



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Jaén

Trabajo Fin de Grado

MODELADO Y REPRESENTACIÓN CAD DE UN CONJUNTO MECÁNICO DE CAJA DE CAMBIOS PARA UN VEHÍCULO

Alumno: Cintia Caba González

Tutor: Cristina Martín Doñate
Dpto: Ingeniería Gráfica, Diseño y Proyectos

Junio, 2017

Índice

1.	CONTEXTUALIZACIÓN Y NECESIDAD DE RESOLVER	3
1.1.	Objetivo	3
1.2.	Definición del sistema.....	3
1.3.	Historia de la transmisión.....	4
1.4.	Tipos de transmisión	6
1.4.1.	Manuales, sincrónicas	6
1.4.2.	Manuales pilotadas (CMP).....	8
1.4.3.	De doble embrague.....	10
1.4.4.	Automática por convertidor de par.....	11
1.4.5.	Transmisión variable continua (CVT)	13
1.5.	Modelo real vs Modelo virtual	14
2.	ESPECIFICACIONES BÁSICAS	15
3.	CÁLCULOS PREVIOS AL DISEÑO	17
3.1.	Determinación de las reducciones de la caja de cambios	17
3.2.	Obtención del número de dientes.....	19
4.	DESARROLLO DEL DISEÑO	26
4.1.	Modelado 3D	26
4.1.1.	Elección del programa de diseño.....	26
4.1.2.	Iniciación al entorno INVENTOR PROFESSIONAL 2017	27
4.2.	Elementos comerciales.....	28
4.2.1.	Rodamientos	29
4.2.2.	Retenes.....	32
4.2.3.	Tornillería	34
4.2.4.	Engranajes.....	35
4.2.5.	Eje primario.....	50
4.2.6.	Eje secundario	54
4.2.7.	Eje de marcha atrás	58
4.2.8.	Sincronizadores	61
4.2.9.	Grupo cónico y diferencial.....	70
4.2.10.	Elementos selectores.....	80
4.2.11.	Carcasa.....	88
5.	PROCESO DE ENSAMBLAJE.....	90

6.	FUNCIONAMIENTO TEÓRICO	94
7.	CONCLUSIONES.....	97
	BIBLIOGRAFÍA.....	98
	ANEJO I: PLANOS.....	100

1. CONTEXTUALIZACIÓN Y NECESIDAD DE RESOLVER

1.1. Objetivo

El Trabajo Fin de Grado tiene por objetivo la representación tridimensional de un conjunto mecánico de transmisión manual para un vehículo, así como la representación de sus elementos normalizados y el ensamblaje de los mismos.

En este proyecto se desarrollan los conocimientos adquiridos en algunas asignaturas del Grado de Ingeniería Mecánica dedicadas al modelado en programas CAD y al diseño de elementos mecánicos.

Con el diseño de este sistema se pretende mostrar el trabajo de diseño de los diferentes elementos que lo componen, el resultado final en su ensamblaje y la explicación sencilla y didáctica del funcionamiento de una caja de cambios.

1.2. Definición del sistema

En los vehículos, la caja de cambios o caja de velocidades (también llamada simplemente caja), es el elemento encargado de obtener en las ruedas el par motor suficiente para poner en movimiento el vehículo desde la posición de parada, y una vez en marcha, obtener un par suficiente en ellas para vencer las resistencias del avance, fundamentalmente las derivadas del perfil aerodinámico, de rozamiento con la rodadura y de la pendiente en ascenso.

La caja de cambios aparece ante el problema de la obtención de velocidades limitadas de circulación en los vehículos, puesto que estos, funcionan en un rango de revoluciones que van desde los 1000 a 6000 rpm en gasolina y 1000 a 4500 rpm en diésel. Además de que, un motor, solo es capaz de proporcionar fuerza en un rango de revoluciones limitada, por lo que supondría un problema a la hora de iniciar la marcha en una cuesta ya que no se tendría el par suficiente para realizarlo. Por estos motivos, se hace necesaria la incorporación de elementos para que el régimen de giro sea el adecuado dependiendo de las necesidades de marcha del vehículo. Aquí es donde entra en juego la caja de cambios, que, usando grupos reductores, permite seleccionar

las distintas “marchas” para adaptar el régimen del motor a la velocidad del vehículo, así como a otras circunstancias.

1.3. Historia de la transmisión

Fue Leonardo da Vinci quien llegó a diseñar en sus tiempos lo que sería el precursor de las cajas de cambios de los modernos coches. Imbuido por la fiebre del desarrollo industrial que fomentaba Ludovico el Moro, Leonardo da Vinci diseñó un cambio de velocidad (Ilustración 1.1.) compuesto por dos piezas, una cilíndrica y otra cónica que mediante una serie de engranajes convertía el mecanismo en un cambio de velocidades.



Ilustración 1.1. Modelo caja de cambios de Leonardo da Vinci

A los inventores franceses y socios en la fabricación automovilística, Panhard y Levassor, se les atribuye la invención de la transmisión manual moderna, instalada en su automóvil Panhard en 1895. Estos crearon una caja de cambios de 3 velocidades y su base sigue siendo la que utilizan la mayoría de los automóviles contemporáneos.

En el año 1900, todos los automóviles fabricados en EEUU (que en esta época aportó una gran producción) incorporaban una transmisión manual no sincronizada basada en el diseño de Panhard y Levassor. En la que debido a la “no sincronización”, era necesario recurrir a la técnica del “doble embrague”, que

consiste en acelerar el motor al desembragar para reducir a una marcha más corta, con la intención de que al embragar de nuevo la velocidad de rotación del motor sea lo más próxima a la que tendría en la nueva marcha.

La transmisión manual sincronizada llegó en 1928 de la mano de un Cadillac, que supuso un gran adelanto a la hora de seleccionar las marchas con mayor facilidad y suavidad. Sin embargo, este sistema no sería implementado hasta los años 50. Uno de los primeros automóviles en incorporarlo sería el Porsche 356.

Mientras que las transmisiones manuales predominaron en la primera mitad del siglo XX, la transmisión automática se abrió paso a partir de entonces. Fue la división Hydra-Matic de General Motors, anteriormente la Detroit Transmisión división, la que inicialmente completó la primera transmisión totalmente automática en modelos de línea en Octubre de 1939, seis meses después de haberse formado esa división. Sus transmisiones fueron fabricadas para los Oldsmobile. Un año después, Hydra-Matic producía unas 220 transmisiones diarias, y comenzaron los embarques para Cadillac. Las transmisiones automáticas se usaron en algunos vehículos militares durante los años de la guerra, y su continuo desarrollo condujo al convertidor de Par, un ingenioso acoplamiento de impulsión hidráulico, que casi no transmitía par a bajas velocidades del vehículo, pero a velocidad de crucero era un acoplamiento hidráulico muy eficiente.

Para 1950, todos los principales fabricantes de automóviles ofrecían transmisiones automáticas, y poco tiempo después en muchos modelos se ofrecía como equipo estándar.

1.4. Tipos de transmisión

1.4.1. Manuales, sincrónicas

Tradicionalmente, son denominadas cajas de cambios manuales aquellas compuestas por elementos estructurales (y funcionales), rodamientos, etc. de tipo mecánico. En estas cajas de cambios, las velocidades son seleccionadas mediante un mando mecánico.

Los acoplamientos en el interior se realizan mediante mecanismos compuestos de balancines y ejes guiados por cojinetes. El accionamiento de los mecanismos internos desde el exterior de la caja, y que debería accionar un eventual conductor, se realizan mediante cables flexibles no alargables o varillas rígidas.

Las distintas velocidades de que consta la caja están sincronizadas. Esto quiere decir que disponen de mecanismos de sincronización, que permiten igualar las velocidades de los distintos ejes de los que consta la caja durante el cambio de una a otra.

La conexión cinemática entre el motor y la caja de cambios se realiza mediante el embrague.

Dentro de las cajas de cambios manuales podemos diferenciar entre dos tipos:

-Caja de cambios de tres ejes: Esta caja de velocidades fue la primera utilizada en los vehículos de producción en masa, ya que estos tenían un diseño de motor frontal y tracción trasera donde esta caja es la más utilizada. (Ilustración 1.2.)

El mecanismo de este tipo de caja consiste en lo siguiente; el eje primario toma la fuerza del embrague para después pasarla al eje intermedio, el cual, cuenta con todos los engranajes fijos. Cada engranaje tiene su contraparte en el eje secundario que transmite la fuerza al diferencial.

La mayor parte de las compañías dedicadas a la fabricación de automóviles, se decantaron por utilizar este diseño hasta la llegada del vehículo compacto.

Este diseño permite fácilmente configurar desde tres hasta seis velocidades.

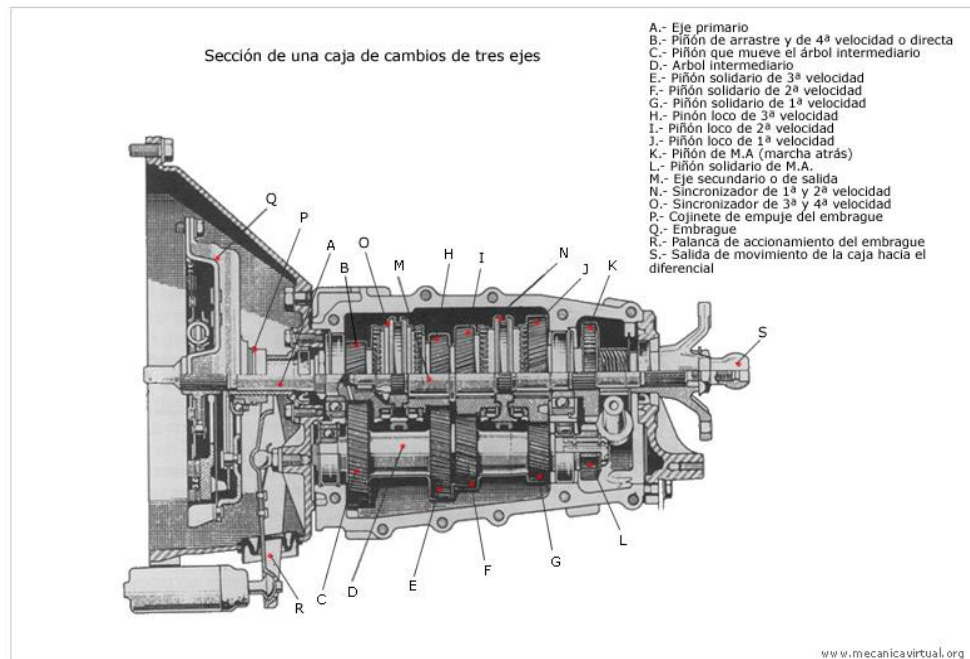


Ilustración 1.2. Sección de una caja de cambios de tres ejes

-Caja de cambios de dos ejes: un eje primario recibe el par del motor y lo transmite de forma directa a uno secundario de salida de par que acciona el grupo diferencial. Este tipo de cajas de cambio ha tenido su desarrollo fundamentalmente para disposiciones de vehículos con tracción delantera. Estas cajas de cambios sólo poseen dos ejes de forma que no poseen un tercer eje intermediario. El eje primario obtiene su giro directamente del motor y lo transmite a un eje secundario que a su vez acciona el conjunto diferencial. De esta forma el tamaño del conjunto caja-diferencial se reduce quedando todo bajo un conjunto compacto. La transmisión de todo el par mediante sólo dos ejes, obliga a los piñones a soportar cargas mucho más elevadas que sus homólogos de las cajas de tres ejes. Por tanto, es preciso emplear materiales de mayor calidad en la fabricación de estos piñones. (Ilustración 1.3.)

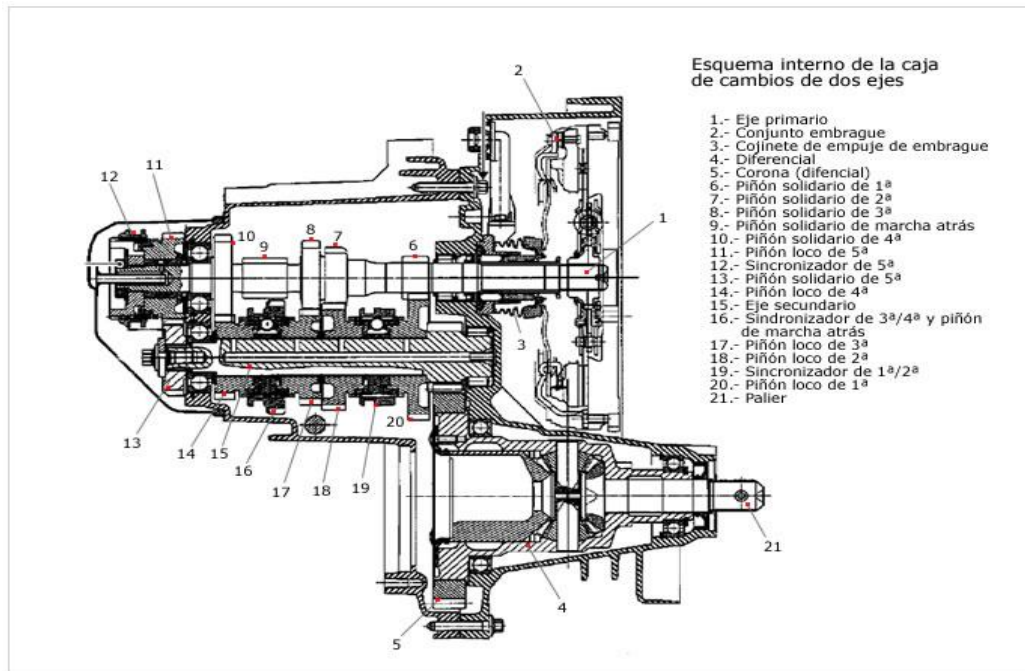


Ilustración 1.3. Esquema interno caja de dos ejes

1.4.2. Manuales pilotadas (CMP)

La caja de cambios manual pilotada (Ilustración 1.4.), a nivel técnico, es prácticamente igual que el tipo de cambio manual convencional. La gran diferencia se presenta en que, aunque este diseño dispone de sistema de embrague, no dispone de pedal de embrague, puesto que éste se acciona con un sistema electromecánico. Su funcionamiento se basa en que:

- Un calculador electrónico de la caja de cambios pilotada, recibe las informaciones pertinentes para controlar la inserción de las relaciones y accionamiento del embrague.

- La palanca de cambios se desplaza de forma impulsional hacia delante y hacia atrás, retornando al punto medio. El movimiento impulsional hacia delante informa al calculador de la caja de cambios pilotada que se quiere subir de relación y hacia atrás que se quiere bajar. (Este criterio depende también de las marcas de automóviles)

-Al solicitar una nueva relación, el calculador gestiona la orden mediante un sistema electrohidráulico o electrónico que desembraga, cambia de relación y embraga de nuevo. Durante el proceso, la inter comunicación entre calculadores reduce las RPM del motor.

-Para iniciar la marcha se solicita la 1ª relación mediante la palanca secuencia y se acelera, el calculador gestiona la actuación del embrague reduciendo el riesgo de que el motor se cale.

-Las maniobras de aparcamiento pueden resultar, al principio, algo laboriosas, pues se han de hacer con el acelerador dos cosas, regular las RPM necesarias del motor y acoplar el embrague.

-Los cambios de relación pueden ser lentos y/o con ciertos “tirones”, se reducen estos efectos con las cajas pilotadas de dos embragues.

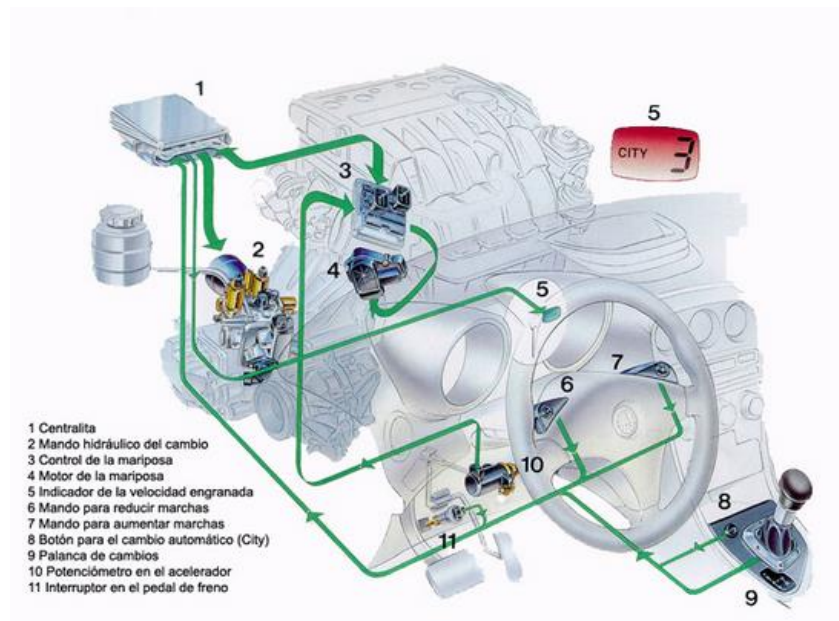


Ilustración 1.4. Secuencia en caja de cambios pilotada

En el aspecto de diseño, el automóvil dispondrá de una centralita instalada mediante unas levas marcadas con + y - (o bien una palanca de cambios con dos posiciones + y -), estas levas permitirán, respectivamente, el aumento o reducción de marcha.

La palanca de cambios (Ilustración 1.5.) dispondrá de las siguientes posiciones:

- P (Parking): Aparcamiento (la caja de cambios bloquea las ruedas motrices)
- R (Reverse): Marcha atrás
- N (Neutral): Punto muerto
- D (Drive): Automático (se van insertando las velocidades automáticamente sin la intervención del conductor)
- Manual secuencial; (levas + y – citadas anteriormente)



Ilustración 1.5. Palanca de cambios de caja manual pilotada

1.4.3. De doble embrague

Este tipo de caja de cambios es también similar, en cuestiones técnicas, a la caja de cambios manual convencional. (Ver Ilustración 1.6.). Su principal diferencia consiste en la incorporación de un sistema duplicado de engranajes y de embrague. Uno de los embragues se encargará de las marchas pares y el otro, de las impares.

Este sistema puede explicarse de forma sencilla, al igual que lo es su funcionamiento, ya que se trata de que cuando uno de los embragues se acopla,

otro se desacopla, es decir, teniendo dos marchas engranadas, sólo una de ellas será desembragada. Esto proporciona un cambio mucho más rápido y sin que el conductor sienta absolutamente ningún corte motor, lo que proporciona un evidente confort.

Se habla de un cambio rápido y un confort, entre otras ventajas como un casi nulo aumento de consumo. Frente a esto se posiciona la desventaja del coste elevado, debido al peso, el volumen y la mayor complejidad de este sistema.

