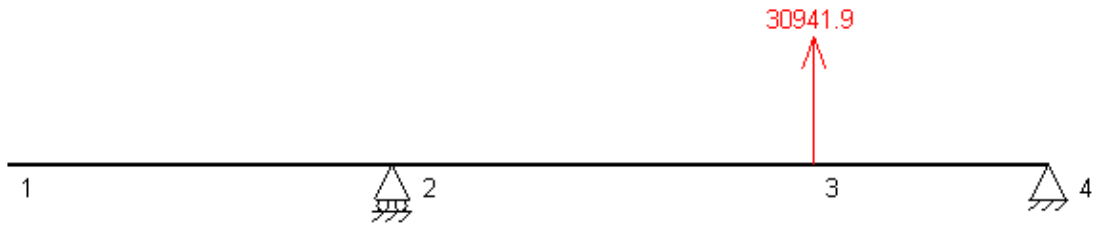


Diagrama 19. Cargas aplicadas sobre el eje 3 en el sistema XZ.

CORTANTE

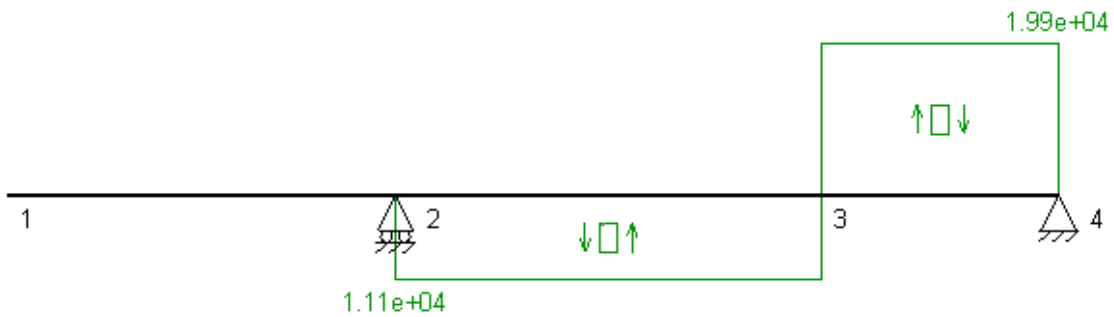


Diagrama 20. Diagrama de esfuerzos cortantes en el eje 3 en el sistema XZ.

MOMENTO FLECTOR

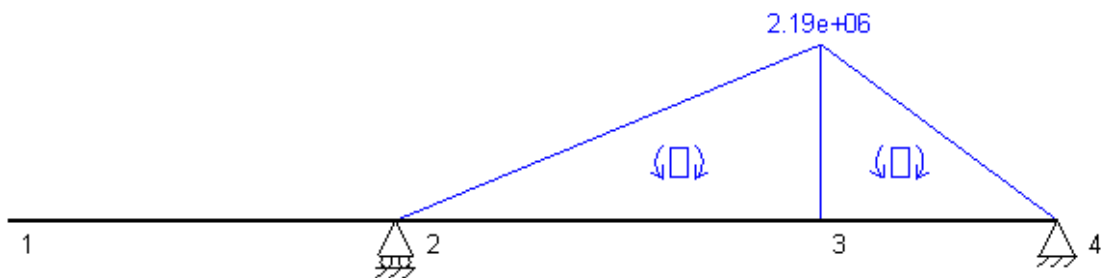


Diagrama 21. Diagrama de momentos flectores en el eje 3 en el sistema XZ.

Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos del eje 3, se puede observar que la sección más desfavorable es aquella en la que se apoya el engranaje 4. Esta sección se sitúa en el punto 3 de los diagramas.

Además de los esfuerzos calculados, se debe tener en cuenta el momento torsor al cual está sometido el eje y cuyo valor es de 7.484.689 N.mm.

5.3.4. CÁLCULO DE TENSION MÁXIMA

En este apartado se han calculado las tensiones, según la teoría de tensión de cortante máxima, situadas en las zonas más desfavorables de cada uno de los ejes.

Estas zonas han sido determinadas en el apartado anterior. Para el cálculo de la tensión, se debe tener en cuenta que los ejes están sometidos a cargas combinadas de flexión, torsión y axiales. El procedimiento de cálculo es el que se detalla a continuación.

Cálculo del momento flector resultante:

$$M_{f,total} = \sqrt{M_{f,y}^2 + M_{f,z}^2}$$

Tensión tangencial debida al momento torsor:

$$\tau = \frac{M_t}{\frac{\pi * d^3}{16}}$$

Tensión normal debida al axil:

$$\sigma_n = \frac{N}{S}$$

Tensión normal debida a flexión:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\frac{\pi * d^3}{32}}$$

Tensión normal resultante:

$$\sigma = \sigma_n + \sigma_f$$

Tensión de cortante máxima:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Las tensiones máximas obtenidas son las que aparecen en la tabla 9.

TENSIONES EN LAS ZONAS MÁS DESFAVORABLES, $\tau_{m\acute{a}x}$		
EJE 1	EJE 2	EJE 3
17,02	29,66	40,64
MPa	MPa	MPa

Tabla 9. Tensiones teóricas máximas en las zonas más desfavorables de los ejes.

5.4. CÁLCULO DE LAS CHAVETAS

Las chavetas que forman el sistema reductor han sido seleccionadas por catálogo y dependen del diámetro del eje en el que se sitúan. En el ANEXO 6 se puede consultar el catálogo de las chavetas.

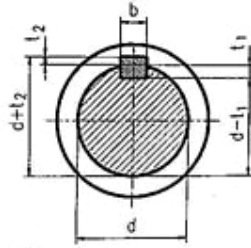


Imagen 11. Chaveta de caras paralelas.

Diámetro eje [mm]	Medidas chaveta b x h [mm]	Medidas chavetero cubo		Medidas chavetero eje	
		Chaveta paralela DIN 6885/1		t ₁ [mm]	Tol. Admisible [mm]
		d + t ₂ [mm]	Tol. Admisible [mm]		
110	32 x 18	d + 7,1	+0,2	11,1	+0,3
75	22 x 14	d + 5,6	+0,2	8,5	+0,2

Tabla 10. Datos de las chavetas seleccionadas.

5.4.1. CÁLCULO A COMPRESIÓN

Como se observa en la imagen 11, la menor altura de la chaveta corresponde a la cota t₂. A modo de simplificación, se tendrá en cuenta que la fuerza que origina el par que transmite el eje se aplica sobre el mismo diámetro. De esta forma la tensión de compresión sobre la cara lateral de la chaveta será:

$$\sigma_c = \frac{F_t}{t_2 * L} \leq \sigma_{adm}$$

Donde F_t es la fuerza tangencial sobre el diámetro del eje, t₂ es la altura que encaja en el chavetero del cubo y L es la longitud de la chaveta. Respecto a esta longitud de la chaveta es preciso considerar el tipo de chaveta utilizada. Como se trata de una chaveta de extremos redondeados, la longitud a considerar será la de la parte recta.

$$\sigma_{c,chaveta 1} = \frac{F_t}{t_2 * L} = \frac{10505 \text{ N}}{5,6 \text{ mm} * 53 \text{ mm}} = 35,39 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c,chaveta 1} = 35,39 \text{ MPa} < 330 = \sigma_{adm,34CrMo4}$$

$$CS_{\sigma_{c,chaveta 1}} = \frac{\sigma_{adm,chaveta 1}}{\sigma_{c,chaveta 1}} = \frac{330}{35,39} = 9,32$$

$$\sigma_{c,chaveta 2} = \frac{F_t}{t_2 * L} = \frac{30941,86 \text{ N}}{7,1 \text{ mm} * 130 \text{ mm}} = 33,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c,chaveta 2} = 33,52 \text{ MPa} < 330 = \sigma_{adm,34CrMo4}$$

$$CS_{\sigma_{c,chaveta 2}} = \frac{\sigma_{adm,chaveta 2}}{\sigma_{c,chaveta 2}} = \frac{330}{33,52} = 9,84$$

Se puede asegurar que las chavetas no fallan a compresión para el material seleccionado.

5.4.2. CÁLCULO A CORTADURA

En este caso se supondrá que la rotura se producirá por cortadura simple a lo largo de toda la chaveta y en la sección que separa el eje del cubo. Así pues la tensión cortante que se obtendrá del siguiente modo:

$$\tau = \frac{F_t}{b * L} \leq \tau_{adm}$$

Donde b es la anchura de la chaveta, y $\tau_{adm} = 0,5 * \sigma_{adm}$ según la teoría de la tensión cortante.

$$\tau_{chaveta\ 1} = \frac{F_t}{b * L} = \frac{10505\ N}{22\ mm * 53\ mm} = 9,01\ MPa$$

$$\tau_{chaveta\ 1} = 9,01\ MPa < 165 = \tau_{adm,34CrMo4}$$

$$CS_{\tau_{chaveta\ 1}} = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{adm,chaveta\ 1}} = \frac{165}{9,01} = 18,31$$

$$\tau_{chaveta\ 2} = \frac{F_t}{b * L} = \frac{30941,86\ N}{32\ mm * 130\ mm} = 7,43\ MPa$$

$$\tau_{chaveta\ 2} = 7,43\ MPa < 165 = \tau_{adm,34CrMo4}$$

$$CS_{\tau_{chaveta\ 2}} = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{adm,chaveta\ 2}} = \frac{165}{7,43} = 22,20$$

Se puede asegurar que las chavetas no fallan a cortadura para el material seleccionado.

A continuación se muestra, en la tabla 11, un resumen con las tensiones generadas en las chavetas, a compresión y a cortadura, y los coeficientes de seguridad para distintos aceros.

MATERIAL	TENSIÓN [MPa]		TENSIÓN EN LAS CHAVETAS [MPa]			
	σ_{adm}	τ_{adm}	CHAVETA 1		CHAVETA 2	
			COMPRESIÓN	CORTADURA	COMPRESIÓN	CORTADURA
34CrMo4	330	165	35,39	9,01	33,52	7,43
36NiCrMo16	430	215				
C35	190	95				

MATERIAL	CUMPLE	COEFICIENTE DE SEGURIDAD			
		CHAVETA 1		CHAVETA 2	
		COMPRESIÓN	CORTADURA	COMPRESIÓN	CORTADURA
34CrMo4	SÍ	9,32	18,31	9,84	22,2
36NiCrMo16	SÍ	12,15	23,86	12,82	28,93
C35	SÍ	5,36	10,54	5,66	12,78

Tabla 11. Tensiones en las chavetas y coeficientes de seguridad para distintos aceros.

De la tabla superior se puede extraer que cualquiera de los tres materiales cumple el criterio de fallo a compresión y a cortadura en las chavetas.

5.5. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS

Los rodamientos seleccionados para el sistema reductor son rodamientos de rodillos a rótula. A continuación se detalla alguna de sus características:

- Compuesto por dos hileras de rodillos.
- Tiene un camino de rodadura común en el aro exterior y son por tanto auto-alineables.
- Gran capacidad de carga radial y soportan también cargas axiales importantes en ambos sentidos.
- El anillo interior lleva unos rebordes que fijan axialmente las dos hileras de rodillos.

Para el cálculo de los rodamientos es necesario conocer las reacciones sobre los apoyos, es decir, sobre los propios rodamientos. El valor de estas reacciones se ha calculado previamente a través del software MEF1, cuando se han calculado los esfuerzos sobre los ejes. Los valores de los parámetros de cálculo de los rodamientos, como los coeficientes X e Y o la capacidad de carga, se pueden consultar en el ANEXO 7.

5.5.1. RODAMIENTOS EJE 1

Las reacciones sobre los apoyos del eje 1 son las que aparecen en el siguiente diagrama.

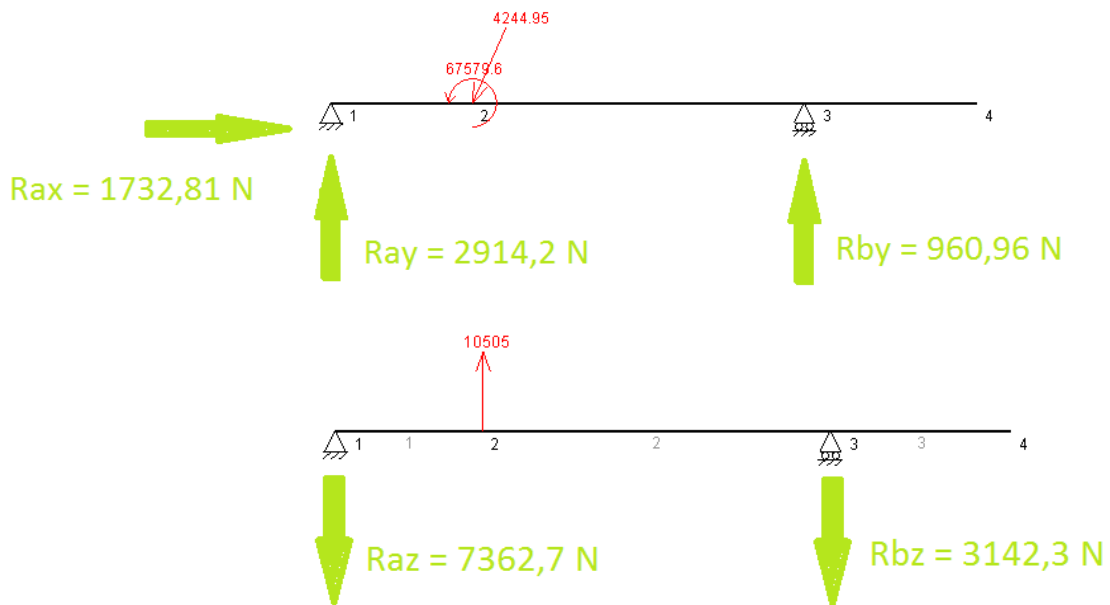


Diagrama 22. Reacciones sobre los apoyos del eje 1.

- Cálculo de las reacciones resultantes:

$$R_a = \sqrt{R_{ay}^2 - R_{az}^2} = \sqrt{2.914,2^2 - 7.362,7^2} = 7.918,45 \text{ N}$$

$$R_b = \sqrt{R_{by}^2 - R_{bz}^2} = \sqrt{960,96^2 - 3.142,3^2} = 3.285,95 \text{ N}$$

$$A = 1.732,81 \text{ N}$$

Las reacciones calculadas deben ser mayoradas debido al tipo de máquina y al uso de la misma. Estas son las cargas que sirven de cálculo para los rodamientos.

- Cálculo de las cargas reales, reacciones mayoradas:

$$R_a^* = f_a * f_b * R_a = 1,05 * 1,2 * 7918,45 = 9.977,24 \text{ N}$$

$$R_b^* = f_a * f_b * R_b = 1,05 * 1,2 * 3285,95 = 4.140,30 \text{ N}$$

$$A^* = f_a * f_b * A = 1,05 * 1,2 * 1732,81 = 2.183,34 \text{ N}$$

- Cálculo de rodamiento del apoyo a: Se propone un rodamiento de rodillos a rótula 21311E-TVPB.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2.183,34}{9.977,24} = 0,218 > 0,2 = e_{21311}$$

La carga equivalente del rodamiento, P, será:

$$P = x * F_r + y * F_a = 0,67 * 9977,24 + 5 * 2183,34 = 17.601,45 \text{ N}$$

Conocida la velocidad del eje 1, $n = 1000 \text{ rpm}$, y estimando una vida de 8.000 h , se puede obtener la seguridad de carga, $\frac{C}{P}$:

$$\frac{C}{P} = 6,36$$

Con este dato se puede obtener la capacidad de carga del rodamiento, C:

$$C = 6,36 * P = 6,36 * 17.601,45 = 111.945,22 \text{ N} \approx 112 \text{ kN}$$

Si se tiene en cuenta el efecto de la temperatura, entonces:

$$C^* = 1,25 * C = 1,25 * 112 = 140 \text{ kN}$$

$$C^* = 140 \text{ kN} < 146 \text{ kN} = C_{21311E-TVPB}$$

- Cálculo de rodamiento del apoyo b: Se propone un rodamiento de rodillos a rótula 21311E-TVPB.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2.183,34}{4140,30} = 0,52 > 0,2 = e_{21311}$$

$$P = x * F_r + y * F_a = 0,67 * 4140,30 + 5 * 2183,34 = 13.690,70 \text{ N}$$

$$\frac{C}{P} = 6,36$$

$$C = 6,36 * P = 6,36 * 13.690,70 = 87.072,85 \text{ N} \approx 88 \text{ kN}$$

$$C^* = 1,25 * C = 1,25 * 88 = 110 \text{ kN}$$

$$C^* = 110 \text{ kN} < 146 \text{ kN} = C_{21311E-TVPB}$$

Por lo tanto el rodamiento elegido para ambos apoyos soporta las cargas a las que está sometido.

5.5.2. RODAMIENTOS EJE 2

Las reacciones sobre los apoyos del eje 1 son las que aparecen en el siguiente diagrama.

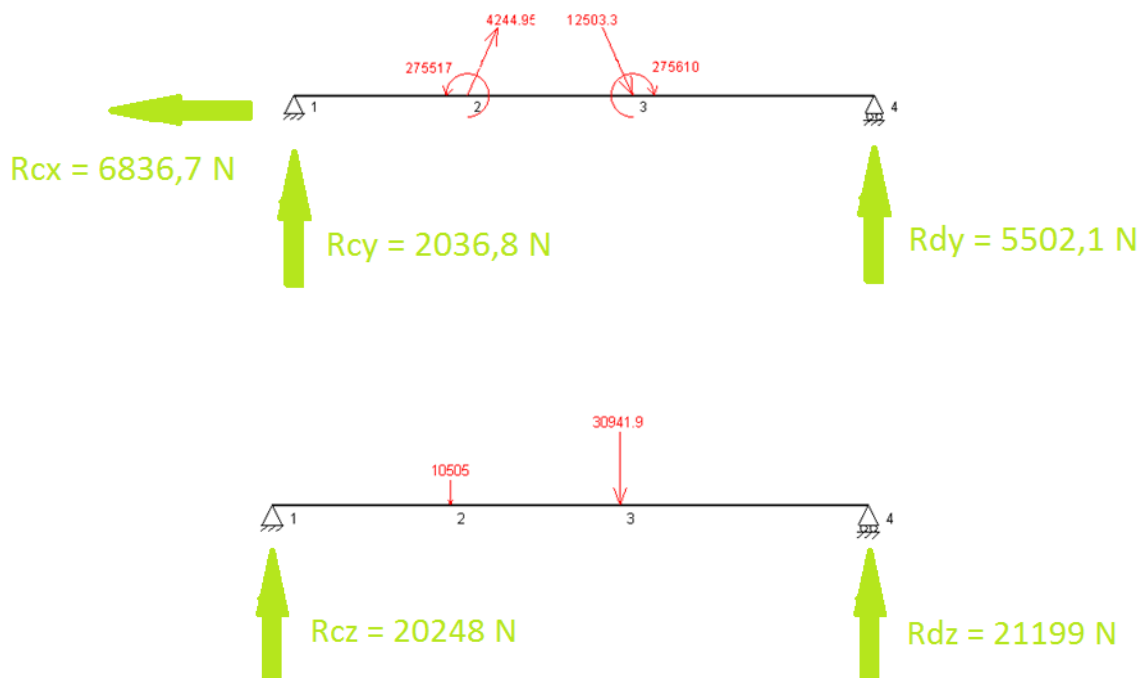


Diagrama 23. Reacciones sobre los apoyos del eje 2.

- Cálculo de las reacciones resultantes:

$$R_c = \sqrt{R_{cy}^2 - R_{cz}^2} = \sqrt{2.036,8^2 - 20.248^2} = 20.350,18 \text{ N}$$

$$R_d = \sqrt{R_{dy}^2 - R_{dz}^2} = \sqrt{5.502,1^2 - 21.199^2} = 21.910,38 \text{ N}$$

$$A = 6.836,7 \text{ N}$$

Las reacciones calculadas deben ser mayoradas debido al tipo de máquina y al uso de la misma. Estas son las cargas que sirven de cálculo para los rodamientos.

- Cálculo de las cargas reales, reacciones mayoradas:

$$R_c^* = f_a * f_b * R_c = 1,05 * 1,2 * 20.350,18 = 25.641,22 \text{ N}$$

$$R_d^* = f_a * f_b * R_d = 1,05 * 1,2 * 21.910,38 = 27.595,74 \text{ N}$$

$$A^* = f_a * f_b * A = 1,05 * 1,2 * 6.836,7 = 8.614,24 \text{ N}$$

- Cálculo de rodamiento del apoyo c: Se propone un rodamiento de rodillos a rótula 22314E.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{8.614,24}{25.641,22} = 0,33 < 0,35 = e_{22314}$$

La carga equivalente del rodamiento, P, será:

$$P = x * F_r + y * F_a = 1 * 25.641,22 + 1,9 * 8.614,24 = 42.008,27 \text{ N}$$

Conocida la velocidad del eje 2, $n = 245 \text{ rpm}$, y estimando una vida de 8.000 h, se puede obtener la seguridad de carga, $\frac{C}{P}$, pero en este caso es necesario interpolar. El valor final es:

$$\frac{C}{P} = 4,172$$

Con este dato se puede obtener la capacidad de carga del rodamiento, C:

$$C = 4,172 * P = 4,172 * 42.008,27 = 175.258,50 \text{ N} \approx 176 \text{ kN}$$

Si se tiene en cuenta el efecto de la temperatura, entonces:

$$C^* = 1,25 * C = 1,25 * 176 = 220 \text{ kN}$$

$$C^* = 220 \text{ kN} < 325 \text{ kN} = C_{22314E}$$

- Cálculo de rodamiento del apoyo d: Se propone un rodamiento de rodillos a rótula 21311E-TVPB.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{8.614,24}{27.595,74} = 0,31 < 0,35 = e_{22314}$$

$$P = x * F_r + y * F_a = 1 * 27.595,74 + 1,9 * 8.614,24 = 43.962,79 \text{ N}$$

$$\frac{C}{P} = 4,172$$

$$C = 4,172 * P = 4,172 * 43.962,79 = 183,412,78 \text{ N} \approx 184 \text{ kN}$$

$$C^* = 1,25 * C = 1,25 * 184 = 230 \text{ kN}$$

$$C^* = 230 \text{ kN} < 325 \text{ kN} = C_{21311E-TVPB}$$

Por lo tanto el rodamiento elegido para ambos apoyos soporta las cargas a las que está sometido.

5.5.3. RODAMIENTOS EJE 3

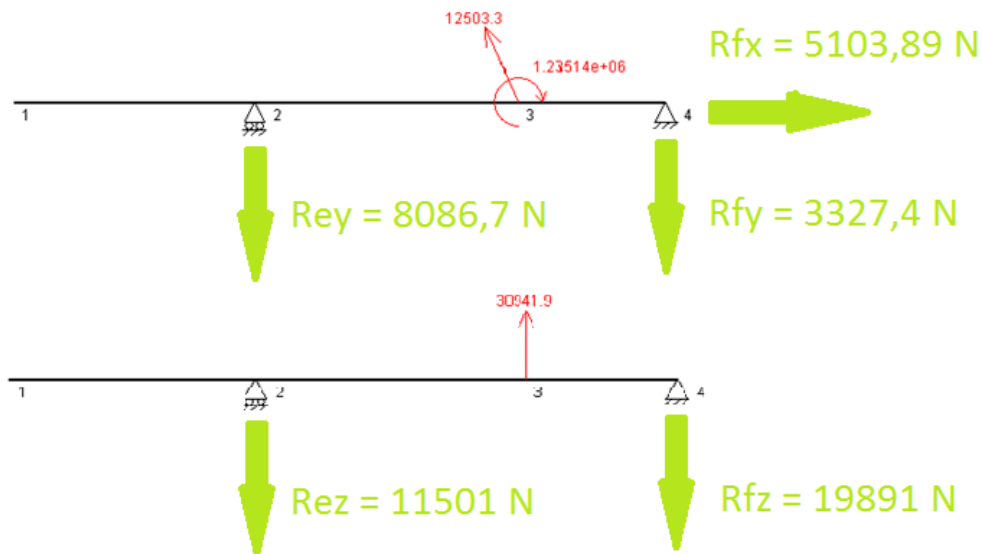


Diagrama 24. Reacciones sobre los apoyos del eje 3.

- Cálculo de las reacciones resultantes:

$$R_e = \sqrt{R_{ey}^2 - R_{ez}^2} = \sqrt{8.086,7^2 - 11.051^2} = 13.693,76 \text{ N}$$

$$R_f = \sqrt{R_{fy}^2 - R_{fz}^2} = \sqrt{3.327,4^2 - 19.891^2} = 20.167,38 \text{ N}$$

$$A = 5.103,89 \text{ N}$$

Las reacciones calculadas deben ser mayoradas debido al tipo de máquina y al uso de la misma. Estas son las cargas que sirven de cálculo para los rodamientos.

- Cálculo de las cargas reales, reacciones mayoradas:

$$R_e^* = f_a * f_b * R_e = 1,05 * 1,2 * 13.693,76 = 17.254,13 \text{ N}$$

$$R_f^* = f_a * f_b * R_f = 1,05 * 1,2 * 20.167,38 = 25.410,89 \text{ N}$$

$$A^* = f_a * f_b * A = 1,05 * 1,2 * 5.103,89 = 6.430,90 \text{ N}$$

- Cálculo de rodamiento del apoyo e: Se propone un rodamiento de rodillos a rótula 22220E.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{6.430,90}{17.254,13} = 0,37 > 0,23 = e_{22220}$$

La carga equivalente del rodamiento, P, será:

$$P = x * F_r + y * F_a = 0,67 * 17.254,13 + 4,4 * 6.430,90 = 39.856,22 \text{ N}$$

Conocida la velocidad del eje 2, n = 54 rpm, y estimando una vida de 8.000 h:

$$\frac{C}{P} = 2,654$$

Con este dato se puede obtener la capacidad de carga del rodamiento, C:

$$C = 2,654 * P = 2,654 * 39.856,22 = 105.809,59 \text{ N} \approx 106 \text{ kN}$$

Si se tiene en cuenta el efecto de la temperatura, entonces:

$$C^* = 1,25 * C = 1,25 * 106 = 132,5 \text{ kN}$$

$$C^* = 132,5 \text{ kN} < 360 \text{ kN} = C_{22314E}$$

- Cálculo de rodamiento del apoyo f: Se propone un rodamiento de rodillos a rótula 22220E.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{6.430,90}{25.410,89} = 0,25 > 0,23 = e_{22220}$$

$$P = x * F_r + y * F_a = 0,67 * 25.410,89 + 4,4 * 6.430,90 = 45.321,25 \text{ N}$$

$$\frac{C}{P} = 2,654$$

$$C = 2,654 * P = 2,654 * 45.321,25 = 120.282,61 \text{ N} \approx 121 \text{ kN}$$

$$C^* = 1,25 * C = 1,25 * 121 = 151,25 \text{ kN}$$

$$C^* = 151,25 \text{ kN} < 360 \text{ kN} = C_{21311E-TVPB}$$

Por lo tanto el rodamiento elegido para ambos apoyos soporta las cargas a las que está sometido

6. MODELADO

El conjunto reductor que se va a analizar ha sido modelado mediante el software SolidWorks 2014, que ha sido facilitado por el departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza y que tiene licencia de estudiante.

6.1. PROCESO DE DISEÑO

Todos y cada uno de los elementos que conforman el sistema reductor han sido modelados en SolidWorks, a excepción de los tornillos, pernos y rodamientos que se han introducido en el conjunto desde la aplicación "SolidWorks Toolbox" del mismo programa.

6.2. MODELADO DE ENGRANAJES

Aunque en general se utiliza el perfil envolvente, en el caso de este conjunto reductor se han modelado los dientes de los engranajes con un perfil cicloidal. Los principales motivos y ventajas por los que se han escogido este tipo de tallado son:

- Al engranar una superficie convexa con una cóncava, la presión entre los flancos de los dientes es menor, de forma que son capaces de transmitir mayores pares.
- El funcionamiento es más silencioso debido a ese mayor contacto.
- El rendimiento es mayor debido al menor deslizamiento entre los flancos de los dientes.

En las siguientes imágenes se detalla el proceso de tallado del diente. El ángulo de inclinación de los dientes es de $9^{\circ}22'$ como se especifica en el apartado CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA REDUCTOR.

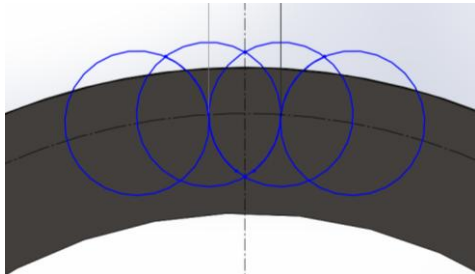


Imagen 12. Generación del perfil cicloidal.

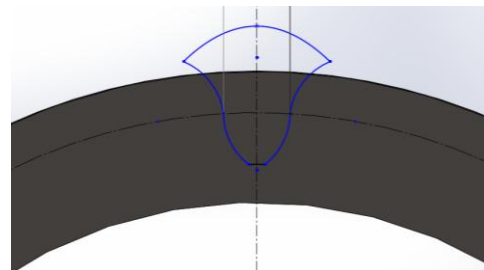


Imagen 13. Croquis del hueco del diente.

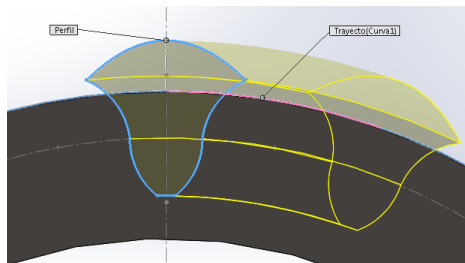


Imagen 14. Barrido del perfil del diente.

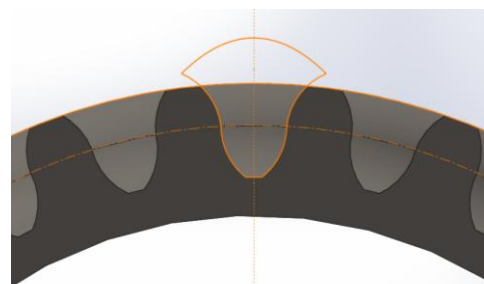


Imagen 15. Engranaje con el tallado finalizado.

El resultado final, después de la elaboración del croquis, la extrusión para dotar al engranaje de anchura, y el barrido del perfil del diente es el que se muestra en la imagen 16.

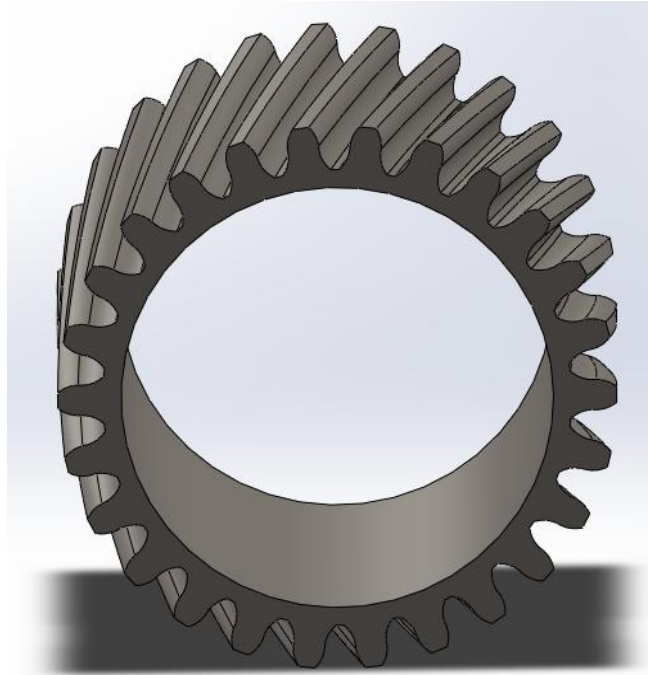


Imagen 16. Engranaje helicoidal de 26 dientes.

Del mismo modo han sido modelados el resto de engranajes, utilizando los parámetros dados como el número de dientes, el módulo y el ángulo de inclinación. A continuación se puede observar el resultado.



Imagen 17. Engranajes helicoidales modelados.

6.2.1. PENETRACIÓN O INTERFERENCIA

La interferencia en engranajes se produce cuando un piñón con un número reducido de dientes engrana con una rueda de un elevado número de dientes.

Paralelamente, los engranajes helicoidales que genera SolidWorks mediante la herramienta “SolidWorks Toolbox”, no presentan un correcto tallado de los dientes, de forma que en el modelo producen interferencias que si no se eliminan, no permiten realizar ningún tipo de análisis sobre el sistema. Debido a este problema, se han modelado los engranajes para conseguir eliminar cualquier tipo de interferencia.

SolidWorks tiene una herramienta para la detección de interferencias que resulta muy importante en el modelado de cara a los posteriores análisis que se van a llevar a cabo.