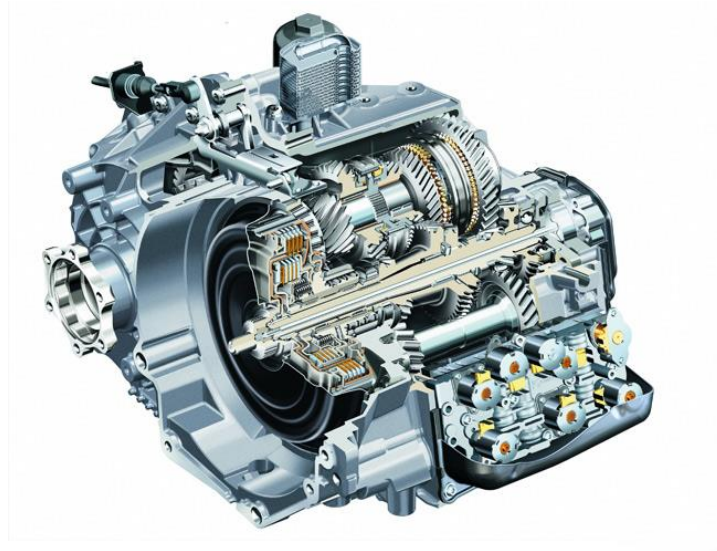


Ilustración 1.6. Caja de cambios de doble embrague

1.4.4. Automática por convertidor de par

Como su nombre indica, la caja de cambios automática realiza el cambio de marchas sin que el conductor intervenga. El cambio de una relación a otra se produce en función tanto de la velocidad del vehículo como del régimen de giro del motor, es decir, sin necesidad de un pedal de embrague ni de una palanca de cambios.

Este tipo de caja de cambios engloba tres elementos;

- Trenes epicicloidales: Establecen las distintas relaciones del cambio
- Mecanismo de mando: Selecciona de forma automática las relaciones de los trenes epicicloidales. Este mecanismo de mando puede ser electrónico, hidráulico, mecánico o una combinación entre estos.
- Convertidor de par:

Se define el convertidor de par como un mecanismo utilizado en el cambio automático sustituyendo al embrague, haciendo de conexión entre la caja de cambios y el motor. En este sistema no existe una unión mecánica entre el cigüeñal y el eje primario de cambio, si no que aprovecha la fuerza centrífuga que actúa sobre un fluido (aceite) que se encuentra en el interior del convertidor.

Las tres partes que conforman el convertidor de par serían; la bomba; que, al arrancar el motor, comienza a girar y empuja el aceite desde su centro hacia el borde exterior; la turbina; que tiene como misión recibir el aceite recibido por la bomba, y el estator; que se usa para redirigir el flujo de la turbina de regreso hacia la parte de la bomba, para completar el flujo de aceite.

El modelo automático por convertidor de par (Ilustración 1.7.) permite unas ciertas ventajas como, por ejemplo, una aceleración más rápida y suave, debido a que los convertidores de torque actúan como una transmisión continuamente variable. También, debido a que el convertidor de torque puede deslizarse casi indefinidamente sin dañarse, disminuye la probabilidad de que el embrague se queme (cosa que no ocurre con la transmisión manual). Por último, no se debe olvidar que los convertidores de torque pueden contener varios cuartos de fluido de transmisión, lo que permite disminuir el sobrecalentamiento de la transmisión, suministrándole un golpe de fluido frío en el momento que sea necesario.

Toda ventaja tiene su desventaja, y la desventaja de este sistema reside en las pérdidas de la bomba, que hacen que la eficiencia nunca sea del 100%. Algunos modelos modernos están trabajando en diseños para poder minimizar estas pérdidas.

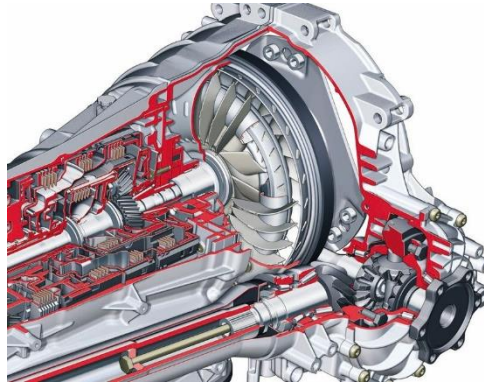


Ilustración 1.7. Caja automática por convertidor de par

1.4.5. Transmisión variable continua (CVT)

Como ya se ha visto, la transmisión automática utiliza engranajes para su funcionamiento, sin embargo, la transmisión variable continua, basa su funcionamiento en el uso de poleas (ver ilustración 1.8.). La unión entre una polea y otra se realiza mediante una cadena o correa de goma muy resistente que transmite el giro de una a otra (de manera parecida a como funciona la cadena de una bicicleta entre el plato del pedalier y el piñón), lo que consigue incrementar la velocidad del vehículo de manera constante, más limpia y plana.

Las ventajas de este sistema no pasan desapercibidas. Desde un funcionamiento mucho más eficiente del motor, hasta un menor consumo de combustible. Sin olvidarse, que, debido a su forma de trabajar, no hay un número determinado de relaciones, lo que hace que cada vez que se acelera es como si se le estuviera soltando cuerda a la aceleración y la potencia del propulsor sin llegar a un tope.

Esto ha sido un poco la desventaja de este sistema, ya que el usuario está acostumbrado a que un “tirón” en el automóvil le haga sentir que está acelerando, cosa que en este sistema no ocurre y crea cierta inseguridad.



Ilustración 1.8. Sistema de transmisión variable continua

1.5. Modelo real vs Modelo virtual

Del apartado 1.2. se puede concluir que la caja de cambios es un elemento imprescindible en el sistema de transmisión de cualquier vehículo. Su función, haciendo que sea posible obtener en las ruedas un par motor suficiente para permitir el movimiento del vehículo desde la posición de parada, y a continuación obtener el par para que el vehículo pueda avanzar, hacen que este elemento sea vital tanto en el diseño como en ingeniería en el campo de la automoción.

El diseño de una caja de cambios funcional, económica..., en general, competente en el mercado, es un proceso largo y costoso. Las grandes fábricas de compañías automovilísticas dedican un sector entero a realizar este proceso de diseño.

En este proyecto se tiene como objetivo aproximar el diseño y funcionamiento de la caja de cambios a un modelo real, por eso se ha tomado como referencia una caja de cambios ya fabricada, tomando de ésta los datos necesarios para su correcto diseño.

El diseño de la caja de cambios en sí se ha realizado de la forma más aproximada posible al modelo real, teniendo en cuenta la distribución de todos los elementos, el espacio que pueden ocupar, así como que sea posible realizar el correcto movimiento que los elementos tendrían en la caja real. También se ha realizado en este proyecto el diseño de la carcasa, aunque de forma algo menos semejante, se ampliará esta información más adelante en la parte de diseño.

2. ESPECIFICACIONES BÁSICAS

Como se ha podido comprobar a lo largo del apartado 1, las cajas de cambios están en constante evolución. Cada fabricante cuenta con sus propios criterios a la hora de establecer soluciones con el objetivo de satisfacer las necesidades de los consumidores, tanto de facilidad como de confort.

Este diseño tomará como referencia un tipo de caja de cambios manual, en el que se puede observar de forma sencilla y didáctica el funcionamiento de la misma. Concretamente se ha aproximado el modelo virtual al modelo real que pertenece al automóvil R12 de la casa Renault.

El modelo virtual no tiene como objetivo su utilización como solución para un caso real, si no para comprender el funcionamiento del mismo y el diseño aproximado de este tipo de sistemas. No obstante, las medidas del diseño han sido tomadas de una transmisión real, pero debido a la antigüedad de toma de datos y los posibles fallos de tolerancias con las actuales normativas, no será apto para ser utilizado como componente de un automóvil real.

Este proyecto partirá de una serie de especificaciones básicas correspondientes al modelo de automóvil R12 como se ha citado anteriormente. (Tabla 2.1.)

Características del motor	
Periodo	1976-1977
Tipo	L4 8v, carburación de doble cuerpo
Diámetro por carrera (mm)	73 x 77
Cilindrada (cm3)	1289
Relación de compresión	8,5 : 1
Potencia máxima CV / kW / rpm	57 / 42 / 5000
Par máximo Nm / rpm	93,1 / 5000

Características de la transmisión		
Tracción	Delantera	
Transmisión	Manual, 4 velocidades	
Relaciones de transmisión a 5000 rpm (km/h) *	1º	37
	2º	57,6
	3º	89,8
	4º	140

Tabla 2.1. Características del motor Renault R12

*Relaciones de transmisión obtenidas del diagrama de velocidades calculado para este modelo.

En la ficha de las características del caso real se puede observar que el motor es de gasolina con un par máximo de 90 Nm a 5000 rpm y la potencia máxima es de 50 CV (37 kW) a 5000 rpm. Será necesario tener en cuenta estos datos para superar las causas que impiden el movimiento del vehículo, causas como el peso, los rozamientos...etc. Aunque nuestro caso puede no ser válido para un caso real, serán utilizados estos datos para los siguientes cálculos necesarios en el sistema.

La transmisión se realiza de forma manual, con una caja de cambios de 4 velocidades.

3. CÁLCULOS PREVIOS AL DISEÑO

3.1. Determinación de las reducciones de la caja de cambios

Lo primero será determinar la reducción máxima de la caja de velocidades, que corresponderá con el tren de primera velocidad, para ello, se parte de que la relación mínima será fijada en 1/1, así, quedan determinadas automáticamente la reducción máxima y la reducción en el diferencial. Por tanto:

$$r_{cmax} = \frac{V'_{min}}{V'_{max}} \cdot r_{cmin} = \frac{10,277}{38,888} \cdot 1 = 0,2642$$

r_{cmax} = reducción máxima

r_{cmin} = reducción mínima

V'_{min} = velocidad mínima en 1º velocidad a 5000 rpm

V'_{max} = velocidad máxima en 1º velocidad a 5000 rpm

Siendo r_d la reducción en el diferencial:

$$r_d = \frac{19,09 \cdot V'_{max}}{D \cdot n_m \cdot r_{cmin}} = \frac{19,09 \cdot 38,88}{0,58 \cdot 5000 \cdot 1} = 0,2559$$

D = diámetro de las ruedas

n_m = velocidad de giro del motor

Una vez que se han fijado y obtenido los valores de r_{cmin} y r_{cmax} , el resto de relaciones se determinan siguiendo la razón que se satisface mejor dentro del límite establecido, es decir:

$$q^{n-1} = \frac{r_{cmin}}{r_{cmax}}; q = \left(\frac{r_{cmin}}{r_{cmax}}\right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{1}{0,2642}\right)^{\frac{1}{4-1}} = 1,5584$$

donde n es el número de velocidades del vehículo.

Se designan las velocidades por: $V_4 = V_{max}$; $V_1 = V_{min}$; $r_{c4} = r_{cmin}$; $r_{c1} = r_{cmax}$;

siendo los subíndices las velocidades correspondientes, es posible determinar las reducciones de las demás velocidades.

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{r_{c2}}{r_{c1}} = q; \quad r_{c2} = r_{c1} \cdot q = 0,2642 \cdot 1,5584 = 0,4117$$

$$\frac{V_3}{V_2} = \frac{r_{c3}}{r_{c2}} = q; \quad r_{c3} = r_{c2} \cdot q = 0,4117 \cdot 1,5584 = 0,6416$$

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{r_{c4}}{r_{c3}} = q; \quad r_{c4} = r_{c3} \cdot q = 0,6416 \cdot 1,5584 = 1$$

Por tanto, las velocidades correspondientes serán las indicadas en la Tabla 2.2.

Número velocidad	Velocidad (km/h)	Velocidad (m/s)
V1	140	38,88
V2	89,8	24,94
V3	57,6	16
V4	37	10,27

Tabla 2.2. Velocidades del vehículo

3.2. Obtención del número de dientes

Una vez conocidas las velocidades, será necesario dimensionar los elementos que realizarán la transmisión de estas. Para ello se ha de partir de un dato conocido como la distancia entre ejes, este dato será de vital importancia para que los elementos de transmisión queden correctamente colocados en la caja de cambios, de manera que puedan trabajar y ser visualizados de forma correcta. Esta distancia tendrá un valor de 84,6 mm.

Con este dato se puede comenzar con el dimensionado del engranaje, empezando por evaluar las conexiones existentes entre las relaciones de transmisión obtenidas en el apartado anterior y la distancia entre ejes que se ha tomado. Se utilizará la siguiente ecuación:

$$d = r_1 + r_2; \quad r_c = \frac{r_1}{r_2}$$

Donde:

- d: distancia entre ejes
- r₁: radio del piñón (elemento transmisor en el eje primario)
- r₂: radio del engrane (elemento receptor en el eje secundario)
- r_c: relación de transmisión.

Con esta ecuación y los datos de la distancia entre ejes y las relaciones de transmisión, es posible calcular los diámetros de los engranajes de la 1ª velocidad.

$$r_1 = \left(\frac{r_c}{r_c + 1} \right) \cdot d = \left(\frac{0,2642}{0,2642 + 1} \right) \cdot 84,61 = 17,68 \text{ mm} \rightarrow D_1 = 35,36 \text{ mm}$$

$$r_2 = \left(\frac{1}{r_c + 1} \right) \cdot d = \left(\frac{1}{0,2642 + 1} \right) \cdot 84,61 = 66,93 \text{ mm} \rightarrow D_2 = 133,86 \text{ mm}$$

Se decide en el diseño la utilización de un módulo de 2,75 para todos los trenes. Teniendo en cuenta las ecuaciones para engranajes helicoidales (esto quiere decir que se debe calcular el módulo aparente que será el que se utilice para obtener el número de dientes, tomando como ángulo de hélice establecido de 30°)

$$m_a = \frac{m_r}{\cos \theta} = \frac{2,75}{\cos 30^\circ} = 3,18; \quad Z = \frac{D}{m_a}$$

Introduciendo en esta ecuación los diámetros obtenidos anteriormente, así como el módulo establecido se obtendrá:

$$Z_1 = \frac{D_1}{m_a} = \frac{35,36}{3,18} = 11,12 \text{ dientes} \rightarrow Z_1 = 11 \text{ dientes}$$

$$Z_2 = \frac{D_2}{m_a} = \frac{133,86}{3,18} = 42,09 \text{ dientes} \rightarrow Z_2 = 42 \text{ dientes}$$

Debido al redondeo realizado en el número de dientes (ya que lógicamente el número de dientes debe ser un número entero), se calculan de nuevo los diámetros primitivos para subsanar este error de redondeo.

$$D_1 = Z_1 \cdot m_a = 11 \cdot 3,18 = 34,98 \text{ mm}$$

$$D_2 = Z_2 \cdot m_a = 42 \cdot 3,18 = 133,56 \text{ mm}$$

El resto de características del engranaje se definen a continuación:

$$\text{Paso} \rightarrow P = \pi \cdot m_r = 8,64 \text{ mm}$$

$$\text{Espesor real} \rightarrow e_r = 1,57 \cdot m_r = 4,32 \text{ mm}$$

$$\text{Altura del diente normal} \rightarrow h = 2,16 \cdot m_r = 5,94 \text{ mm}$$

$$\text{Altura del diente corregido} \rightarrow h = 1,8 \cdot m_r = 4,95 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro exterior} \rightarrow D_{e1} = D_1 + 2 \cdot m_r = 40,48 \text{ mm}; D_{e2} = D_2 + 2 \cdot m_r = 139,06 \text{ mm}$$

Los datos recogidos correspondientes al tren piñón-engrane de la primera marcha se muestran en la Tabla 3.1.

	PIÑÓN		ENGRANE	
Relación de transmisión	0,26			
Distancia entre ejes (mm)	84,61			
Diámetro primitivo (mm)	D ₁	35,36	D ₂	133,86
Módulo (mm)	2,75			
Nº de dientes	Z ₁	11	Z ₂	42
Diámetro final (mm)	D ₁	34,98	D ₂	133,56
Paso (mm)	8,64			
Diámetro exterior (mm)	D _{e1}	40,48	D _{e2}	139,06
Altura del diente (mm)	4,95			
Ángulo de presión (º)	20,00			
Ángulo de hélice (º)	30,00			

Tabla 3.1. Características de la pareja piñón-engrane de la primera velocidad.

De la misma forma se calculan las características para el resto de trenes de engranaje. A continuación, se recogen únicamente los resultados obtenidos:

- Segunda velocidad (Tabla 3.2.)

	PIÑÓN		ENGRANE	
Relación de transmisión	0,41			
Distancia entre ejes (mm)	84,61			
Diámetro primitivo (mm)	D ₁	49,35	D ₂	119,87
Módulo (mm)	2,75			
Nº de dientes	Z ₁	16	Z ₂	39
Diámetro final (mm)	D ₁	48,96	D ₂	119,34
Paso (mm)	8,64			
Diámetro exterior (mm)	D _{e1}	54,46	D _{e2}	124,84
Altura del diente (mm)	4,95			
Ángulo de presión (º)	20,00			
Ángulo de hélice (º)	26,00			

Tabla 3.2. Características de la pareja piñón-engrane de la segunda velocidad.

- Tercera velocidad (Tabla 3.3.)

	PIÑÓN		ENGRANE	
Relación de transmisión	0,64			
Distancia entre ejes (mm)	84,61			
Diámetro primitivo (mm)	D ₁	66,14	D ₂	103,08
Módulo (mm)	2,75			
Nº de dientes	Z ₁	21	Z ₂	32
Diámetro final (mm)	D ₁	66,78	D ₂	101,76
Paso (mm)	8,64			
Diámetro exterior (mm)	D _{e1}	72,28	D _{e2}	107,26
Altura del diente (mm)	4,95			
Ángulo de presión (º)	20,00			
Ángulo de hélice (º)	30,00			

Tabla 3.3. Características de la pareja piñón-engrane de la tercera velocidad.

- Cuarta velocidad (Tabla 3.4.)

	PIÑÓN		ENGRANE	
Relación de transmisión	1			
Distancia entre ejes (mm)	84,61			
Diámetro primitivo (mm)	D ₁	84,61	D ₂	84,61
Módulo (mm)	2,75			
Nº de dientes	Z ₁	26	Z ₂	27
Diámetro final (mm)	D ₁	82,68	D ₂	85,86
Paso (mm)	8,64			
Diámetro exterior (mm)	D _{e1}	87,50	D _{e2}	91,36
Altura del diente (mm)	4,95			
Ángulo de presión (º)	20,00			
Ángulo de hélice (º)	30,00			

Tabla 3.4. Características de la pareja piñón-engranaje de la cuarta velocidad.

- Tren de marcha atrás

El tren de marcha atrás está compuesto por tres elementos. Uno instalado en el eje primario, otro en el secundario y otro en el eje intermediario.

Con el fin de que los diámetros disminuyan lo menos posible, el piñón situado en el eje primario y la rueda situada en el eje secundario (que es el desplazable del sincronizador de 3ª y 4ª) deben estar muy aproximados, pero sin rozarse. El eje intermediario se colocará entre el primario y el secundario por motivos de espacio, volumen y peso. Las características del piñón-engranaje de marcha atrás se recogen en la Tabla 3.5. mientras que las del engranaje intermedio pueden comprobarse en la Tabla 3.6.

	PIÑÓN		ENGRANE	
Distancia entre ejes (mm)	84,61			
Diámetro primitivo (mm)	D ₁	36,00	D ₂	120
Módulo (mm)	3,00			
Nº de dientes	Z ₁	12	Z ₂	40
Diámetro externo (mm)	D _{e1}	40,80	D _{e2}	124,79
Paso (mm)	9,42			
Altura del diente (mm)	5,40			
Ángulo de presión (º)	20,00			
Ángulo de hélice (º)	0,00			

Tabla 3.5. Características de la pareja piñón-engrane de marcha atrás.

	ENGRANE INTERMEDIO	
Distancia entre ejes (mm)	63,59	
Diámetro primitivo (mm)	D	57,00
Módulo (mm)	3,00	
Nº de dientes	Z	19
Diámetro externo (mm)	D_e	61,80
Paso (mm)	9,42	
Longitud diente (mm)	18,00	
Ángulo de presión (°)	20,00	
Ángulo de hélice (°)	0,00	

Tabla 8. Características del engrane intermedio.

También será necesario conocer las propiedades del grupo cónico, así como las del diferencial. Ambos serán definidos en las Tablas 3.6 y 3.7 respectivamente.

	PIÑÓN		CORONA	
Diámetro primitivo (mm)	D_1	44,00	D_2	172,00
Módulo (mm)	4,00			
Nº de dientes	Z_1	11	Z_2	43
Diámetro final (mm)	D_{e1}	50,20	D_{e2}	173,49
Ángulo de cabeza (°)	16,39			
Ángulo de presión (°)	20,00			
Ángulo de la espiral (°)	30,00			
Longitud de la generatriz (°)	88,77			
Espesor del diente (mm)	4,48			

Tabla 3.6. Características de la pareja piñón-corona del grupo cónico.

	SATÉLITE		PLANETARIO	
Diámetro primitivo (mm)	D₁	44	D₂	72
Módulo (mm)	4,00			
Nº de dientes	Z₁	11	Z₂	18
Diámetro final (mm)	D₁	50,40	D₂	85,86
Ángulo primitivo (°)	Ψ₁	33,1	Ψ₂	57,49
Longitud generatriz (mm)	42,18			
Espesor diente (mm)	5,18			
Longitud diente (mm)	14,70			
Ángulo entre ejes (°)	90,00			

Tabla 3.7. Características de la pareja satélites-planetarios del diferencial.

Para concluir este apartado de cálculos de los engranes, se recogen también en la Tabla 3.8. las características del dentado correspondiente tanto a la parte exterior del buje y parte interior del desplazable del sincronizador como a la corona de dientes que se dispone en los engranajes del eje secundario. Este dentado será el que lleve a cabo correctamente el proceso de enclavamiento a la hora de seleccionar una marcha.

	DENTADO RECTO
Diámetro primitivo (mm)	60,00
Módulo (mm)	2,50
Nº de dientes	24
Paso (mm)	7,85

Tabla 3.8. Características del dentado recto exterior del buje de sincronización.

4. DESARROLLO DEL DISEÑO

4.1. Modelado 3D

4.1.1. Elección del programa de diseño

El programa elegido para el modelado 3D es INVENTOR PROFESSIONAL 2017 de Autodesk. Es importante hacer una parada para seleccionar un buen programa de diseño dependiendo de la necesidad.

Hacer una comparativa con otros productos como CATIA o SOLIDWORK es hacer una comparativa entre las distintas opiniones de los usuarios. En este proyecto sólo se pretende ver una comparativa en cuanto al diseño de un producto ya que como es sabido, el programa CATIA engloba CAD/CAM, es decir, que combina el diseño y la fabricación asistida por computadora.

Como se ha dicho, la elección del mejor programa de diseño depende de la experiencia del usuario con estos programas. Aquí se parte un conocimiento básico de los tres programas mencionados, adquirido en las distintas asignaturas del Grado de Ingeniería Mecánica.

Partiendo de estas premisas, se puede decir que el programa INVENTOR tiene una mayor facilidad de uso tanto en el módulo de diseño como en el de ensamblaje. La caja de cambios basa su funcionamiento en trenes de engranajes y los ejes en los que están acoplados. A la hora de diseñar estos elementos, el programa INVENTOR permite crear engranajes partiendo de introducir las características deseadas (modificándolas en el momento en el que se desee), así como la capacidad de engranarlos correctamente con solo dos o tres operaciones. De igual manera, los ejes pueden ser creados mediante una simple función que permite añadir en cada tramo la operación que se le desea realizar a dicho tramo, dejando una limpieza inigualable comparada con la realización de este eje mediante operaciones de diseño básicas. Los programas CATIA y SOLIDWORKS no tienen estas facilidades, debiendo realizar el eje directamente desde su boceto, que conlleva un mayor número de operaciones, así como emplear mayor tiempo en su diseño.

4.1.2. Iniciación al entorno INVENTOR PROFESSIONAL 2017

La pantalla principal del programa INVENTOR PROFESSIONAL 2017 comienza con un espacio (figura 4.1.) donde gestionar todo el trabajo, desde crear nuevos archivos, abrir archivos ya creados, crear un proyecto, así como rutas de aprendizaje para seguir y conocer más profundamente el programa.

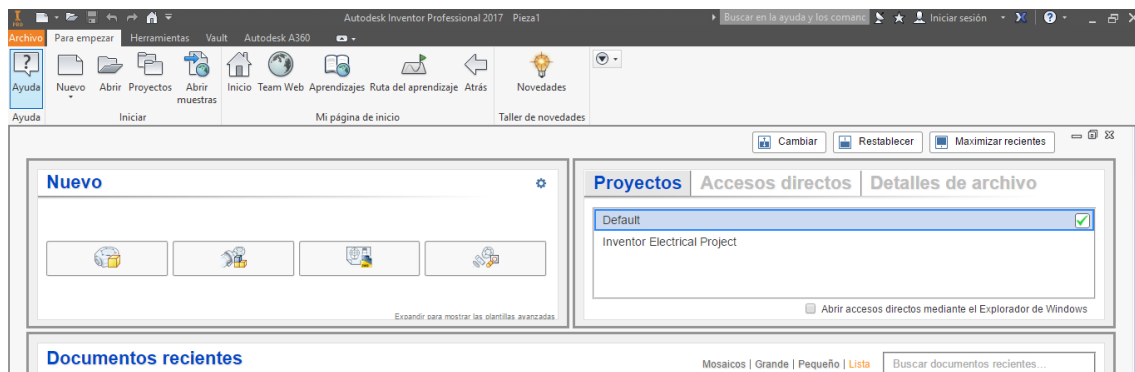


Figura 4.1. Espacio principal de INVENTOR PROFESSIONAL 2017

A la hora de comenzar a trabajar, es posible elegir si comenzar con una pieza, un ensamblaje, un plano o una presentación (figura 4.2.), dependiendo de la necesidad. Se podrá elegir entre distintas métricas, en este proyecto se trabajará siempre con Estándar(mm) en el caso de piezas, ensamblajes o presentación, y am_iso en el caso del dibujo de planos. El dibujo de piezas no siempre implica utilizar el módulo de pieza, pues algunos componentes como engranajes, ejes... etc. se realiza mediante funciones que se encontrarán en el módulo de ensamblaje, como se explicará posteriormente.

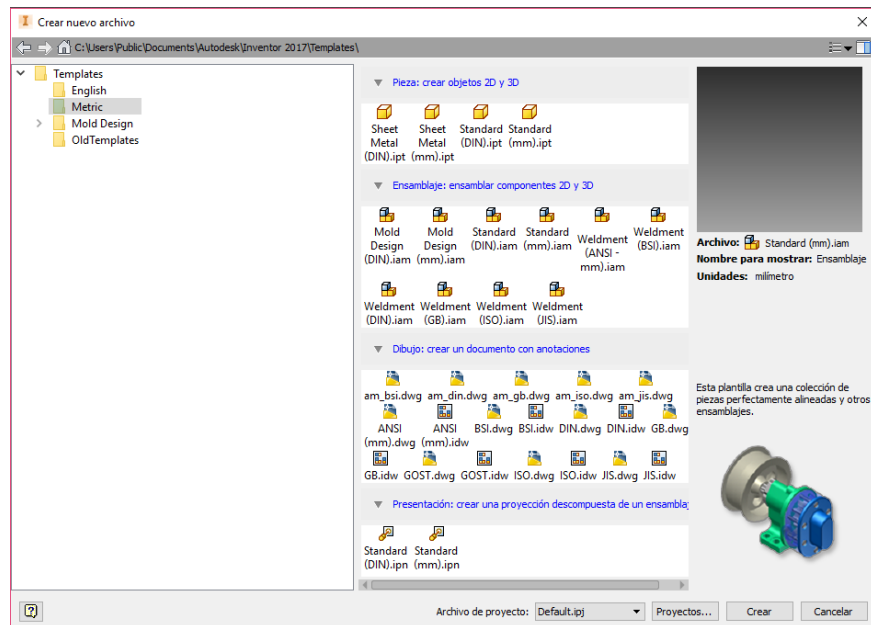


Figura 4.2. Ventana de selección tipo de archivo.

Las barras de herramientas de cada módulo se irán viendo en el módulo de diseño de cada pieza, dependiendo de la operación que se desee realizar.

4.2. Elementos comerciales

Algunos elementos como los que se citan a continuación serán obviados para el diseño del proyecto. Estos elementos se podrán encontrar en el centro de contenido del módulo de ensamblaje del programa (figura 4.3.).

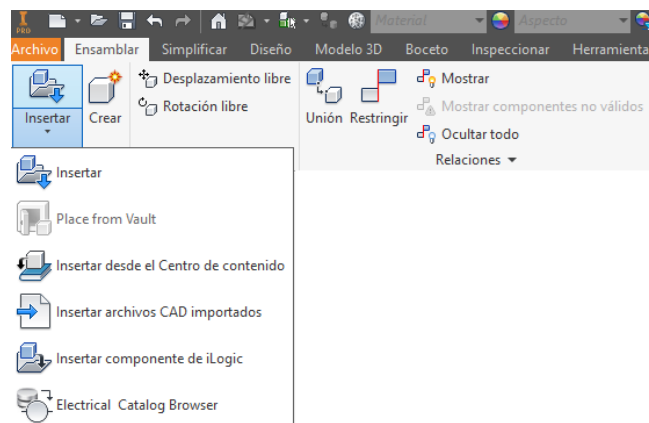


Figura 4.3. Menudo de opciones de inserción de archivos.

Dentro de este se podrán encontrar todo tipo de elementos (figura 4.4) ya sean componentes del eje, piezas para tuberías, piezas utilizadas con chapa metálica, elementos de fijación...etc., bastará con seleccionar el elemento deseado e insertarlo directamente con un clic en la pantalla de trabajo.

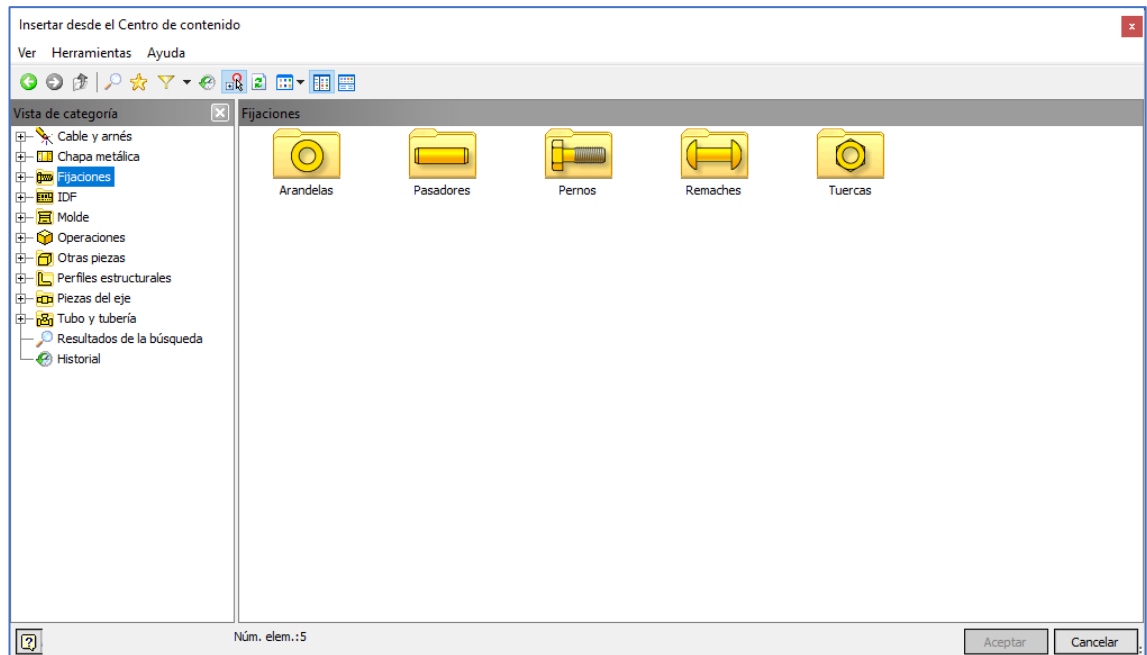


Figura 4.4. Centro de contenido INVENTOR

4.2.1. Rodamientos

Tanto en el eje primario como en el secundario se utilizarán rodamientos de tipo cónico, especialmente adecuado para resistir cargas radiales y axiales simultáneas. Además, este diseño le permite un movimiento de rodadura sin deslizamiento de los rodillos sobre las pistas de los aros exteriores e interiores.

Se utilizarán dos modelos de la serie de SKF, que dispone de la gama de rodamientos más utilizados en el campo de la automoción.

- Rodamiento cónico SKF 30205 (figura 4.5.)
- Rodamiento cónico SKF 32206

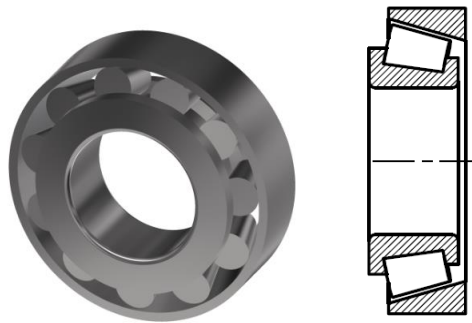


Figura 4.5. Rodamiento cónico SKF 30205

Estos modelos podemos encontrarlos en el apartado de *Piezas del eje / Rodamientos / Rodamientos de rodillos / Rodamientos de rodillo cónicos*. (figura 4.6.). Concretamente en la opción SKF-Rodamientos de rodillos cónicos.

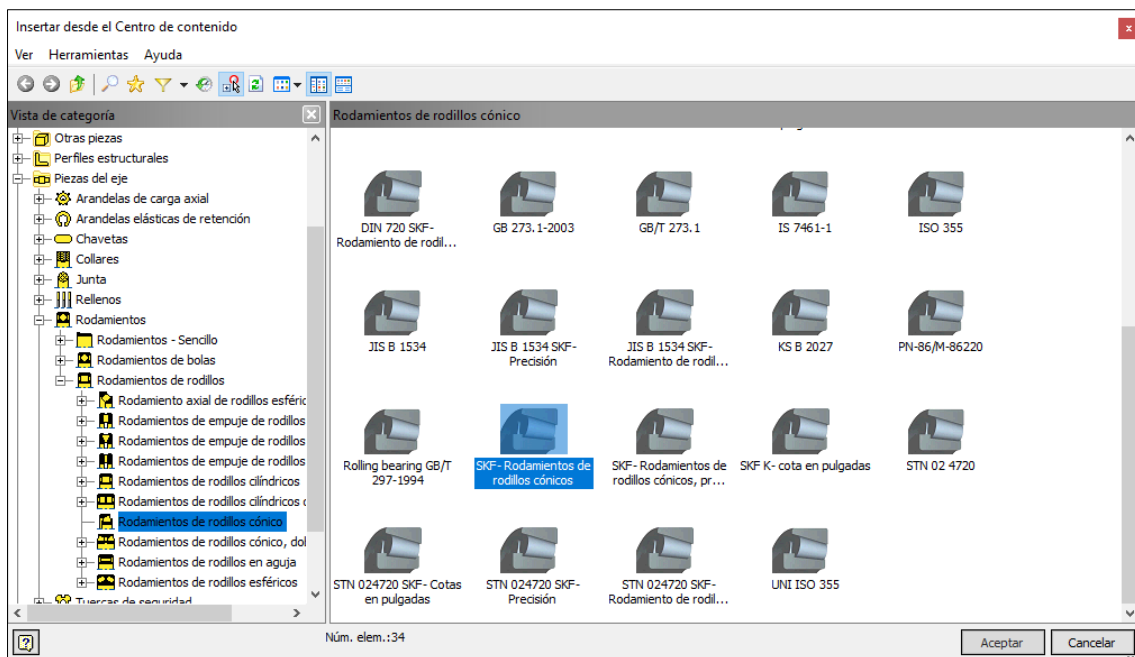


Figura 4.6. Ventana de selección tipos de rodillos.

El siguiente paso será seleccionar el número identificador del rodamiento deseado dependiendo de las características solicitadas (figura 4.7.). En este caso serán los dos modelos mencionados anteriormente.

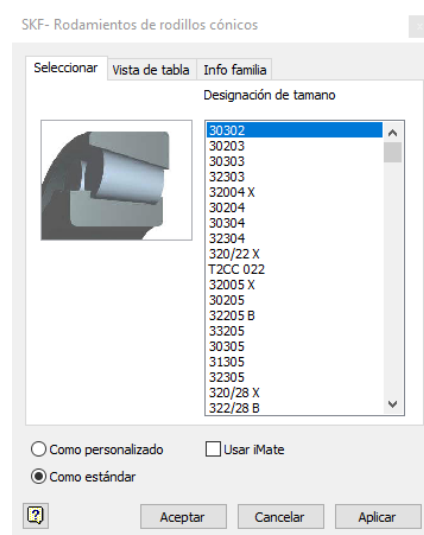


Figura 4.7. Listado de modelos de rodillos cónicos SKF

Cabe la posibilidad de abrir una tabla de especificaciones (figura 4.8.) donde se podrán comprobar todas las características del rodamiento seleccionado.