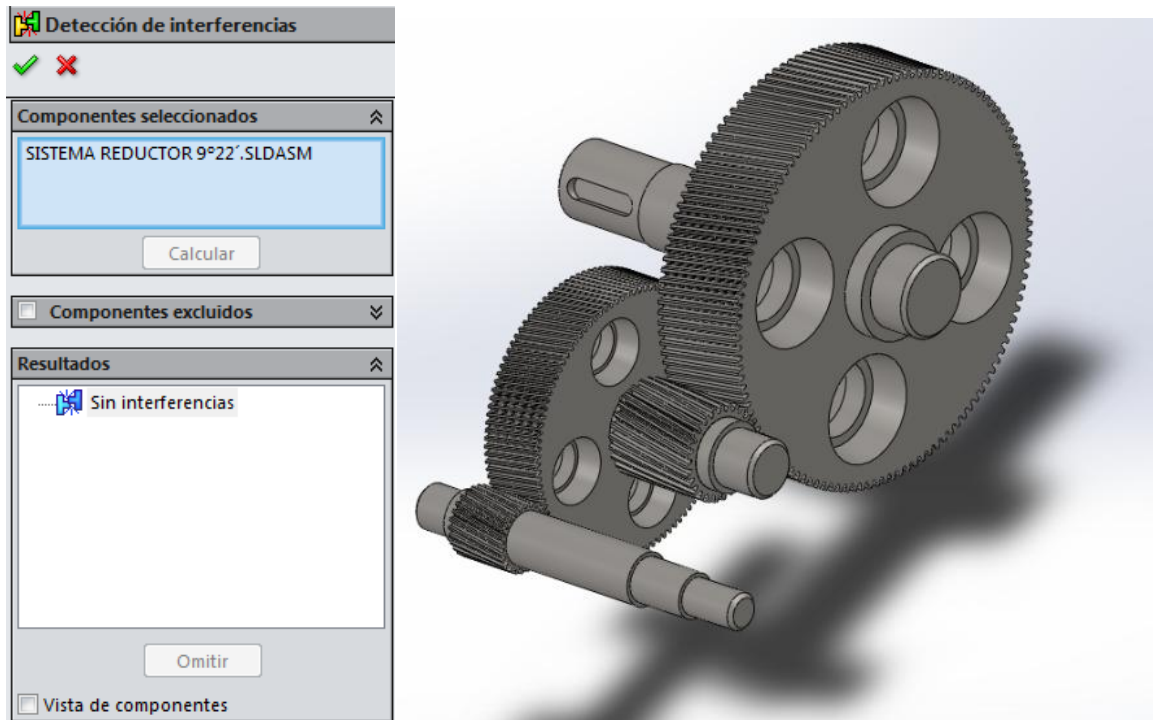


Imagen 18. Detección de interferencias en el sistema reductor.

6.2.2. MATERIAL

El material que se ha asignado a cada uno de los engranajes y ejes, como se ha indicado anteriormente, es el acero aleado 34CrMo4. Las principales propiedades del acero aplicado en el modelo se muestran en la siguiente tabla obtenida en la asignación del material en el modelo.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	210000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	79000	N/mm ²
Densidad de masa	7800	kg/m ³
Límite de tracción	900	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	650	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.1e-005	/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	440	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Tabla 12. Propiedades del acero aleado 34CrMo4 aplicado en el análisis estático de SolidWorks.

Mediante el estudio del sistema y los correspondientes análisis, se puede verificar si el material es el adecuado para las condiciones de trabajo que se exigen. Dependiendo de los resultados obtenidos se decidirá si es necesario, o si es posible, cambiar el material de los elementos.

6.3. RESULTADO FINAL DEL MODELADO DEL SISTEMA REDUCTOR

El resultado final del modelado del sistema reductor, con todos los elementos que lo componen, es el que se muestra a continuación.

Todos los planos de los elementos que componen el sistema reductor, así como la lista de materiales pueden consultarse en el capítulo PLANOS.

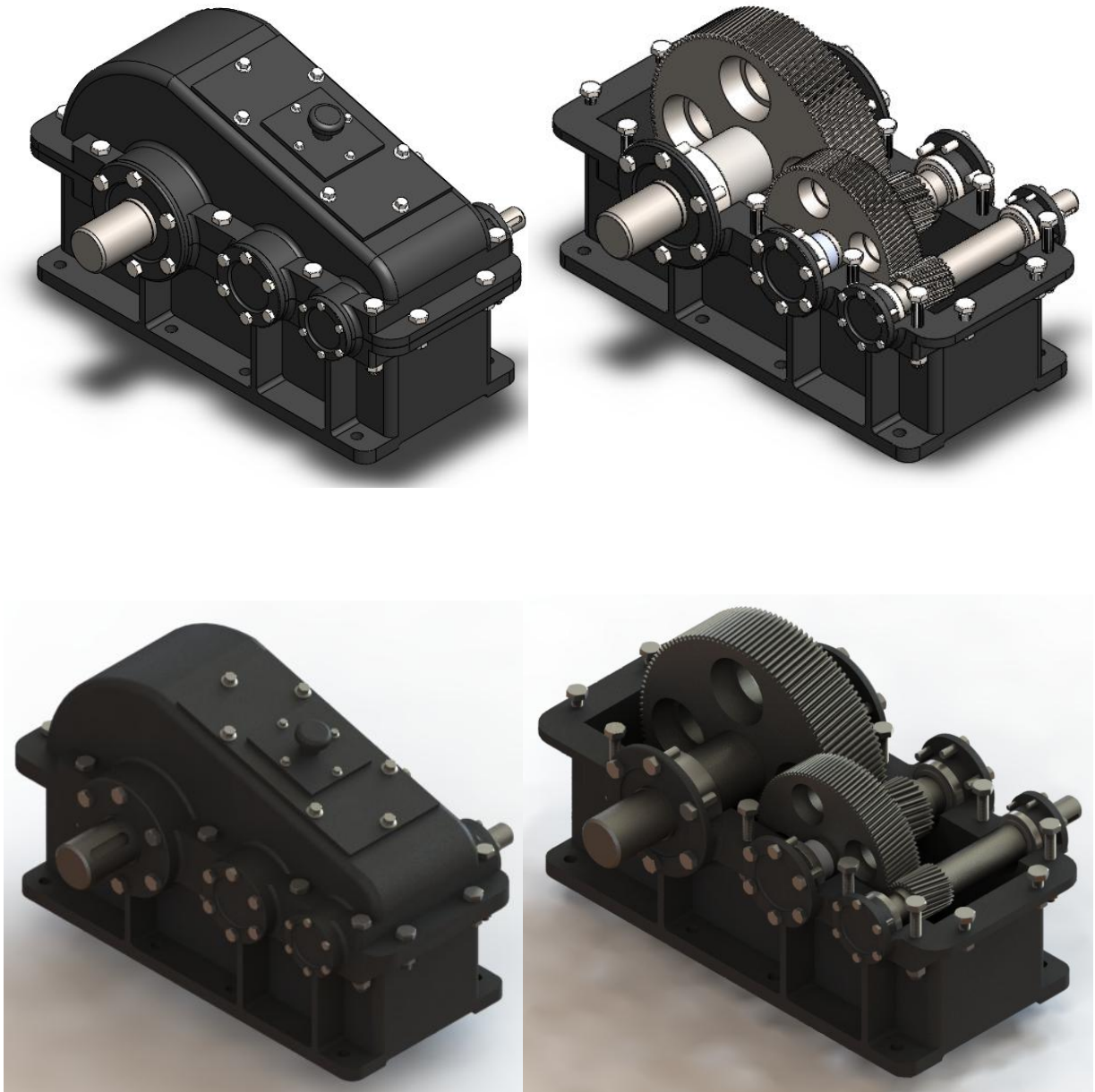


Imagen 19. Resultado final del modelado y renderizado del conjunto reductor.

7. ANÁLISIS DEL SISTEMA REDUCTOR

En este apartado se detallan los análisis realizados sobre el sistema reductor a través del software SolidWorks y los distintos paquetes de cálculo que ofrece.

Por un lado, mediante “SolidWorks Simulation”, se ha realizado el análisis estático del sistema, calculando así las tensiones, los desplazamientos y el factor de seguridad de los elementos más relevantes del conjunto.

Por otro lado, a través de “SolidWorks Motion”, se ha llevado a cabo el análisis de movimiento del sistema. Un análisis dinámico que resulta muy interesante debido a que se pueden observar los mismos resultados que en el apartado anterior pero en condiciones dinámicas, simulando el funcionamiento del sistema reductor.

7.1. ANÁLISIS ESTÁTICO

El análisis estático que se ha llevado a cabo se ha centrado en el estudio de los ejes y los engranajes del sistema. Como ya he mencionado anteriormente, los resultados obtenidos son las tensiones y los desplazamientos generados, así como el factor de seguridad del sistema.

7.1.1. CONEXIONES

Para el análisis del sistema, es necesario establecer las conexiones existentes entre los elementos que se van a analizar. En este caso es necesario definir un tipo de contacto entre componentes que no permita la penetración entre los dientes de los engranajes. Para el resto de componentes, chavetas-ejes, chavetas-engranajes y ejes-engranajes, se ha establecido un tipo de conexión rígida.

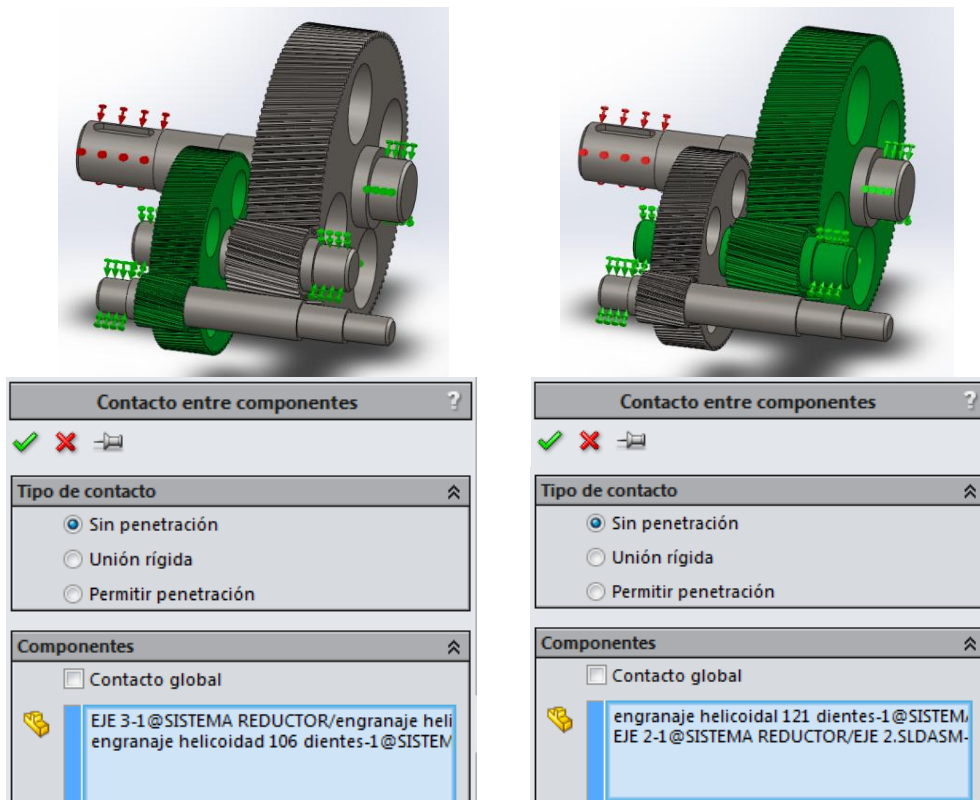


Imagen 20. Conexiones. Contacto entre engranajes.

7.1.2. SUJECIONES

El siguiente paso que se debe seguir en el estudio es la definición de las sujeciones de los elementos. Para llevar a cabo el análisis, es necesario establecer las condiciones de contorno. En el modelado del sistema, ya se ha establecido la relación de posición entre engranajes y, como hemos visto antes, se ha procedido a realizar la detección de interferencias, que ha resultado satisfactoria.

En la imagen 22 aparecen reflejadas, en color azul, las sujeciones de rodamiento aplicadas en las zonas de los ejes en los que se sitúan los rodamientos del sistema. Este tipo de sujeción permite el movimiento, en este caso el giro de los ejes y, por consiguiente, de los engranajes. Al definirla, tiene aceptada por defecto la casilla “permitir alineación automática”. Debido a la geometría helicoidal de los dientes, es necesario activar la opción “estabilizar rotación del eje” en uno de los extremos de cada eje. No se ha aplicado precarga a los rodamientos. La imagen 21 muestra como se ha aplicado la sujeción.

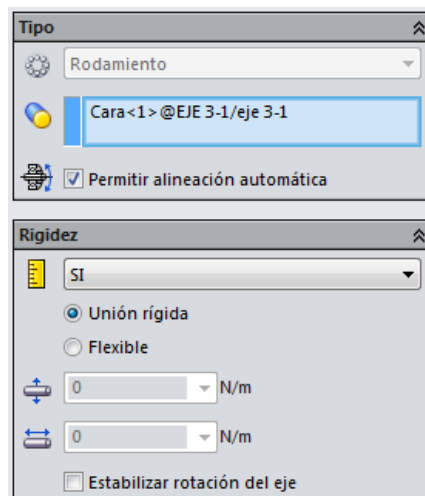


Imagen 21. Sujeción de rodamiento.

7.1.3. CARGAS EXTERNAS

Se ha introducido un momento torsor, respecto al eje Z, en el eje de entrada del sistema y que tiene un valor de 410 Nm. En el otro extremo, en el eje de salida, se ha aplicado un momento torsor de 7485 Nm, pero en sentido contrario. Estos valores corresponden a los datos que ya se han mencionado anteriormente. En la imagen 22 se pueden observar estas cargas en color rosa.

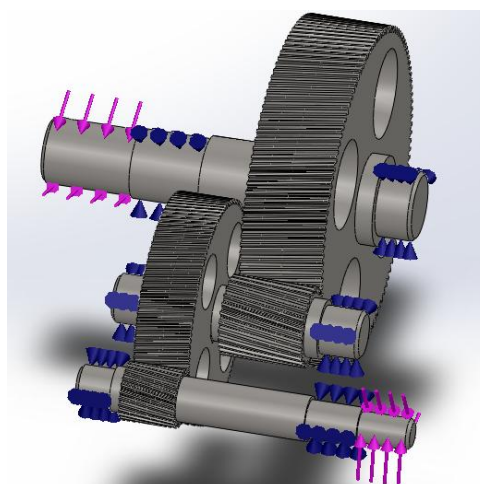


Imagen 22. Conexiones, sujeciones y carga sobre el sistema.

7.1.4. MALLADO

Una vez que se han establecido las conexiones entre componentes, las sujeciones de los mismos y la carga aplicada, ya se puede proceder al mallado del sistema. En este caso se ha definido una malla basada en curvatura, debido a la geometría del sistema, y se ha establecido un control de malla en las zonas de contacto entre los dientes. De esta forma el mallado realizado en los dientes es más fino, consiguiendo así unos resultados mucho más precisos en la zona que nos interesa analizar.

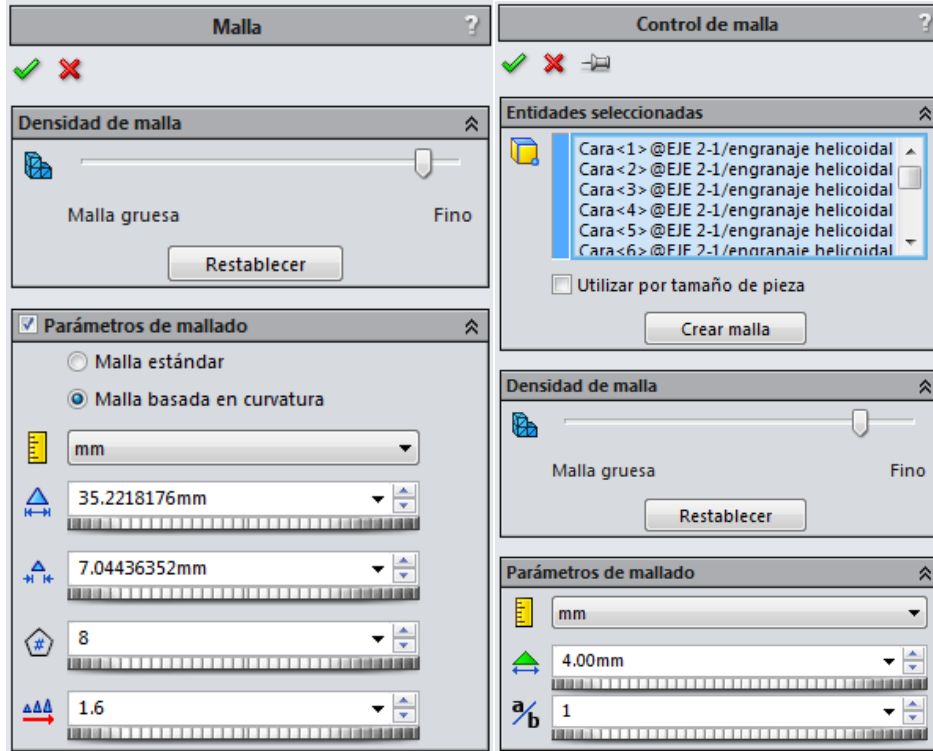


Imagen 23. Malla basada en curvatura y control de malla en la zona de contacto entre dientes.

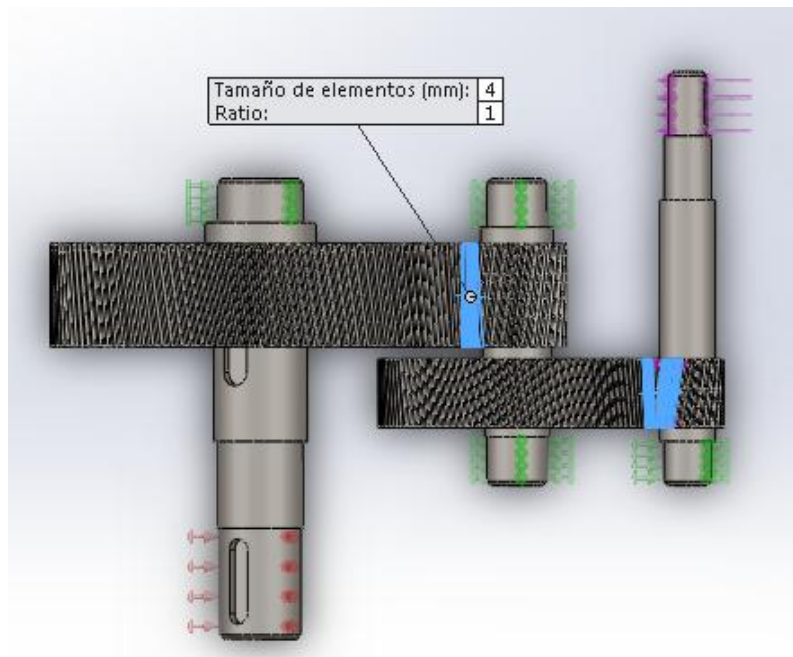


Imagen 24. Detalle de la aplicación del control de malla.

En las siguientes imágenes se pueden observar el resultado del mallado del sistema, incluyendo el control de mallado que influirá directamente en unos resultados más precisos. Cabe destacar la diferencia que existe en el tamaño de los elementos de malla, siendo estos más gruesos en las zonas en las que el engranaje no soporta tanta tensión, y mucho más fino en la zona de los dientes del engranaje.

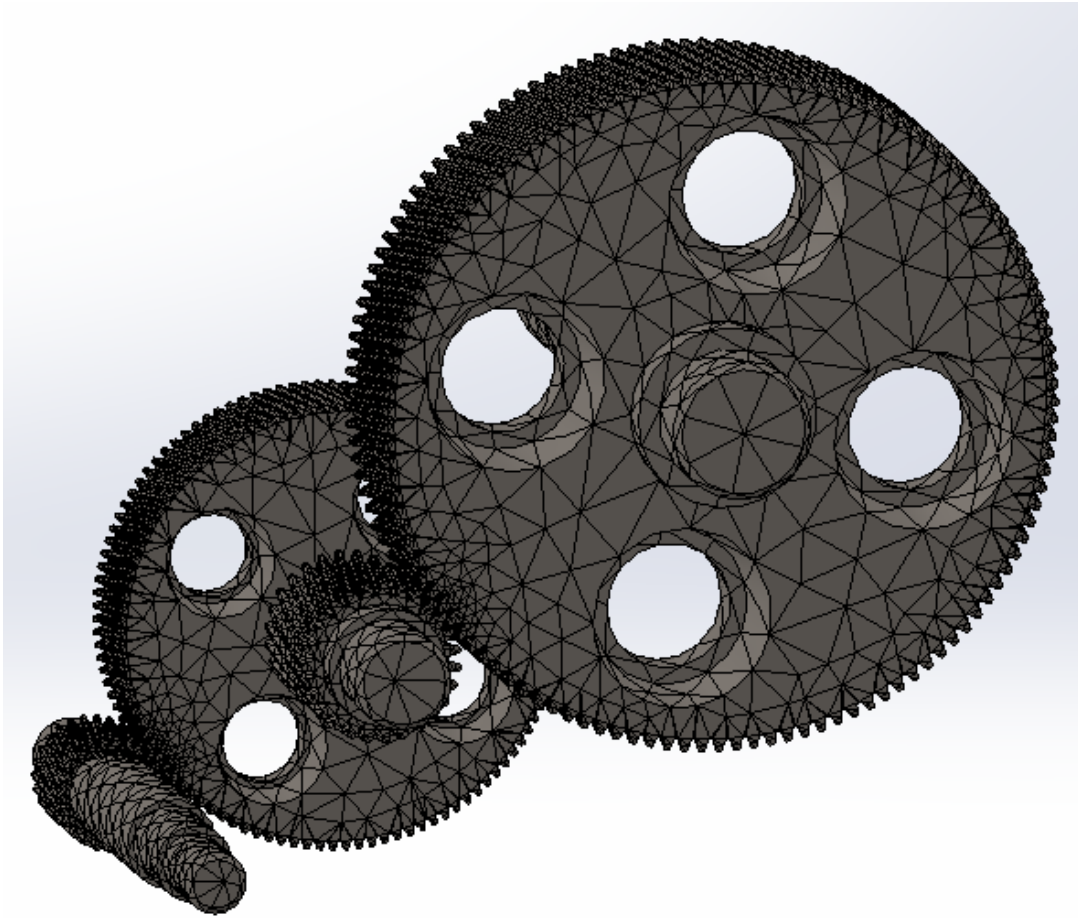


Imagen 25. Mallado del sistema reductor.

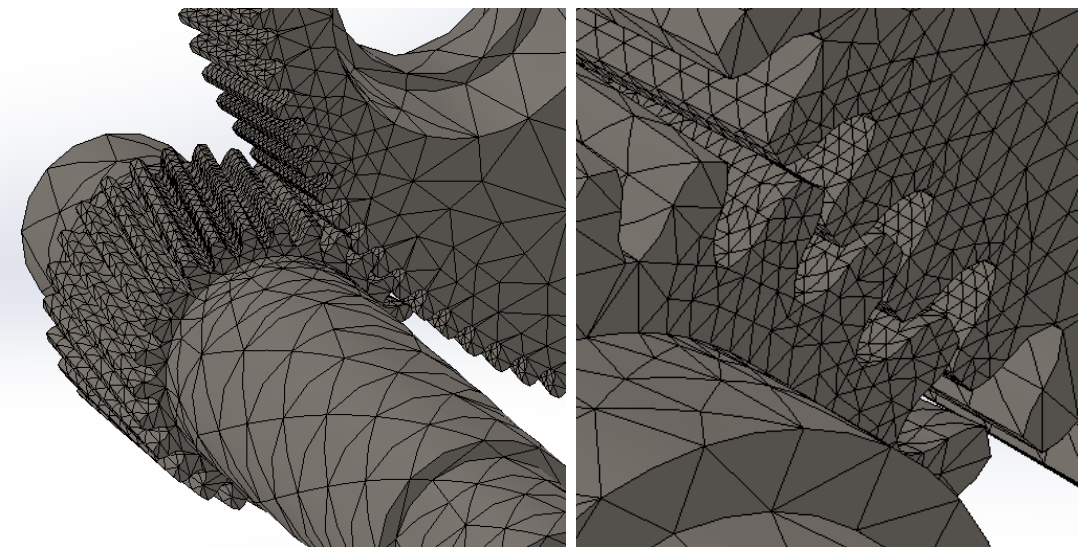


Imagen 26. Detalle del control de mallado en la zona de contacto entre dientes.

7.1.5. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

Una vez que el sistema está totalmente definido, con la correspondiente malla ya creada, el siguiente paso es ejecutar el análisis.

7.1.5.1. RESULTADO DE TENSIONES

Como se puede observar, el valor de tensión máxima sobre el sistema aparece en la zona de contacto entre dientes y tiene un valor en módulo de 213 MPa. Por lo tanto podemos asegurar que el material es capaz de soportar la carga ya que el valor de su límite elástico es de 650 MPa.

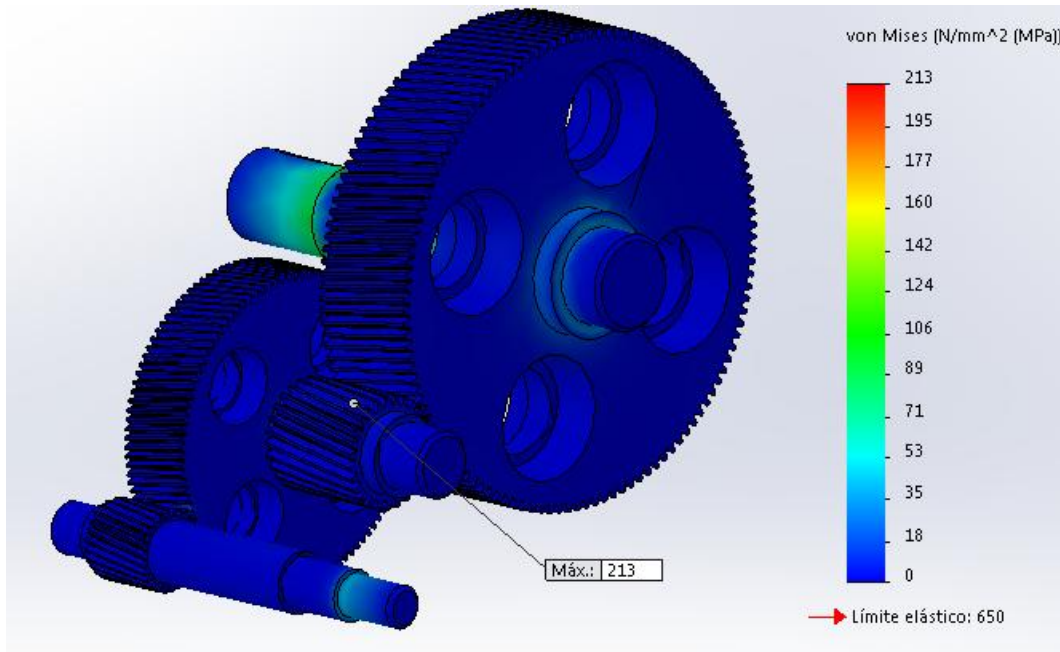


Imagen 27. Resultado de tensiones en el sistema para el análisis estático.

En la imagen siguiente, se detalla la zona en la que aparece el valor de mayor tensión.

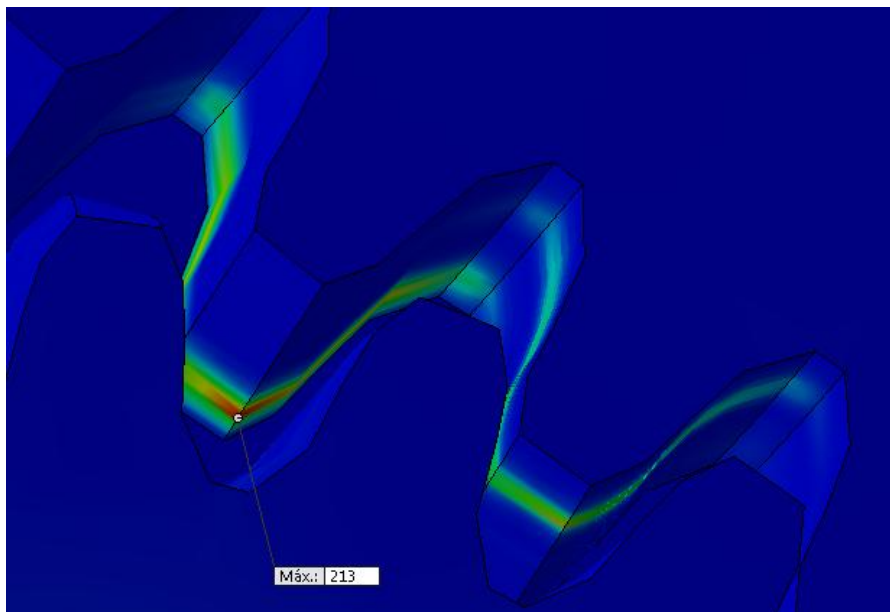


Imagen 28. Detalle de tensión máxima en la zona de contacto entre dientes.

7.1.5.2. RESULTADO DE DESPLAZAMIENTOS

En este apartado se han calculado los desplazamientos originados en el sistema, a consecuencia del par motor introducido. El desplazamiento máximo que experimenta el sistema es de 0,104 mm.

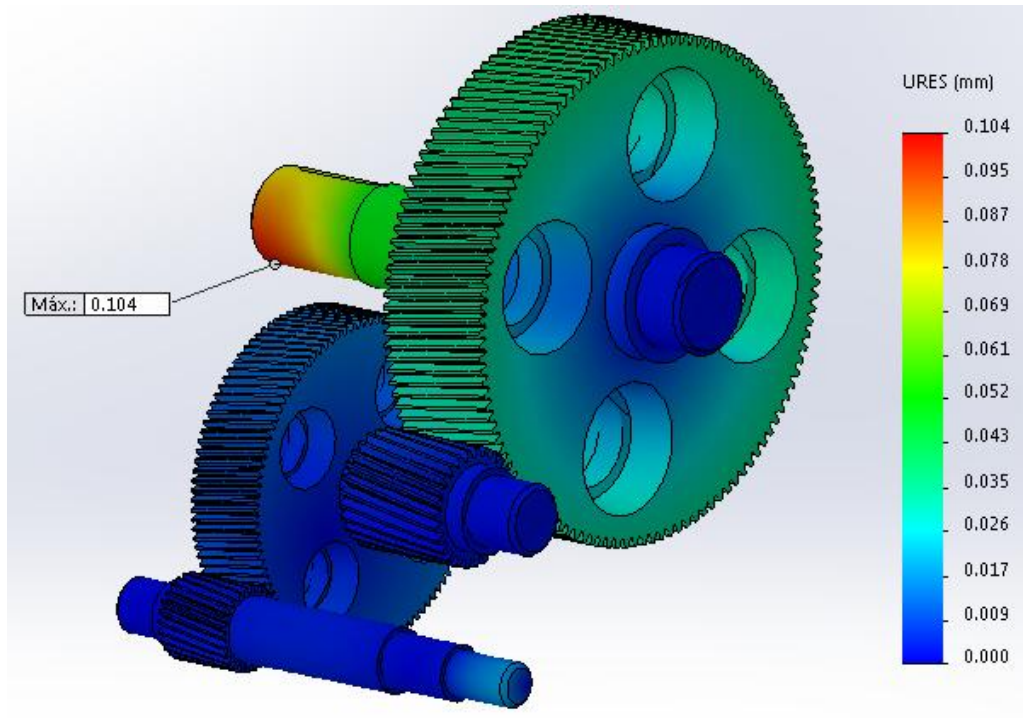


Imagen 29. Resultado de desplazamientos en el sistema para el análisis estático.

En la imagen 30 se puede apreciar como el centro del eje, en azul, no sufren ningún desplazamiento, lo que supone que no aparecen desalineamientos. Esto es debido a la estabilización de la rotación del eje que se ha aplicado en la sujeción de rodamientos.

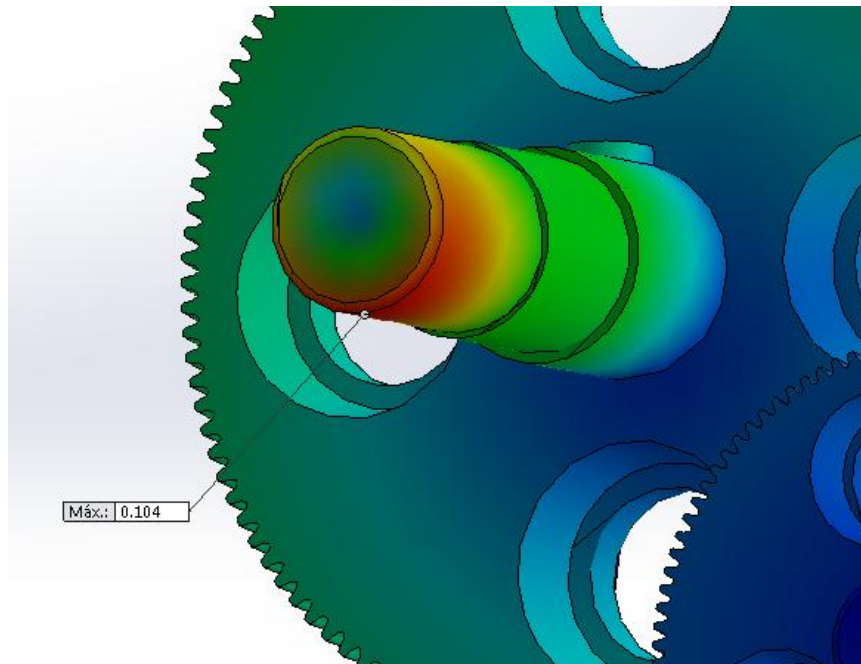


Imagen 30. Detalle de desplazamientos.

7.1.5.3. RESULTADO DEL FACTOR DE SEGURIDAD

El coeficiente de seguridad, factor de seguridad en SolidWorks, es un parámetro muy importante en el diseño y cálculo de máquinas. Se puede definir como un número por el cual se divide la resistencia real del material para obtener la tensión admisible en el mismo y que se igualará a la tensión de trabajo calculada en la pieza. Se trata de un número adimensional generalmente comprendido, en sus valores más extremos, entre 3 y 15, cuando se calcula bajo criterios estáticos.