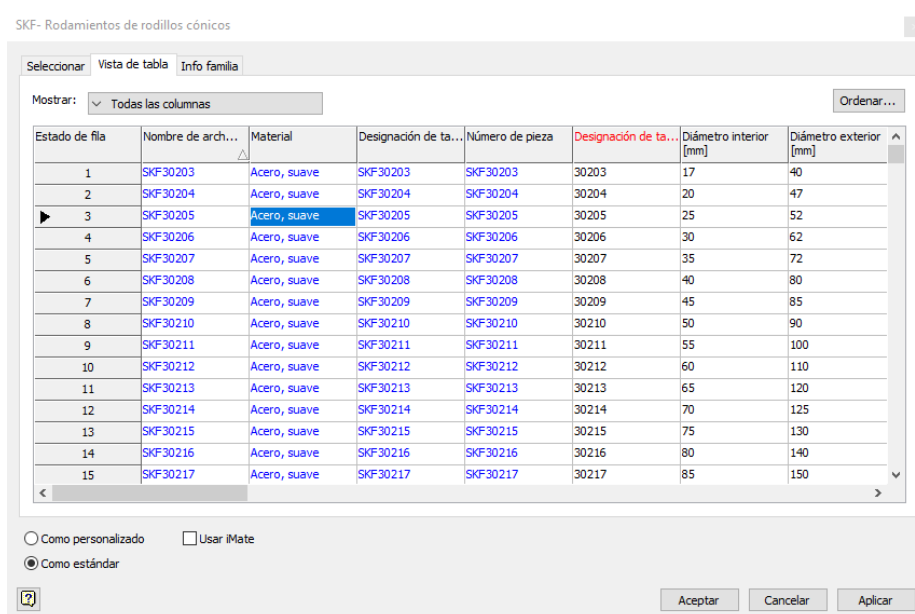


Figura 4.8. Tabla de especificaciones de rodillos cónicos SKF

Si se guarda este modelo como personalizado, el programa creará el archivo en la carpeta de trabajo seleccionada para poder trabajar libremente con él.

En este caso se han escogido tres unidades del modelo Rodamiento cónico SKF 32206 para ambos lados del eje secundario y el lado más cercano al piñón de cuarta velocidad del eje primario, estos muestran un diámetro correspondiente a la medida del eje en la que van insertados, el otro modelo, SKF 30205 será situado en la parte del eje primario más cercana al piñón de primera velocidad que tiene un diámetro menor.

4.2.2. Retenes

Los retenes serán necesarios para evitar las fugas de aceite en el sistema. Se colocarán entre los rodamientos y el primer y último piñón del eje primario y el primer y último engrane del eje secundario. En total cuatro retenes correspondientes a la serie DIN 3760:

- Retén DIN 3760 - A - 30 x 42 x 7 - NBR (figura 4.9.)
- Retén DIN 3760 - A - 25 x 35 x 7 - NBR

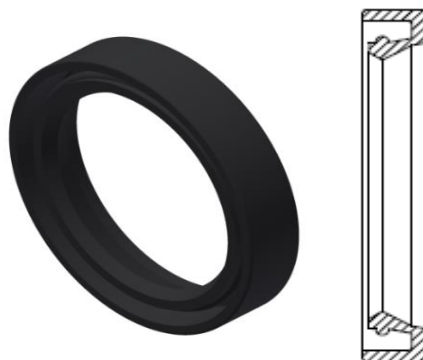


Figura 4.9. Retén DIN 3760-A-30x42x7-NBR

Estos componentes se insertan de manera análoga a los rodamientos, descritos en el apartado 4.2.1. En este caso, los retenes se pueden encontrar (llamados Juntas de labios de forma más técnica), en el siguiente apartado; *Piezas del eje / Junta / Juntas de labios* (figura 4.10.), para este caso se utilizará la familia DIN 3760 A.

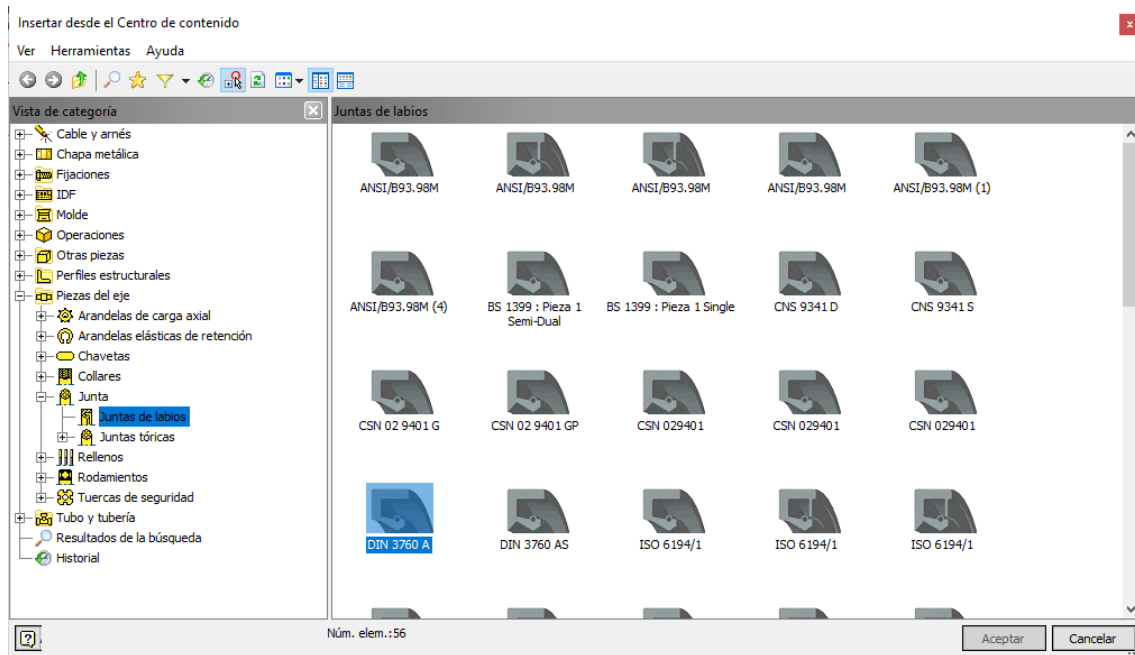


Figura 4.10. Ventana de selección tipos de juntas de labios.

De la misma forma se emplearán tres unidades del modelo DIN 3760 - A - 30 x 42 x 7 – NBR colocadas entre el rodamiento y el piñón (en el caso del eje primario) o el rodamiento y el engrane (en el caso del eje secundario) y una unidad del modelo Retén DIN 3760 - A - 25 x 35 x 7 – NBR para el caso de la zona con un diámetro menor.

4.2.3. Tornillería

Para la sujeción del grupo cónico al portasatélites se emplearán tornillos de cabeza hexagonal y rosca laminada:

- Tornillo de cabeza hexagonal CNS 4321 – M8 x 1 x 18

Para estos elementos de sujeción se accederá desde el centro de contenido a *Fijaciones / Pernos / Cabeza hexagonal* (figura 4.11).

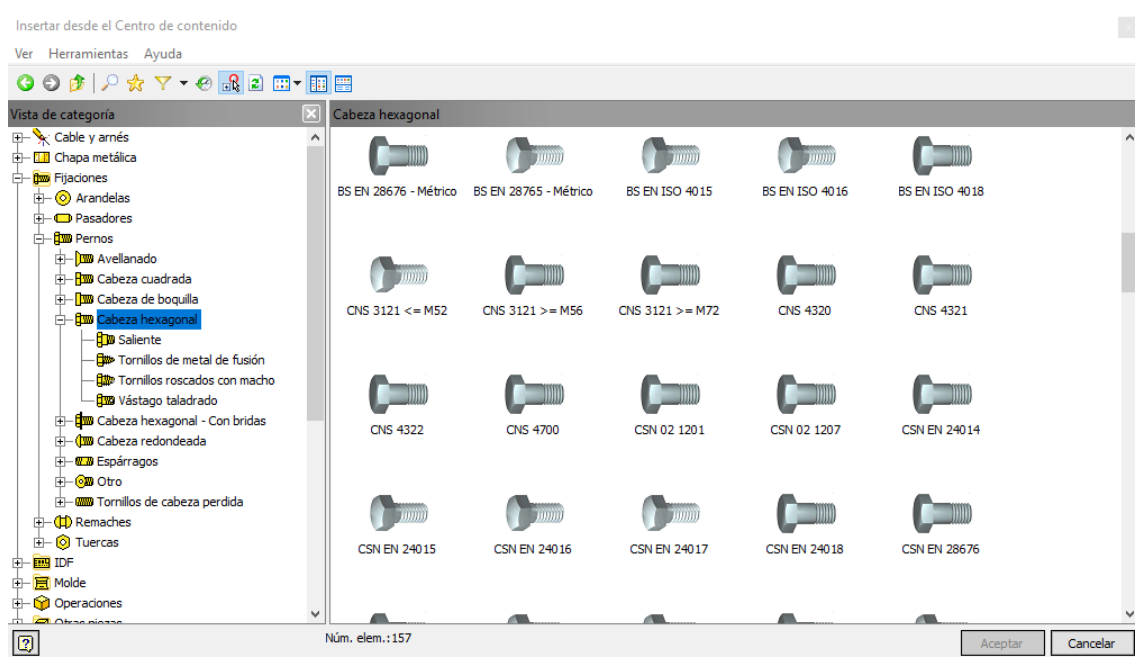


Figura 4.11. Ventana de selección tipos pernos de cabeza hexagonal.

En este apartado se encuentra el modelo CNS 4321 utilizado para la sujeción del portasatélites, concretamente se utilizarán 8 unidades con las características M8 x 1 x 18.

4.2.4. Engranajes

Los primeros elementos a diseñar serán los engranajes, encargados de realizar la transmisión del movimiento.

Se trabajará desde el módulo de ensamblaje (figura 4.12.), concretamente en la pestaña de diseño.

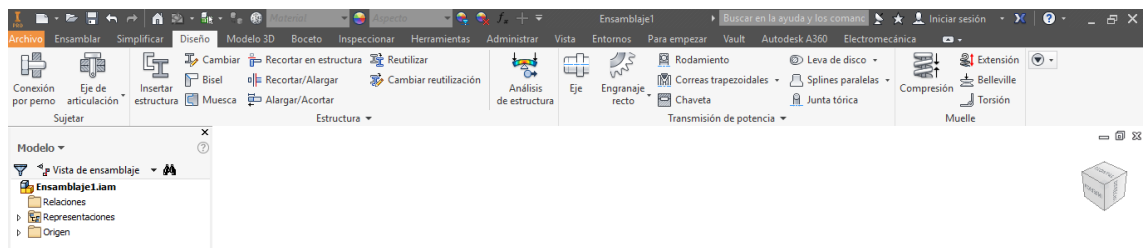


Figura 4.12. Menú de opciones del módulo de ensamblaje.

En esta pestaña se pueden encontrar multitud de operaciones para trabajar, tales como análisis de sujeción, operaciones y análisis de estructura... etc. En este apartado el interés se centra en la opción *Transmisión de potencia*, en el diseño de engranajes (figura 4.13.).

En esta opción se puede trabajar con tres casos; Engranaje recto, helicoidal o biselado.

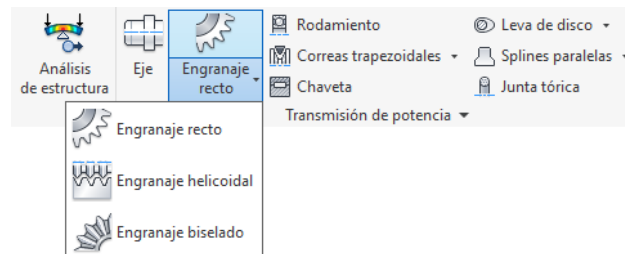


Figura 4.13. Menú de opciones de modelo de engranaje.

- Engranaje recto: Calcula las cotas y comprueba la resistencia de los engranajes internos y externos con dientes rectos y helicoidales. Contiene cálculos geométricos para diseñar distintos tipos de distribuciones de corrección, incluida una corrección con compensación de deslizamientos.

El generador calcula la producción, comprueba las cotas y las fuerzas de carga, y realiza el cálculo de resistencia según Bach, Merrit o las normas CSN 01 4686, ISO 6336, DIN 3990, ANSI/AGMA 2001-D04: 2005 o ANSI heredado.

- Engranaje helicoidal: Calcula cotas, proporciones de fuerza y carga del engranaje helicoidal con dientes normales o en espiral. El engranaje tiene un tornillo helicoidal cilíndrico y un engranaje helicoidal globoide. Contiene el cálculo geométrico de la distancia al centro o el cálculo basado en ella, y el cálculo del coeficiente de engranaje que permite el diseño de una corrección de engranaje.

El generador calcula la producción principal y comprueba las cotas, el tamaño de las fuerzas de carga, los requisitos mínimos para los materiales del engranaje helicoidal y del tornillo helicoidal y lleva a cabo una comprobación de resistencia según las normas CSN y ANSI.

- Engranaje biselado: Calcula las cotas y comprueba la resistencia de los engranajes biselados con dientes rectos y helicoidales. Contiene cálculos geométricos para diseñar distintos tipos de distribuciones de corrección, incluida una corrección con compensación de deslizamientos.

El generador calcula la producción principal, comprueba las cotas y el tamaño de las fuerzas de carga, y realiza el cálculo de resistencia según Bach, Merrit o las normas CSN 01 4686, ISO 6336, DIN 3991, ANSI/AGMA 2001-D04: 2005 o ANSI heredado.

Para este caso se utilizará la operación de Engranaje recto, a continuación, se visualiza un cuadro correspondiente a las características del engranaje (figura 4.14.), estas, corresponderán a las calculadas en el apartado 3.2.

Generador de componentes de engranajes rectos

Diseño **Cálculo**

Atributos comunes

Guía de diseño: Distancia al centro

Ángulo de presión: 20,0000 gr

Ángulo de hélice: 30 gr

Coef. de engranaje deseado: 3,8182 su

Módulo: 2,75 mm

Distancia al centro: 84,611 mm

Guía de correcciones unitarias: Coeficiente en marcha

Corrección unitaria total: 0,1705 su

Vista preliminar...

Engranaje 1

Componente: Cara cilíndrica

Número de dientes: 11 su

Plano inicial

Amchura de cara: 10,05 mm

Corrección unitaria: 0,0254 su

Engranaje 2

Sin modelo

Número de dientes: 42 su

Plano inicial

Amchura de cara: 10,05 mm

Corrección unitaria: 0,1251 su

Resultados

Engranaje 1

i : 3,8182 su

ϵ : 2,3692 su

d_a : 40,610 mm

d : 34,930 mm

d_f : 28,249 mm

x_z : 0,7117 su

x_p : 0,0663 su

x_d : -0,1036 su

s_a : 0,6156 su

b_r : 0,5454 su

Engranaje 2

d_a : 139,597 mm

d : 133,368 mm

Calcular Aceptar Cancelar <<

Tipo de entrada

☐ Coeficiente de engranaje

☒ Número de dientes

Tipo de tamaño

☒ Módulo

☐ Separación del diámetro

Hasta la distancia al centro

☒ Corrección de dientes

☐ Ángulo de hélice

Tamaños de diente unitarios

Engranaje 1

Altura de cabeza del diente: a^* 1,0000 su

Juego: c^* 0,2500 su

Empalme raíz: r_f^* 0,3500 su

Engranaje 2

Altura de cabeza del diente: a^* 1,0000 su

Juego: c^* 0,2500 su

Empalme raíz: r_f^* 0,3500 su

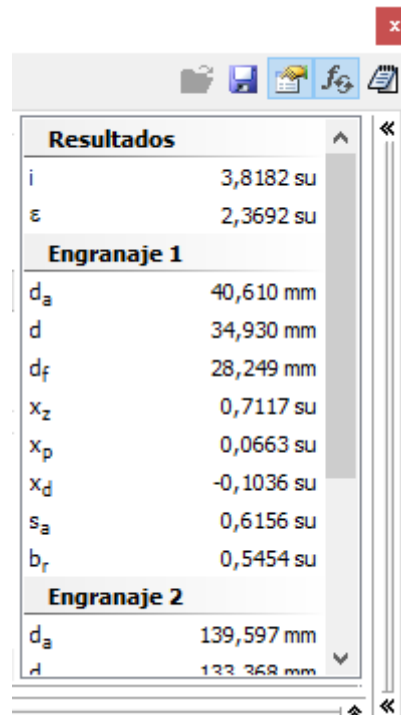
Figura 4.14. Ventana del generador de componentes de engranajes rectos.

Esta función permite crear dos engranajes que aparecerán engranados entre sí, de manera que podría construirse el tren directamente introduciendo las características de ambos componentes. De manera personal, se ha decidido crear los componentes piñón-engrane por separado para engranarlos posteriormente de forma manual, esta decisión ha sido por facilidad de trabajo a la hora del ensamble y por deseo de aplicación de los conocimientos obtenidos a la hora de realizar esta operación lo más aproximadamente posible de forma manual.

Como puede apreciarse en la imagen, hay una opción que permite *Calcular* aquellos valores menos importantes, pero para los que el programa será capaz de aplicar los cálculos necesarios para su obtención, (en el apartado de ángulo de hélice se podrá dar un ángulo concreto para obtener el eje helicoidal, ya que será con los que se trabajará en este apartado). Todos los cálculos que contiene

esta función son normalizados, de manera que, si algún dato no es correcto, si excede del máximo valor, no llega al mínimo o no cumple las condiciones requeridas, el programa avisará de que hay un error de cálculo y habrá que corregirlo para que esté todo correcto.

A la derecha de la ventana se pueden observar las características del engranaje (figura 4.15.), pero si se desea obtener una información detallada de parámetros comunes, cargas, cálculo de resistencia... etc., bastará con seleccionar el símbolo de blog de notas, donde se encontrará toda esta información detallada.



Resultados	
i	3,8182 su
ε	2,3692 su
Engranaje 1	
d_a	40,610 mm
d	34,930 mm
d_f	28,249 mm
x_z	0,7117 su
x_p	0,0663 su
x_d	-0,1036 su
s_a	0,6156 su
b_r	0,5454 su
Engranaje 2	
d_a	139,597 mm
d	123,368 mm

Figura 4.15. Características del engranaje con componente.

Una vez completada toda la información necesaria, es hora de visualizar el modelo (figura 4.16.). Se insertará el componente en el espacio de trabajo. A la izquierda de este espacio se puede observar un apartado, *Modelo*, donde se podrán ver, modificar, agrupar...etc., todas las operaciones que se vayan realizando sobre el elemento.

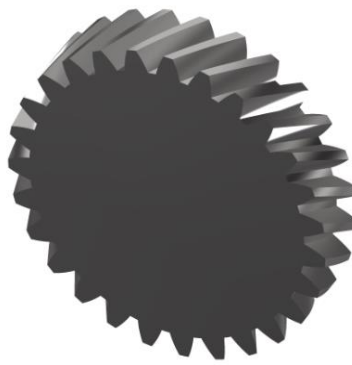


Figura 4.16. Modelo de engranaje.