Como se puede apreciar en la imagen 31, el valor mínimo de factor de seguridad en el sistema es de 3,052 y se sitúa en la zona de contacto entre dientes.

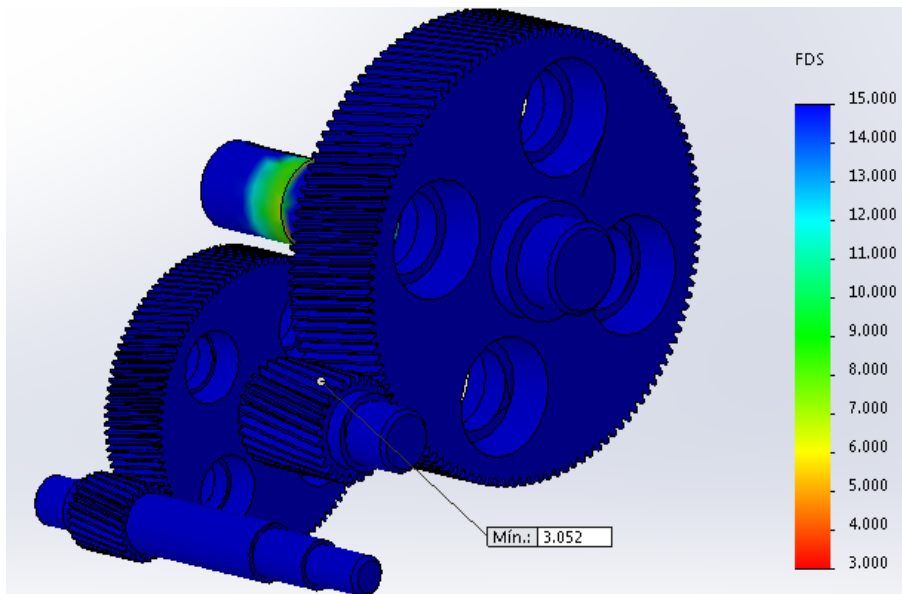


Imagen 31. Factor de seguridad del sistema reductor para el análisis estático.

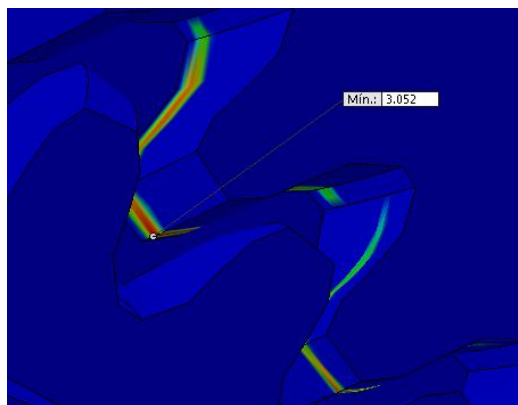


Imagen 32. Zona con el mínimo coeficiente de seguridad.

En el ANEXO 2 se detalla una tabla con el coeficiente de seguridad en cálculos estáticos.

Tras realizar un primer análisis estático al sistema reductor, se puede afirmar que el material funciona perfectamente bajo las condiciones de trabajo que se especifican y es, por tanto, adecuado para soportar las tensiones generadas.

El coeficiente de seguridad del sistema permite asegurar el correcto funcionamiento de los elementos y se encuentra comprendido entre los valores orientativos del coeficiente de seguridad para el cálculo bajo criterios estáticos, que tienen en cuenta el tipo de carga aplicada sobre elemento y el tipo de material.

7.2. ANÁLISIS DINÁMICO

El análisis dinámico se ha llevado a cabo mediante “SolidWorks Motion”. El movimiento de los componentes que forman parte del ensamblaje durante la simulación, está determinado por varios factores como por ejemplo las uniones que conectan a las partes, el movimiento motor del que se dote al modelo, las propiedades físicas y mecánicas de los componentes, las fuerzas aplicadas tanto al conjunto como a las piezas por separado, y por supuesto, el tiempo. “SolidWorks Motion” permite regular todos estos parámetros y ver los efectos que estos cambios producen en cada instante sobre el conjunto.

“SolidWorks Motion” incluye tres herramientas de estudio de movimiento:

- Animación.
- Movimiento básico.
- Análisis de movimiento.

“Análisis de movimiento” se utiliza para simular y analizar de forma precisa en un ensamblaje los efectos del movimiento en los elementos. Este tipo de movimiento utiliza solvers cinemáticos potentes, desde el punto de vista del cálculo, y tiene en cuenta las propiedades del material así como la masa y la inercia.

7.2.1. MOTOR ROTATORIO

Para generar el movimiento de giro en el sistema, es necesario introducir un motor. En el análisis de movimiento se ha aplicado un motor rotatorio en el que se puede ajustar la velocidad de giro, que además es dato, y que tiene un valor en módulo de 1000 rpm.

En la imagen 33 se puede apreciar en color rojo cómo se ha colocado el motor, en el eje de entrada o eje rápido.

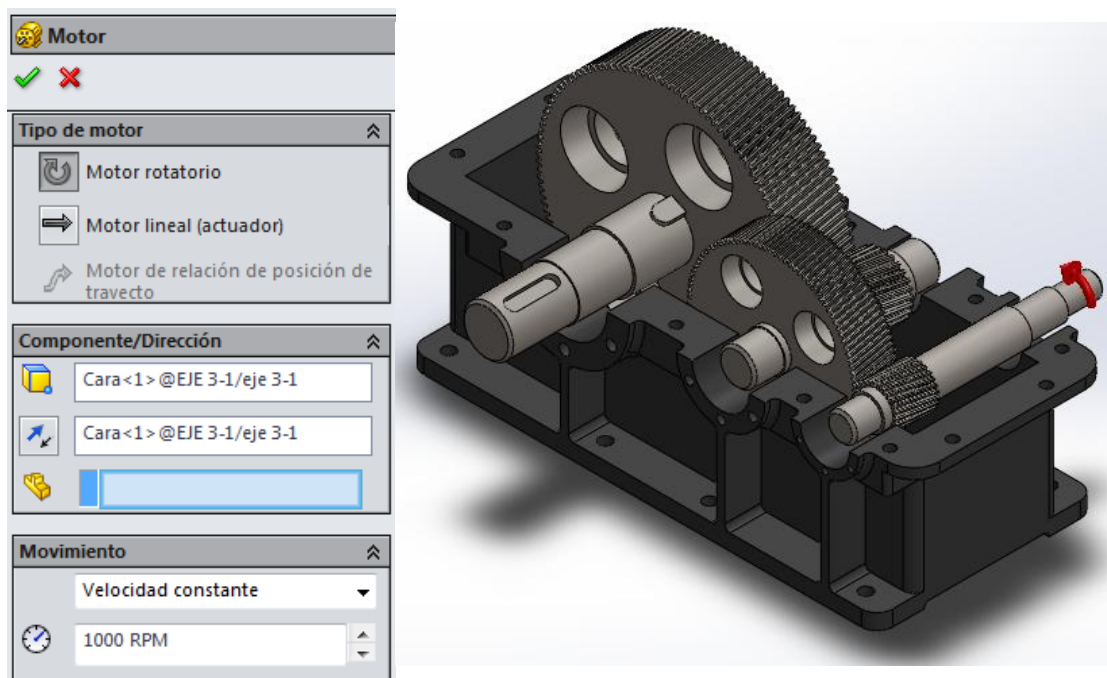


Imagen 33. Introducción de motor rotatorio en el sistema reductor.

7.2.2. MOMENTO APLICADO

Introduciendo un fuerza de torsión a la salida, de valor 7485 Nm, el mismo que se ha utilizado en el cálculo estático, podemos comprobar si los resultados que se obtienen son los correctos. Se puede observar como se ha aplicado la torsión en el sistema en la imagen 34, en color azul.

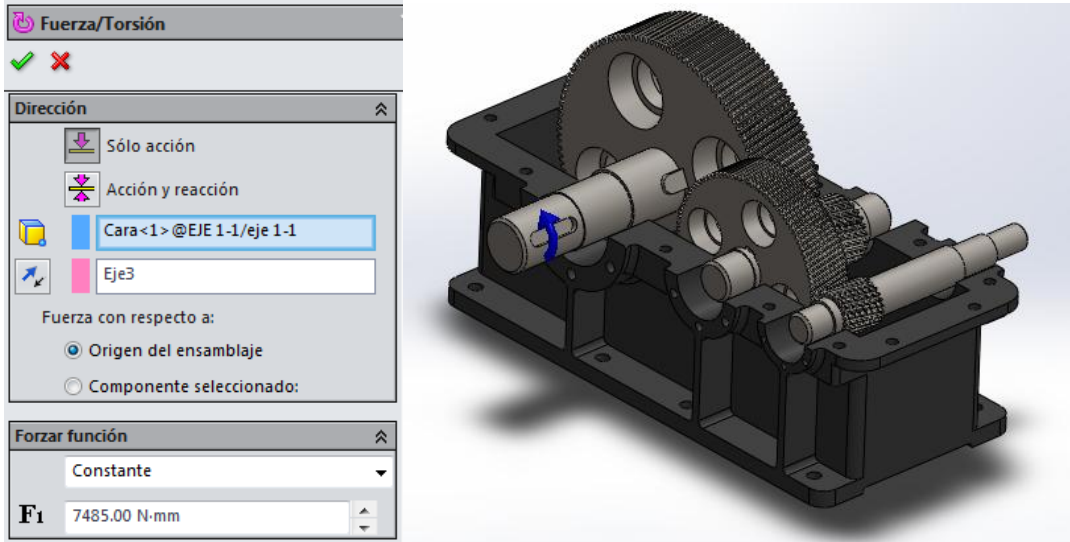


Imagen 34. Fuerza de torsión aplicada.

7.2.3. CONTACTO ENTRE COMPONENTES

Se han definido cuatro pares de contactos, los que existen entre cada uno de los engranajes. Esta aplicación permite definir el tipo de material que interviene en el contacto, en este caso acero engrasado ya que, como se ha señalado anteriormente, el sistema necesita una buena lubricación. De esta forma se pueden ajustar parámetros como la fricción o la viscosidad.

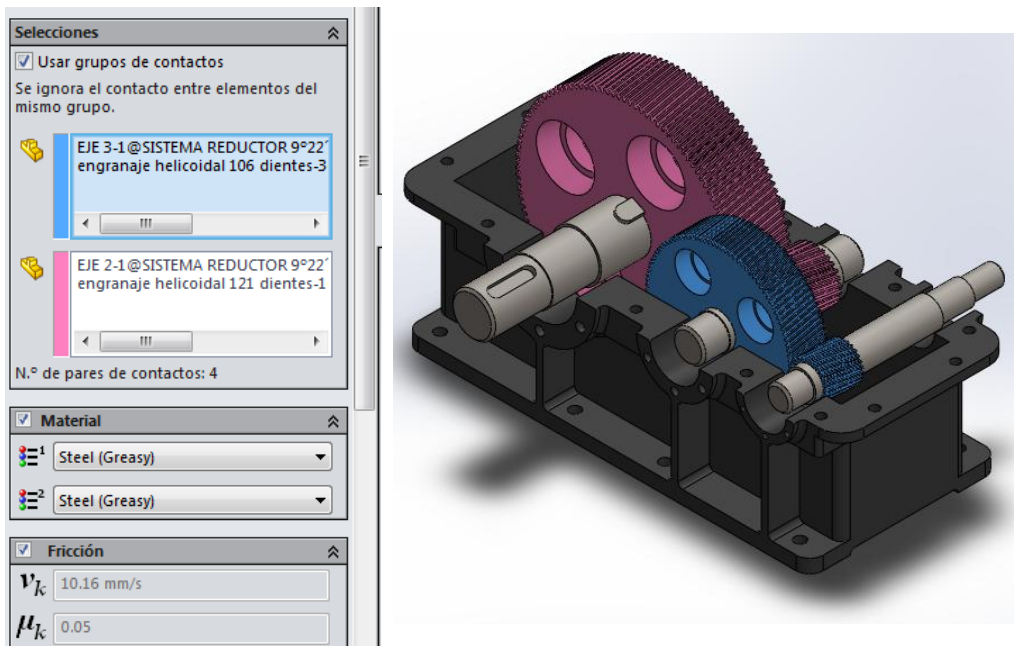


Imagen 35. Contacto entre componentes en el análisis de movimiento.

7.2.4. GRAVEDAD

Para hacer que el análisis del sistema sea lo más ajustado a la realidad, se ha introducido el efecto de la gravedad. De esta forma se tienen en cuenta, para el cálculo, las masas de los engranajes y también de los ejes. En la imagen 36 se puede apreciar, en color verde, la fuerza de gravedad.

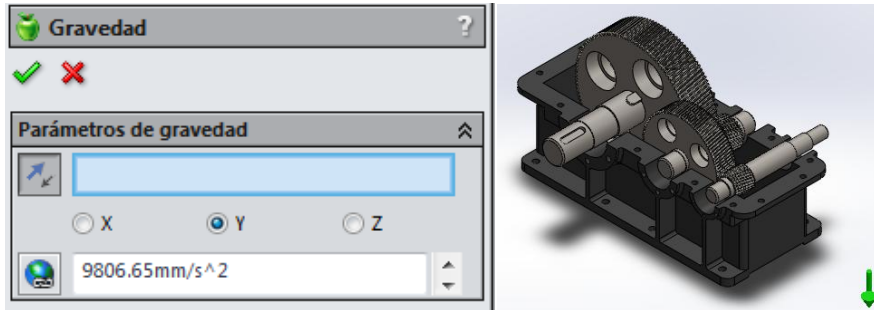


Imagen 36. Fuerza de gravedad introducida en el sistema.

7.2.5. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DINÁMICO

El análisis dinámico permite obtener distintos resultados. A continuación se muestran la velocidad angular y el par de torsión al cual están sometidos cada uno de los ejes. Este par torsor presenta fluctuaciones en las gráficas, debidas a las iteraciones en el proceso de cálculo. La velocidad angular aparece en los gráficos en unidades de [°/s]. Con la siguiente conversión se obtienen en [rpm]:

$$velocidad \left[\frac{^\circ}{s} \right] * \left[\frac{2\pi \text{ rad}}{360^\circ} \right] * \left[\frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \right] * \left[\frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \right] = velocidad [rpm]$$

7.2.5.1. VELOCIDAD ANGULAR EJE 1

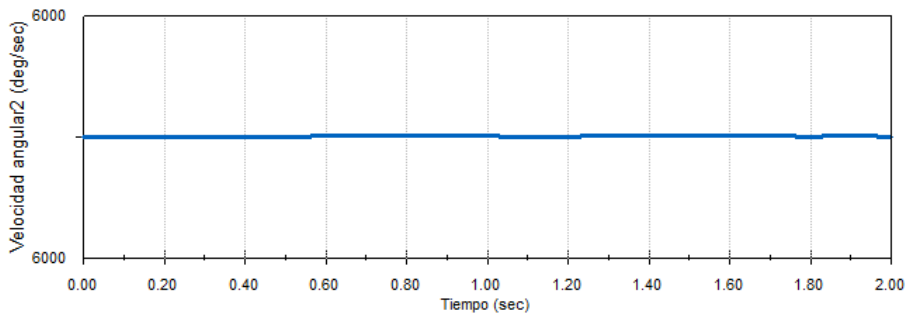


Gráfico 1. Velocidad angular eje 1.

7.2.5.2. FUERZA DE TORSIÓN EJE 1

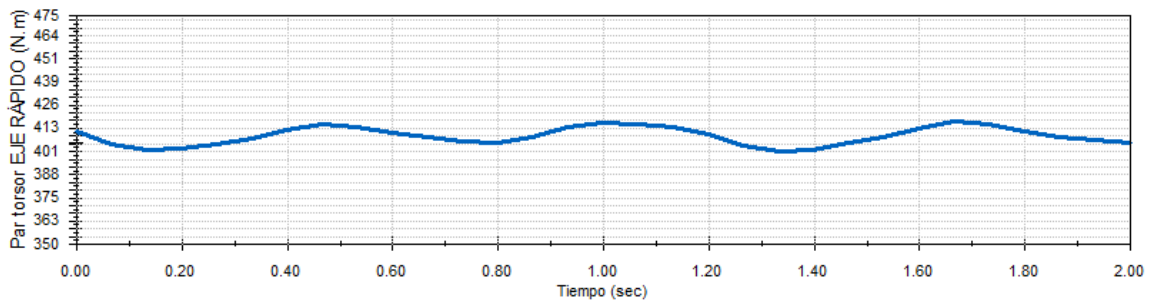


Gráfico 2. Fuerza de torsión eje 1.

7.2.5.3. VELOCIDAD ANGULAR EJE 2

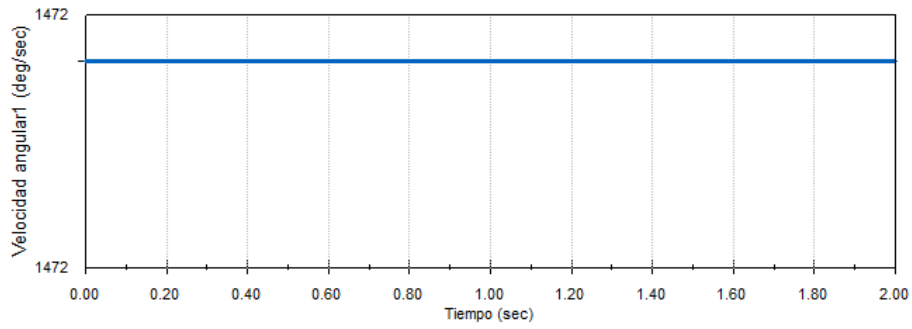


Gráfico 3. Velocidad angular eje 2.

7.2.5.4. FUERZA DE TORSIÓN EJE 2

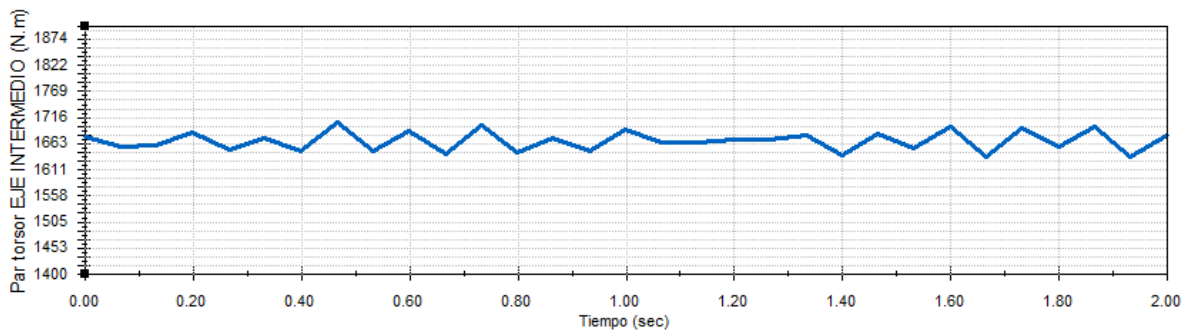


Gráfico 4. Fuerza de torsión eje 2.

7.2.5.5. VELOCIDAD ANGULAR EJE 3

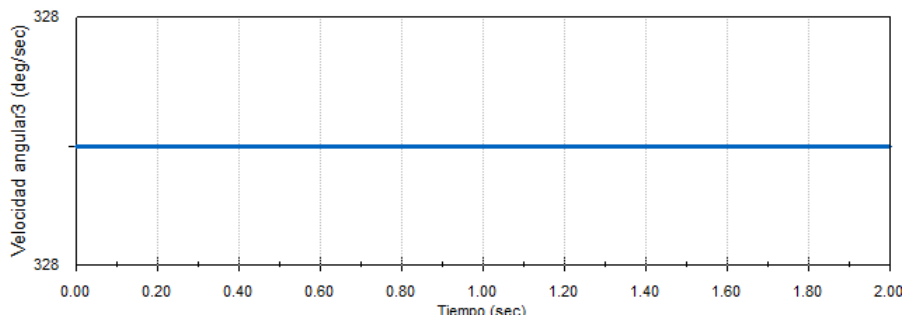


Gráfico 5. Velocidad angular eje 3.

7.2.5.6. FUERZA DE TORSIÓN EJE 3

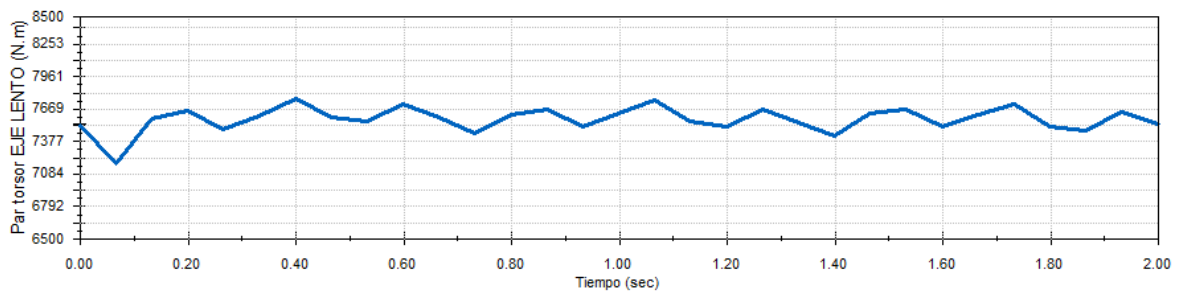


Gráfico 6. Fuerza de torsión eje 3.

7.3. ANÁLISIS DE FATIGA

La resistencia a la fatiga se define como la máxima tensión que el material puede resistir sin romperse antes de un cierto número de ciclos, el cual nos proporciona el diagrama S-N. En este caso se ha aplicado un modelo de fallo de vida total (total life), basado en los niveles de tensiones solamente. Es el método más tradicional y representa aplicaciones de fatiga de alto ciclo adecuadamente. Para la obtención de la curva S-N se ha empleado como método analítico de aproximación un ajuste logarítmico-logarítmico. Con este método lo que se pretende es conseguir que el sistema tenga una vida infinita, por lo que el número de ciclos que debe soportar el sistema tiene que ser mayor de $6 \cdot 10^6$ ciclos. Los cálculos utilizados para la obtención de la curva S-N se pueden consultar en el ANEXO 5.

7.3.1. INTRODUCCIÓN DE LA CURVA S-N

El software SolidWorks no tiene definidas las curvas S-N de los materiales, por lo que es necesario introducirlas a mano.

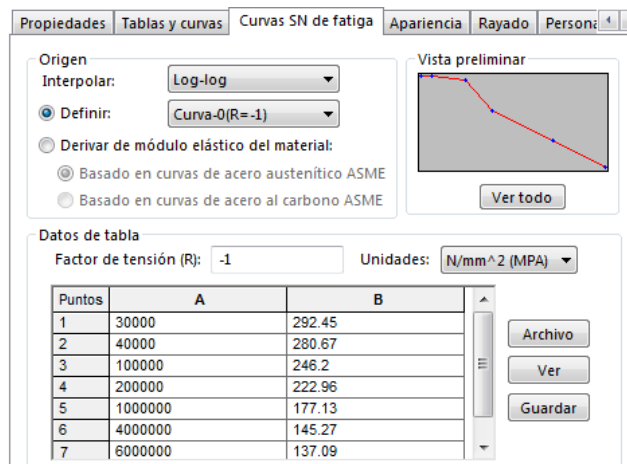


Imagen 37. Introducción de la curva S-N del acero aleado 34CrMo4.

7.3.2. RESULTADO DE PORCENTAJE DE DAÑO

El porcentaje de daño máximo es de 1,905% y aparece en la zona de contacto entre dientes.

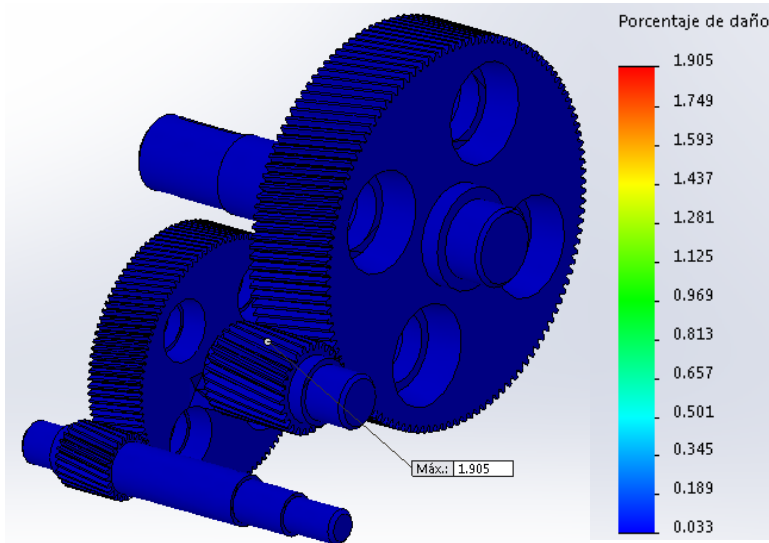


Imagen 38. Porcentaje de daño en el sistema reductor.

7.3.3. RESULTADO DE VIDA A FATIGA

Se puede considerar que el sistema reductor tiene vida infinita a fatiga ya que prácticamente todo el sistema aguanta, al menos, 6.000.000 de ciclos.

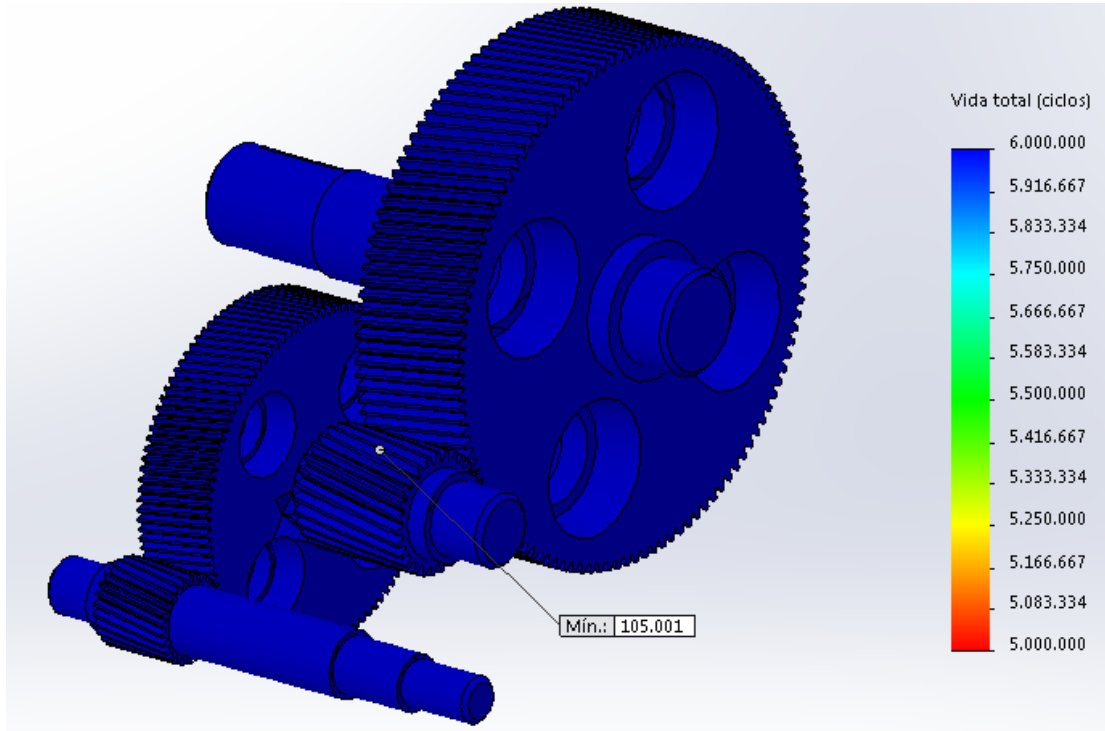


Imagen 39. Vida a fatiga del sistema reductor.

En la siguiente imagen se puede apreciar la única zona que se sitúa por debajo de los $6 \cdot 10^6$ ciclos, precisamente en la zona de contacto entre dientes, y que tiene una vida a fatiga de 105.001 ciclos.

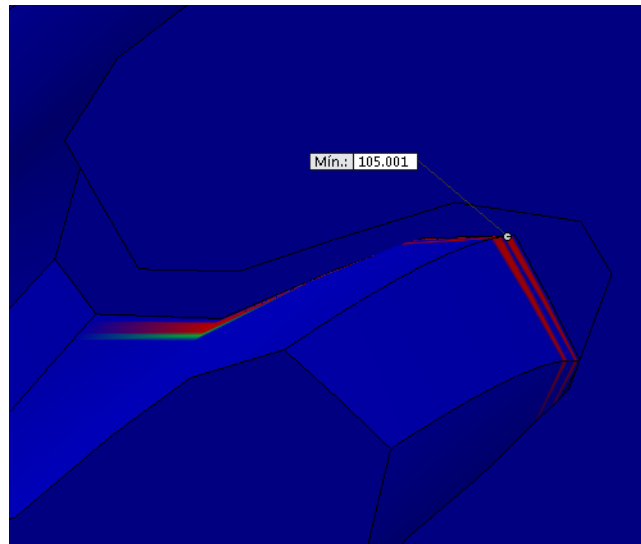


Imagen 40. Zona por debajo de la vida infinita a fatiga.

Una posible solución, al bajo ciclo que aparece en esta zona concreta, es aplicar un tratamiento de nitruración a los engranajes. La nitruración es un proceso utilizado para endurecimiento superficial que consiste en la penetración de nitrógeno en la capa superficial del material. La dureza y la gran resistencia al desgaste proceden de la formación de los nitruros que forman el nitrógeno y los elementos presentes en el acero al que se le aplica el tratamiento.

8. ANÁLISIS DE LOS EJES

En este apartado se ha realizado un análisis estático a cada uno de los ejes que forman el sistema reductor. De esta forma se han obtenido las tensiones que aparecen en cada eje y se ha indicado el valor de las mismas en las zonas más desfavorables. En el apartado CÁLCULOS, se detallan los cálculos teóricos realizados sobre cada eje de forma numérica, identificando de esta forma las zonas de mayor tensión de cada uno de los ejes.

8.1. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL EJE 1

La forma de proceder para la realización del análisis es similar a la que se ha aplicado al sistema reductor. La principal diferencia que aparece es que, en este caso, se han introducido unas sujeciones específicas para la zona sobre la que se apoyan los rodamientos. Por otra parte, se ha introducido el momento torsor en la entrada, y otro momento torsor del mismo módulo pero sentido contrario en el engranaje. En la siguiente imagen se detalla cómo se ha aplicado cada una de las condiciones.

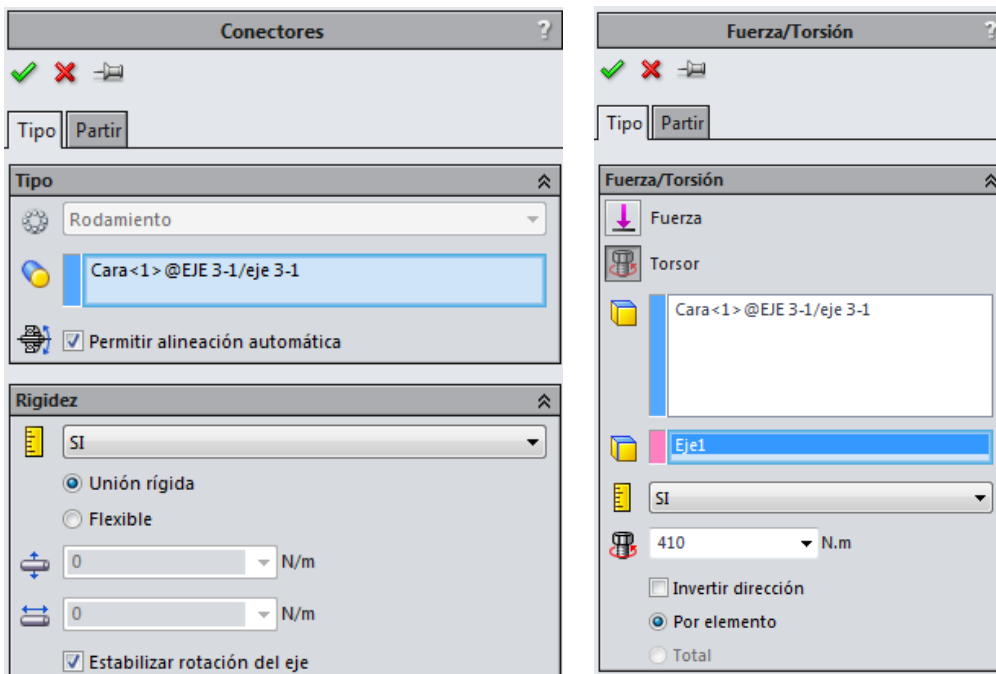


Imagen 41. Sujeción de rodamientos y momento torsor en el eje.

Las sujeciones de rodamientos aparecen en la imagen 42 en color azul, mientras que los momentos torsores, aplicados uno en la entrada del eje y otro en la cara interna del engranaje, se pueden observar en la imagen 43 en color rosa.

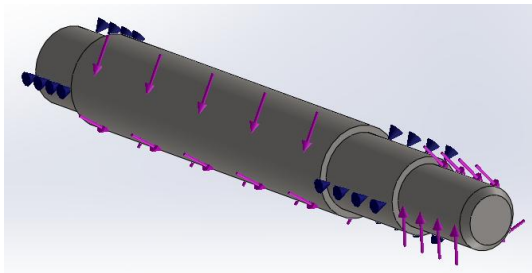


Imagen 42. Sujeciones y momentos aplicados.