A continuación, con un doble clic en el símbolo de pieza  en el componente de engranajes situado en el árbol de operaciones, se accederá al módulo de pieza para trabajar directamente sobre el elemento obtenido.

Los pasos realizados hasta aquí serán análogos tanto para piñones como para engranes, a excepción del piñón y la rueda intermediaria de marcha atrás que no tendrán ángulo de hélice puesto que son engranajes de dientes rectos, bastará con modificar ese valor a 0.

A partir de aquí, será necesario hacer una distinción entre los cuatro casos; piñones, engranes, piñón marcha atrás y rueda intermediaria de marcha atrás. En el caso de los piñones y engranes, las operaciones realizadas para los elementos de cuarta velocidad serán análogos para el resto. Se ha elegido cuarta velocidad simplemente por una mejor visualización.

Una vez en el módulo de pieza, se pueden observar un sinfín de operaciones básicas (figura 4.17) que aparecen normalmente en casi todos los programas de diseño, pero desde un punto de vista personal, más sencillas de utilizar.

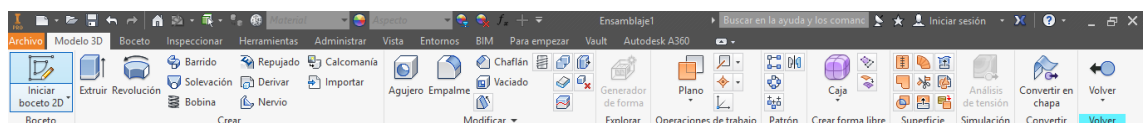


Figura 4.17. Menú de operaciones del módulo pieza.

- PIÑÓN

La primera operación que se realizará en el piñón será crear un agujero en su centro con la medida correspondiente al diámetro del eje principal, que será donde estará situado. En este caso se han añadido 2 mm más al diámetro, que también serán añadidos en el eje primario en la zona donde vaya situado cada piñón. Esto se ha realizado así simplemente como facilidad a la hora de colocar los piñones en el ensamblaje, ya que se ha decidido trabajar con el piñón y el eje por separado sabiendo que en el conjunto ambos deberán girar solidarios, ya que realmente los piñones van fijados al eje.

En el apartado *Modificar* se encuentra la operación de agujero (figura 4.18.), seleccionándola, se abrirá una ventana con los datos que se necesitan en este caso.

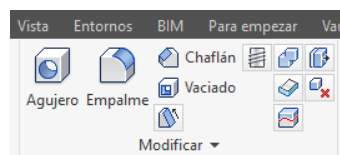


Figura 4.18. Menú de operaciones para modificar.

Como indica la imagen a continuación, se selecciona una posición concéntrica tomando como referencia la circunferencia exterior (figura 4.19.), una medida de diámetro igual a la correspondiente en el eje primario, y en la terminación, “*Hasta*”, se seleccionará la cara posterior del piñón, esto facilitará el trabajo en modificaciones que puedan surgir.

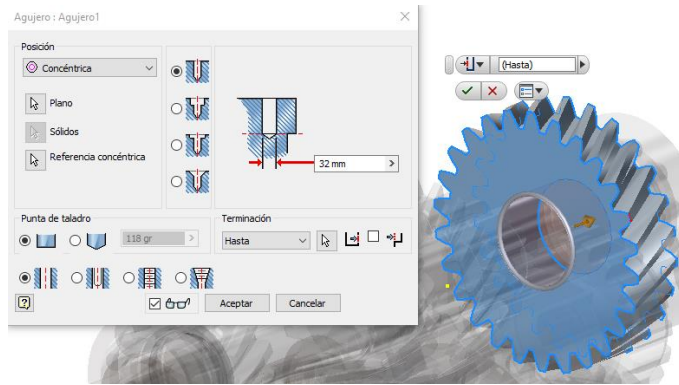


Figura 4.19. Operación de agujero en el piñón.

El siguiente paso consistirá en realizar un chaflán en ambas esquinas del diente de 0.25 mm a 45° (figura 4.20.), ya que, con esto, se facilita el engranaje entre ruedas y da un mejor resultado estético. Para ello se selecciona la opción de *Chaflán* del menú indicado en la figura 4.18 y se introduce el valor de 0.25 mm. Posteriormente, se seleccionan todas aquellas aristas en las que se desee realizar la operación.

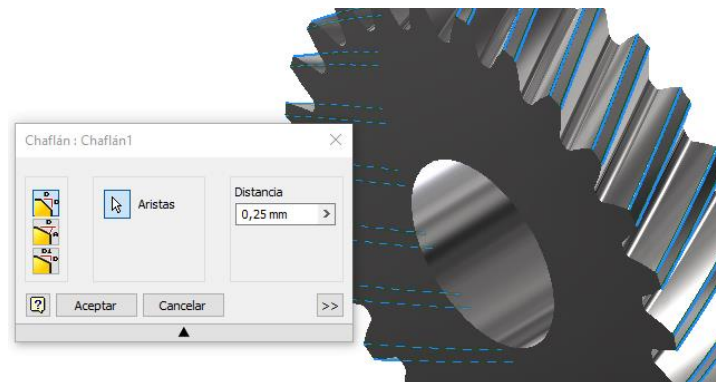


Figura 4.20 Achaflanado de aristas en el piñón

También hay disponibles dos opciones más, una para introducir un ángulo y una longitud (casos con ángulo distinto de 45°) y otra para introducir dos longitudes, pero no se utilizará ninguna de ellas en este caso.

Como el diente no ha sido dibujado a mano, faltaría por realizar el redondeo del filete que será de 0.5 mm. Con la operación de *Empalme* del menú representado en la figura 4.18, posteriormente, se seleccionan los filetes del engranaje (figura 4.21.).

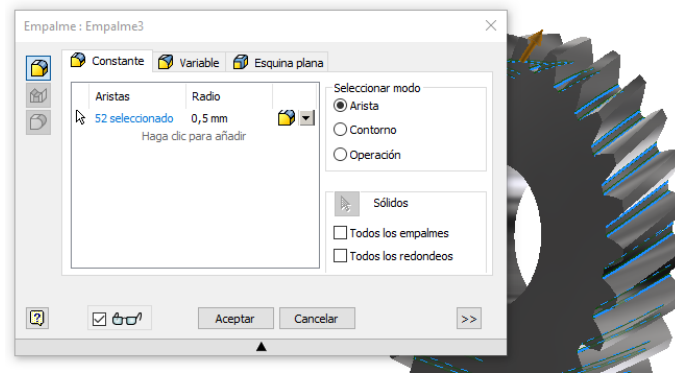


Figura 4.21. Redondeo de filetes en el piñón.

Finalmente, se le añade un material para mejorar el aspecto visual del engranaje. En la barra superior del programa se observa una opción de material y color (figura 4.22.) donde se selecciona Acero al carbono en uno y semipulido en el otro, con ello, se conseguirá un aspecto más real de este componente.

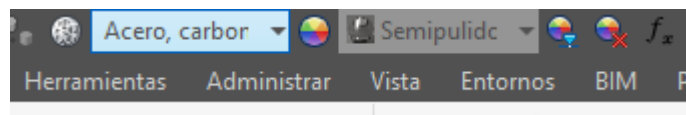


Figura 4.22. Menú de aplicación del material.

El resultado final del piñón se muestra en la figura 4.23., el resto de piñones seguirán el mismo proceso de creación, modificando únicamente las características mecánicas de cada engranaje.



Figura 4.23. Modelo piñón cuarta velocidad.

- ENGRANE

Los engranes, estarán dispuestos en el eje secundario. Al contrario que los piñones, estos girarán libremente independientes del eje.

Para este componente se realizan los pasos de chaflán y redondeo de filete explicados en la pag. 41 para el piñón, por tanto, no será necesario repetir su proceso.

Una vez realizadas estas operaciones se procede a realizar un pequeño saliente en una de las caras del engrane. Para ello se inicia un boceto seleccionando esta opción desde el menú superior (figura 4.24.) y posteriormente se selecciona la cara donde se desea trabajar.

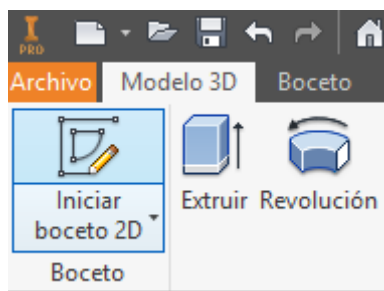


Figura 4.24. Icono de diseño de boceto 2D.

Automáticamente se activará la pestaña de *Boceto* donde estarán disponibles todas las opciones posibles para trabajar en el dibujo 2D (figura 4.25.)

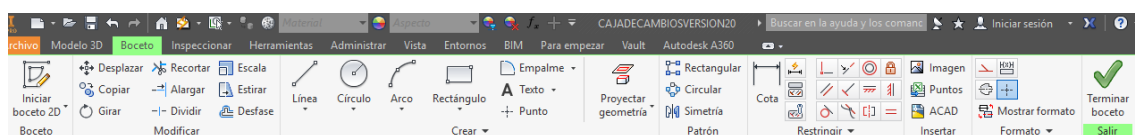


Figura 4.25. Menú de opciones para realizar en boceto 2D.

A continuación, se realiza un círculo centrado en el engranaje (figura 4.26.) con un diámetro de valor correspondiente a las medidas en los planos y se sale del boceto con la opción de *Terminar boceto*.

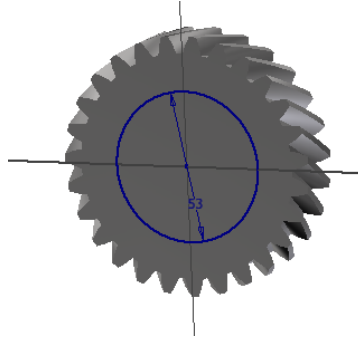


Figura 4.26. Boceto en el engranaje.

A este boceto se le aplica una operación de extrusión (figura 4.27.) con la función de extruir que aparece en la figura 4.24.

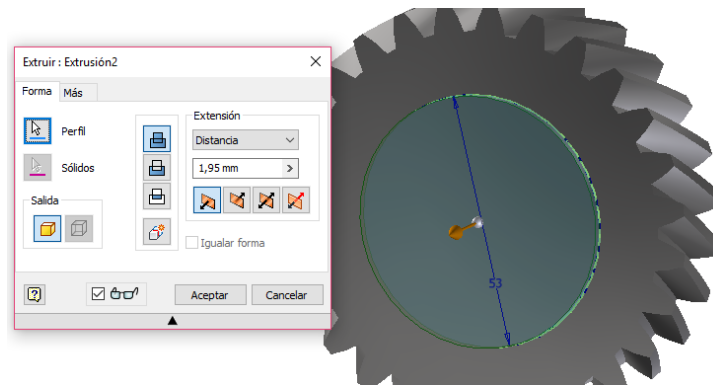


Figura 4.27. Operación de extrusión en el engranaje.

El siguiente proceso será una operación análoga a la anterior, pero con distinto valor de diámetro y de extrusión (figura 4.28), dejando una forma escalonada entre ambos.

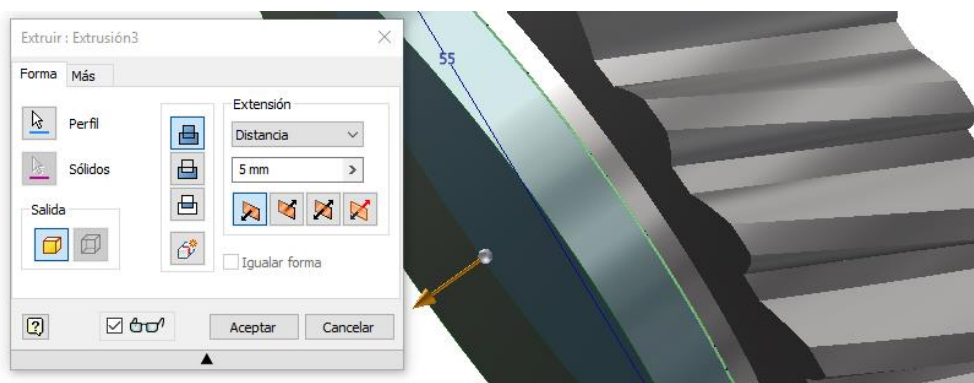


Figura 4.28. Segunda operación de extrusión en el engranaje.

En el paso siguiente se creará la corona dentada donde se producirá el enclavamiento del sincronizador para que la marcha quede seleccionada. Para ello, se crea el boceto del diente (figura 4.29). En este caso si se tendrá que crear de forma manual.

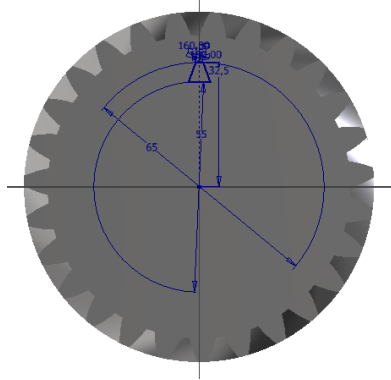


Figura 4.29. Boceto del diente de la corona dentada.

Se extruye el boceto y se le realiza un ángulo de desmoldeo al diente (figura 4.30) con la segunda opción que aparecía en la figura 4.20, es decir, con una determinada longitud y ángulo.

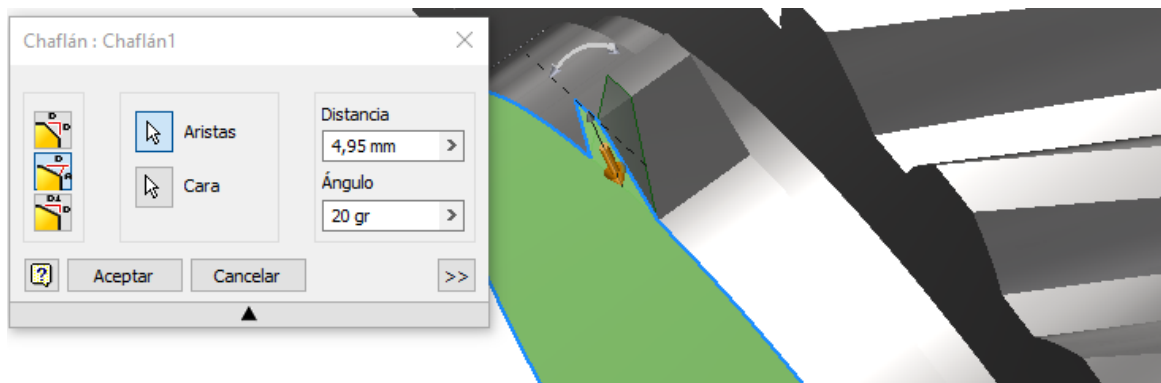


Figura 4.30. Chaflán del diente de la corona dentada.

No será necesario realizar a mano todos y cada uno de los dientes, se puede utilizar una opción muy útil en estos casos como será la matriz (figura 4.31). Esta operación se puede en la barra de operaciones de la pestaña *Modelo* 3D (fig. 4.17), en el apartado *Patrón / Patrón circular* 

El patrón circular permite repetir, tantas veces como se desee, los sólidos con sus correspondientes operaciones realizadas previamente. Para ello, se deberá indicar el eje de giro, el número de instancias deseadas y el ángulo entre ellas.

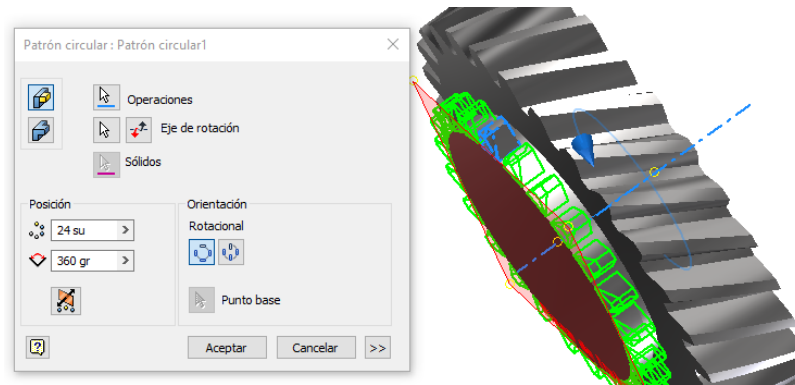


Figura 4.31. Operación de patrón circular del diente del engranaje.

La siguiente operación, dará forma a la superficie cónica que participará también en el proceso de sincronización. Para ello se realizará un boceto (figura 4.32), pero esta vez desde otro plano, concretamente el YZ, donde se dibujará la silueta que en su revolución proporciona una superficie cónica.

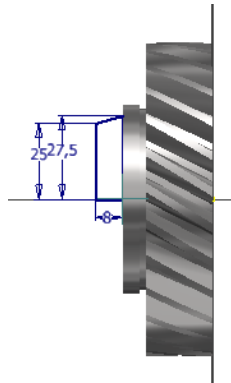


Figura 4.32. Boceto para superficie cónica en el engranaje.

Con la función de *Revolución* que se podrá encontrar al lado de la orden de *Extrusión* (Figura 4.24.), se consigue la forma revolucionada del boceto, seleccionando como eje de giro la línea coincidente con el eje del engranaje (figura 4.33).

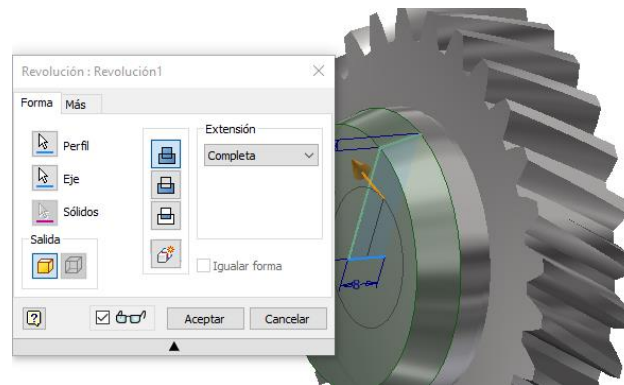


Figura 4.33. Revolución del boceto para superficie cónica en el engranaje.

Finalmente, se realizan dos agujeros (como se ha explicado en la pag. 44) con dos tamaños distintos, para conseguir las dos distintas amplitudes que contiene el interior del engranaje (figura 4.34). El primero concéntrico al engranaje ocupará toda la distancia y al segundo se le dará un determinado valor de distancia ya que esa amplitud tiene una determinada longitud.

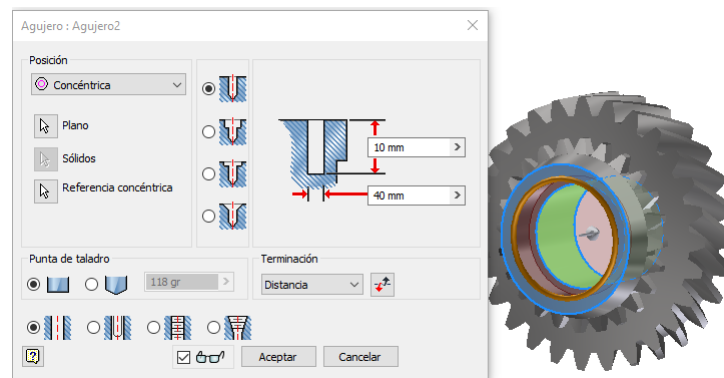


Figura 4.34. Operación de agujero para insertar en el eje secundario.

Se aplica el mismo material que se ha utilizado para el piñón (figura 4.35).



Figura 4.35. Modelo engrane cuarta velocidad.

• PIÑÓN MARCHA ATRÁS

El piñón marcha atrás irá, al igual que los piñones, fijado al eje primario, es decir, girará solidario a él. Éste engranará con el sincronizador de 3ª y 4ª y con el engrane intermedio de marcha atrás para poder realizar su función.

El engranaje se obtiene de la misma forma que los apartados anteriores (esta vez los dientes serán rectos y por tanto el ángulo de hélice será igual a 0). Antes de las demás operaciones, se le dará un ángulo a ambas caras con la operación de chaflán (figura 4.36) para conseguir la forma deseada.

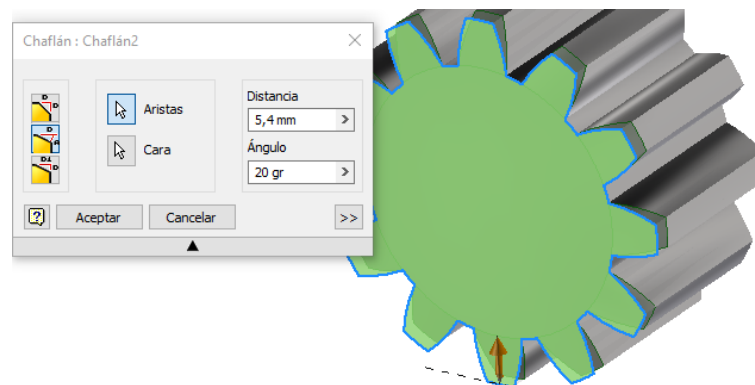


Figura 4.36. Chaflán en las caras del piñón marcha atrás.

Se realiza el agujero interior para que quede perfectamente encajado en el eje primario y se le practican las convenientes operaciones al diente de achaflanado y redondeo del filete, todas estas operaciones que ya se han practicado para los engranajes anteriores.

La última operación será aplicarle el material que también será *Acero al carbono / Semipulido* (figura 4.37).

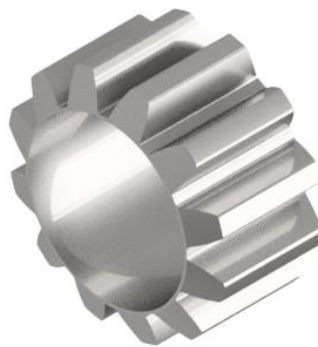


Figura 4.37. Modelo piñón marcha atrás.

• ENGRANE INTERMEDIO MARCHA ATRÁS

El engrane intermedio realizará su función guiado por la horquilla de marcha atrás, que hará que este engranaje se acople al piñón de marcha atrás y al sincronizador de 3ª y 4ª o que se desacople dependiendo de la acción que se desee realizar.

Las primeras operaciones serán las básicas citadas en los apartados anteriores. En ambas caras se le aplicará una extrusión con las medidas determinadas en planos y un redondeo, obteniendo el resultado mostrado en la figura 4.38, tanto a un lado como a otro.

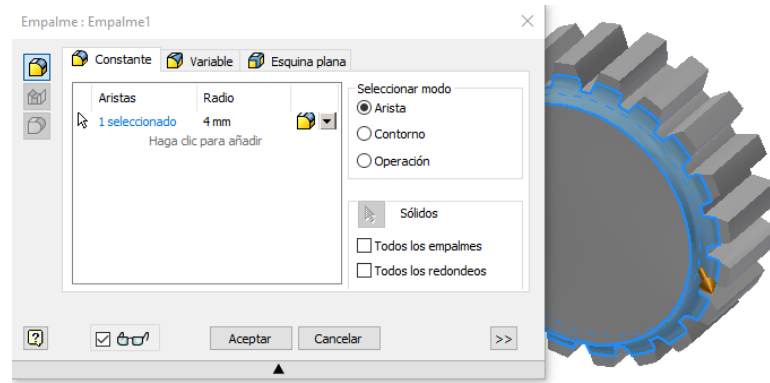


Figura 4.38. Operación de redondeo para engranaje intermedio.

Por último, se realiza el agujero necesario para encajar en el eje de marcha atrás y la aplicación del material (figura 4.39).



Figura 4.39. Modelo de engranaje intermedio marcha atrás.

4.2.5. Eje primario

Este eje es el encargado de transmitir la fuerza del motor (a través del embrague) a la caja de cambios. Está sujeto en la carcasa y dispone de dos rodamientos SKF32206, en el lado del piñón de cuarta velocidad, y SKF30205 en el de primera. Entre piñón y rodamiento están situados los retenes DIN 3760 (con sus respectivas dimensiones) para evitar la fuga de aceite. Contendrá básicamente los piñones a parte de los elementos de sujeción citados.

El programa INVENTOR facilita una operación en el módulo de ensamblaje que permite crear un eje de forma muy sencilla y automática (figura 4.40) simplemente indicando la longitud y diámetro de cada tramo, así como si se

necesita un tramo cónico o un agujero, acanalado... etc en alguno de los tramos. Cabe decir que los tramos elevados serán las situaciones de los distintos piñones, es una forma más fácil de realizar el ensamble, los piñones irán fijados a este eje y giraran solidario con él.

Esta función de generación de eje se puede encontrar en la barra de herramientas de la pestaña *Diseño* del módulo de ensamblaje (figura 4.12.), junto a la función de *Engranaje*.

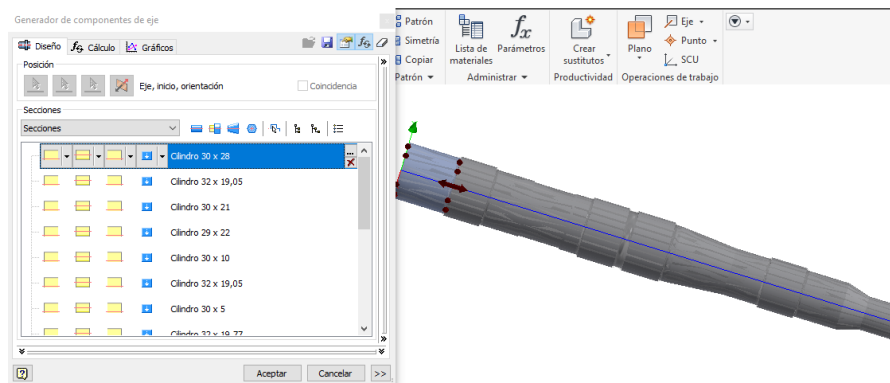


Figura 4.40. Función de generación de componentes de eje para eje primario.

La forma de trabajar con esta función es muy intuitiva. Al lado del apartado *Secciones* se encuentran las operaciones que pueden realizarse en cada tramo; cilindro, superficie cónica, polígono... etc., se decidirá en cada tramo la longitud de este y el diámetro correspondiente (figura 4.41). Con los datos del plano se irán creando todos los tramos del eje primario.

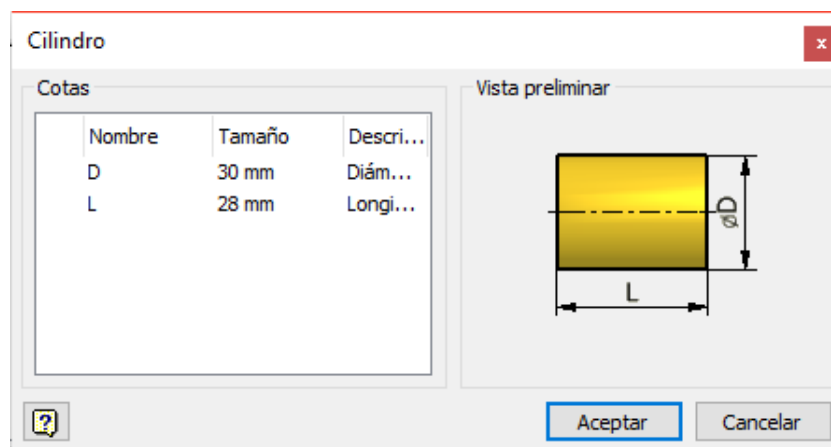


Figura 4.41. Ventana de toma de datos para tramo del eje.

En las flechas que aparecen cuando se pulsa encima de una operación se podrá elegir hacer un chaflan, empalme, agujeros...(figura 4.42), de esta forma se realiza el agujero correspondiente al último plano.

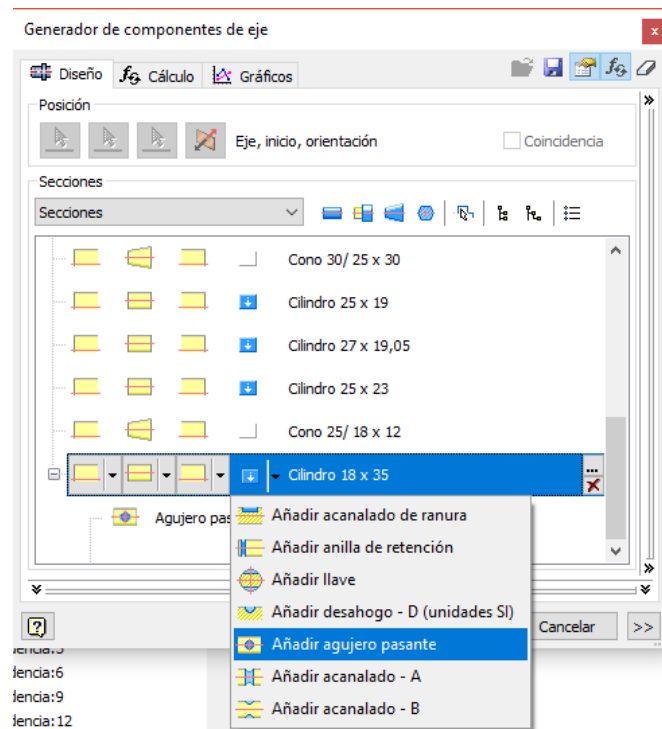


Figura 4.42. Opción de adición de agujero en el eje.

El material aplicado en esta ocasión será *Acero al carbono / Pulido* (figura 4.43).



Figura 4.43. Modelo del eje primario.

A continuación, se podrá observar el conjunto final del eje primario, sus elementos y como quedarán dispuestos en él (figura 4.44).



Figura 4.44. Modelo eje primario con piñones, rodamientos y retenes.

Con una explosión se verán de forma clara todos estos componentes (figura 4.45).



Figura 4.45. Modelo explosionado eje primario con otros elementos.

4.2.6. Eje secundario

Este eje es el de salida y también está sujeto a la carcasa, disponiendo de dos rodamientos SKF32206 en los extremos y dos retenes. En este eje irán acoplados los engranes que girarán locos, aunque engranados con los piñones del eje primario. Así como también contendrá los sincronizadores que serán explicados más adelante.

La base del eje secundario será la misma que la del eje primario, es decir, se parte de la función de *Eje* del módulo de ensamblaje (figura 4.46) para realizar las operaciones básicas según las medidas tomadas en los planos.

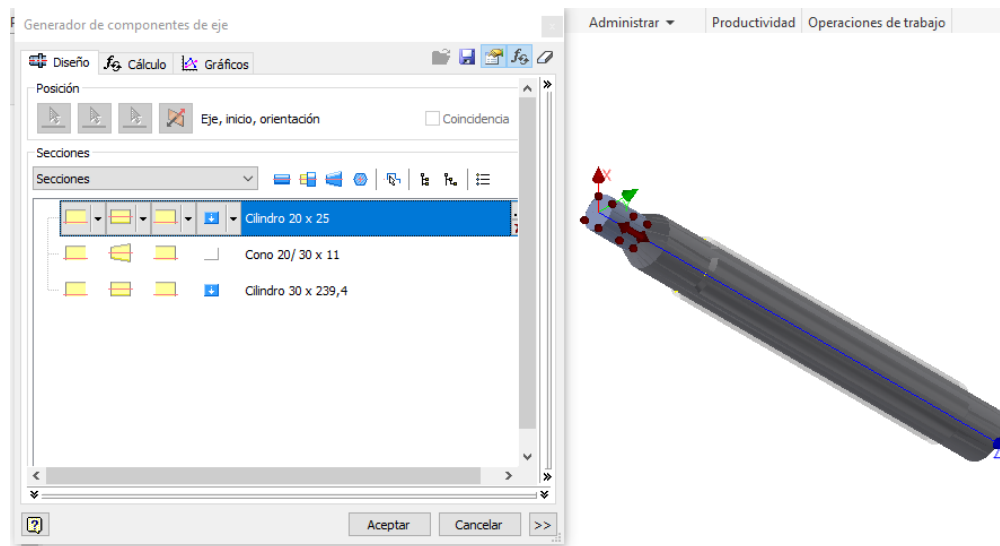


Figura 4.46. Función de generación de componentes de eje para eje secundario.

Los engranes girarán libres en el eje secundario, pero los sincronizadores irán acoplados a un ranurado que se procederá a crear en este. Para facilitar el diseño del ranurado se creará un plano a una determinada distancia, ya que las ranuras no comenzarán al principio de la pieza. Se accede a la opción de *Plano* en el menú de operaciones del módulo *Pieza* (Figura 4.17.) y con *Desfase de plano* se le asigna el valor determinado (figura 4.47).

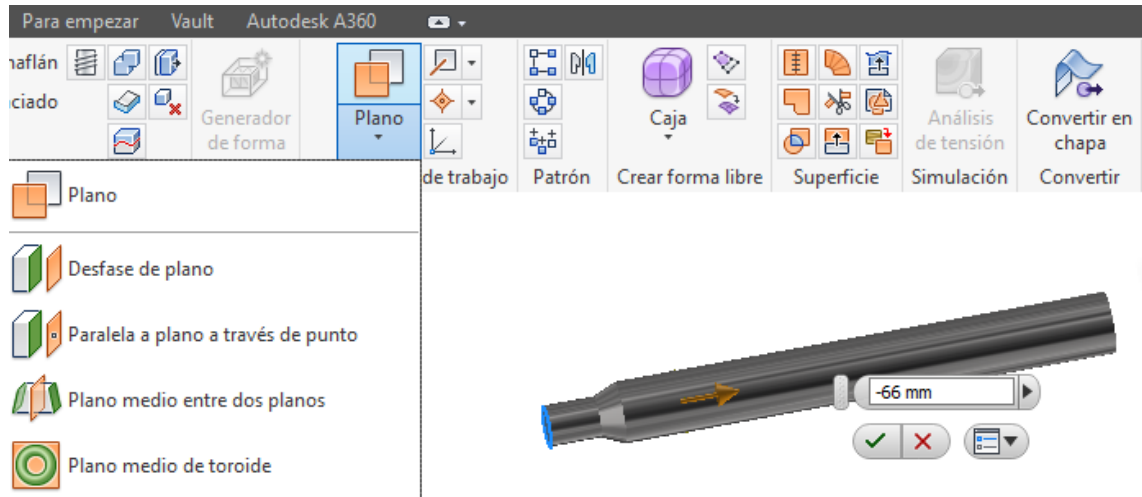


Figura 4.47. Creación de un plano de trabajo.

Se diseña el boceto en este plano atendiendo a las medidas correctas (figura 4.48).

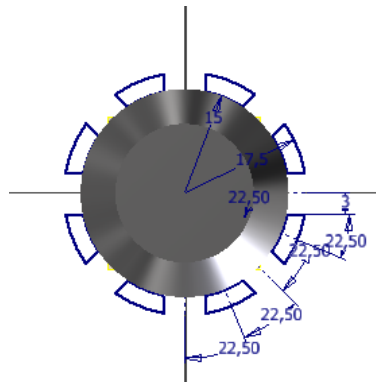


Figura 4.48. Boceto para el dentado del eje secundario.

Se extruye el boceto y se realiza un achaflano en los bordes (figura 4.49).

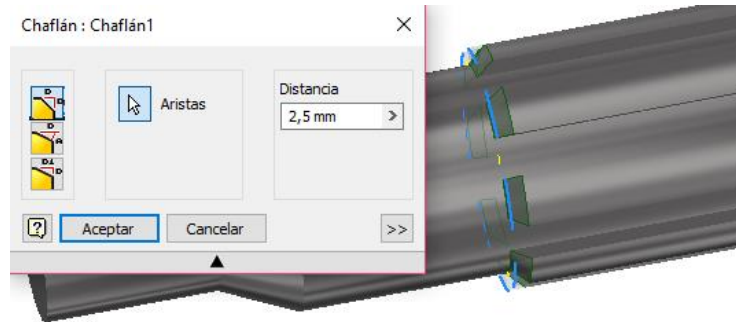


Figura 4.49. Chaflán en las aristas del dentado del eje secundario.

Finalmente, se taladran las caras con la opción de agujero (figura 4.50), dándole un valor normalizado correspondiente de métrica M y se aplica el material a la pieza.

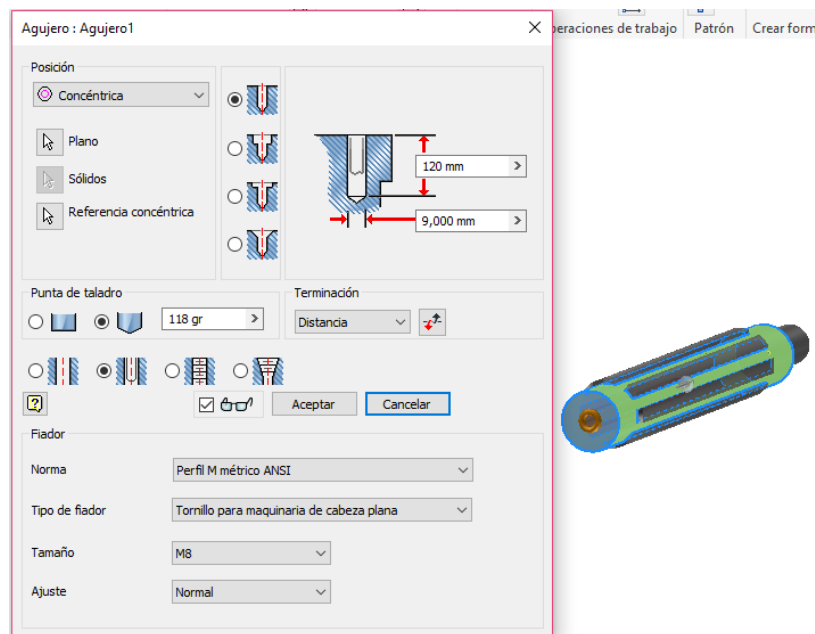


Figura 4.50. Operación de agujero en las bases del eje secundario.