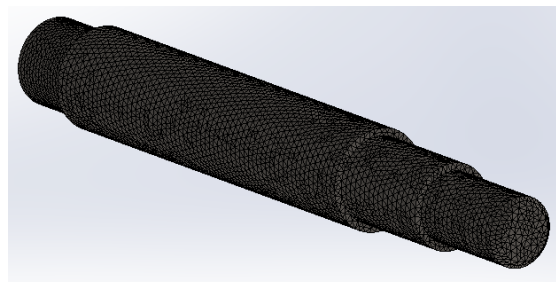


Imagen 43. Mallado del eje 1.

RESULTADO DE TENSIONES EN EL EJE 1

La tensión que aparece en la zona más desfavorable, donde se sitúa el engranaje, es de 16,92 MPa. La zona donde aparece la mayor tensión se sitúa en uno de los cambios de sección del eje.

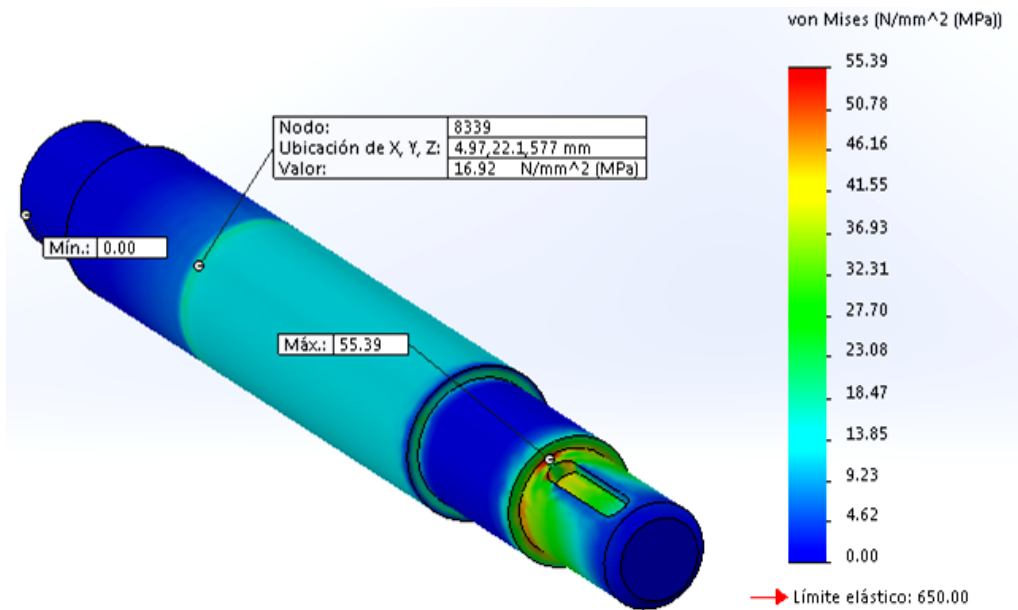


Imagen 44. Resultado de tensiones en el eje 1.

8.2. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL EJE 2

Se han aplicado las sujeciones de rodamientos y el momento torsor del eje, uno en cada zona donde se sitúan los engranajes, del mismo valor y sentido opuestos.

RESULTADO DE TENSIONES EN EL EJE 2

La tensión que aparece en la zona más desfavorable es de 32,94 MPa.

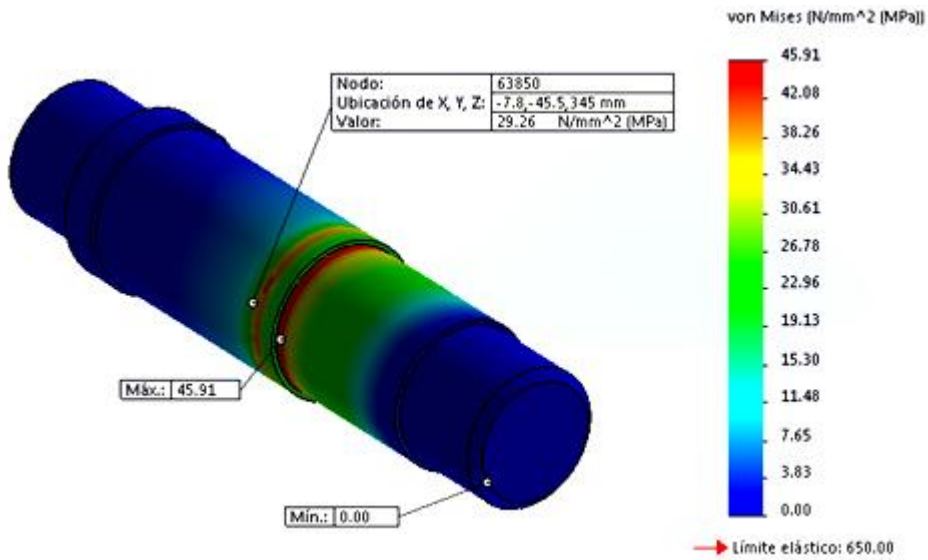


Imagen 45. Resultado de tensiones en el eje 2.

8.3. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL EJE 3

Por último, se ha realizado un análisis estático en el eje 3, con las cargas y sujeciones necesarias.

RESULTADO DE TENSIONES

La tensión que aparece en la zona más desfavorable, donde se sitúa el engranaje, es de 39,56 MPa.

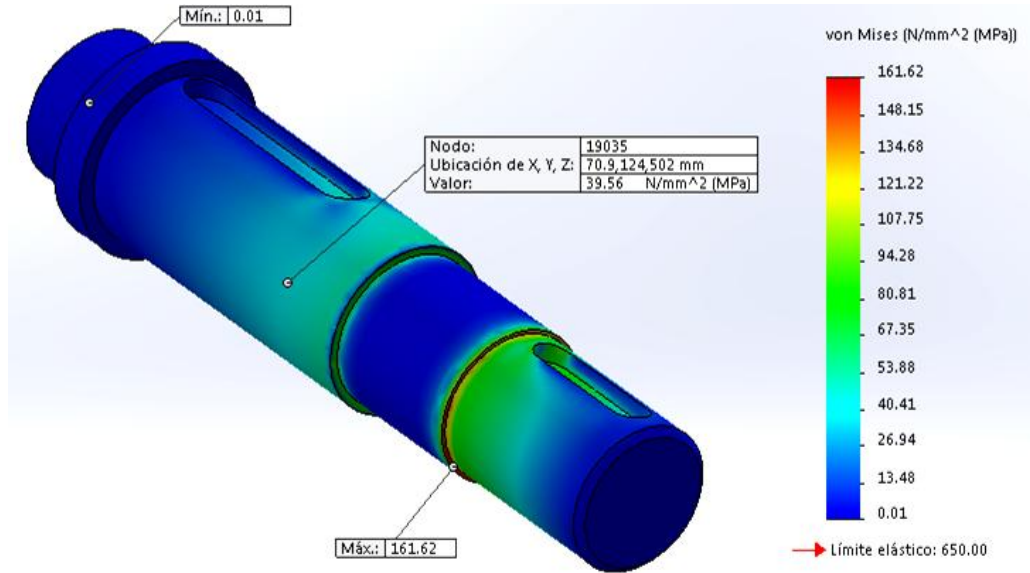


Imagen 46. Resultado de tensiones en el eje 3.

8.4. RESUMEN DE TENSIONES EN LOS EJES

Como se ha podido ver, las zonas en las que el eje cambia de sección presentan singularidades en las que aparecen picos de tensión. Sin embargo, los valores que interesan conocer son aquellos situados en las zonas más desfavorables. En la siguiente tabla se especifican estos resultados.

TENSIONES EN LAS ZONAS MÁS DESFAVORABLES		
EJE 1	EJE 2	EJE 3
16,92	26,26	39,56
MPa	MPa	MPa

Tabla 13. Tensiones en las zonas más desfavorables de los ejes calculadas en SolidWorks.

En la tabla 14 se puede comprobar la diferencia que existe entre estos resultados y los obtenidos teóricamente.

	EJE 1	EJE 2	EJE 3
TENSIONES OBTENIDAS EN SOLIDWORKS [MPa]	16,92	29,26	39,56
TENSIONES OBTENIDAS TEÓRICAMENTE [MPa]	17,02	29,66	40,64

Tabla 14. Diferencia entre los cálculos teóricos y los obtenidos en SolidWorks.

En la siguiente tabla aparecen los coeficientes de seguridad de los ejes.

COEFICIENTE DE SEGURIDAD		
EJE 1	EJE 2	EJE 3
11,73	14,15	4,02

Tabla 15. Coeficientes de seguridad de los ejes.

9. MEJORA DEL DISEÑO

El sistema reductor que se ha analizado es el que se ha seleccionado en el libro Atlas de las Máquinas como ya he mencionado anteriormente. En el plano sobre el que se ha trabajado, venía determinada la geometría de los engranajes y, en concreto, el ángulo de inclinación de los dientes. Este ángulo tiene un valor de $9^{\circ}22'$ y el análisis que se ha realizado pertenece a esta configuración. Sin embargo, una de las características de los engranajes de dientes helicoidales es que el ángulo de inclinación de los dientes suele estar comprendido entre los 15° y los 30° .

Por este motivo he realizado un nuevo modelo de sistema de reducción en el que el ángulo de inclinación de los dientes es de 15° .

Por otro lado, se va a estudiar la variación que produce introducir unos engranajes helicoidales dobles en lugar de unos simples.

También se ha analizado la posibilidad de introducir un cambio en el material de los engranajes y los ejes del sistema reductor.

9.1. VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN

Los datos de los nuevos engranajes que se proponen son los mismos que en el caso inicial pero con una diferencia, ahora el ángulo de inclinación es de 15° .

9.1.1. INFLUENCIA DE LA VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN

El ángulo de inclinación de los dientes de los engranajes determina las fuerzas que actúan sobre ellos. Si se tienen en cuenta las fórmulas para el cálculo de dichas fuerzas, se puede determinar la influencia que produce su variación:

$$F_{t1} = \frac{9550 * 10^3 * N}{n * \frac{D_{p1}}{2}}$$

$$A_1 = F_{t1} * \operatorname{tg} \mu$$

$$V_1 = \frac{F_{t1}}{\cos \mu} * \operatorname{tg} \alpha$$

Se puede observar como para un valor de fuerza tangencial dado, la fuerza axial y la fuerza radial dependen del valor del ángulo de inclinación. Influencia del ángulo de inclinación sobre las fuerzas A y V:

- **A:** Un aumento de μ conlleva un aumento en el valor de la fuerza A.
- **V:** Un aumento de μ implica también un aumento del valor de la fuerza V.

Sin embargo, estas variaciones, además de ser muy bajas, no influyen en los cálculos de los engranajes, en los que la fuerza que se tiene en cuenta es la tangencial. Sí que influyen en los cálculos de los ejes que, por otro lado, tienen un coeficiente de seguridad muy alto y, por tanto, no supone ningún problema.

Por otro lado, un aumento del ángulo de inclinación de los dientes provoca que exista un mayor contacto a lo largo de la anchura de los flancos de los dientes, de forma que existe una mayor zona para la distribución de las tensiones generadas en la transmisión.

Por este motivo, es probable que al aumentar el ángulo de inclinación μ , exista una posible reducción en el valor de las tensiones generadas. El software SolidWorks, puede despejar estas dudas.

9.1.2. ANÁLISIS ESTÁTICO

Del mismo modo que en el análisis estático del sistema con un ángulo de inclinación de $9^{\circ}22'$, se ha procedido a definir los contactos, las sujeciones, la carga y el mallado del sistema para un ángulo de 15° . De esta forma se ha ejecutado un nuevo análisis y se han obtenido los nuevos resultados de tensiones, desplazamientos y factor de seguridad. El material asignado es, de nuevo, acero aleado 34CrMo4.

9.1.2.1. RESULTADO DE TENSIONES

La primera variación que se puede obtener del análisis es la reducción en el valor de las tensiones, siendo el valor máximo de 186 MPa frente a los 213 MPa que se obtenían en el caso anterior.

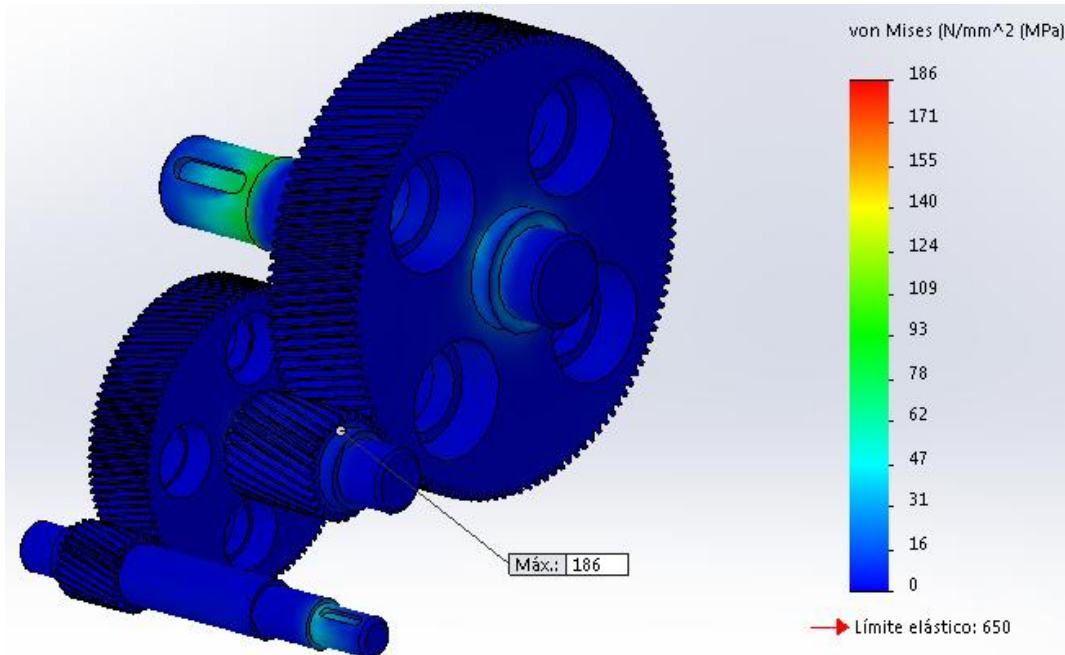


Imagen 47. Resultado de tensiones en el nuevo sistema.

En la imagen 48 se detalla la zona en la que aparece la tensión máxima, de nuevo en la zona de contacto entre dientes.

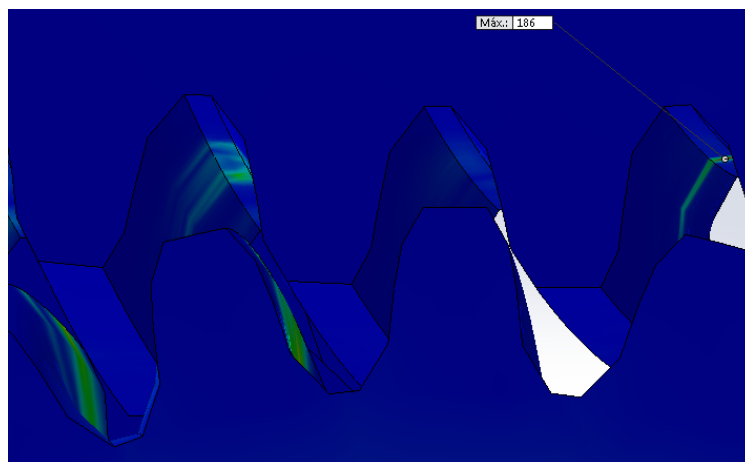


Imagen 48. Detalle de resultado de tensiones en la zona de contacto entre dientes.

9.1.2.2. RESULTADO DE DESPLAZAMIENTOS

El sistema de reducción, con engranajes helicoidales con ángulo de inclinación de 15°, experimenta un desplazamiento máximo de 0,104 mm.

En la imagen 49 aparecen los resultados de los desplazamientos que experimenta el sistema.

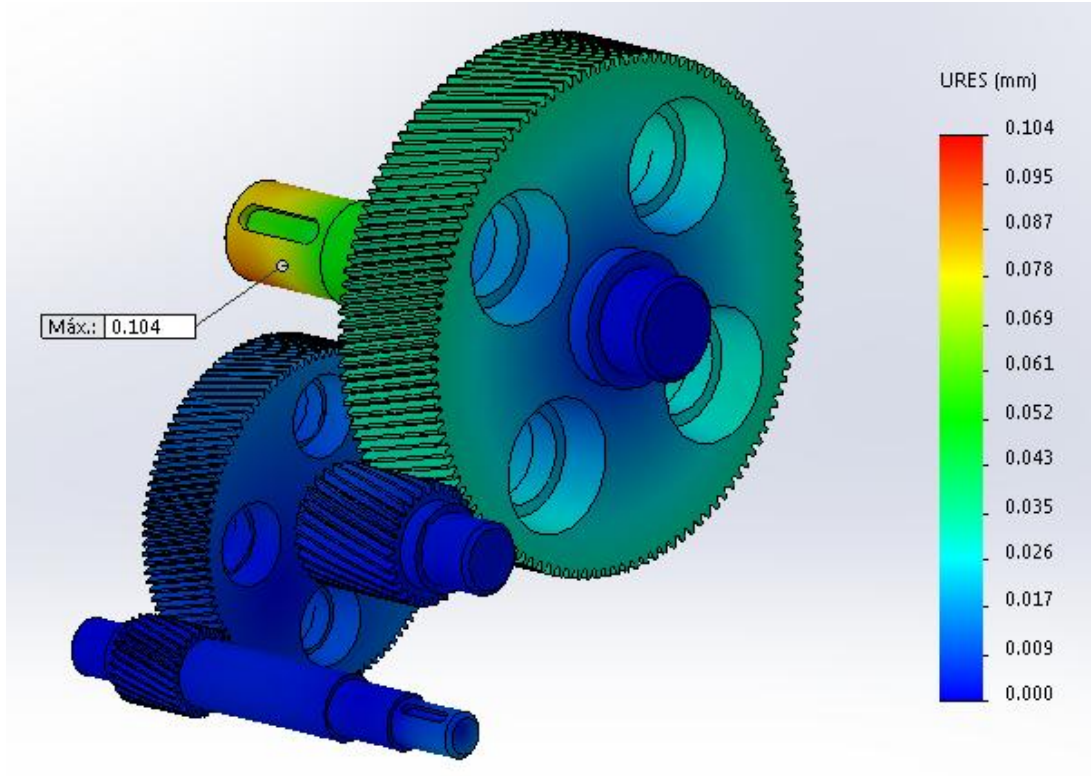


Imagen 49. Resultado de desplazamientos en el nuevo sistema.

En la imagen 50 se aprecia como el eje de salida tiene la zona central azul, lo que significa que no sufre ningún desalineamiento.

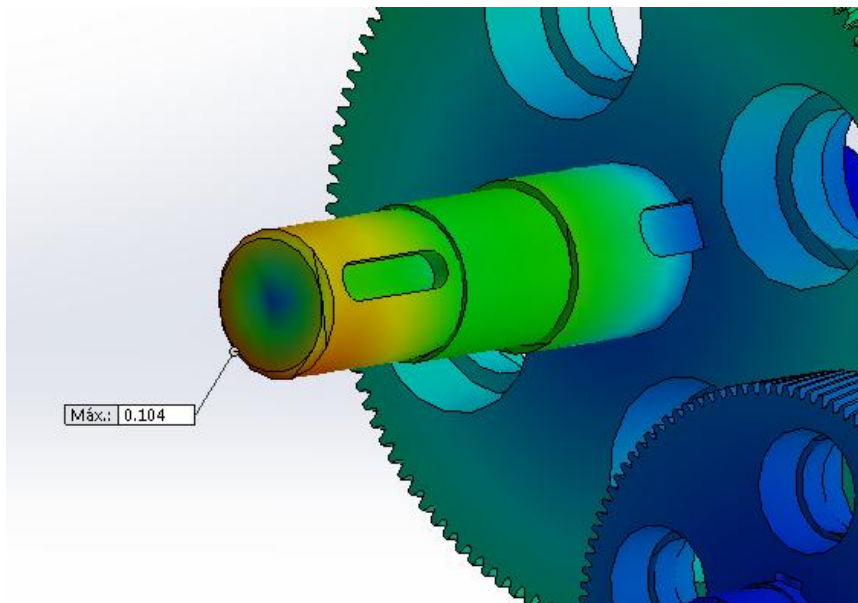


Imagen 50. detalle de los desplazamientos en en nuevo sistema.

9.1.2.3. RESULTADO DEL FACTOR DE SEGURIDAD

A continuación, en la imagen 51, se muestra el resultado del coeficiente de seguridad o factor de seguridad. El efecto que produce la variación del ángulo de inclinación de los dientes se traduce en que el sistema de reducción obtiene ahora un valor de coeficiente de seguridad de 3,5. Es decir, el sistema es ahora más seguro que el sistema anterior, en términos de cálculo a rotura.

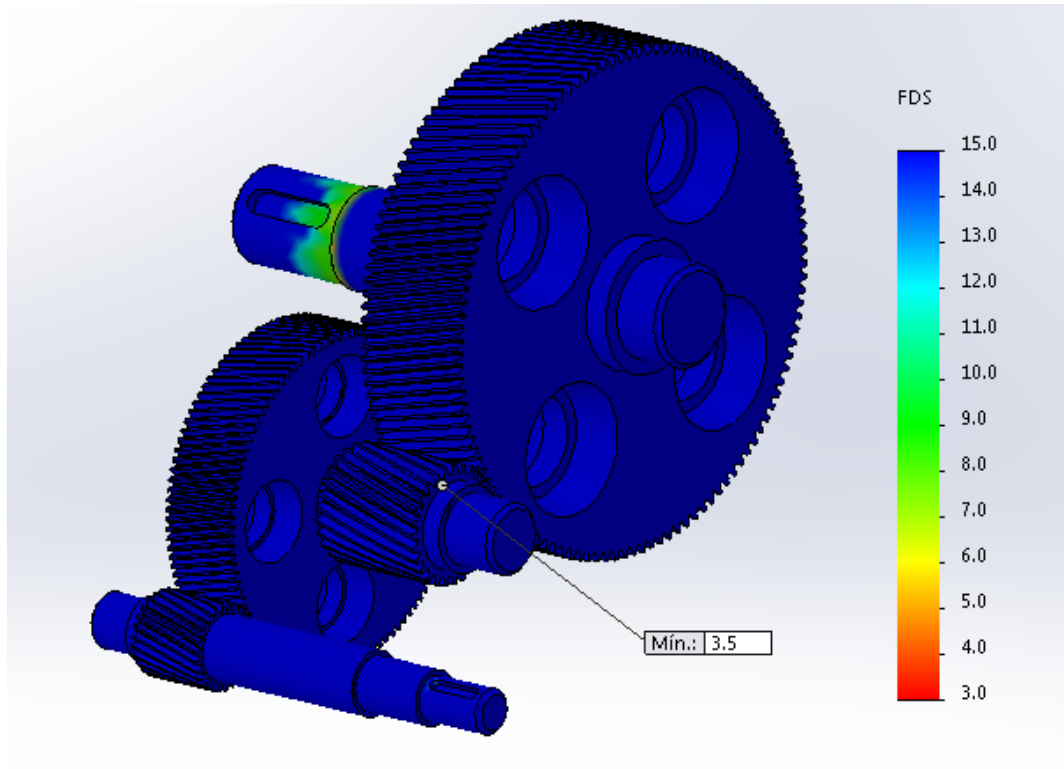


Imagen 51. Resultado del factor de seguridad del nuevo sistema.

9.1.2.4. CONCLUSIONES

Las principales variaciones que se producen son una reducción de las tensiones y un aumento del coeficiente de seguridad. En consecuencia, se puede concluir que el nuevo sistema ofrece una clara ventaja respecto al anterior.

A pesar de que el aumento del ángulo de inclinación hace que aumenten también las fuerzas generadas, el valor de las tensiones se ve reducido debido a que existe un mayor contacto entre dientes, ya que el número de dientes que engranan a la vez es mayor, de forma que existe una mejor distribución de las tensiones generadas a lo largo de la anchura de los dientes de los engranajes.

Una conclusión directa que se puede señalar es que sin necesidad de cambiar el material, se puede reducir notablemente la tensión generada sustituyendo los engranajes por unos cuyo ángulo de inclinación sea 15°.

9.2. SUSTITUCIÓN POR ENGRANAJES HELICOIDALES DOBLES

Este tipo de engranajes fueron inventados por el fabricante de automóviles francés André Citroën, y su principal ventaja respecto a los engranajes helicoidales simples es que consiguen eliminar el empuje axial. Los dientes de los dos engranajes forman una especie de V, característica del logotipo de Citroën, que es la huella que produce la rodadura de estos engranajes.

Los engranajes dobles son una combinación de hélice derecha e izquierda. El empuje axial que absorben los apoyos o cojinetes de los engranajes helicoidales es una desventaja de ellos y ésta se elimina por la reacción del empuje igual y opuesto de una rama simétrica de un engrane helicoidal doble.

Un engrane de doble hélice sufre únicamente la mitad del error de deslizamiento que el de una sola hélice o del engranaje recto. Toda discusión relacionada con los engranes helicoidales sencillos (de ejes paralelos) es aplicable a los engranajes helicoidales dobles, exceptuando que el ángulo de la hélice es generalmente mayor para los helicoidales dobles, puesto que no hay empuje axial.

Con el método inicial de fabricación, los engranajes dobles, conocidos como engranajes de espina, tenían un canal central para separar los dientes opuestos, lo que facilitaba su mecanizado. El desarrollo de las máquinas talladoras mortajadoras por generación hace posible tener dientes continuos, sin el hueco central.

9.2.1. MODELADO DE LOS ENGRANAJES HELICOIDALES DOBLES

En la imagen 52 se puede observar el sistema reductor compuesto por engranajes helicoidales dobles. También se puede apreciar la continuidad existente entre las hélices, sin el hueco central que aparecía en los primeros diseños.

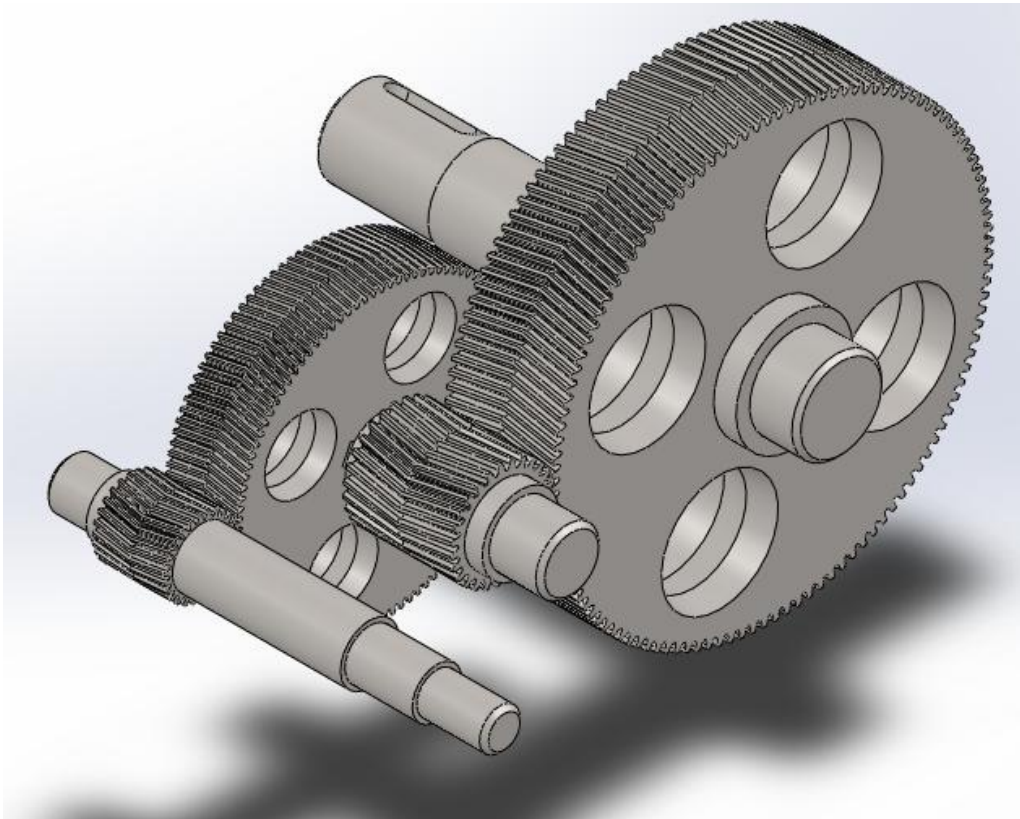


Imagen 52. Modelado de los engranajes helicoidales dobles.

9.2.2. RESULTADO DE TENSIONES

En la imagen 53 se puede apreciar el resultado de tensiones. En este caso el valor de tensión máxima es de 259 MPa y la principal diferencia, respecto al caso inicial, es el lugar en el que aparece este valor máximo, que se sitúa en el extremo del diente en lugar de la zona central.

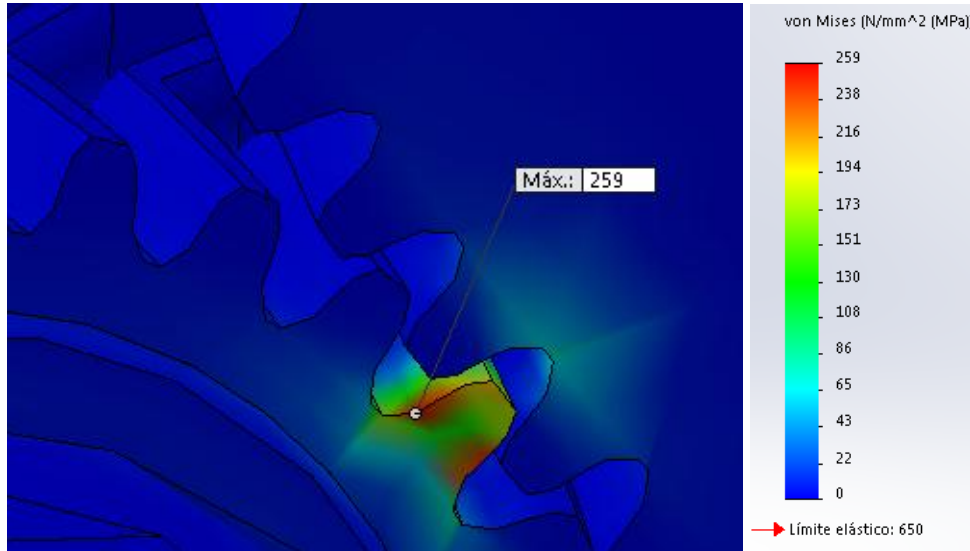


Imagen 53. Resultado de tensiones para el sistema con engranajes helicoidales dobles.

9.2.3. RESULTADO DE DESPLAZAMIENTOS

El resultado de desplazamientos vuelve a ser de 0,104 mm.

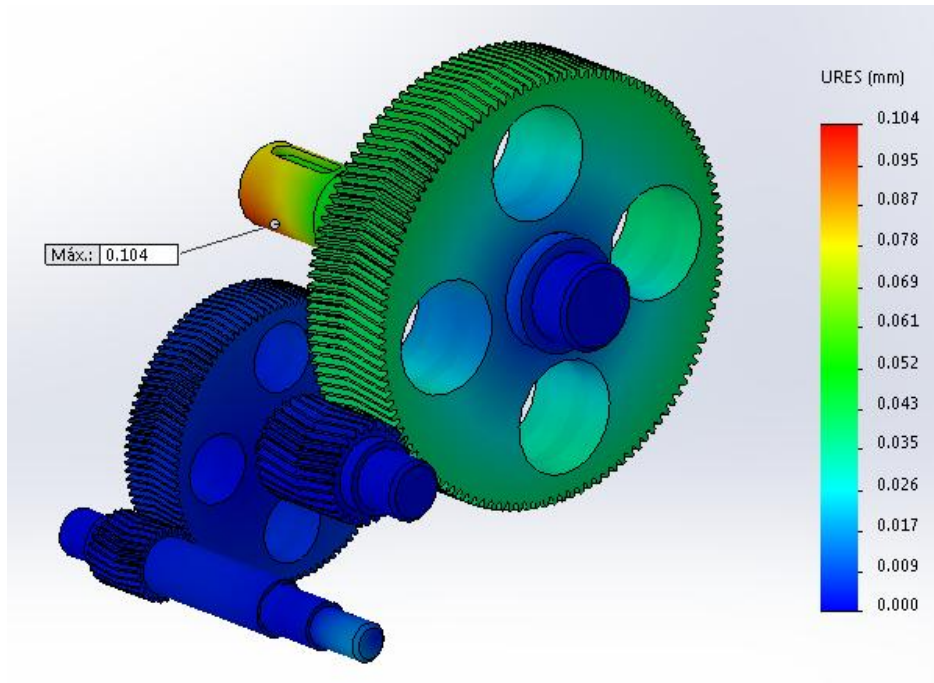


Imagen 54. Resultado de desplazamientos en el sistema con engranajes helicoidales dobles.

9.2.4. RESULTADO DEL FACTOR DE SEGURIDAD

El mínimo valor de coeficiente de seguridad que se obtiene para esta configuración es de 2,51

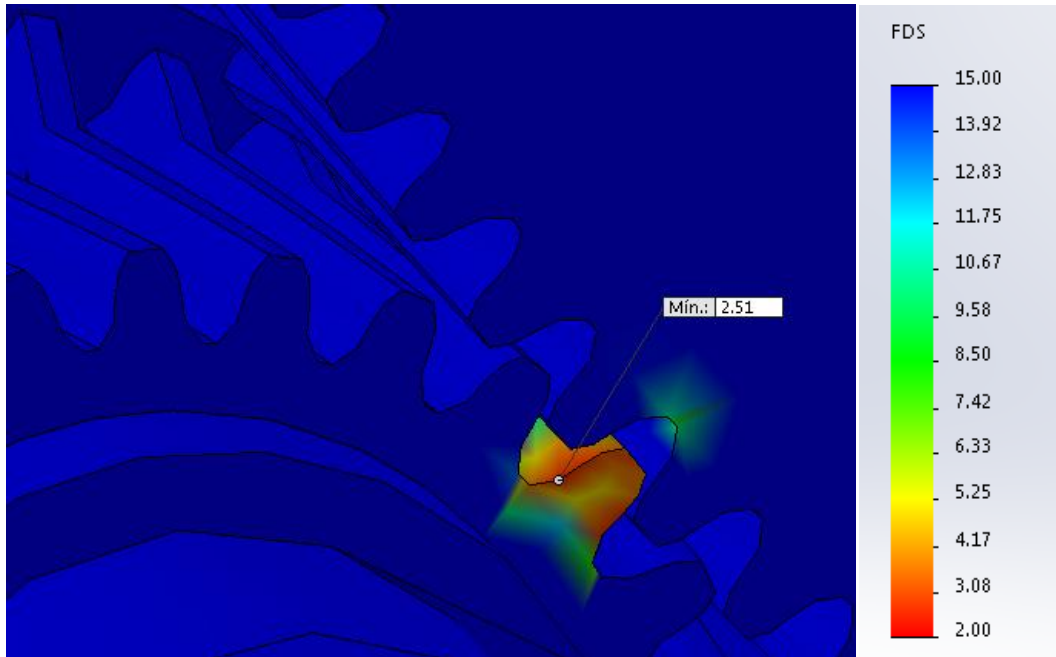


Imagen 55. Resultado de coeficiente de seguridad en el sistema con engranajes helicoidales dobles.

9.2.5. CONCLUSIONES

La sustitución de los engranajes simples por unos dobles conlleva ciertas diferencias.

La primera de ellas es el aumento, aunque sea moderado, de las tensiones que aparecen en la transmisión. Esto supone que el coeficiente de seguridad disminuya hasta situarse por debajo de 3. En principio no supone ningún problema, ya que la introducción de otro material puede variar estos resultados y conseguir situar este coeficiente entre los valores recomendables.

La segunda es el lugar en el que aparecen estas tensiones, pasando de la zona central de diente al extremo del mismo. Esto es debido a que el contacto entre los dientes es diferente al que se produce con los engranajes simples. De hecho, los engranajes dobles consiguen un mejor contacto porque el deslizamiento entre dientes se reduce a la mitad.

Una de las ventajas de este tipo de engranajes es, como ya se ha comentado, que el empuje axial que aparece se anula debido a la configuración de los dientes. De esta forma, los rodamientos utilizados ya no tienen que absorber la carga axial, por lo que se pueden sustituir por unos más sencillos y, por lo tanto, se puede reducir el coste de los mismos.

9.3. VARIACIÓN DEL MATERIAL

Las propiedades mecánicas del material son un aspecto fundamental y determinan directamente los resultados obtenidos en los análisis realizados.

En este apartado se va a realizar el análisis estático del sistema reductor para distintas configuraciones de material. En concreto se va a estudiar el sistema en acero aleado 36NiCrMo16 y acero al carbono C15.

Lo que se busca con la sustitución del material es un aumento del coeficiente de seguridad del sistema reductor o una reducción en el coste.

9.3.1. ACERO ALEADO 36NiCrMo16

Las propiedades mecánicas del acero aleado 36NiCrMo16, que se ha aplicado en el modelo, vienen reflejadas en la siguiente tabla.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	210000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	79000	N/mm ²
Densidad de masa	7800	kg/m ³
Límite de tracción	1250	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	1050	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.1e-005	/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	440	J/(kg·K)

Tabla 16. Propiedades mecánicas del acero aleado 36NiCrMo16.

9.3.1.1. RESULTADO DE TENSIONES

La tensión máxima que soporta el sistema para este material es de 213 MPa, se sitúa en la zona central del diente.

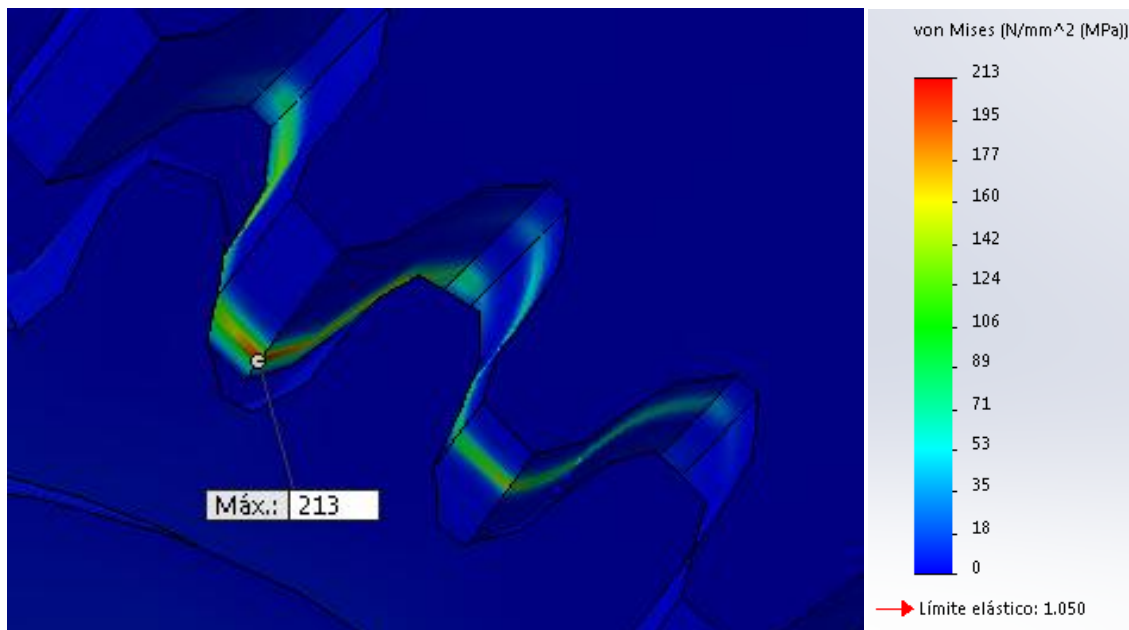


Imagen 56. Resultado de tensiones en el sistema para el acero aleado 36NiCrMo16.

9.3.1.2. RESULTADO DE DESPLAZAMIENTOS

El desplazamiento máximo que experimenta el sistema es de 0,104 mm.

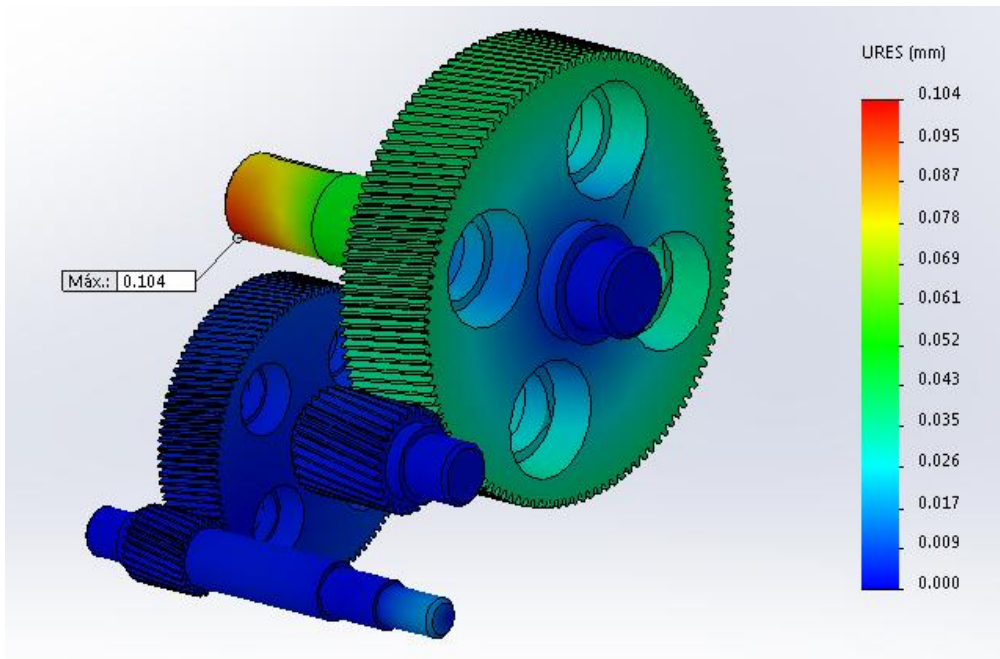


Imagen 57. Resultado de desplazamientos en el sistema para el acero aleado 36NiCrMo16.

9.3.1.3. RESULTADO DEL FACTOR DE SEGURIDAD

El factor de seguridad mínimo del sistema es de 4,93. Un valor más alto que para el material propuesto inicialmente, debido al elevado límite elástico que presenta.

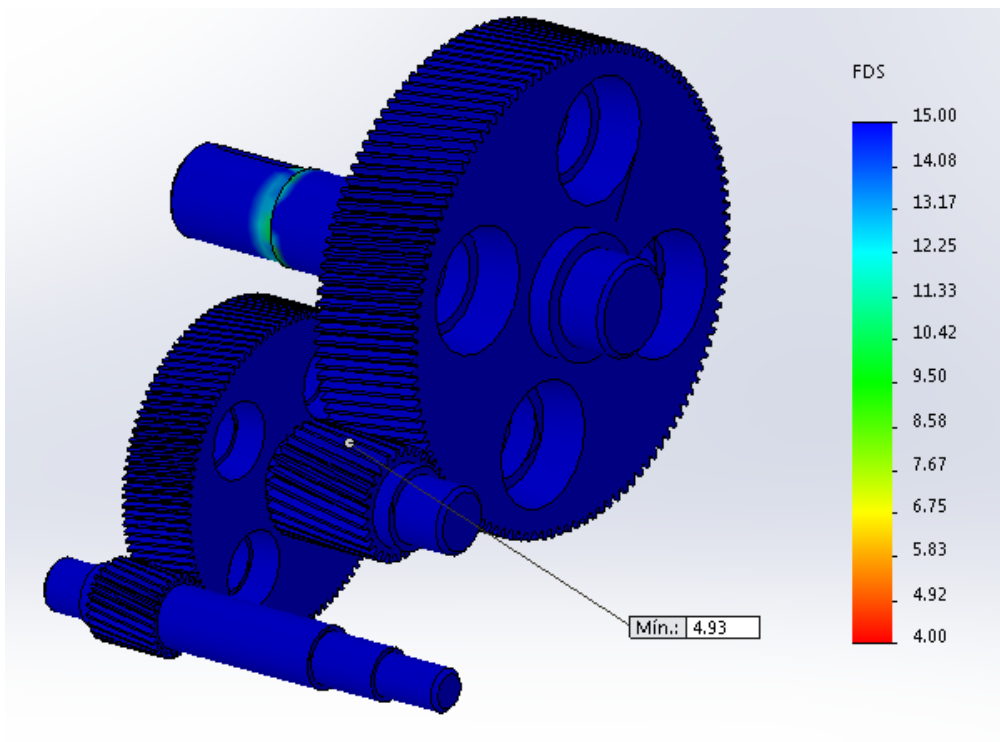


Imagen 58. Resultado del factor de seguridad del sistema para el acero aleado 16NiCrMo16.

9.3.2. ACERO AL CARBONO C35

Las propiedades mecánicas del acero al carbono C35 que ha sido introducido en el sistema reductor aparecen definidas en la tabla 17.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	210000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	79000	N/mm ²
Densidad de masa	7800	kg/m ³
Límite de tracción	700	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	580	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.1e-005	/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	440	J/(kg·K)

Tabla 17. Propiedades mecánicas del acero al carbono C35.

9.3.2.1. RESULTADO DE TENSIONES

La tensión máxima generada en el sistema es de 213 MPa, y aparecen en la zona central del diente.

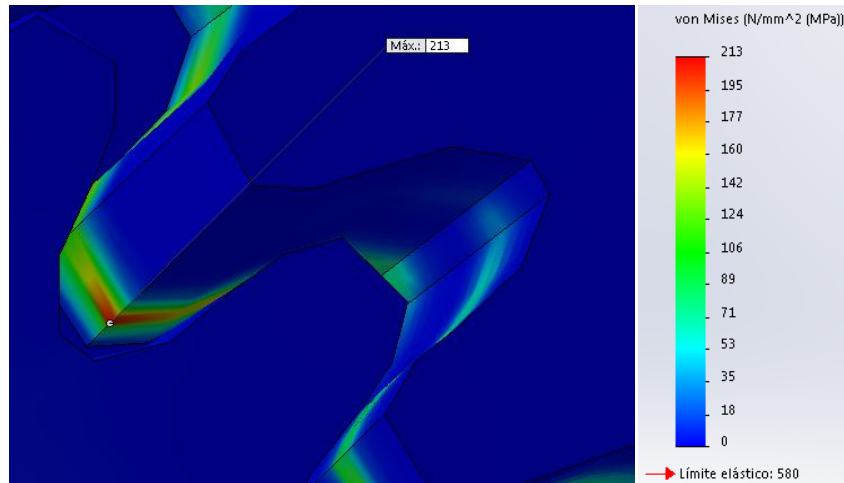


Imagen 59. Resultado de tensiones en el sistema para el acero al carbono C35.

9.3.2.2. RESULTADO DE DESPLAZAMIENTOS

El desplazamiento máximo que experimenta el sistema es de 0,104 mm.

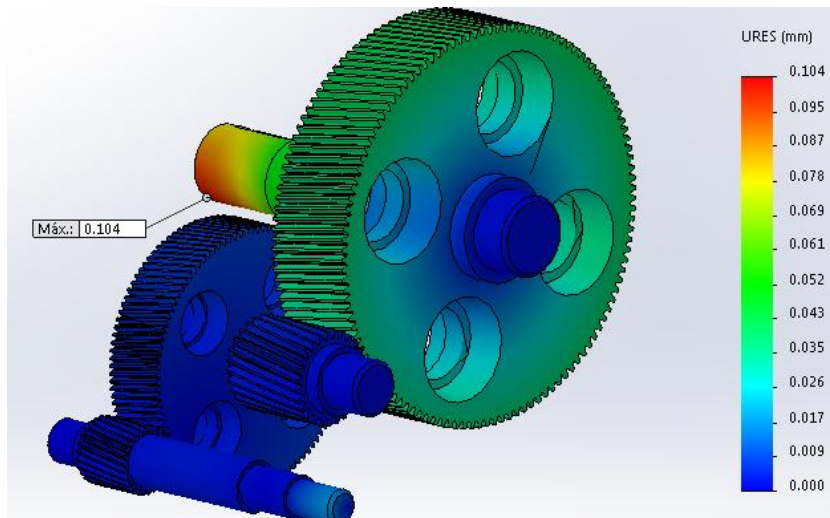


Imagen 60. Resultado de desplazamientos en el sistema para el acero al carbono C35.

9.3.2.3. RESULTADO DEL FACTOR DE SEGURIDAD

El mínimo coeficiente de seguridad del sistema es de 2,72 y se sitúa muy cerca del límite inferior de coeficiente de seguridad que, como se ha mencionado, se sitúa entre 3 y 15.

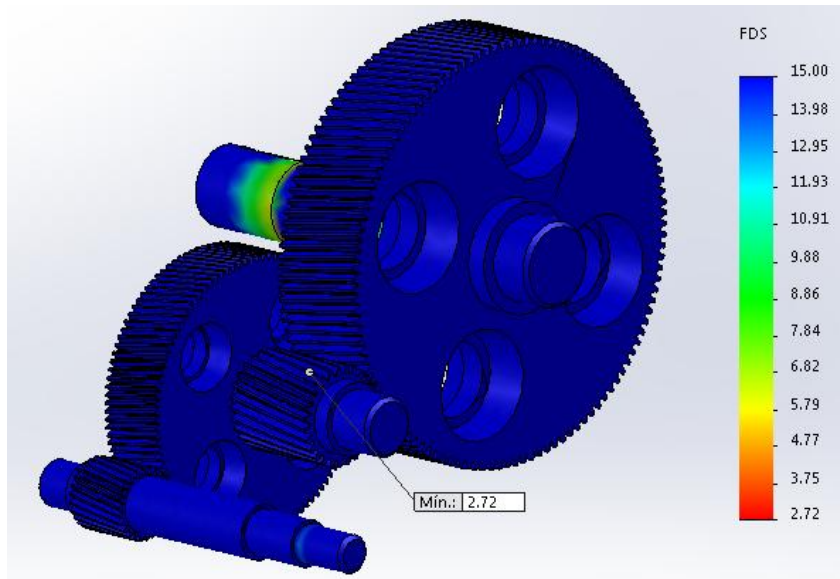


Imagen 61. Resultado del factor de seguridad del sistema para el acero al carbono C35.

9.3.3. CONCLUSIONES

Tras haberse realizado un análisis estático sobre el sistema reductor con distintas configuraciones del material se han obtenido los resultados que se detallan en la tabla 18, y que se deben analizar para buscar la mejor solución.

El sistema ofrece los siguientes valores de coeficiente de seguridad según el material utilizado:

MATERIAL	DESIGNACIÓN	COEFICIENTE DE SEGURIDAD
Acero aleado	34CrMo4	3,05
Acero aleado	36NiCrMo16	4,93
Acero al carbono	C35	2,72

Tabla 18. Resultado de los coeficientes de seguridad de los tres aceros propuestos.

Como se puede ver en la tabla, los coeficientes de seguridad de los aceros están en el rango orientativo para el cálculo bajo criterios estáticos. Tan solo el acero al carbono se sitúa por debajo de la referencia de 3, pero está muy próximo a este valor.

En principio, cualquiera de los tres aceros sería aceptado, bajo los criterios de cálculo estático que se han realizado.

Sin embargo, la vida a desgaste de los engranajes con el acero al carbono será todavía más baja que la del acero aleado 34CrMo4, debido a que tiene una dureza inferior.

Por este motivo se han calculado la vida a desgaste y a fatiga de los engranajes para el acero aleado 36NiCrMo16 para poder observar las variaciones producidas. Los resultados son los siguientes:

- Engranaje 1: **12.726** horas frente a las 3.828 h que se obtenían con el acero 34CrMo4.
- Engranaje 3: **13.449** horas frente a las 3.870 h que se obtenían con el acero 34CrMo4.
- Vida a fatiga: Valor mínimo de **683.459** ciclos frente a los 105.001 ciclos del acero 34CrMo4.

10. CONCLUSIONES GENERALES

Los cálculos realizados sobre el sistema reductor, así como los análisis que se han llevado a cabo mediante SolidWorks, sirven para estudiar los resultados y de este modo, sacar las conclusiones finales, que se basan principalmente en la selección del material más adecuado, atendiendo a los criterios de resistencia, seguridad, peso y economía.

La elección de cualquiera de los tres aceros propuestos no afecta al peso del sistema reductor, debido a que los aceros propuestos poseen una densidad de 7.800 kg/m^3 . Es decir, no se consigue que el sistema sea más ligero y por tanto conserva la masa en todos los casos. En el diseño del sistema, extraído del Atlas de las Máquinas, se ha tenido en cuenta este aspecto y se puede asegurar que es muy compacto y reducido. Además, para minimizar el peso del sistema, los engranajes 2 y 4 presentan cuatro orificios transversales.

En aquellas piezas cuyas características de uso se pueden alcanzar con aceros al carbono, la utilización de aceros aleados representa un innecesario encarecimiento, sin que ello represente una mejor calidad.

En el caso del acero al carbono, se obtienen unos resultados para el cálculo estático aceptables. El coeficiente de seguridad se sitúa algo por debajo del recomendable, pero no entraña ningún peligro. La elección de este acero se traduciría en un ahorro económico importante si no fuera porque la vida a desgaste de los engranajes es muy reducida, ya que presenta una dureza bastante más baja que el acero aleado, por lo que el ahorro en el coste de material se vería mermado por la vida de los engranajes, que implicaría tener que cambiarlos muy frecuentemente.

Por otro lado, se ha observado que el material propuesto al principio, el acero aleado 34CrMo4, cumple con las condiciones de funcionamiento del sistema. Los resultados que se han obtenido del cálculo a flexión de los engranajes son buenos, las tensiones sobre los ejes son muy inferiores al límite elástico del material, los análisis estáticos realizados con SolidWorks muestran un coeficiente de seguridad correcto y el análisis a fatiga también ha sido satisfactorio. Sin embargo, el único problema que presenta la elección de este material es que ofrece una vida a desgaste de los engranajes bastante reducida, aunque superior a la que se obtiene con el acero al carbono. En un principio podría no suponer ningún inconveniente pero, al tratarse de un sistema reductor en el que dos de los engranajes están mecanizados en el propio eje, esta vida a desgaste tan baja supone no sólo el cambio de los engranajes, sino de los ejes en los que van mecanizados. Esto se traduce en un coste económico que es evitable si se modifica el material y se alarga la vida a desgaste.

Por este motivo, la elección del acero 36NiCrMo16 mejora todos los resultados anteriores. El límite elástico que presenta este acero es más alto, de forma que el coeficiente de seguridad en los cálculos estáticos del sistema reductor, y de los ejes por separado, aumenta. Pero el principal motivo por el cual es más recomendable esta elección, es por el hecho de que supone un aumento muy importante de la vida a desgaste de los engranajes, y de los ejes en los que van mecanizados.

Por lo tanto se puede concluir que el material más adecuado para los componentes del sistema reductor es el acero aleado 36NiCrMo16.

También se ha observado que la variación del ángulo de inclinación de los dientes reduce las tensiones generadas en los dientes de los engranajes. Lo que hace variar los resultados es que existe una zona de mayor contacto a lo largo de la anchura de los dientes, de forma que aparece una mejor distribución de las tensiones, reduciendo el valor máximo que se ha obtenido.

La sustitución por unos engranajes helicoidales dobles tiene la ventaja de que se elimina la carga axial generada en la transmisión, reduciendo las tensiones sobre los ejes y haciendo posible la sustitución de los rodamientos de rodillos a rótula por unos rodamientos de bolas que resultan más económicos.

ANEXOS

ANEXO 1. PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS MATERIALES

En la tabla 19 aparecen las propiedades mecánicas de los aceros. Se han señalado, mediante un recuadro rojo, los aceros utilizados en el modelado y análisis del sistema.

MATERIALES PARA ENGRANAJES					
ACEROS AL CARBONO					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm ² (kp/mm ²)
F-111	F-1110	Extrasuave Normalizado	38-48	110-135 HB	14
F-113	F-1130	Semi-suave Normalizado	55-62	150-170 HB	19
F-114	F-1140	Semi-duro. Normalizado	62-70	190-210 HB	22
F-114	F-1140	Semi-duro Templado y revenido	68-87	247-277 HB	26
ACEROS DE GRAN RESISTENCIA					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm ² (kp/mm ²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm ² (kp/mm ²)
F-122		Acero al Cr-Ni duro	110-120	310-370 HB	36
F-123		Acero al Cr-Ni tenaz	90-110	280-300 HB	33
F-125	F-1250	Acero al Cr-Mo tenaz	90-110	295-325 HB	33
F-126		Acero al Cr-Ni-Mo duro	120-140	352-400 HB	43
F-127		Acero al Cr-Ni-Mo tenaz	105-125	305-365 HB	36

Tabla 19. Propiedades mecánicas de los aceros.

ACEROS AL CARBONO

<i>Norma UNE</i>	<i>Norma (EN 10027)</i>	<i>Norma ASTM</i>	<i>Contenido en (americana)</i>	<i>carbono %</i>
<i>Antigua</i>	<i>Simbólica</i>	<i>Numérica</i>		
F-1110	C15	1.0401	1 015	0,10-0,20
F-1120	C25	1.0506	1 025	0,20-0,30
F-1130	C35	1.0501	1 035	0,30-0,40
F-1140	C45	1.0503	1 045	0,40-0,50
F-1150	C55	1.0535	1 055	0,50-0,60

Tabla 20. Simbología y composición del acero al carbono.

ACEROS ALEADOS

<i>Norma UNE antigua</i>	<i>Norma EN 10027</i>	
	<i>Simbólica</i>	<i>Numérica</i>
F-1250	35CrMo4	1.2330
F-1260	34NiCrMo16	1.6746
F-1272	40NiCrMo7	1.6562

<i>Acero</i>	<i>C %</i>	<i>Mn %</i>	<i>Si %</i>	<i>P %</i>	<i>S %</i>	<i>Ni %</i>	<i>Cr %</i>	<i>Mo %</i>
F-1250	0,32-0,38	0,60-0,90	0,15-0,40	0,035	0,035	-	0,85-1,15	0,15-0,25
F-1260	0,30-0,37	0,30-0,60	0,15-0,40	0,035	0,035	3,70-4,20	1,10-1,40	0,25-0,40
F-1272	0,37-0,43	0,55-0,85	0,15-0,40	0,035	0,035	1,60-2,00	0,65-0,95	0,20-0,30

Tabla 21. Simbología y composición del acero aleado.

COMPOSICIÓN DE LAS FUNDICIONES

	<i>C %</i>	<i>Si %</i>	<i>Mn %</i>	<i>S %</i>	<i>P %</i>
Blanca	1,8 - 3,6	0,5 - 1,9	0,25 - 0,8	0,06 - 0,2	0,06 - 0,2
Gris	2,5 - 4,0	1,0 - 3,0	0,2 - 1,0	0,02 - 0,25	0,02 - 1,0
Maleable	2,2 - 2,9	0,9 - 1,0	0,15 - 1,2	0,02 - 0,2	0,02 - 1,0
Nodular	3,0 - 4,0	1,8 - 2,8	0,1 - 1,0	0,01 - 0,03	0,01 - 1,0
Gr. compacto	2,5 - 4,0	1,0 - 3,0	0,2 - 2,0	0,01 - 0,03	0,01 - 1,0

Tabla 22. Composición de las fundiciones.

INFLUCENCIA DE LOS ELEMENTOS DE ALEACIÓN

Los elementos de aleación determinan las propiedades mecánicas finales del acero. En las tablas 23 y 24 se analizan estos elementos y su influencia sobre el acero.

Elemento	Influencia sobre la ferrita	Influencia sobre la austenita (templabilidad)	Tendencia a formar carburos	Funciones principales
Aluminio Al	Cuando está en solución sólida la endurece considerablemente	Disuelto en ella aumenta un poco la templabilidad	Menor que la del hierro. Actúa como grafitizante	<ol style="list-style-type: none"> 1. Da una desoxidación eficaz 2. Limita el crecimiento de grano. Forma óxidos y carburos 3. Elemento de aleación en aceros de nitruración
Boro B	—————	Disuelto aumenta mucho la templabilidad	—————	<ol style="list-style-type: none"> 1. Aumenta la templabilidad, en concentraciones del orden de 0,002 por ciento
Cromo Cr	La endurece algo, aumenta la resistencia a la corrosión	Aumenta la templabilidad	Mayor que la del Mn y menor que la del W	<ol style="list-style-type: none"> 1. Aumenta la resistencia a la corrosión y la oxidación 2. Aumenta la templabilidad 3. Aumenta la resistencia a altas temperaturas 4. Da resistencia al desgaste
Cobalto Co	En solución sólida la endurece considerablemente	Disuelto disminuye la templabilidad	Similar a la del Fe	<ol style="list-style-type: none"> 1. Contribuye a elevar la dureza en caliente y aumenta la de la ferrita
Manganeso Mn	La endurece bastante, reduce un poco la plasticidad	Aumenta notablemente la templabilidad	Mayor que la del Fe y menor que la del Cr	<ol style="list-style-type: none"> 1. Elimina la fragilidad en caliente originada por el S 2. Aumenta la templabilidad 3. Da aceros de gran resistencia
Molibdeno Mo	Forma compuestos Fe-Mo que pueden endurecer por precipitación	Aumenta intensamente la templabilidad Mo > Cr	Intensa. Mayor que el Cr	<ol style="list-style-type: none"> 1. Profundiza el temple 2. Eleva la T.^a de sobrecalentamiento 3. Aumenta la resistencia en caliente y a la fluencia 4. Amplía el campo de utilización de los aceros inoxidables 5. Forma partículas resistentes al desgaste

Tabla 23. Influencia de los elementos de aleación sobre el acero.

Elemento	Influencia sobre la ferrita	Influencia sobre la austenita (templabilidad)	Tendencia a formar carburos	Funciones principales
Níquel Ni	En solución sólida proporciona resistencia y tenacidad	Aumenta la templabilidad, pero tiende a retener austenita si se eleva el tanto por ciento de C	Menor que la del Fe. Actúa como grafitizante	<ol style="list-style-type: none"> 1. Eleva la resistencia de los aceros no templados 2. Proporciona tenacidad 3. Transforma en austeníticas las aleaciones Fe-Cr altas en Cr
Fósforo P	En solución sólida la endurece intensamente	Aumenta la templabilidad	Ninguna	<ol style="list-style-type: none"> 1. Aumenta la resistencia en aceros de bajo contenido en carbono 2. Aumenta la resistencia a la corrosión
Silicio Si	La endurece con pérdida de plasticidad Mn < Si < P	Aumenta la templabilidad más que el Ni Ni < Si < P	Menor que la del Fe. Actúa como grafitizante	<ol style="list-style-type: none"> 1. Se emplea como desoxidante 2. Aleante en chapas eléctricas y magnéticas 3. Mejora la resistencia a la oxidación 4. Aumenta la templabilidad 5. Da resistencia en aceros de baja aleación
Titanio Ti	Forma compuestos Fe-Ti que proporcionan aleaciones endurecibles por precipitación	Estando disuelto aumenta la templabilidad, pero formando carburos la reduce	La mayor de todos. Un 2 por ciento de Ti hace que un acero deje de ser templable	<ol style="list-style-type: none"> 1. Fija el C en partículas inertes 2. Reduce la templabilidad en aceros con concentraciones medias de Cr 3. Impide la formación de austenita en los aceros con alto % de Cr 4. Impide el empobrecimiento localizado de Cr en los aceros inoxidable
Vanadio V	Estando en solución la endurece ligeramente	Disuelto aumenta energicamente la templabilidad	Muy energética V < Ti o Nb	<ol style="list-style-type: none"> 1. Afina el grano 2. Aumenta la templabilidad 3. Resiste el revenido, produciendo una dureza secundaria
Wolframio W	Forma compuestos Fe-W que forman aleaciones endurecibles por precipitación	En pequeñas concentraciones aumenta un poco la templabilidad	Enérgica	<ol style="list-style-type: none"> 1. En aceros de herramientas forma partículas duras y resistentes al desgaste 2. Proporciona resistencia y dureza en caliente

Tabla 24. Influencia de los elementos de aleación sobre el acero (continuación).

ANEXO 2. FACTOR DE SEGURIDAD

La siguiente tabla indica valores orientativos del coeficiente de seguridad para el cálculo bajo criterio estáticos y en función del tipo de carga aplicada al elemento y, también, dependiendo de si los materiales considerados son dúctiles o frágiles.

COEFICIENTE DE SEGURIDAD EN CÁLCULOS ESTÁTICOS			
Tipo de carga	Acero Materiales dúctiles		Fundición gris Materiales frágiles
	Criterio de rotura	Criterio de fluencia	Criterio de rotura
Carga permanente	de 3 a 4	de 1,5 a 2	de 5 a 6
Carga repetida, en una dirección, gradual	6	3	de 7 a 8
Carga repetida, invertida, gradual o con choque suave	8	4	de 10 a 12
Carga con choque más violento	de 10 a 15	de 5 a 7	de 15 a 20

Tabla 25. Valores orientativos del coeficiente de seguridad en cálculos estáticos.

ANEXO 3. LUBRICANTES PARA ENGRANAJES

Para conseguir una correcta lubricación es preciosa emplear aceite con la viscosidad adecuada. Sin embargo, no siempre es posible ya que en cajas cerradas, como la que se está analizando, donde los engranajes se apoyan en rodamientos que también se lubrican con el mismo aceite, es necesario que el aceite empleado satisfaga las necesidades de ambos elementos.

LUBRICANTES PARA ENGRANAJES EN GENERAL				
Casos		Temperatura ambiente en °C		
		de -18 a 4	de 5 a 38	de 39 a 65
Ejes paralelos	Velocidad tangencial hasta 10 m/s y distancia entre ejes de engranajes:			
	d ≤ 500 mm	SAE 20	SAE 40	SAE 50
	d > 500 mm	SAE 30	SAE 50	SAE 60
Engranajes planetarios	Diámetro de la caja:			
	< 400 mm	SAE 20	SAE 30	SAE 40
	> 400 mm	SAE 30	SAE 40	SAE 50
Motor-reductor dentro de una caja o cárter	Todos los tamaños	SAE 20	SAE 40	SAE 50
Reductores de engranajes cónicos rectos o helicoidales	Longitud generatriz:			
	< 300 mm	SAE 20	SAE 40	SAE 50
	> 300 mm	SAE 30	SAE 50	SAE 60
Engranajes velocidad tangencial mayor de 10 m/s	Todos los tamaños	SAE 10	SAE 20	SAE 30

Tabla 26. Lubricantes para engranajes.

En la tabla superior se muestran los aceites más indicados para lubricar engranajes de tipo general. Es una tabla orientativa proporcionada por la Asociación Americana de Engranajes (AGMA). Como se ha comentado anteriormente la viscosidad depende de la temperatura ambiente y de las características de la transmisión.