El resultado final del eje secundario se muestra en la figura 4.51.



Figura 4.51. Modelo eje secundario.

En la parte derecha irá situado el grupo cónico y el diferencial que se explicarán más adelante y se han eliminado ahora para una mayor visualización del eje secundario (figura 4.52).



Figura 4.52. Modelo eje secundario con engranes, rodamientos y retenes.

Si se visualiza la explosión de este conjunto en la figura 4.53.



Figura 4.53. Modelo explosionado eje secundario y otros elementos

4.2.7. Eje de marcha atrás

Este eje es el encargado de hacer que el engranaje intermedio de marcha atrás engrane con el piñón marcha atrás situado en el eje primario y con el desplazable de 3ª y 4ª velocidad. Este proceso se realiza mediante el movimiento de la horquilla de marcha atrás que se encuentra atornillada a la carcasa, pero haciendo de punto de apoyo facilitando el movimiento a izquierda o derecha, produciendo el engrane o desengrane de los engranajes.

De forma análoga a la que se han realizado los ejes anteriores, el eje de marcha atrás construirá su base mediante la función de *Eje* del módulo de ensamblaje (figura 4.54), dando forma a los distintos tramos con los distintos diámetros.

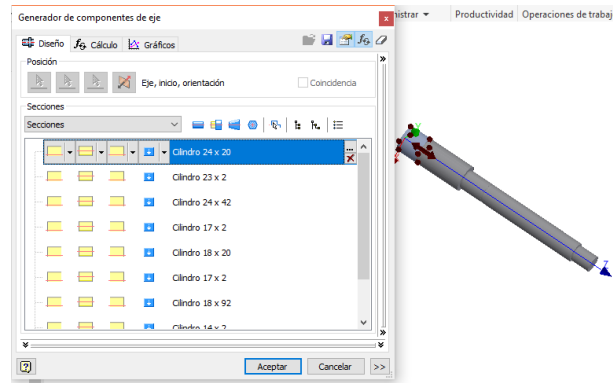


Figura 4.54. Función de generación de componentes de eje para eje de marcha atrás.

Se redondean los huecos y escalones para suavizar la superficie (figura 4.55).

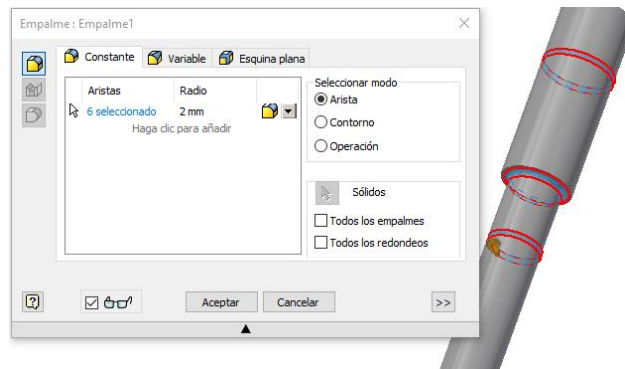


Figura 4.55. Redondeo de aristas en el eje de marcha atrás.

A continuación, se le realiza una ranura mediante operación de extrusión (figura 4.56). Esta ranura impedirá el choque con el piñón de cuarta velocidad al acoplarse en la carcasa.

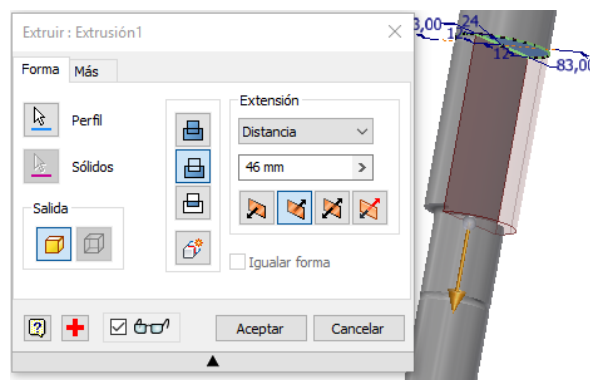


Figura 4.56. Operación de eliminación de material en eje marcha atrás.

Unos huecos esféricos realizados por eliminación de material (figura 4.57), permitirán al eje de marcha atrás ser acoplado correctamente en la carcasa.

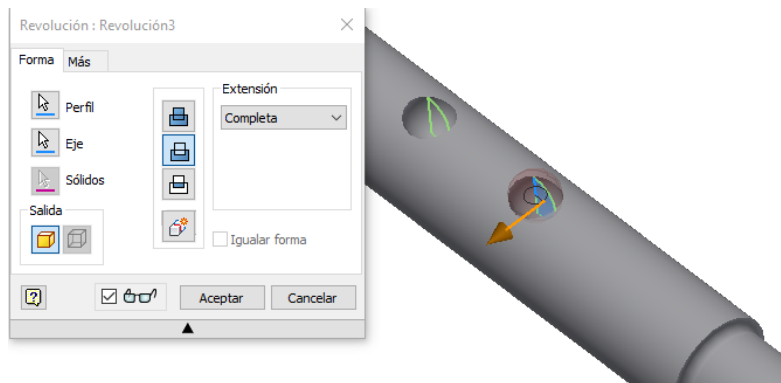


Figura 4.57. Huecos esféricos mediante revolución de eliminación de material.

Una última ranura será la que permita uno de los apoyos de la horquilla de marcha atrás. Desde aquí se producirá el movimiento de un lado a otro según si se requiere la acción de marcha atrás o no.

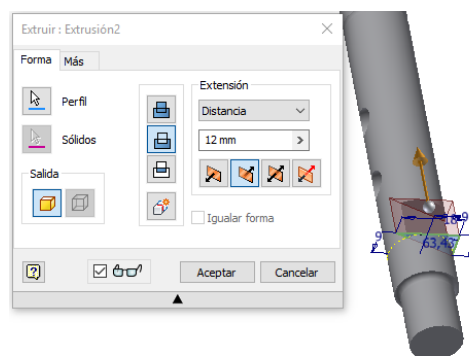


Figura 4.58. Ranura realizada por extrusión, eliminación de material.

Achaflanado de uno de los extremos y aplicación del material.



Figura 4.49. Modelo del eje de marcha atrás.

4.2.8. Sincronizadores

Estos componentes son los encargados de igualar la velocidad de rotación del engrane loco con la del eje secundario (con el que gira solidario el sincronizador).

Los elementos que intervienen en la sincronización serán;

- La superficie cónica de sincronización y los dientes frontales de fijación, que fueron citados en el apartado 3.4.2
- Una corona deslizante con unas estrías internas. Dichas estrías tienen en su interior un rebaje para el alojamiento de las bolas del buje. En su exterior tiene un acanalado para alojar la horquilla de mando que será definida más adelante.
- Un buje estriado interiormente, que se une al eje; este buje contiene los sincronizadores cónicos (a ambos lados) y unos muelles (3 a 120°), que impulsan las bolas de enclavamiento (fijador de bola y muelle).

Se procede a hacer una leve distinción entre el sincronizador de primera y segunda velocidad y el de tercera y cuarta, debido a que este último tiene el mismo funcionamiento que el primero, explicado anteriormente, pero con la diferencia de que su exterior está dentado, pues será donde engrane el piñón de marcha atrás.

• BUJE DE SINCRONIZACIÓN

El buje de sincronización será común para ambos sincronizadores. En este caso la base se ha realizado mediante operación de boceto y extrusión (figura 4.60). El dentado deberá encajar con el dentado interior del desplazable del sincronizador.

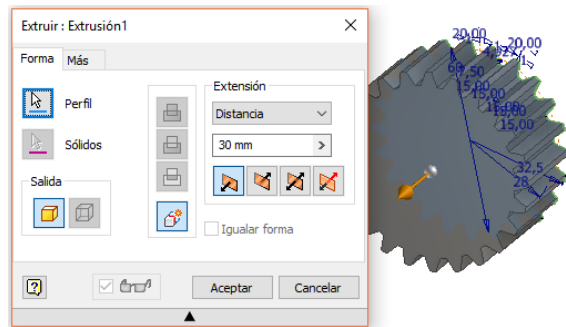


Figura 4.60. Extrusión del boceto del dentado.

La superficie cónica de sincronización es una revolución de un boceto (figura 4.61).

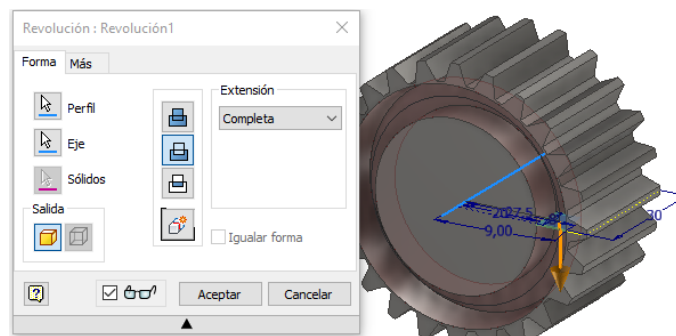


Figura 4.61. Revolución para creación de superficie cónica.

Para conseguir la superficie cónica en la otra cara, se aplicará la operación de simetría  (figura 4.62) que, partiendo de un eje de simetría, creará la misma operación en el lado opuesto. Como eje de simetría se ha creado un plano de trabajo paralelo a las caras del buje en el centro del mismo.

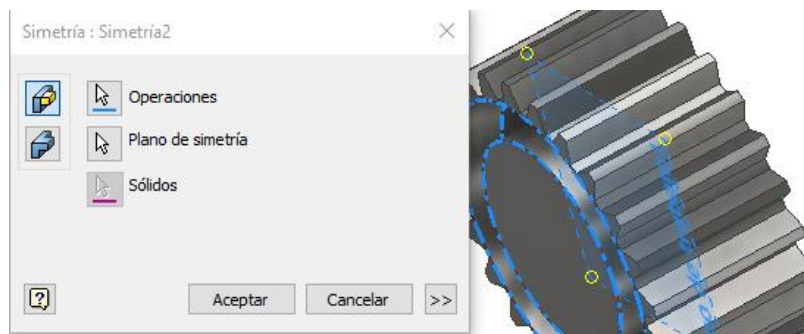


Figura 4.62. Operación simetría de la superficie cónica.

El interior del buje contendrá el ranurado (figura 4.63) que encajará con el realizado anteriormente en el secundario, es decir, será el boceto contrario a éste. (Macho-Hembra).

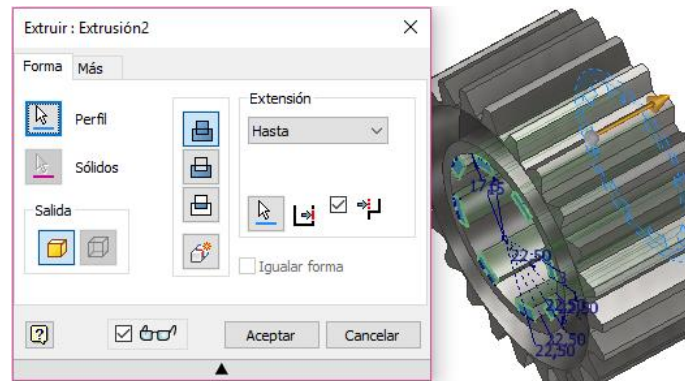


Figura 4.63. Ranurado para acople con el eje secundario.

En uno de los valles del dentado exterior se crea el hueco (figura 4.64) donde irá acoplado el fijador de bola y muelle.

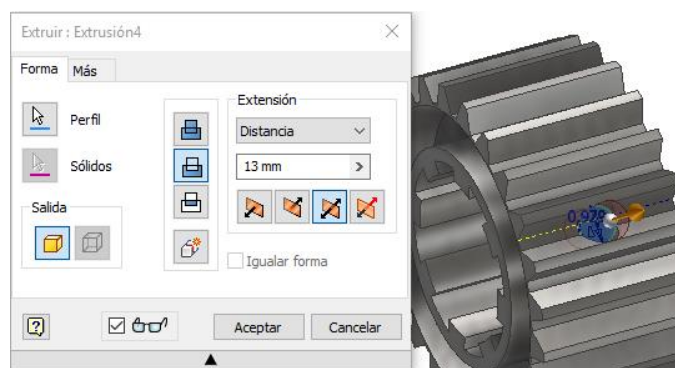


Figura 4.64. Hueco para fijador de bola y muelle.

El buje de sincronización cuenta con tres fijadores de bola y muelle, por tanto, se utiliza el patrón circular para crear los otros dos huecos con un ángulo de 120° entre ellos (figura 4.65).

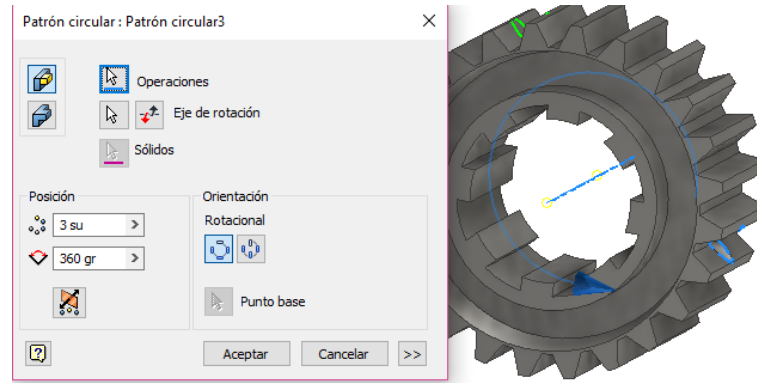


Figura 4.65. Patrón a 120° del hueco para fijador de bola y muelle.

El resultado final se muestra en la figura 4.66.



Figura 4.66. Modelo del buje de sincronización.

- DESPLAZABLE DE 1ª Y 2ª

Se parte de un tocho creado mediante boceto y extrusión y se dibuja un boceto de manera que, revolucionado, pueda extruir el material dejando una superficie cónica a ambos lados (figura 4.67). De la misma forma que se crea una superficie de revolución añadiendo material, también se puede eliminar material haciendo revolución. Las medidas para este boceto de revolución se realizan de tal forma que quede una ranura centrada donde se alojará la horquilla de 1ª y 2ª velocidad.

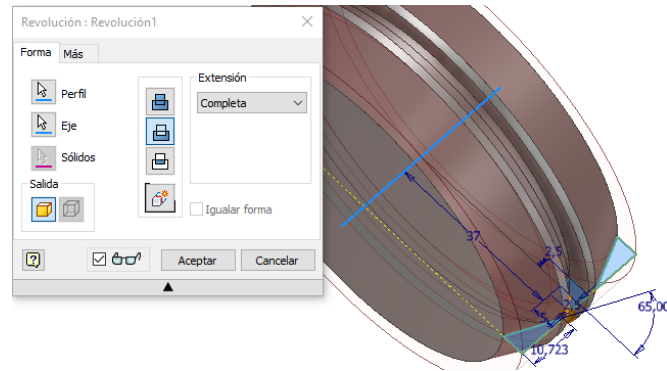


Figura 4.67.

El dentado interior coincidirá con el realizado en la parte exterior del buje de sincronización, por tanto, con ese modelo se realiza el boceto y se elimina esa zona de material (figura 4.68).

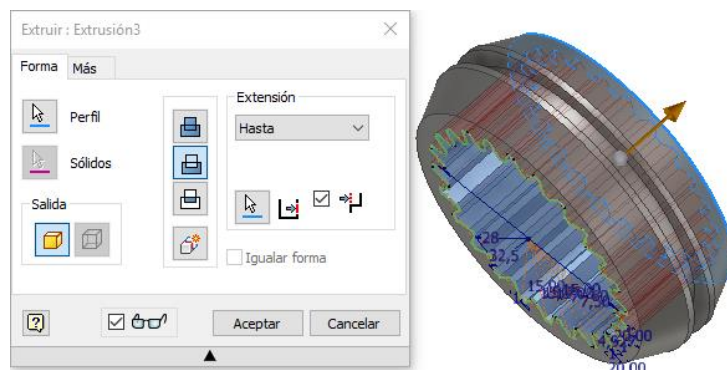


Figura 4.68.

Tomando de referencia un plano que se creará en la mitad del elemento, se creará un rebaje con un boceto y extrusión (figura 4.69) para facilitar el juego del fijador de bola y muelle.

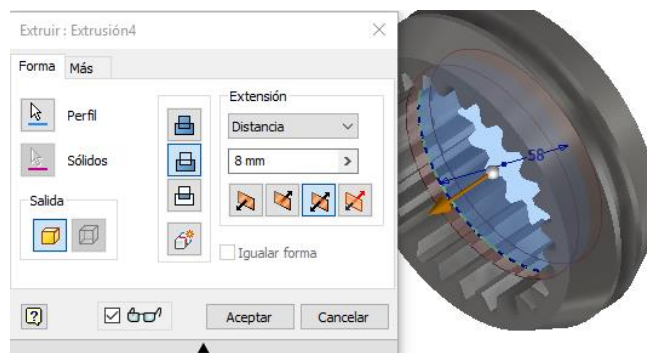


Figura 4.69.

Aplicando material de *Acero al carbono / Semipulido* quedará el resultado de la figura 4.70.



Figura 4.70.

Se unen los dos elementos que compondrán el sincronizador de 1ª y 2ª velocidad (figura 4.71)

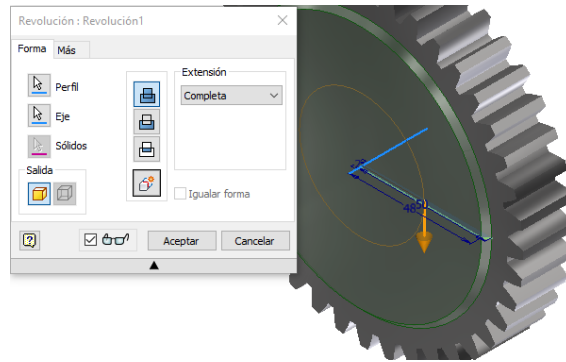


Figura 4.71. Modelo de sincronizador de 1ª y 2ª

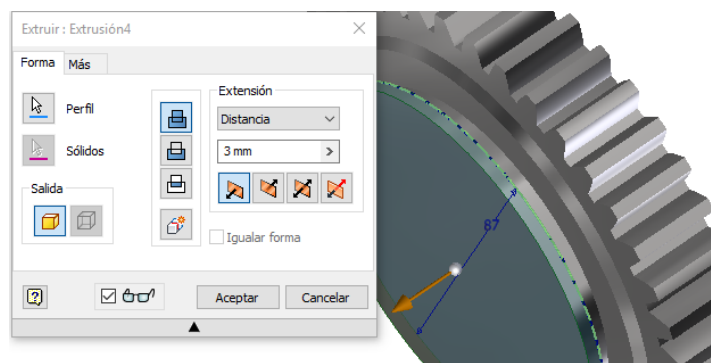
- DESPLAZABLE DE 3ª Y 4ª

El desplazable de 3ª y 4ª velocidad tiene doble función, enclavar en los engranes para seleccionar la marcha y engranar con el piñón de marcha atrás y el eje intermediario de marcha atrás cuando sea conveniente.