ANEXO 4. PARÁMETROS PARA EL CÁLCULO DE ENGRANAJES

COEFICIENTE DE RIGIDEZ	
Tipo de montaje	Coefficiente δ
Engranajes sobre ejes robustos, soportados por rodamientos o cojinetes apoyados sobre soportes rígidos.	Hasta 30
Engranajes con buen asiento en cajas reductoras o de velocidad en general.	Hasta 25
Engranajes sobre apoyos ordinarios.	Hasta 15

Tabla 27. Valores del coeficiente de rigidez.

FACTOR DE ESFUERZOS DINÁMICOS	
Tipo de montaje	Factor f_d
Para engranajes de la máxima precisión obtenidos por rectificado u otro procedimiento similar. Velocidad del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min	$f_d = 1 + \frac{\sqrt{V}}{43}$
Para engranajes tallados por generación, sin rectificar, y con velocidades del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{360}$
Para engranajes ordinarios fabricados con fresa de módulo o con fresa madre, de una sola pasada. Velocidad del círculo primitivo igual o inferior a 600 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{180}$

Tabla 28. Fórmulas para el cálculo del factor de esfuerzos dinámicos.

FACTOR DE SERVICIO	
Tipo de máquina	Factor f_s
Para cargas uniformes sin choque, como: ventiladores, maquinaria de elevación, máquinas centrífugas, transmisiones por correa, etc.	De 1,00 a 1,25
Para cargas con choque medio, como: máquinas sometidas a frecuentes arranques, compresores, máquinas alternativas, herramientas portátiles neumáticas y eléctricas, bombas alternativas, etc.	De 1,25 a 1,50
Para cargas con choque fuerte, como: trenes laminadores, machacadoras de piedra, maquinaria de dragados, punzonadoras, compresores monocilíndricos, etc.	De 1,50 a 2,00

Tabla 29. Valores del factor de servicio.

FACTOR DE FORMA DEL DIENTE "y"							
Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°	Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°
10	0,064	0,056	0,083	25	0,108	0,097	0,133
11	0,072	0,061	0,092	27	0,111	0,099	0,136
12	0,078	0,067	0,099	30	0,114	0,101	0,139
13	0,083	0,071	0,103	34	0,118	0,104	0,142
14	0,088	0,075	0,108	38	0,122	0,106	0,145
15	0,092	0,078	0,111	43	0,126	0,108	0,147
16	0,094	0,081	0,115	50	0,130	0,110	0,151
17	0,096	0,084	0,117	60	0,134	0,113	0,154
18	0,098	0,086	0,120	75	0,138	0,115	0,158
19	0,100	0,088	0,123	100	0,142	0,117	0,161
20	0,102	0,090	0,125	150	0,146	0,119	0,165
21	0,104	0,092	0,127	300	0,150	0,122	0,170
23	0,106	0,094	0,130	Cremallera	0,154	0,124	0,175

Tabla 30. Valores del factor de forma del diente.

ANEXO 5. OBTENCIÓN DE LA CURVA S-N DEL ACERO

A continuación se detallan los pasos seguidos para el cálculo aproximado de la curva S-N del material. Se debe tener en cuenta que los valores de los factores de corrección empleados son los más restrictivos de entre los elementos que componen el sistema reductor. De este modo, el cálculo engloba al conjunto formado por los ejes y los engranajes del sistema.

ACERO ALEADO 34CrMo4		
R _m	MPa	900-1100
R _e	MPa	650

Tabla 31. Propiedades mecánicas del acero aleado 34CrMo4 utilizadas en el análisis de fatiga.

El diagrama S-N se obtiene con la siguiente fórmula de ajuste logarítmico-logarítmico:

$$\sigma_n = A * (2N)^B$$

Para calcular los coeficientes A y B, son necesarios los siguientes cálculos:

Obtención de S_e' y S_{10^3}' :

Se ha utilizado un valor medio para la resistencia última a tracción, $R_m = 1000 \text{ MPa}$

$$S_e' = 0,5 * R_m = 0,5 * 1000 = 500 \text{ MPa}$$

$$S_{10^3}' = 0,9 * R_m = 0,9 * 1000 = 900 \text{ MPa}$$

Factores de corrección:

- Coeficiente de superficie: (mecanizado + rectificado) $\rightarrow K_a = 0,89$
- Coeficiente de tamaño: ($8 \text{ mm} < d_e < 250 \text{ mm}$), $K_b = 1,189 * d_e^{-0,097} \rightarrow K_b = 0,753$
- Coeficiente de confianza: (para una confiabilidad del 99%) $\rightarrow K_c = 0,814$
- Coeficiente de temperatura: ($T_{servicio} < 450^\circ\text{C}$) $\rightarrow K_d = 1$
- Coeficiente de carga: (torsión en ejes frente a carga axial en engranajes) $\rightarrow K_{carga} = 0,577$
- Coeficiente de concentración de tensiones: (depende del material) $\rightarrow K_e = 0,9$
- Coeficiente de concentración de esfuerzos: (radio curvatura mínimo de 0,5 mm) $\rightarrow K_f = 0,8$

Obtención de S_e y S_{10^3} :

$$S_e = \frac{K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_{carga}}{K_f} * S_e' = 177,05 \text{ MPa}$$

$$S_{10^3} = \frac{K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_{carga}}{K_f} * S_{10^3}' = 475,54 \text{ MPa}$$

Los valores K_a y K_b en fatiga de bajo ciclo ($< 10^3$ ciclos) no afectan, se desprecian sus efectos.

Cálculo de los coeficientes A y B:

$$A = \frac{(S_{10^3})^2}{S_e} = 1277,30$$

$$B = \frac{\log\left(\frac{S_e}{S_{10^3}}\right)}{3} = -0,143$$

Una vez determinados los coeficientes y utilizando la fórmula del ajuste:

$$\sigma_n = A * (2N)^B$$

Dando valores a (2N), que es el número de ciclos, se obtienen los valores de tensión:

CICLOS	TENSIÓN
30.000	292,45 MPa
40.000	280,67 MPa
100.000	246,20 MPa
200.000	222,96 MPa
1.000.000	177,13 MPa
4.000.000	145,27 MPa
6.000.000	137,09 MPa

Tabla 32. Valores obtenidos para la curva S-N del acero 34CrMo4.

En la tabla 33 aparece la curva S-N del acero 36NiCrMo16 que se ha utilizado en el cálculo para la variación de material.

CICLOS	TENSIÓN
30.000	380,18 MPa
40.000	364,86 MPa
100.000	320,05 MPa
200.000	289,85 MPa
1.000.000	230,26 MPa
4.000.000	188,85 MPa
6.000.000	178,21 MPa

Tabla 33. Valores obtenidos para la curva S-N del acero 36NiCrMo16.

Estos son los valores que se deben introducir en SolidWorks para el análisis de fatiga del sistema reductor, que abarca a los ejes y los engranajes que lo forman.

A continuación se muestran los diagramas empleados para la obtención de algunos de los factores de corrección.

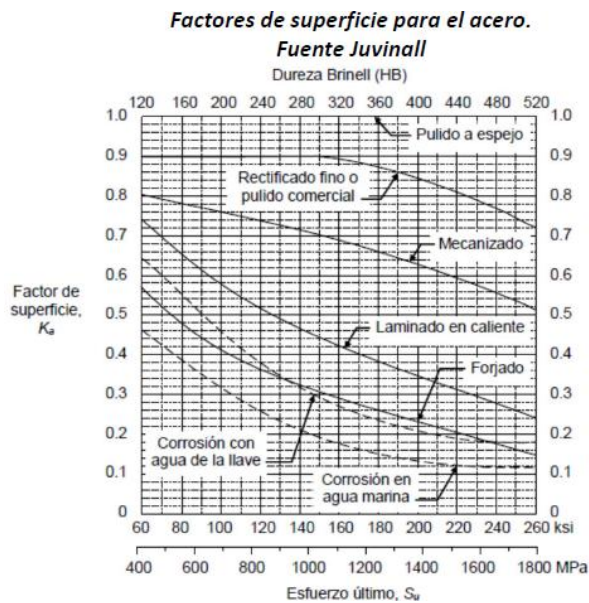


Gráfico 7. Factor de superficie, K_a

❖ Flexión y torsión giratoria en probetas circulares

$$K_b = 1, \quad \text{si } d_e \leq 8 \text{ mm (0.3in)}$$

$$K_b = 1.189d_e^{-0.097}, \quad \text{si } 8 \text{ mm} < d_e \leq 250 \text{ mm}$$

$$(K_b = 0.869d_e^{-0.097}, \quad \text{si } 0.3 \text{ in} < d_e \leq 10 \text{ in})$$

$$K_b = 0.6, \quad \text{si } d_e > 250 \text{ mm (10in),}$$

d_e es el diámetro de la probeta sometida a flexión giratoria

Imagen 62. Fórmulas para la obtención del factor de tamaño, K_b , en los ejes.

Confiabilidad (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
K_c	1	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Tabla 34. Valores del factor de confianza, K_c

❖ La siguiente ecuación empírica puede utilizarse para determinar el factor de temperatura de un acero:

$$K_d = 1, \quad \text{si } T_{emp} \leq 450^\circ\text{C}$$

$$K_d = 1 - (0.0058/^\circ\text{C})(T_{emp} - 450^\circ\text{C}), \quad \text{si } 450^\circ\text{C} < T_{emp} \leq 550^\circ\text{C}$$

❖ Para flexión, torsión y cortante se adopta

$$K_{car} = \begin{cases} 1 & \Rightarrow \text{Flexión} \\ 0.577 & \Rightarrow \text{Torsión y cortante} \end{cases}$$

Imagen 63. Valores del factor de temperatura, K_d , y del coeficiente de carga, K_{carga} .

➤ Concentradores de esfuerzos (K_f)

❖ Índice de sensibilidad a la entalla, q , para aceros

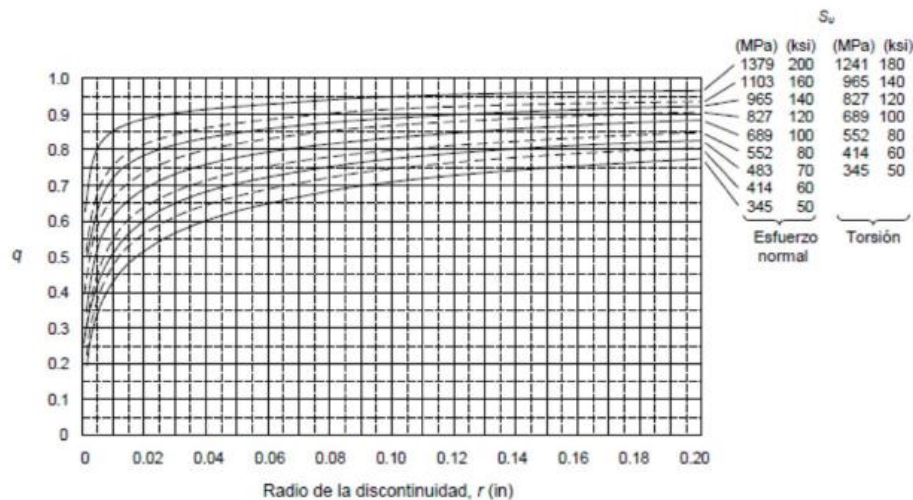
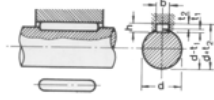


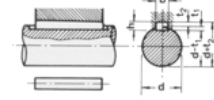
Gráfico 8. Valores del coeficiente de concentración de esfuerzos, K_f .

ANEXO 6. SELECCIÓN DE CHAVETAS

DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS S/DIN 6885/1 - 6886 y 6887 STANDARD KEYWAYS S/DIN 6885/1 - 6886 and 6887



Chaveta paralela
S/DIN-6885/1



Chaveta de cuña
S/DIN-6886

Ø eje d mm desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo					
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887			
		d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura)m/m	d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura)m/m		
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1		
22-30	8x7	d+3,0					
30-38	10x8	d+3,4					
38-44	12x8	d+3,2					
44-50	14x9	d+3,6					
50-58	16x10	d+3,9					
58-65	18x11	d+4,3					
65-75	20x12	d+4,7					
75-85	22x14	d+5,6					
85-95	25x14	d+5,4		+0,2		d+4,6	+0,2
95-110	28x16	d+6,2					
110-130	32x18	d+7,1					
130-150	36x20	d+7,9					
150-170	40x22	d+8,7					
170-200	45x25	d+9,9					
200-230	51x28	d+11,2					
230-260	56x32	d+12,9					
260-290	63x32	d+12,6	+0,3		d+11,5	+0,3	

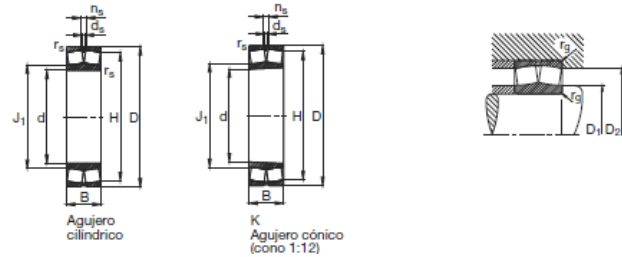
Ø eje d mm desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas de los ejes en el cubo de la rueda		Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña	
		Ø m/m desde-hasta	Tol. H-7 m/m	t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura)m/m
17-22	6x6	10-18	+0,018 0	3,5	+0,2
22-30	8x7			4,1	
30-38	10x8			4,7	
38-44	12x8	30-50	+0,025 0	4,9	
44-50	14x9			5,5	
50-58	16x10			6,2	
58-65	18x11	80-120	+0,035 0	6,8	
65-75	20x12			7,4	
75-85	22x14			8,5	
85-95	25x14	120-180	+0,040 0	8,7	
95-110	28x16			9,9	
110-130	32x18			11,1	
130-150	36x20	250-315	+0,052 0	12,3	+0,3
150-170	40x22			13,5	
170-200	45x25			15,3	
200-230	51x28	315-400	+0,057 0	17	
230-260	56x32			19,3	
260-290	63x32			19,6	

Tabla 35. Catálogo de chavetas CADERSA.

ANEXO 7. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

A continuación se muestran los rodamientos seleccionados para los ejes del sistema reductor. El catálogo del que se han extraído es de Rodamientos FAG y en las tablas aparecen los principales aspectos geométricos de los rodamientos.

Rodamientos FAG oscilantes de rodillos con agujero cilíndrico y cónico



RODAMIENTOS EJE 1

Eje	Dimensiones								Peso kg	Capacidad de carga · Factor						Denominación abreviada Rodamiento FAG
	d	D	B	r _s min	H	J ₁	n _s	d _s		din. C	e	F _a /F _r ≤ e Y	F _a /F _r > e Y	estát. C ₀	Y ₀	
	mm								kg	kN						
55	55	100	25	1,5	89,8	67,3	4,8	3,2	0,85	120	0,23	2,92	4,35	146	2,86	22211E
	55	100	25	1,5	89,8	67,3	4,8	3,2	0,825	120	0,23	2,92	4,35	146	2,86	22211EK
	55	120	29	2	101,1	73			1,55	146	0,24	2,76	4,11	166	2,7	21311E.TVPB
	55	120	29	2	101,1	73			1,53	146	0,24	2,76	4,11	166	2,7	21311EK.TVPB
	55	120	43	2	101,4	68,9	6,5	3,2	2,27	224	0,36	1,89	2,81	255	1,84	22311E
	55	120	43	2	101,4	68,9	6,5	3,2	2,27	224	0,36	1,89	2,81	255	1,84	22311E.T41A
	55	120	43	2	101,4	68,9	6,5	3,2	2,22	224	0,36	1,89	2,81	255	1,84	22311EK
	55	120	43	2	101,4	68,9	6,5	3,2	2,22	224	0,36	1,89	2,81	255	1,84	22311EK.T41A

RODAMIENTOS EJE 2

Eje	Dimensiones								Peso kg	Capacidad de carga · Factor						Denominación abreviada Rodamiento FAG
	d	D	B	r _s min	H	J ₁	n _s	d _s		din. C	e	F _a /F _r ≤ e Y	F _a /F _r > e Y	estát. C ₀	Y ₀	
	mm								kg	kN						
70	70	125	31	1,5	112,5	84,4	6,5	3,2	1,65	180	0,23	2,95	4,4	228	2,89	22214E
	70	125	31	1,5	112,5	84,4	6,5	3,2	1,61	180	0,23	2,95	4,4	228	2,89	22214EK
	70	150	35	2,1	126,8	92,2			2,95	220	0,23	2,92	4,35	265	2,86	21314E.TVPB
	70	150	35	2,1	126,8	92,2			2,91	220	0,23	2,92	4,35	265	2,86	21314EK.TVPB
	70	150	51	2,1	128	86,7	9,5	4,8	4,21	325	0,34	2	2,98	375	1,96	22314E
	70	150	51	2,1	128	86,7	9,5	4,8	4,21	325	0,34	2	2,98	375	1,96	22314E.T41A
	70	150	51	2,1	128	86,7	9,5	4,8	4,12	325	0,34	2	2,98	375	1,96	22314EK
	70	150	51	2,1	128	86,7	9,5	4,8	4,12	325	0,34	2	2,98	375	1,96	22314EK.T41A

RODAMIENTOS EJE 3

Eje	Dimensiones								Peso kg	Capacidad de carga · Factor						Denominación abreviada Rodamiento FAG
	d	D	B	r _s min	H	J ₁	n _s	d _s		din. C	e	F _a /F _r ≤ e Y	F _a /F _r > e Y	estát. C ₀	Y ₀	
	mm								kg	kN						
100	100	165	52	2	146,3		6,5	3,2	4,37	375	0,28	2,37	3,53	560	2,32	23120EAS.M
	100	165	52	2	146,3		6,5	3,2	4,23	375	0,28	2,37	3,53	560	2,32	23120EASK.M
	100	165	52	2	146,3	114	6,5	3,2	4,22	375	0,28	2,37	3,53	560	2,32	23120ES.TVPB
	100	165	52	2	146,3	114	6,5	3,2	4,06	375	0,28	2,37	3,53	560	2,32	23120ESK.TVPB
	100	180	46	2,1	161,4	119	9,5	4,8	4,96	360	0,24	2,84	4,23	465	2,78	22220E
	100	180	46	2,1	161,4	119	9,5	4,8	4,91	360	0,24	2,84	4,23	465	2,78	22220EK

Tabla 36. Catálogo de rodamientos FAG.

Duración en horas L_h	Revoluciones por minuto													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100														
500				1,05	1,21	1,39	1,49	1,60	1,74	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42
1000			1,13	1,30	1,49	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97
1250		1,05	1,21	1,39	1,60	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19
1600		1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42
2000	1,05	1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66
2500		1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66
3200		1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
4000		1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20
5000		1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,82
6300		1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,82	5,17
8000		1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,82	5,17	5,94
10 000		1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,66	3,92	4,20	4,82	5,17	5,94	6,81
12 500		1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	3,92	4,20	4,82	5,17	5,94	6,81	7,82
16 000		1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,20	4,82	5,17	5,94	6,81	7,82	8,98
20 000		2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,17	5,94	6,81	7,82	8,98	9,62
25 000		2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,50	4,82	5,17	5,94	6,81	7,82	8,98	9,62
32 000		2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,17	5,94	6,81	7,82	8,98	9,62	10,3
40 000		2,59	2,97	3,42	3,92	4,50	5,17	5,94	6,81	7,82	8,98	9,62	10,3	11,0
50 000		2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,54	5,94	6,81	7,82	8,98	9,62	10,3	11,0
63 000		2,97	3,42	3,92	4,50	5,17	5,94	6,81	7,82	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
80 000		3,19	3,66	4,20	4,82	5,54	6,36	6,81	7,82	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
100 000		3,42	4,20	4,82	5,54	6,36	7,30	7,82	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7
200 000		4,20	4,82	5,54	6,36	7,30	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6

Duración en horas L_h	Revoluciones por minuto													
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000
100	1,60	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
500	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
1000	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
1250		3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
1600		3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
2000		3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
2500		4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
3200		4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
4000		4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
5000		5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
6300		5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7
8000		5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6
10 000		6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6
12 500		6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6
16 000		7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7
20 000		7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9
25 000		8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2
32 000		8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6
40 000		9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	20,6
50 000		10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	20,6	20,6
63 000		11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	20,6	20,6	20,6
80 000		11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6
100 000		12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6
200 000		15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6

Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos de rodillos a rótula					
23944-239/670	1	3,7	0,67	5,5	0,18
239/710-239/950		4		6	0,17
23024 C-23068 CA	1	2,9	0,67	4,4	0,23
23072 CA-230/500 CA		3,3		4,9	0,21
24024 C-24080 CA	1	2,3	0,67	3,5	0,29
24084 CA-240/500 CA		2,4		3,6	0,28
23120 C-23128 C	1	2,4	0,67	3,6	0,28
23130 C-231/500 CA		2,3		3,5	0,29
24122 C-24128 C	1	1,9	0,67	2,9	0,35
24130 C-24172 CA		1,8		2,7	0,37
24176 CA-241/500 CA		1,9		2,9	0,35
22205 C-22207 C		2,1		3,1	0,32
08 C- 09 C		2,5		3,7	0,27
10 C- 20 C	1	2,9	0,67	4,4	0,23
22 C- 44 C		2,6		3,9	0,26
48 - 64		2,4		3,6	0,28
23218 C-23220 C	1	2,2	0,67	3,1	0,31
22 C- 64 CA		2		3	0,34
21304-21305		2,8		4,2	0,24
06- 10	1	3,2	0,67	4,8	0,21
11- 19		3,4		5	0,2
20- 22		3,7		5,5	0,18
22308 C-22310 C		1,8		2,7	0,37
11 C- 15 C	1	1,9	0,67	2,9	0,35
16 C- 40 C		2		3	0,34
44 - 56		1,9		2,9	0,35

Tabla 37. Valores de coeficientes X e Y, seguridad de carga y carga equivalente de los rodamientos.

➤ Para el caso de engranajes. la carga teórica sobre el diente a considerar debe ir afectada de los correspondiente factores, de forma que:

$$F = f_a * f_b * F'$$

F = Carga total a considerar sobre el diente del engranaje.
 f_a = Factor de esfuerzos adicionales que dependen del propio engranaje.
 f_b = Factor de esfuerzos adicionales que dependen del tipo de máquina accionada.
 F' = Esfuerzo teórico sobre el engranaje.

Valores orientativos de f_a

Engranajes de precisión de 1,05 a 1,10
 Engranajes corrientes de 1,10 a 1,30

Valores orientativos de f_b

Máquinas con trabajo exento de choques como máquinas eléctricas, turbo-compresores, etc de 1,00 a 1,20
 Máquinas de émbolo según el grado de equilibrado de 1,20 a 1,50
 Máquinas en las cuales el rodamiento está expuesto a choques intensos, como por ejemplo trenes laminadores de 1,50 a 3,00

Temperatura de servicio del rodamiento en °C.	120	150	180	200	230	250
Reducción de la carga estática o dinámica del rodamiento en %.	5	10	15	25	35	40

Imagen 64. Valores de f_a , f_b y coeficiente reductor por temperatura.

DURACIÓN APROXIMADA DE RODAMIENTOS	
Tipo de Máquina	Duración en horas
<p><i>Aparatos de poco uso:</i></p> <p>Aparatos de demostración, aparatos domésticos, aparatos para bricolaje, automóviles de competición, aparatos de maniobra de puertas correderas, aparatos de uso médico.</p>	hasta 500
<p>Motocicletas ligeras, motores para aviones, maquinaria agrícola de poco uso, electrodomésticos, aparatos para artesanía.</p>	500 - 1.000
<p>Automóviles, camiones, pequeños ventiladores, maquinaria para la construcción, grupos hidráulicos móviles y estacionarios</p>	1.000 - 4.000
<p><i>Máquinas para servicio corto o intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de poca importancia:</i></p> <p>Máquinas herramientas manuales, aparatos de elevación para talleres, máquinas movidas a mano en general, máquinas agrícolas, grúas de montaje, laminadores, soportes para vagonetas, maquinaria para oficina y proceso de datos, compresores, mecanismos industriales diversos.</p>	4.000 - 8.000
<p><i>Máquinas para servicio intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de mucha importancia:</i></p> <p>Máquinas auxiliares para centrales de fuerza, equipos de transporte para fabricación continua en cadena, ascensores, grúas para carga general, máquinas herramientas de poco uso.</p>	8.000 - 12.000
<p><i>Máquinas para 8 horas de servicio diario no totalmente utilizadas:</i></p> <p>Motores eléctricos estacionarios, engranajes para usos generales, reductores motores de combustión, machacadoras giratorias, material para maquinaria de construcción, máquinas herramientas de uso medio.</p>	12.000 - 20.000
<p><i>Máquinas para 8 horas de servicio totalmente utilizadas:</i></p> <p>Máquinas para talleres industriales en general, grúas para trabajo continuo, ventiladores, transmisiones intermedias, vehículos ferroviarios, molinos de marillos, extrusionadoras, maquinaria textil, maquinaria de artes gráficas, cintas transportadoras, máquinas para trabajar madera.</p>	20.000 - 30.000
<p><i>Máquinas para servicio continuo de 24 horas al día:</i></p> <p>Separadoras centrifugas, compresores, bombas, ascensores de minas, motores eléctricos estacionarios, máquinas de servicio continuo en navíos de guerra, locomotoras ferroviarias, ventiladores y tornos de extracción para minas.</p>	40.000 - 60.000
<p>Ejes de transmisión para barcos, motores marinos de combustión, máquinas secadoras para la industria papelera, hornos giratorios, máquinas cableadoras.</p>	70.000 - 100.000
<p><i>Máquinas para 24 horas de servicio con un amplio margen de seguridad:</i></p> <p>Máquinas para la fabricación de celulosa y papel, máquinas para el servicio público de fuerza motriz, bombas de minas, bombas de abastecimientos públicos de agua, máquinas de servicio continuo en buques mercantes.</p>	100.000 - 200.000

Tabla 38. Duración aproximada de rodamientos.

ÍNDICE DE IMÁGENES

Imagen 1. Sistema reductor de una motocicleta.....	1
Imagen 2. Fragmento principal de la máquina de Antikythera.	2
Imagen 3. Maquetas realizadas a partir de mecanismos dibujados por Leonardo da Vinci.	3
Imagen 4. Distintos ejemplos de transmisiones mecánicas.	3
Imagen 5. Tipos y configuraciones de los engranajes.....	5
Imagen 6. Perfiles geométricos de los dientes en los engranajes.	6
Imagen 7. Chaveta plana de caras paralelas.	8
Imagen 8. Elementos que componen un rodamiento.	8
Imagen 9. Rodamientos de bolas, de rodillos cilíndricos y de rodillos cónicos.	9
Imagen 10. Sentido de las fuerzas de contacto entre dientes.	13
Imagen 11. Chaveta de caras paralelas.....	22
Imagen 12. Generación del perfil cicloidal.....	29
Imagen 13. Croquis del hueco del diente.....	29
Imagen 14. Barrido del perfil del diente.	29
Imagen 15. Engranaje con el tallado finalizado.....	29
Imagen 16. Engranaje helicoidal de 26 dientes.....	30
Imagen 17. Engranajes helicoidales modelados.....	30
Imagen 18. Detección de interferencias en el sistema reductor.....	31
Imagen 19. Resultado final del modelado y renderizado del conjunto reductor.	32
Imagen 20. Conexiones. Contacto entre engranajes.	33
Imagen 21. Sujeción de rodamiento.....	34
Imagen 22. Conexiones, sujeciones y carga sobre el sistema.	34
Imagen 23. Malla basada en curvatura y control de malla en la zona de contacto entre dientes.	35
Imagen 24. Detalle de la aplicación del control de malla.....	35
Imagen 25. Mallado del sistema reductor.	36
Imagen 26. Detalle del control de mallado en la zona de contacto entre dientes.	36
Imagen 27. Resultado de tensiones en el sistema para el análisis estático.	37
Imagen 28. Detalle de tensión máxima en la zona de contacto entre dientes.....	37
Imagen 29. Resultado de desplazamientos en el sistema para el análisis estático.	38
Imagen 30. Detalle de desplazamientos.	38
Imagen 31. Factor de seguridad del sistema reductor para el análisis estático.....	39
Imagen 32. Zona con el mínimo coeficiente de seguridad.....	39
Imagen 33. Introducción de motor rotatorio en el sistema reductor.....	40
Imagen 34. Fuerza de torsión aplicada.	41
Imagen 35. Contacto entre componentes en el análisis de movimiento.....	41
Imagen 36. Fuerza de gravedad introducida en el sistema.....	42
Imagen 37. Introducción de la curva S-N del acero aleado 34CrMo4.....	44
Imagen 38. Porcentaje de daño en el sistema reductor.	44
Imagen 39. Vida a fatiga del sistema reductor.	45
Imagen 40. Zona por debajo de la vida infinita a fatiga.	45
Imagen 41. Sujeción de rodamientos y momento torsor en el eje.....	46
Imagen 42. Sujeciones y momentos aplicados.....	46
Imagen 43. Mallado del eje 1.....	46
Imagen 44. Resultado de tensiones en el eje 1.....	47
Imagen 45. Resultado de tensiones en el eje 2.....	47
Imagen 46. Resultado de tensiones en el eje 3.....	48
Imagen 47. Resultado de tensiones en el nuevo sistema.	50
Imagen 48. Detalle de resultado de tensiones en la zona de contacto entre dientes.....	50
Imagen 49. Resultado de desplazamientos en el nuevo sistema.	51
Imagen 50. detalle de los desplazamientos en el nuevo sistema.....	51
Imagen 51. Resultado del factor de seguridad del nuevo sistema.	52
Imagen 52. Modelado de los engranajes helicoidales dobles.	53
Imagen 53. Resultado de tensiones para el sistema con engranajes helicoidales dobles.	54

Imagen 54. Resultado de desplazamientos en el sistema con engranajes helicoidales dobles.	54
Imagen 55. Resultado de coeficiente de seguridad en el sistema con engranajes helicoidales dobles.....	55
Imagen 56. Resultado de tensiones en el sistema para el acero aleado 36NiCrMo16.	56
Imagen 57. Resultado de desplazamientos en el sistema para el acero aleado 36NiCrMo16.	57
Imagen 58. Resultado del factor de seguridad del sistema para el acero aleado 16NiCrMo16.	57
Imagen 59. Resultado de tensiones en el sistema para el acero al carbono C35.	58
Imagen 60. Resultado de desplazamientos en el sistema para el acero al carbono C35.	58
Imagen 61. Resultado del factor de seguridad del sistema para el acero al carbono C35.	59
Imagen 62. Fórmulas para la obtención del factor de tamaño, Kb , en los ejes.	72
Imagen 63. Valores del factor de temperatura, Kd , y del coeficiente de carga, Kcarga	72
Imagen 64. Valores de f_a , f_b y coeficiente reductor por temperatura.....	75

ÍNDICE DE DIAGRAMAS

Diagrama 1. Cargas aplicadas sobre el eje 1 en el sistema XY.....	15
Diagrama 2. Diagrama de esfuerzos axiles en el eje 1 en el sistema XY.	15
Diagrama 3. Diagrama de esfuerzos cortantes en el eje 1 en el sistema XY.	15
Diagrama 4. Diagrama de momentos flectores en el eje 1 en el sistema XY.	15
Diagrama 5. Cargas aplicadas sobre el eje 1 en el sistema XZ.....	16
Diagrama 6. Diagrama de esfuerzos cortantes en el eje 1 en el sistema XZ.	16
Diagrama 7. Diagrama de momentos flectores en el eje 1 en el sistema XZ.	16
Diagrama 8. Cargas aplicadas sobre el eje 2 en el sistema XY.....	17
Diagrama 9. Diagrama de esfuerzos axiles en el eje 2 en el sistema XY.	17
Diagrama 10. Diagrama de esfuerzos cortantes en el eje 2 en el sistema XY.	17
Diagrama 11. Diagrama de momentos flectores en el eje 2 en el sistema XY.	17
Diagrama 12. Cargas aplicadas sobre el eje 2 en el sistema XZ.	18
Diagrama 13. Diagrama de esfuerzos cortantes en el eje 2 en el sistema XZ.	18
Diagrama 14. Diagrama de momentos flectores en el eje 2 en el sistema XZ.....	18
Diagrama 15. Cargas aplicadas sobre el eje 3 en el sistema XY.....	19
Diagrama 16. Diagrama de esfuerzos axiles en el eje 3 en el sistema XY.	19
Diagrama 17. Diagrama de esfuerzos cortantes en el eje 3 en el sistema XY.	19
Diagrama 18. Diagrama de momentos flectores en el eje 3 en el sistema XY.	19
Diagrama 19. Cargas aplicadas sobre el eje 3 en el sistema XZ.	20
Diagrama 20. Diagrama de esfuerzos cortantes en el eje 3 en el sistema XZ.	20
Diagrama 21. Diagrama de momentos flectores en el eje 3 en el sistema XZ.....	20
Diagrama 22. Reacciones sobre los apoyos del eje 1.	24
Diagrama 23. Reacciones sobre los apoyos del eje 2.	26
Diagrama 24. Reacciones sobre los apoyos del eje 3.	27

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades geométricas y parámetros de los engranajes del sistema reductor.	4
Tabla 2. Relación de transmisión de cada etapa del sistema reductor.....	4
Tabla 3. Potencia, momento torsor y velocidad de cada eje del sistema reductor.....	4
Tabla 4. Propiedades acero aleado 34CrMo4.	4
Tabla 5. Características de los engranajes respecto a otras formas de transmisión.	5
Tabla 6. Características de los engranajes de dientes helicoidales.	6
Tabla 7. Cargas generadas en los engranajes 1 y 2 en la transmisión.	14
Tabla 8. Cargas generadas en los engranajes 3 y 4 en la transmisión.	14

Tabla 9. Tensiones teóricas máximas en las zonas más desfavorables de los ejes.....	21
Tabla 10. Datos de las chavetas seleccionadas.	22
Tabla 11. Tensiones en las chavetas y coeficientes de seguridad para distintos aceros.....	23
Tabla 12. Propiedades del acero aleado 34CrMo4 aplicado en el análisis estático de SolidWorks.....	31
Tabla 13. Tensiones en las zonas más desfavorables de los ejes calculadas en SolidWorks.....	48
Tabla 14. Diferencia entre los cálculos teóricos y los obtenidos en SolidWorks.	48
Tabla 15. Coeficientes de seguridad de los ejes.	48
Tabla 16. Propiedades mecánicas del acero aleado 36NiCrMo16.....	56
Tabla 17. Propiedades mecánicas del acero al carbono C35.....	58
Tabla 18. Resultado de los coeficientes de seguridad de los tres aceros propuestos.	59
Tabla 19. Propiedades mecánicas de los aceros.....	62
Tabla 20. Simbología y composición del acero al carbono.....	63
Tabla 21. Simbología y composición del acero aleado.	63
Tabla 22. Composición de las fundiciones.	63
Tabla 23. Influencia de los elementos de aleación sobre el acero.	64
Tabla 24. Influencia de los elementos de aleación sobre el acero (continuación).	65
Tabla 25. Valores orientativos del coeficiente de seguridad en cálculos estáticos.	66
Tabla 26. Lubricantes para engranajes.	67
Tabla 27. Valores del coeficiente de rigidez.....	68
Tabla 28. Fórmulas para el cálculo del factor de esfuerzos dinámicos.	68
Tabla 29. Valores del factor de servicio.	68
Tabla 30. Valores del factor de forma del diente.	69
Tabla 31. Propiedades mecánicas del acero aleado 34CrMo4 utilizadas en el análisis de fatiga.	70
Tabla 32. Valores obtenidos para la curva S-N del acero 34CrMo4.....	71
Tabla 33. Valores obtenidos para la curva S-N del acero 36NiCrMo16.	71
Tabla 34. Valores del factor de confianza, Kc	72
Tabla 35. Catálogo de chavetas CADERSA.....	73
Tabla 36. Catálogo de rodamientos FAG.....	74
Tabla 37. Valores de coeficientes X e Y, seguridad de carga y carga equivalente de los rodamientos.	75
Tabla 38. Duración aproximada de rodamientos.	76

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1. Velocidad angular eje 1.....	42
Gráfico 2. Fuerza de torsión eje 1.....	42
Gráfico 3. Velocidad angular eje 2.....	43
Gráfico 4. Fuerza de torsión eje 2.....	43
Gráfico 5. Velocidad angular eje 3.....	43
Gráfico 6. Fuerza de torsión eje 3.....	43
Gráfico 7. Factor de superficie, Ka	71
Gráfico 8. Valores del coeficiente de concentración de esfuerzos, Kf	72

BIBLIOGRAFÍA

Libros:

Atlas de las Máquinas y Mecanismos

Reshétov

Ediciones CEAC

Cálculo y selección de elementos de máquinas.

Antonio Serrano Nicolás.

Universidad de Zaragoza, Departamento de Ingeniería Mecánica.

Ingeniería de materiales para industria y construcción.

Jesús Martín Sanjosé, María Antonieta Madre Sediles, José Manuel Franco Gimeno.

Mira Editores.

Páginas webs:

solidworks.es

SolidWorks Simulation

SolidWorks Motion

agma.org - (Asociación americana de fabricantes de engranajes)

cadarsa.es - (Catálogo de chavetas normalizadas)

skf.es - (Búsqueda de rodamientos)

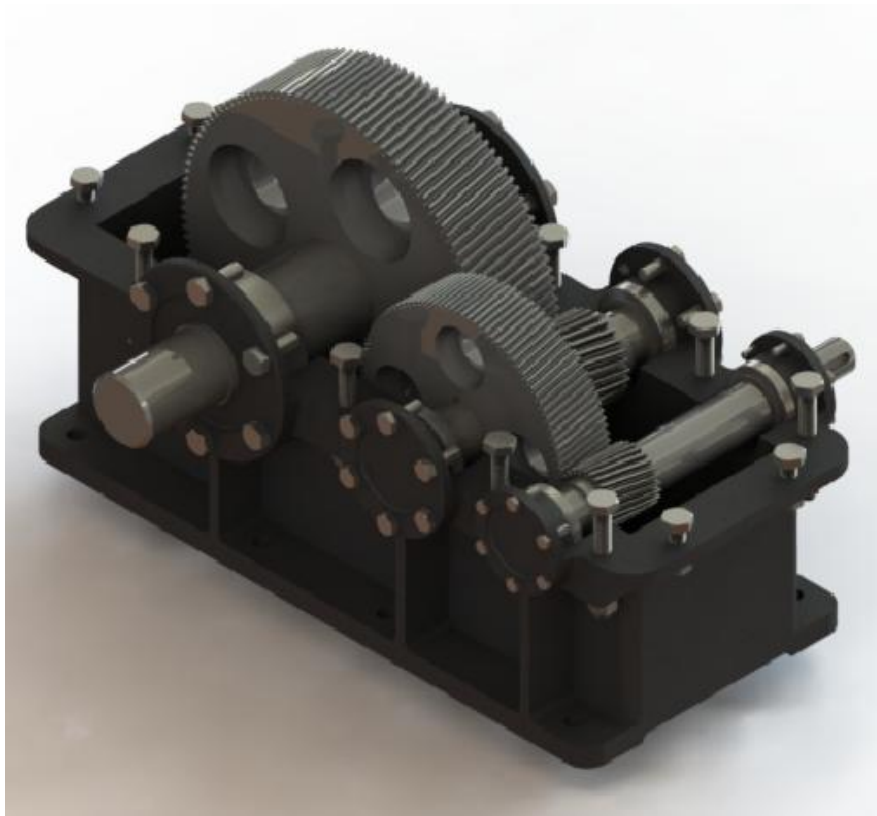
fag.es - (Catálogo de rodamientos)

wikipedia.org - (Historia de los engranajes)

PLANOS

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1. LISTA DE ELEMENTOS.....	83
Plano 2. PLANO EXPLOSIÓN.....	84
Plano 3. PLANO CONJUNTO REDUCTOR.....	85
Plano 4. PLANO EJE LENTO.....	87
Plano 5. PLANO EJE INTERMEDIO.....	88
Plano 6. PLANO EJE RÁPIDO.....	89
Plano 7. PLANO ENGRANAJE 121 DIENTES.....	90
Plano 8. PLANO ENGRANAJE 106 DIENTES.....	91
Plano 9. PLANO CHAVETAS.....	92
Plano 10. PLANO CASQUILLOS.....	93
Plano 11. PLANO TAPAS.....	94
Plano 12. PLANO SEMICARCASA INFERIOR.....	97
Plano 13. PLANO SEMICARCASA SUPERIOR.....	98



LISTA DE ELEMENTOS DEL SISTEMA REDUCTOR

N.º DE ELEMENTO	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	SEMICARCASA INFERIOR	Fundición Gris 25	1
2	SEMICARCASA SUPERIOR	Fundición Gris 25	1
3	TAPA PASANTE 1	Fundición Gris 20	1
4	TAPA PASANTE 2	Fundición Gris 20	1
5	TAPA 3	Fundición Gris 20	1
6	TAPA 4	Fundición Gris 20	2
7	TAPA 5	Fundición Gris 20	1
8	TAPA 6	Fundición Gris 20	1
9	TAPA SUPERIOR LLENADO DE ACEITE	Fundición Gris 20	1
10	RODAMIENTO DE RODILLOS A RÓTULA	100x165x52 - DIN 685	2
11	RODAMIENTO DE RODILLOS A RÓTULA	70x110x25 - DIN 685	2
12	RODAMIENTO DE RODILLOS A RÓTULA	55x95x21- DIN 685	2
13	TORNILLO CABEZA HEXAGONAL	M20x65 - DIN 601 m	4
14	TUERCA HEXAGONAL	M20 - DIN 934	12
15	TORNILLO CABEZA HEXAGONAL	M20x150 - DIN 601 m	8
16	TORNILLO CABEZA HEXAGONAL	M20x55 - DIN 601 m	12
17	TORNILLO CABEZA HEXAGONAL	M16x45 - DIN 601 m	12
18	TORNILLO CABEZA HEXAGONAL	M10x35 - DIN 601 m	12
19	TORNILLO CABEZA HEXAGONAL	M16x35 - DIN 601 m	6
20	TORNILLO CABEZA HEXAGONAL	M10x25 - DIN 601 m	4
21	CHAVETA 1	100x32x18 - DIN 6885/1	1
22	CHAVETA 2	53x22x14 - DIN 6885/1	1
23	EJE RÁPIDO	acero 36NiCrMo16	1
24	EJE INTERMEDIO	acero 36NiCrMo16	1
25	EJE LENTO	acero 36NiCrMo16	1
26	ENGRANAJE HELICOIDAL 26 DIENTES	acero 36NiCrMo16	1
27	ENGRANAJE HELICOIDAL 106 DIENTES	acero 36NiCrMo16	1
28	ENGRANAJE HELICOIDAL 27 DIENTES	acero 36NiCrMo16	1
29	ENGRANAJE HELICOIDAL 121 DIENTES	acero 36NiCrMo16	1
30	CASQUILLO 1	acero 36NiCrMo16	1
31	CASQUILLO 2	acero 36NiCrMo16	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:

LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm
TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f

MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS

MATERIAL

PESO

FORMATO

A4

NOMBRE

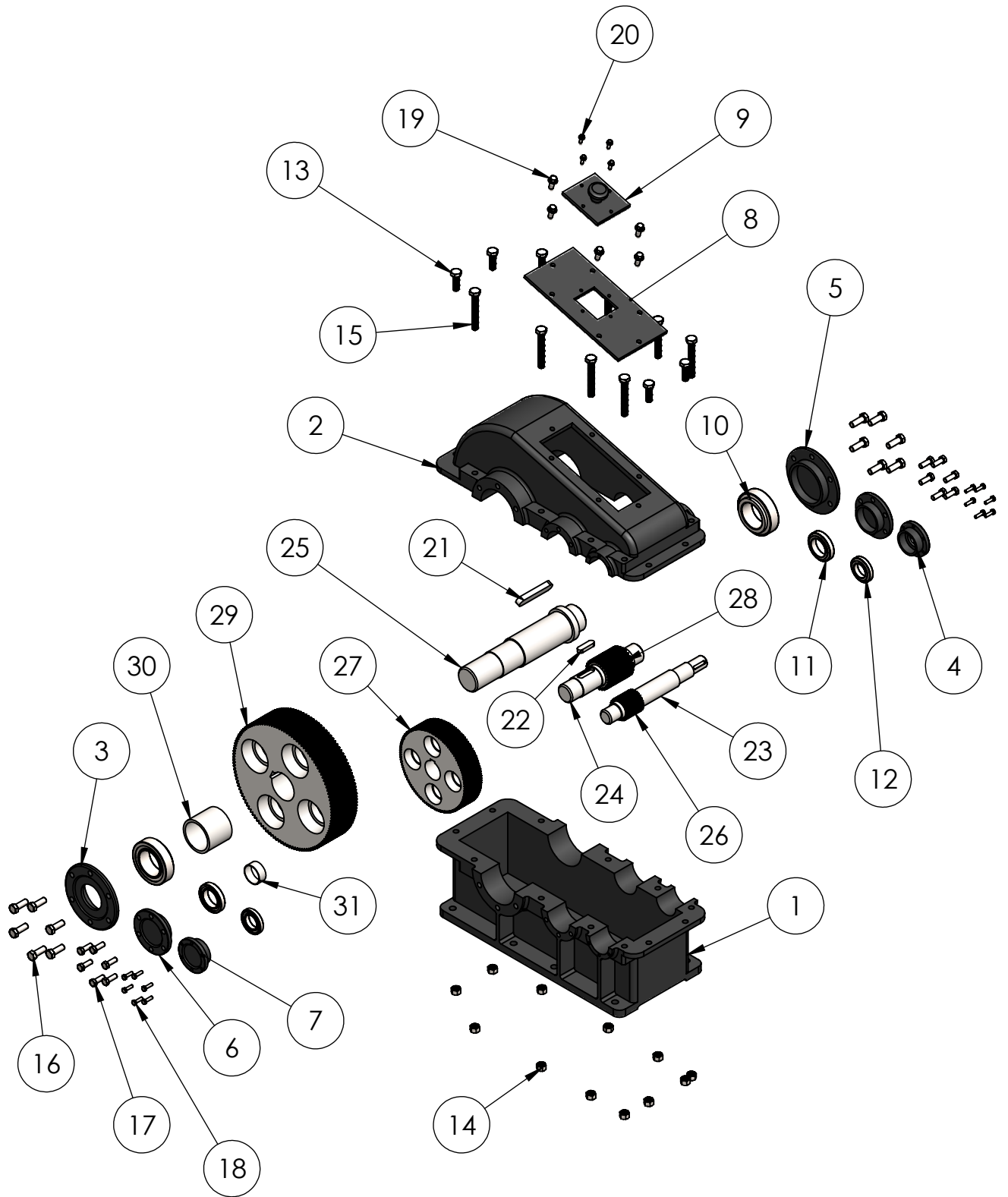
FECHA

ESCALA

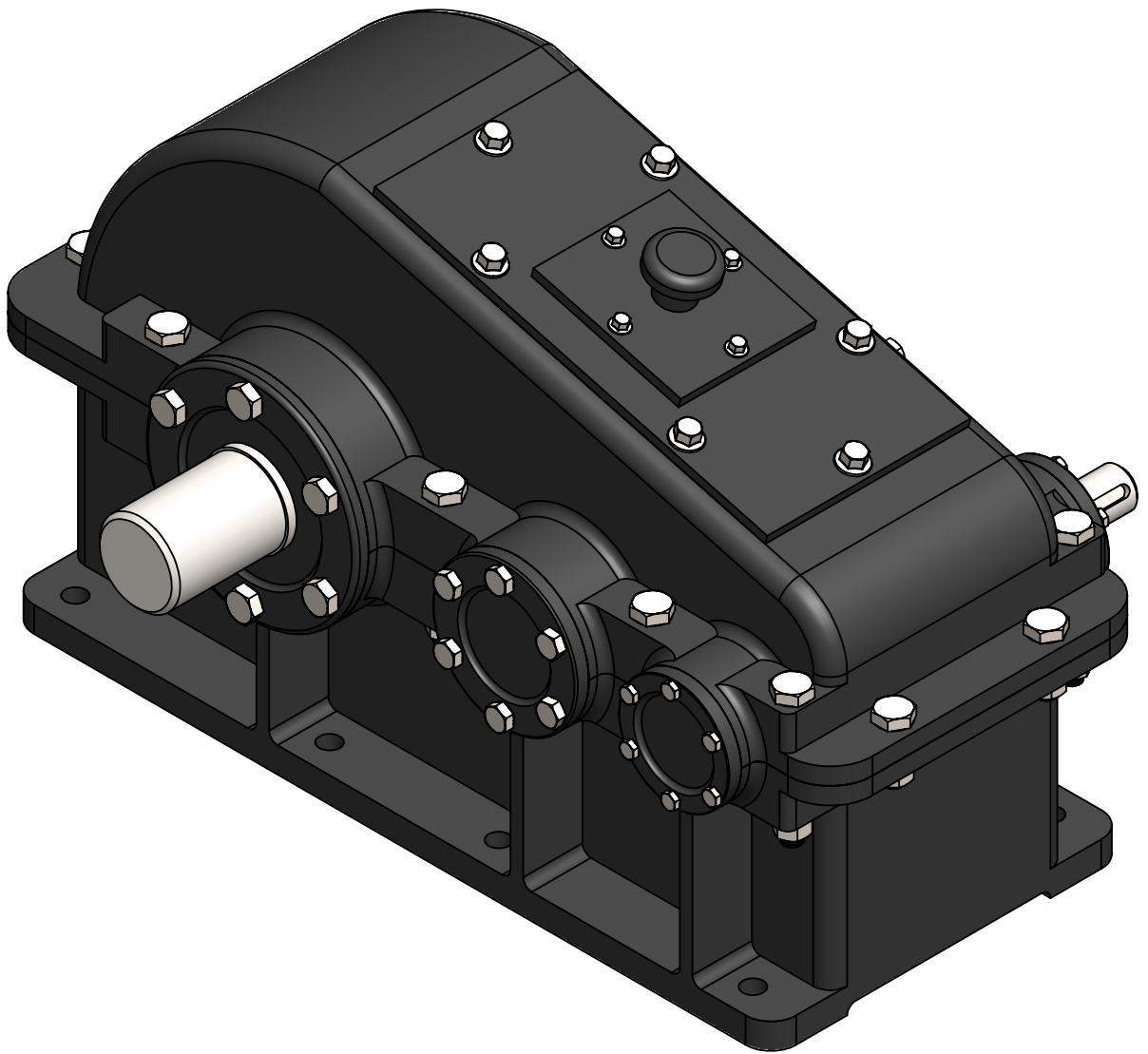
Nº DE PLANO

AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN JUNIO 2016

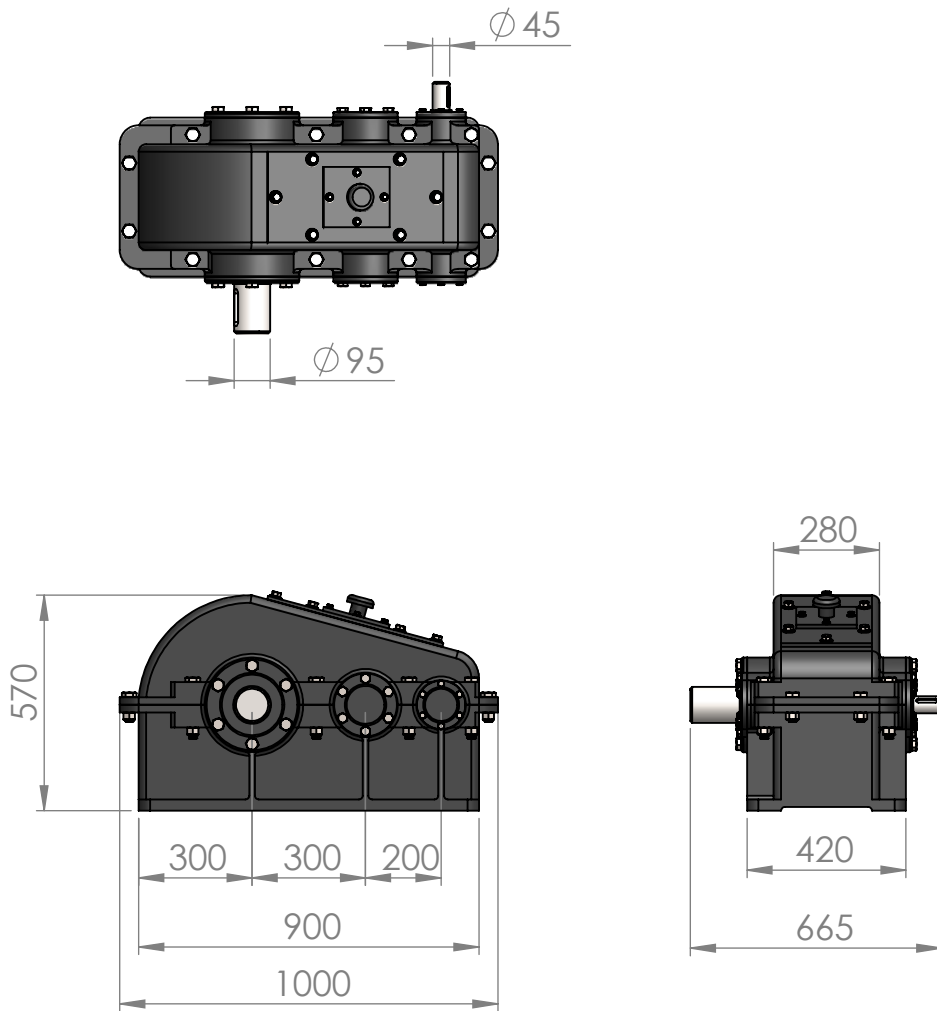
Sólo para uso académico. TÍTULO:



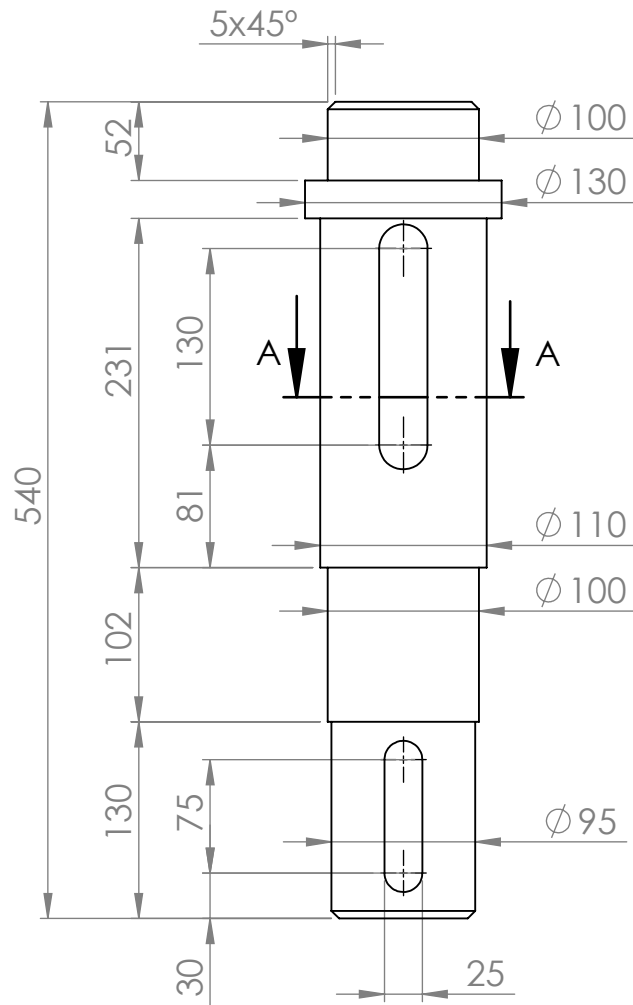
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f		MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
		MATERIAL	PESO		FORMATO
			553,715 kg		A4
NOMBRE		FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO	
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN Edición de estudiante de SolidWorks.		JUNIO 2016	1:20	2	HOJA 1 DE 1
Sólo para uso académico. Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza		TÍTULO: <h1>PLANO DE EXPLOSIÓN</h1>			



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f		MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS		
		MATERIAL	PESO	FORMATO
		.	553,715 kg	A4
NOMBRE	FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO	
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN	JUNIO 2016	S/E	3	HOJA 1 DE 2
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.  Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza		TÍTULO: PLANO CONJUNTO REDUCTOR		

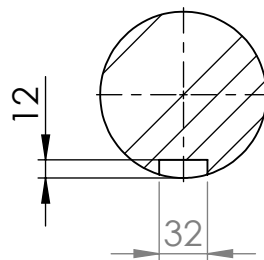


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f		MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
		MATERIAL	PESO		FORMATO
		.	553,715 kg		A4
NOMBRE	FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO		
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILLÓN	JUNIO 2016	1:20	3	HOJA 2 DE 2	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico. Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza		TÍTULO: PLANO CONJUNTO REDUCTOR			

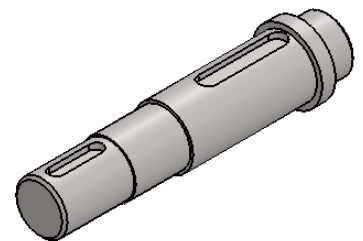


N6/

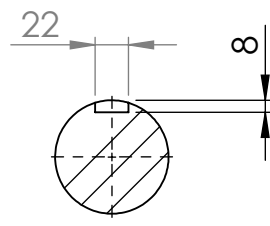
CORTE A-A



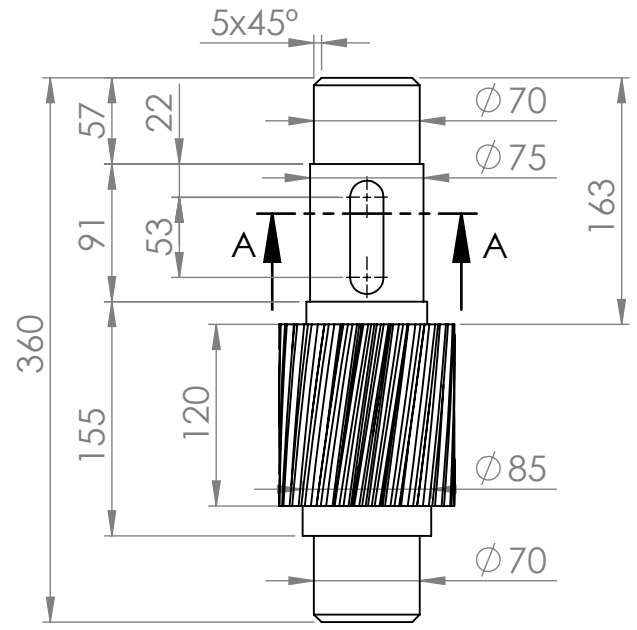
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10



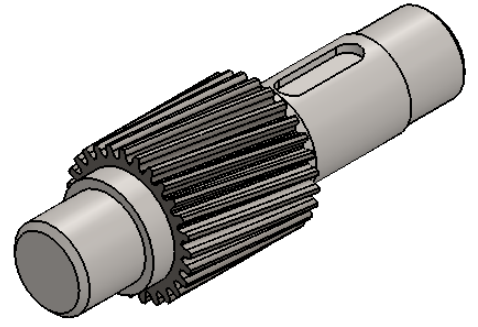
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f	MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
	MATERIAL	PESO	FORMATO	
	ACERO ALEADO 36NiCrMo16	35,628 kg	A4	
NOMBRE	FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO	HOJA 1 DE 1
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILLÓN	JUNIO 2016	1:5	4	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico. Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza		TÍTULO: <h1>PLANO EJE LENTO</h1>		



CORTE A-A



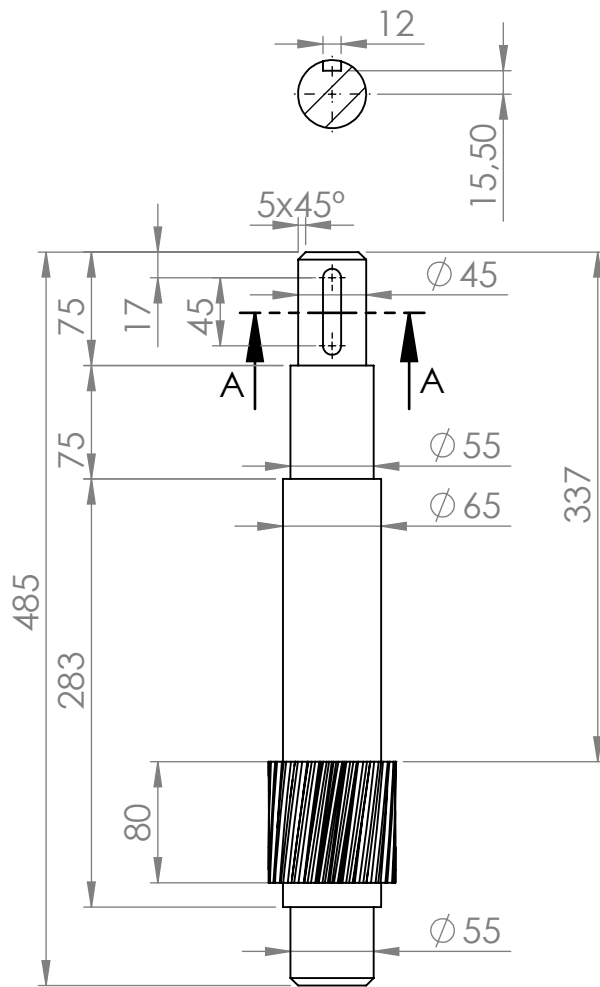
VISTA ISOMÉTRICA



MÓDULO	4
NÚMERO DE DIENTES	27
DIÁMETRO PRIMITIVO	108
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	9°22'

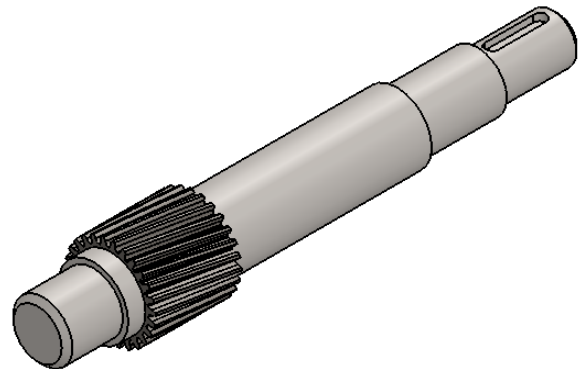
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f	MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
	MATERIAL	PESO	FORMATO	
	ACERO ALEADO 36NiCrMo16	16,351 kg	A4	
NOMBRE	FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO	HOJA 1 DE 1
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN	JUNIO 2016	1:5	5	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico. Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza		TÍTULO: <h1>PLANO EJE INTERMEDIO</h1>		

CORTE A-A



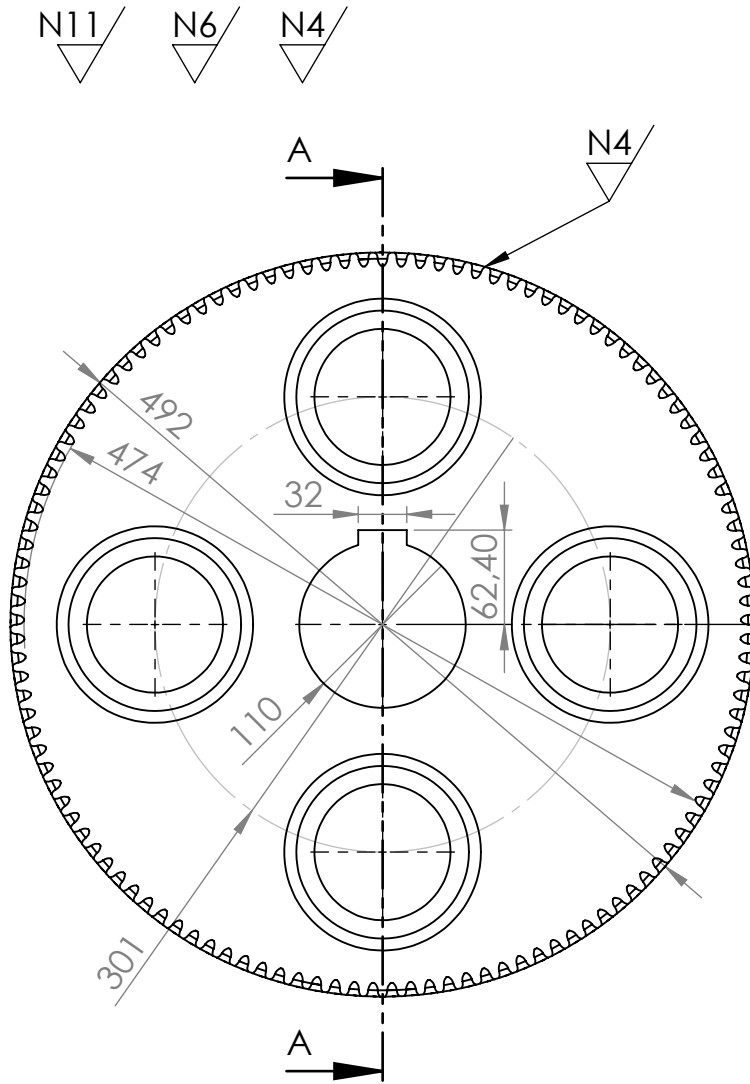
N6

VISTA ISOMÉTRICA

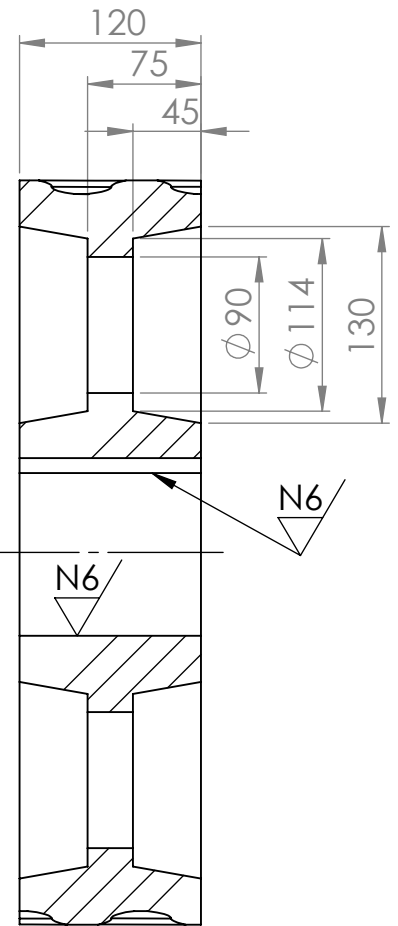


MÓDULO	3
NÚMERO DE DIENTES	26
DIÁMETRO PRIMITIVO	78
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	9°22'

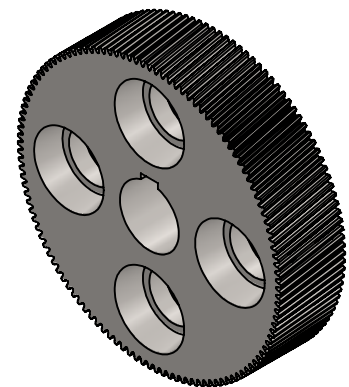
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f	MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
	MATERIAL	PESO	FORMATO	
	ACERO ALEADO 36NiCrMo16	11,418 kg	A4	
NOMBRE	FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO	HOJA 1 DE 1
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN	JUNIO 2016	1:5	6	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico. Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza		TÍTULO: <h1>PLANO EJE RÁPIDO</h1>		



SECCIÓN A-A



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

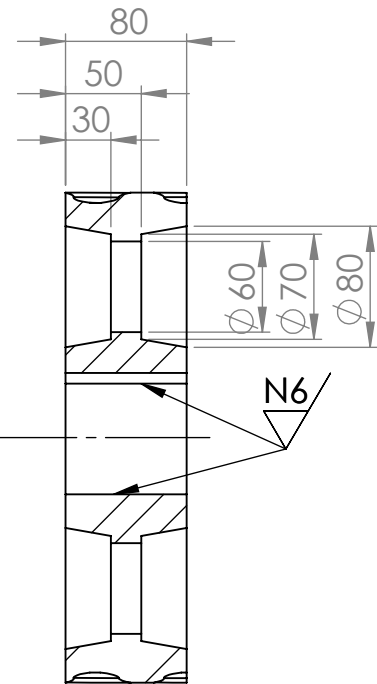
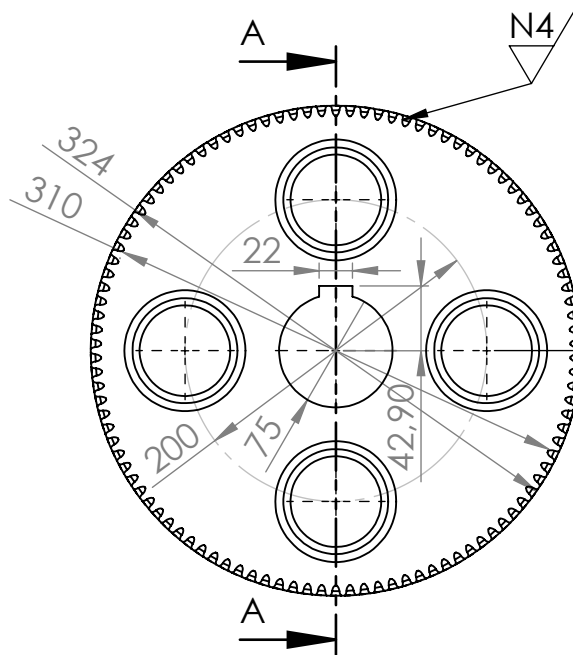


MÓDULO	4
NÚMERO DE DIENTES	121
DIÁMETRO PRIMITIVO	484
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	9°22'

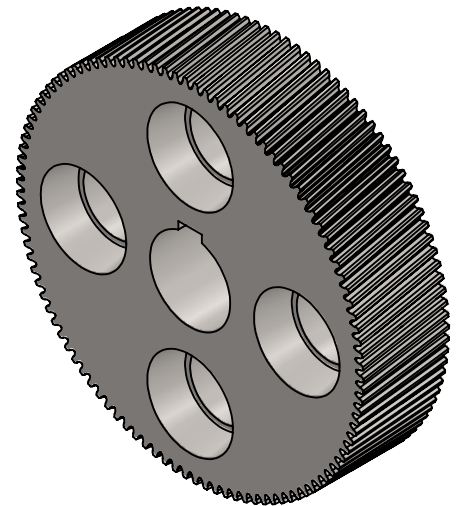
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f	MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
	MATERIAL	PESO	FORMATO	
	ACERO ALEADO 36NiCrMo16	122,329 kg	A4	
NOMBRE	FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO	HOJA 1 DE 1
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN	JUNIO 2016	1:5	7	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico. Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza		TÍTULO: PLANO ENGRANAJE 121 DIENTES		

N11 / N6 / N4

SECCIÓN A-A



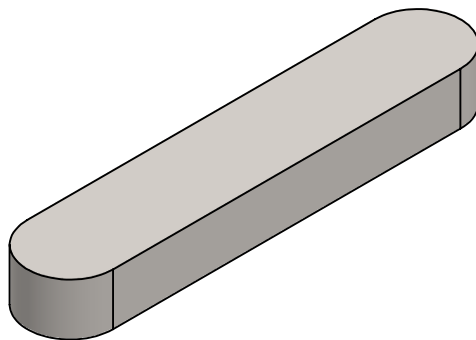
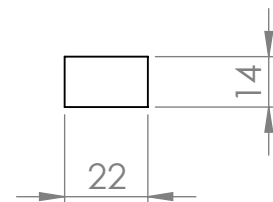
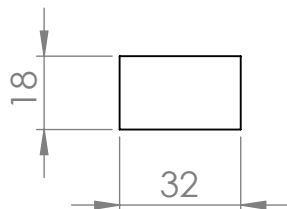
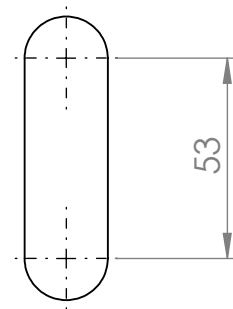
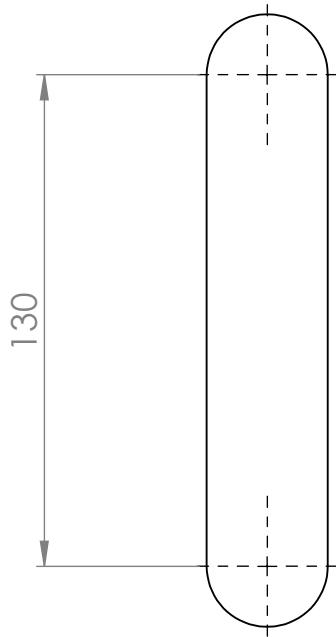
VISTA ISOMÉTRICA



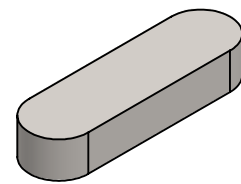
MÓDULO	3
NÚMERO DE DIENTES	106
DIÁMETRO PRIMITIVO	318
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	9°22'

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f	MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
	MATERIAL	PESO	FORMATO	
	ACERO ALEADO 36NiCrMo16	36,171 kg	A4	
NOMBRE	FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO	HOJA 1 DE 1
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN	JUNIO 2016	1:5	8	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico. Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza		TÍTULO: PLANO ENGRANAJE 106 DIENTES		

N6



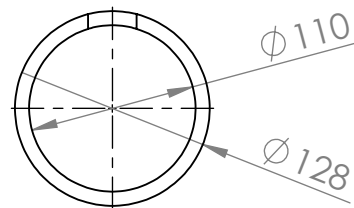
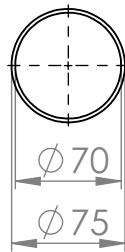
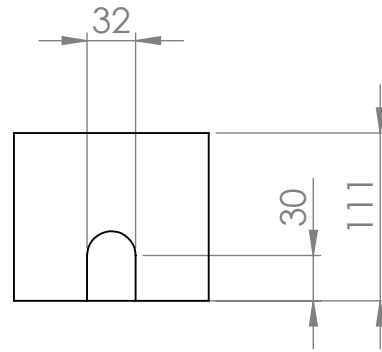
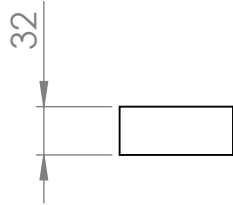
VISTA ISOMÉTRICA
CHAVETA 130x32x18



VISTA ISOMÉTRICA
CHAVETA 53x22x14

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f	MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
	MATERIAL	PESO	FORMATO	
	ACERO ALEADO 36NiCrMo16		A4	
NOMBRE	FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO	HOJA 1 DE 1
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN	JUNIO 2016	1:2	9	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico. Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza		TÍTULO: <h1>PLANO CHAVETAS</h1>		

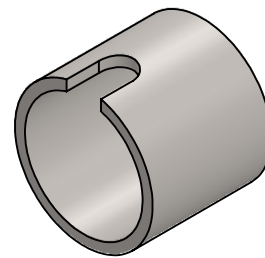
N6



VISTA ISOMÉTRICA CASQUILLO I



VISTA ISOMÉTRICA CASQUILLO II



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f	MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
	MATERIAL	PESO	FORMATO	
	ACERO ALEADO 36NiCrMo16		A4	
NOMBRE	FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO	HOJA 1 DE 1
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN	JUNIO 2016	1:5	10	

Edición de estudiante de SolidWorks.

Sólo para uso académico.

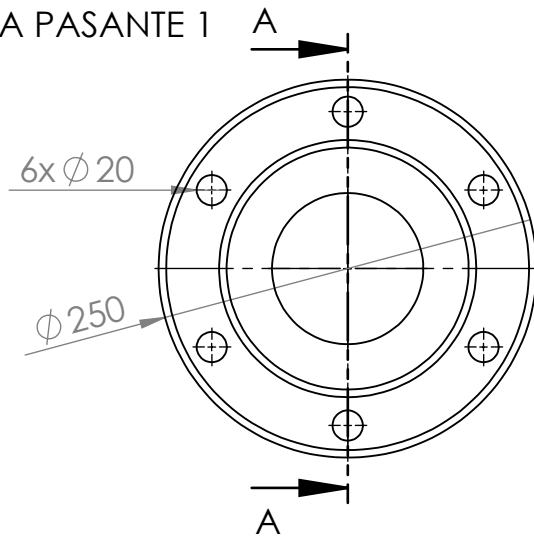


TÍTULO:

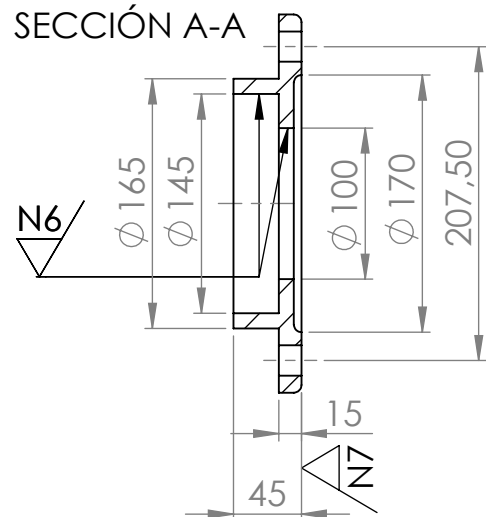
PLANO CASQUILLOS

N11 / N7 / N6

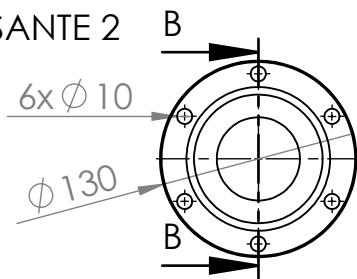
TAPA PASANTE 1



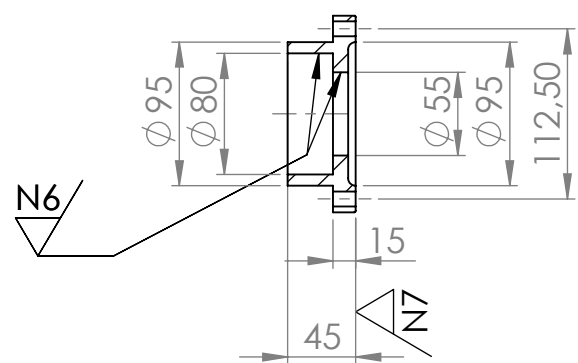
SECCIÓN A-A



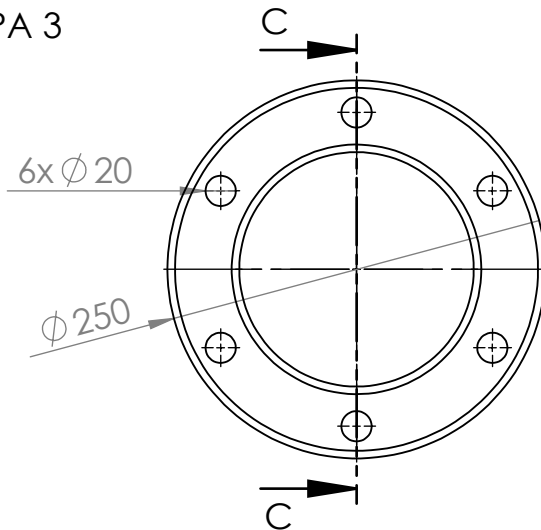
TAPA PASANTE 2



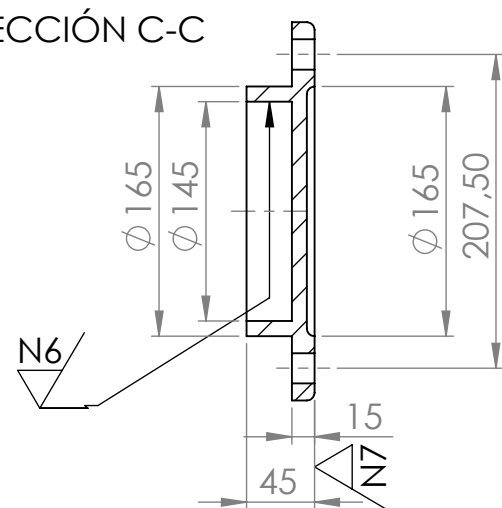
SECCIÓN B-B



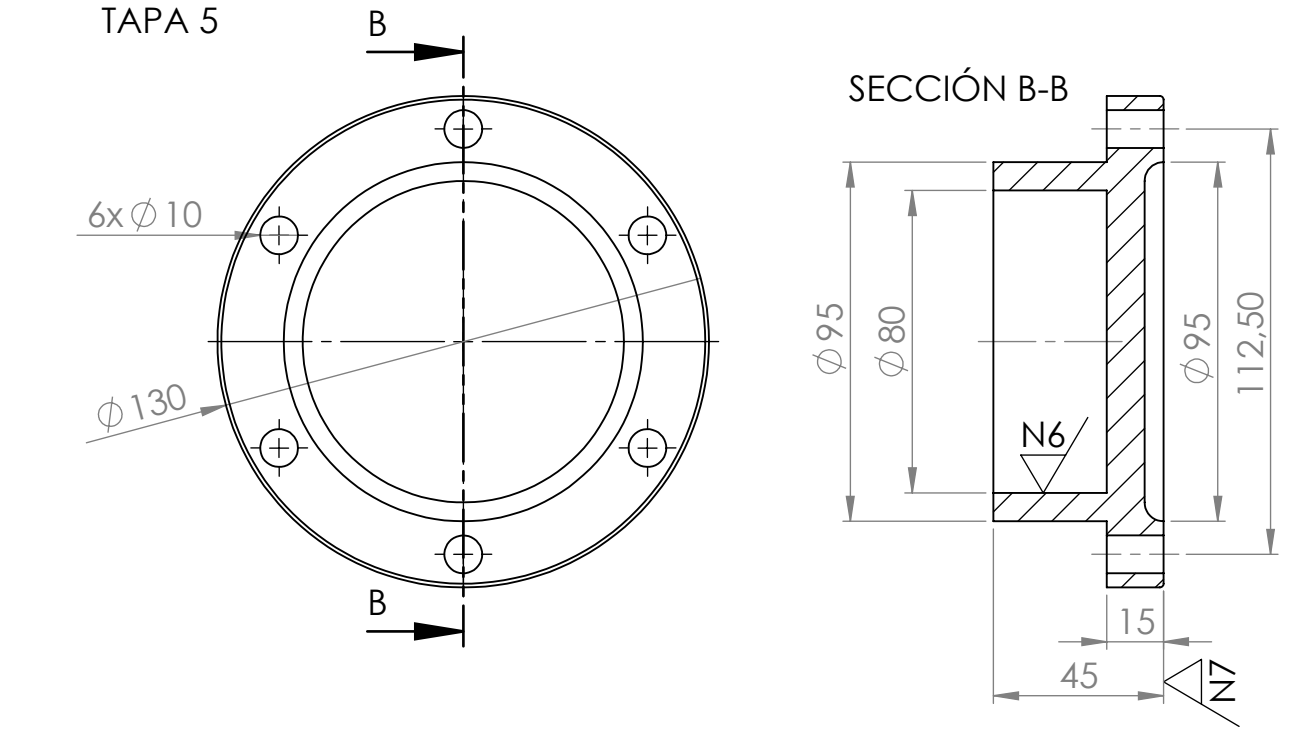
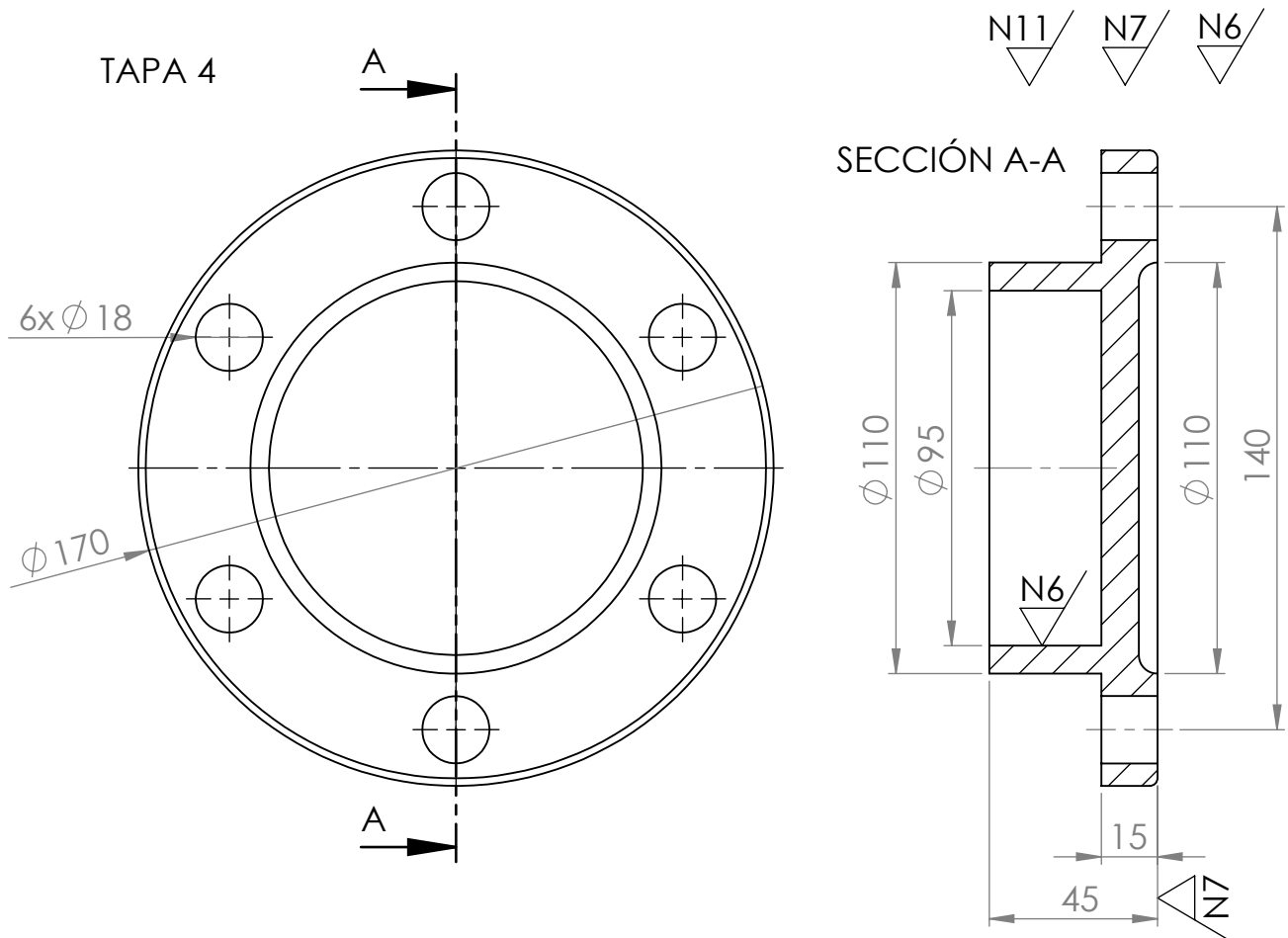
TAPA 3



SECCIÓN C-C



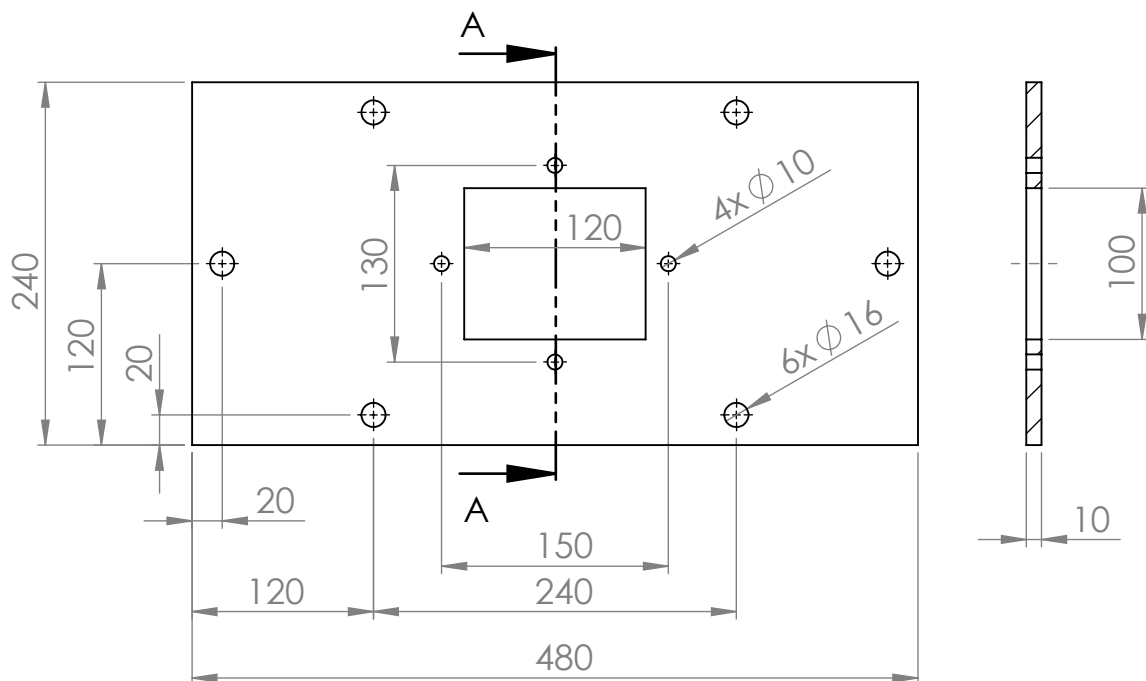
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f	MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
	MATERIAL	PESO		FORMATO
	FUNDICIÓN GRIS 20			A4
NOMBRE	FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO	HOJA 1 DE 3
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN	JUNIO 2016	1:5	11	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.		TÍTULO: PLANO TAPAS		
Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza				



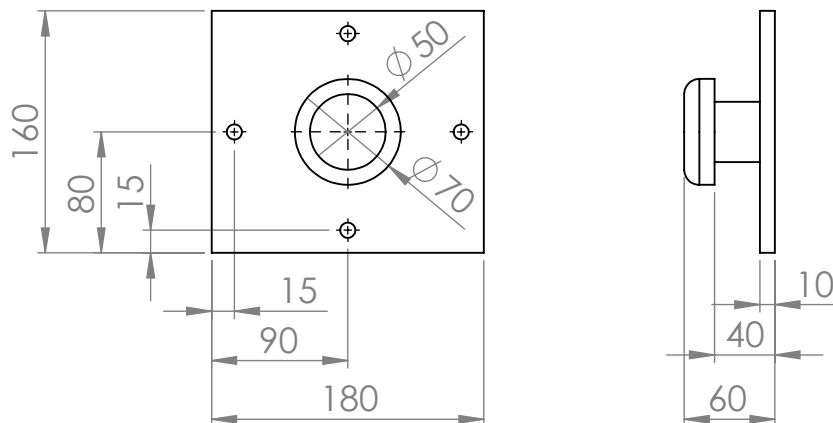
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f	MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
	MATERIAL	PESO		FORMATO
	FUNDICIÓN GRIS 20			A4
NOMBRE	FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO	HOJA 2 DE 3
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN	JUNIO 2016	1:2	11	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico. Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza		TÍTULO: PLANO TAPAS		

TAPA 6

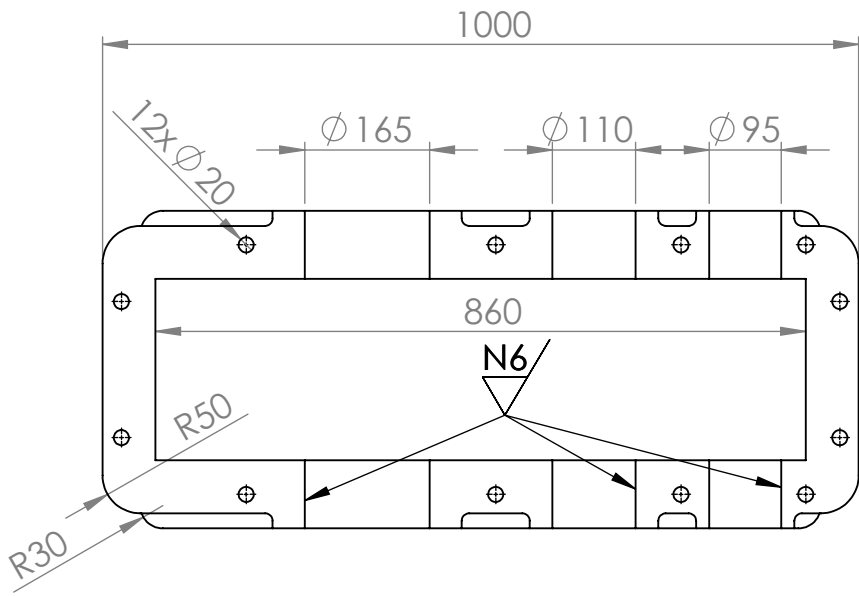
SECCIÓN A-A



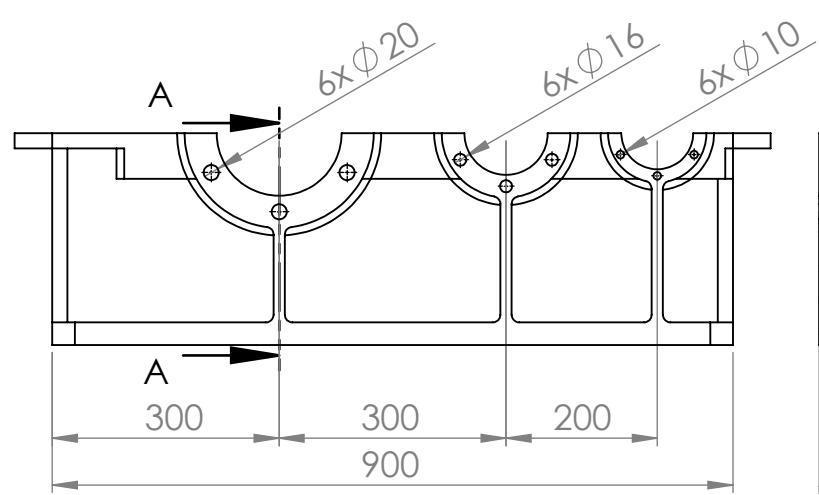
TAPA SUPERIOR LLENADO DE ACEITE



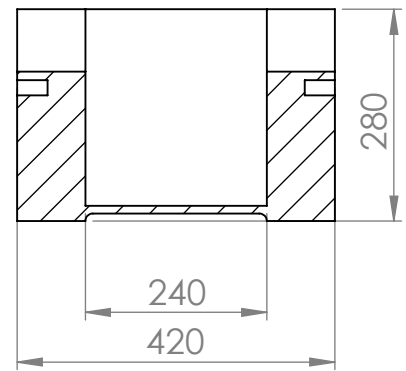
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f	MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
	MATERIAL	PESO	FORMATO	
	FUNDICIÓN GRIS 20		A4	
NOMBRE	FECHA	ESCALA	N° DE PLANO	HOJA 3 DE 3
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN	JUNIO 2016	1:5	11	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.		TÍTULO: PLANO TAPAS		
Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza				



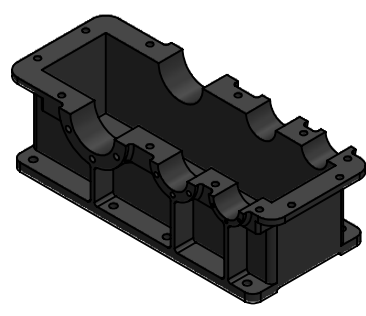
N11 / N6



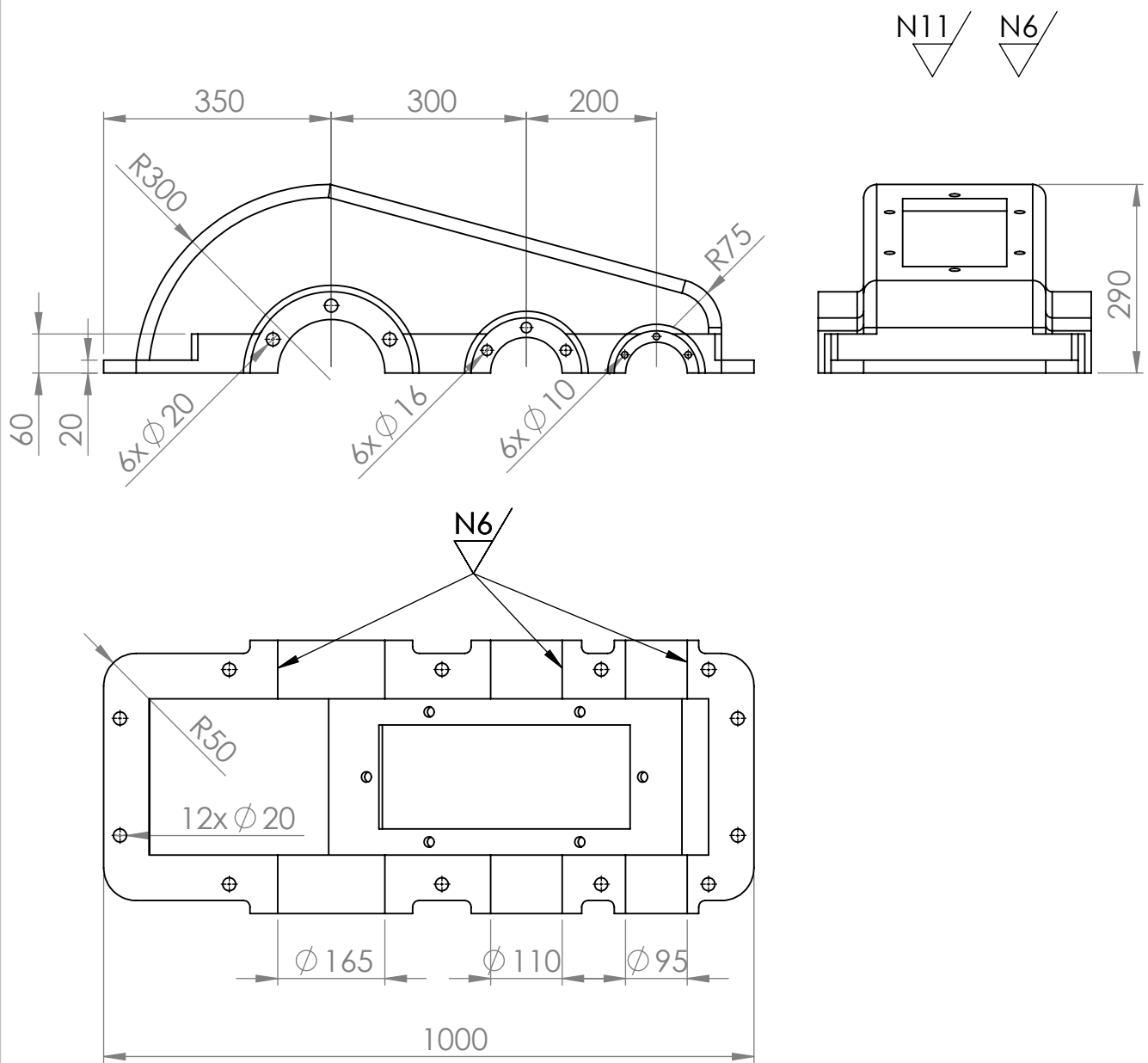
SECCIÓN A-A



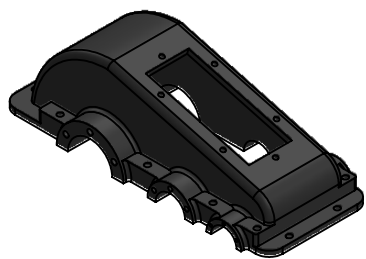
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:20



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f	MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
	MATERIAL	PESO		FORMATO
	FUNDICIÓN GRIS 25	175,644 kg		A4
NOMBRE	FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO	
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN	JUNIO 2016	1:10	12	HOJA 1 DE 1
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico. Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza		TÍTULO: PLANO SEMICARCASA INFERIOR		



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:20



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: NORMA ISO 2768-f	MODELADO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA REDUCTOR DE DOS ETAPAS			
	MATERIAL	PESO		FORMATO
	FUNDICIÓN GRIS 25	121,185 kg		A4
NOMBRE	FECHA	ESCALA	Nº DE PLANO	
AUTOR: MIGUEL GARZA CASTILÓN	JUNIO 2016	1:10	13	HOJA 1 DE 1

Edición de estudiante de SolidWorks.

Sólo para uso académico.



TÍTULO:
PLANO SEMICARCASA SUPERIOR