Para el diseño de esta pieza se parte de un engranaje creado (pag. 37), (tendrá dientes rectos por tanto ángulo de la hélice igual a 0) y la primera operación será un pequeño saliente de revolución (figura 4.72) que contiene en una de las caras.

**Figura 4.72.**

Se llevan a cabo dos operaciones de extrusión con distintos diámetros y espesor (figura 4.73) para realizar el escalonado donde irá acoplada la horquilla de 3ª y 4ª velocidad.

**Figura 4.73.**

Los últimos pasos de dentado interior, rebaje y aplicación de material serán análogos al desplazable de 1ª y 2ª (explicación en las páginas 64-65). El resultado final se observa en la figura 4.74.

**Figura 4.74.**

Se ensambla esta pieza al buje de sincronización (figura 4.75).



Figura 4.75.

Para terminar los sincronizadores se diseñará el muelle y bola de fijación.

El muelle partirá de un boceto formado por el eje y la circunferencia que se revolucionará a través de éste para conseguir la forma de muelle. Para ello se utilizará una operación de *Bobina*.  (figura 4.76).

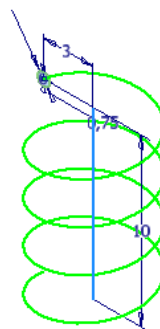
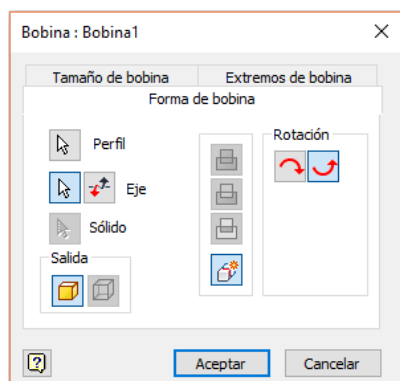


Figura 4.76.

Se aplica material (figura 4.77).



Figura 4.77.

La bola será la revolución de un boceto de semicírculo y aplicación de material (figura 4.78).



Figura 4.78.

El resultado final de los sincronizadores completos se verá mejor con una vista explosionada (figura 4.79).



Figura 4.79. Explosión del modelo sincronizador de 1ª y 2ª.

4.2.9. Grupo cónico y diferencial

El grupo cónico y diferencial consta de un juego de piñones que actúan de elemento reductor y otro grupo de piñones encargados de hacer la función diferencial.

El grupo cónico consta de dos piñones engranados entre sí, un pequeño piñón de ataque (procedente de la caja de cambios) y otro piñón más grande llamado corona. En el grupo cónico es donde se produce la reducción para que el vehículo se desplace, ya que con la relación de transmisión de la caja de cambios no sería suficiente. En la caja de cambios se realiza el ajuste de la marcha que se requiere y la transformación final del movimiento se consigue en el grupo cónico, también llamado reductor (se denomina grupo cónico cuando tiene los piñones cónicos como en este caso).

El programa INVENTOR tiene la posibilidad de realizar estos piñones engranados a 90° (Engranaje biselado) como se vio en la pag.35 pero de la misma forma que no se utilizó el engranaje directo en los trenes aquí tampoco se hará. Se engranará de forma manual, teniendo en cuenta las restricciones necesarias. Para esto bastará con seleccionar la opción *Sin modelo* en la función de engranaje y realizar un elemento, y viceversa (figura 4.80).

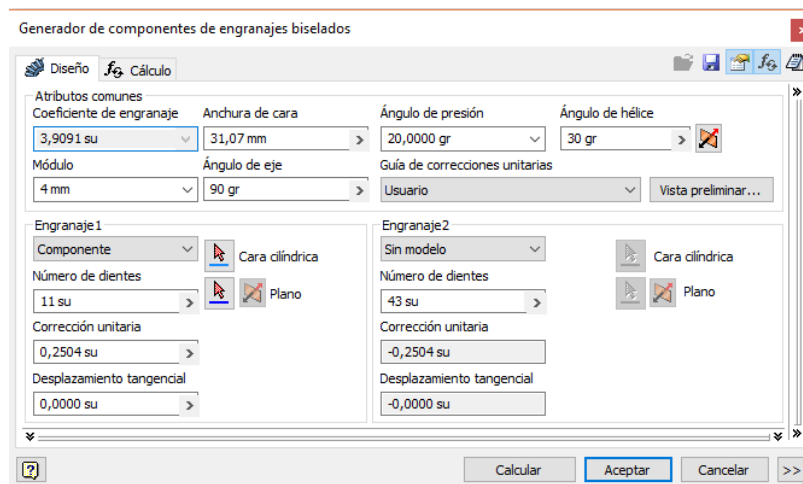


Figura 4.80. Ventana de datos del generador de componentes de engranajes biselados.

El piñón de ataque contará únicamente con una operación de extrusión (figura 4.81) en su cara mayor con un posterior achaflanado. A esta cara irá unido el eje secundario, que como ya se mencionó en la pag. 56, estos dos elementos van fijados, sólo se ha realizado de esta manera por facilidad de diseño y mejor visualización de los componentes.

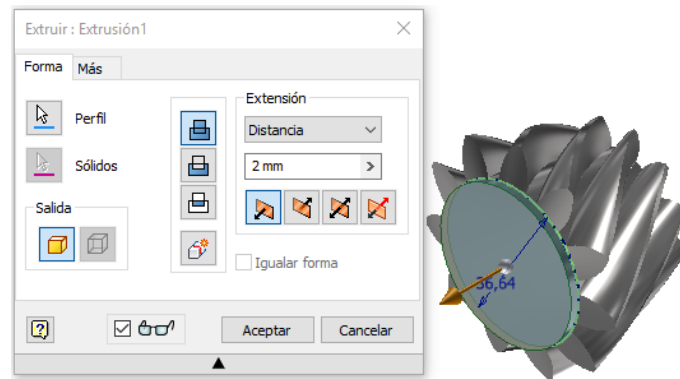


Figura 4.81. Operación de extrusión en el piñón de ataque.

La corona tendrá una extrusión en su base con un desmoldeo realizado con la operación de *Chaflán* (figura 4.82), de manera que se consiga igual ángulo desde los dientes a la base.

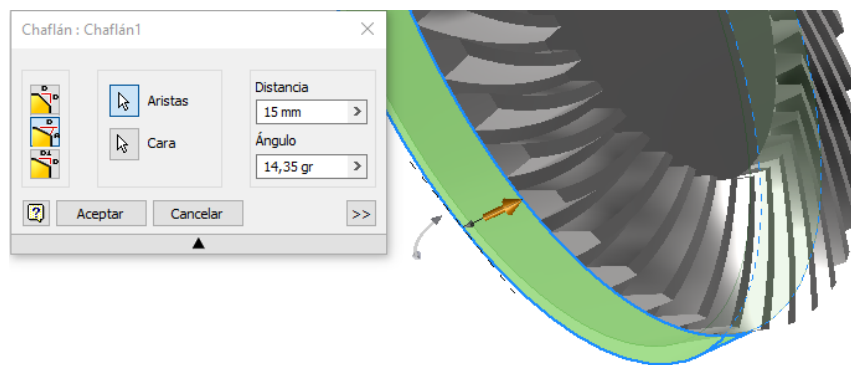


Figura 4.82. Operación de chaflán en la base de la corona.

Mediante una operación de extrusión con eliminación del material, se hace un vaciado de la base donde se encuentran los dientes (figura 4.83). Se redondea la unión del fondo para suavizar.

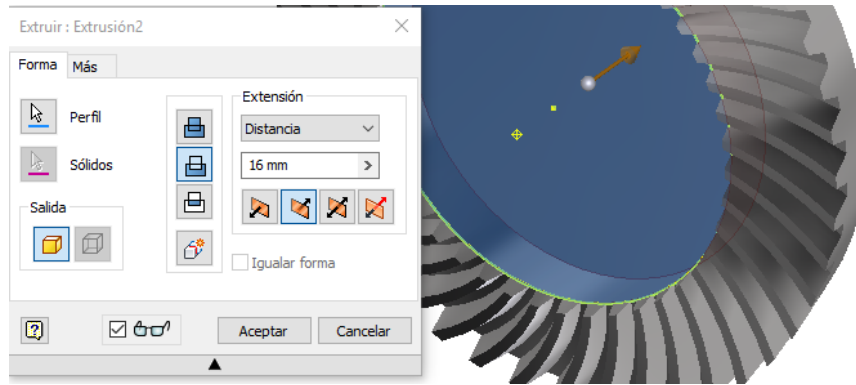


Figura 4.83. Generación del hueco en la corona mediante extrusión.

Mediante operaciones de extrusión se conforma la forma escalonada de la base mayor, así como el pequeño escalón donde irán los agujeros para colocar los tornillos, que unirán la corona al portasatélites (figura 4.84). El diseño del portasatélites se explicará más adelante.

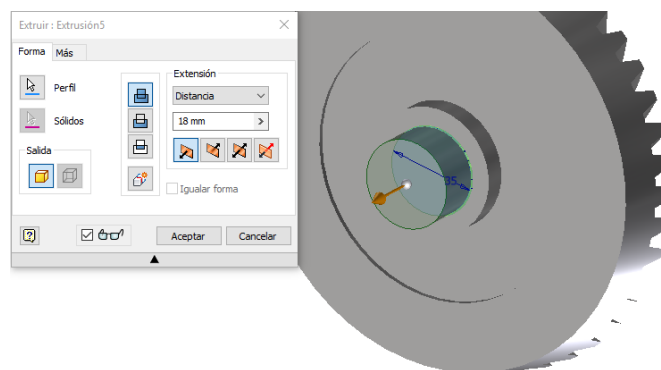


Figura 4.84. Operaciones de extrusión para el perfil de la corona.

Se redondean aristas para suavizar las zonas de unión entre las distintas extrusiones (figura 4.85).

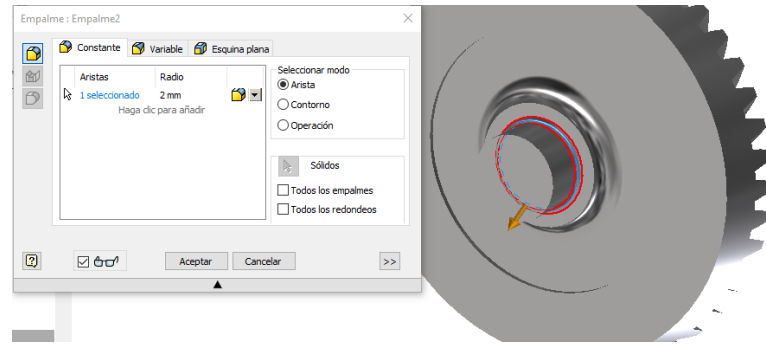


Figura 4.85. Suavizado de aristas de la corona mediante redondeos.

Los agujeros seguirán una secuencia análoga a la que se realizó con el dentado del sincronizador. Se realizará un agujero y con un patrón circular se creará el resto (figura 4.86), esto evita tener que hacer ocho operaciones de agujero lo que favorece que el árbol de operaciones esté más “limpio”.

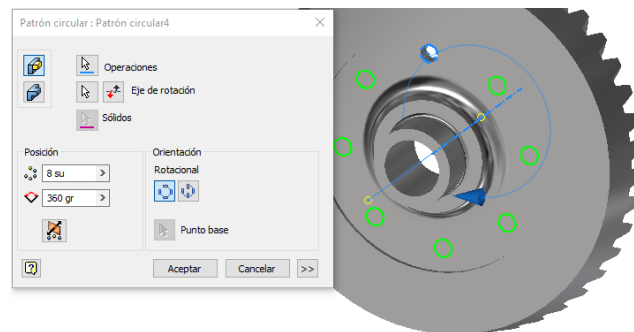


Figura 4.86. Patrón de simetría para agujeros de la corona.

Se aplica el material y se muestra la corona terminada (figura 4.87).



Figura 4.87. Modelo de la corona.

Una vez diseñados los elementos, el resultado de ambos quedaría según muestra la figura 4.88.



Figura 4.88. Modelo del grupo cónico.

Para comprender la unión referida en la pag. 56, se muestra la unión entre el eje secundario con sus elementos y el grupo cónico (figura 4.89).



Figura 4.89. Conjunto de eje secundario y elementos con el grupo cónico.

El diferencial está formado por los planetarios, cada uno de ellos va a una transmisión (rueda) y los satélites que están unidos a la carcasa que abarca a todos. Este sistema de engranajes será empleado para transmitir el mismo par y giro a ambas ruedas tractoras en tramos rectos, sin embargo, en las curvas, uno de los planetarios girará más despacio, ya que, en las curvas, la rueda interior debe hacer menos recorrido que la exterior.

Este sistema se diseña con el mismo proceso que el grupo cónico. Son cuatro engranajes conectados dos a dos. El satélite (engrane más pequeño) será el resultado de fabricar un engranaje y realizarle una operación de extrusión en

su base con un desmoldeo realizado con la operación de chaflán, de manera que se consiga igual ángulo desde los dientes a la base. Aplicación de material (figura 4.90).



Figura 4.90. Modelo del satélite.

El planetario también parte de un engranaje (modelo sin componente, ahora componente, pag 69), la primera operación será una extrusión para un mayor espesor, con achaflanado (figura 4.91) para conseguir el mismo ángulo desde los dientes a la base.

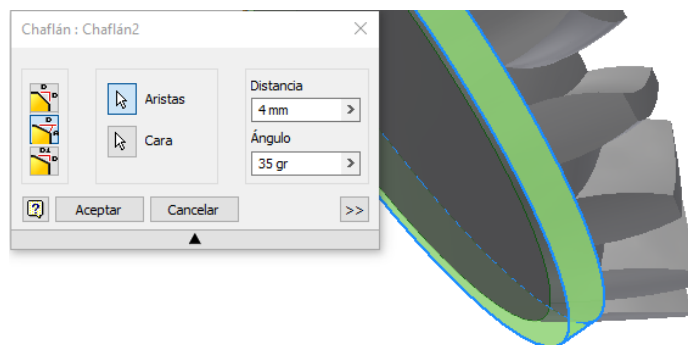


Figura 4.91. Operación de chaflán en la base del planetario.

Las operaciones de extrusión darán forma al semieje (figura 4.92), que se encargará de transmitir el movimiento a las ruedas.

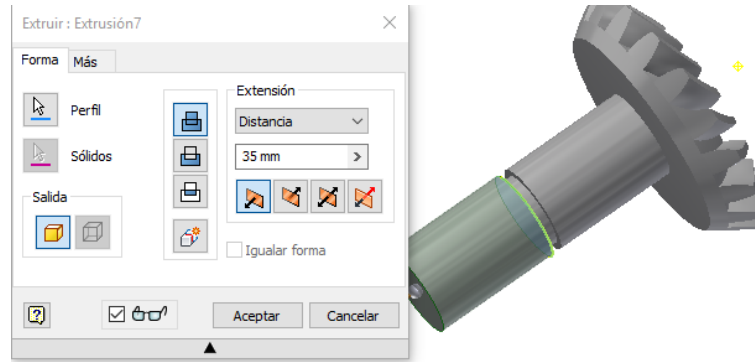


Figura 4.92. Extrusión para formar el semieje del planetario.

Se aplica un chaflán en el saliente y redondeos en varias zonas para conseguir la forma deseada, suavizar las zonas... etc., (Figura 4.93).

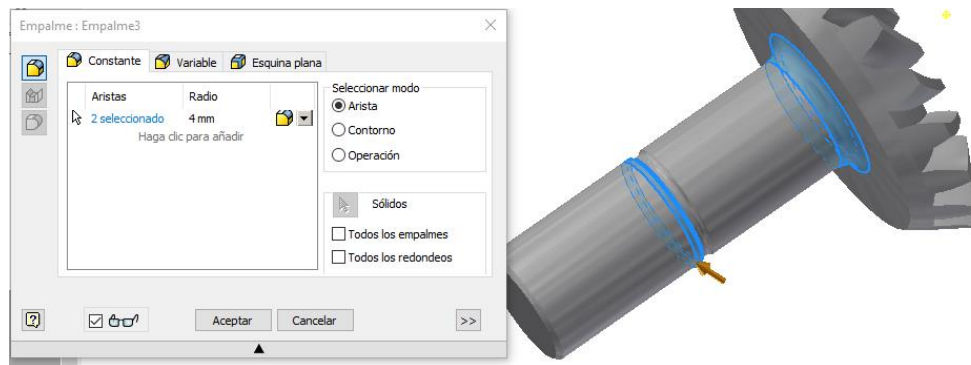


Figura 4.93. Redondeo de aristas del semieje.

La pieza posee un agujero al final del semieje realizado por un boceto extruido (eliminación de material) con distancia a ambos lados (figura 4.94).

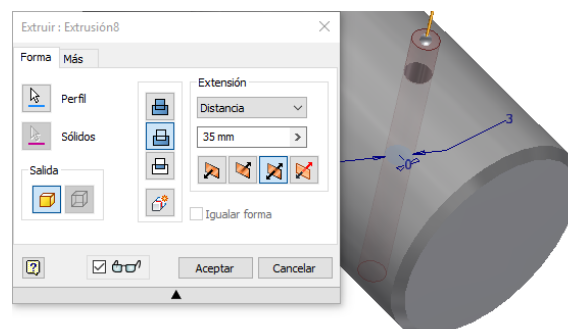


Figura 4.94. Operación para agujero del semieje del planetario.

La aplicación de material y resultado final aparecen en la figura 4.95.



Figura 4.95. Modelo del planetario.

En la figura 4.96, se muestra el conjunto de satélites y planetarios con la posición que mantendrían en el interior del portasatélites.

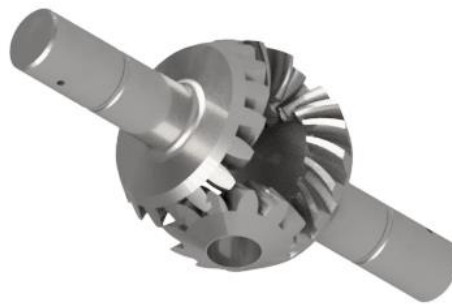


Figura 4.96. Modelo del conjunto de satélites y planetarios.

Para crear el portasatélites, se parte de un boceto construido a partir de las medidas de los planos, el cuál será revolucionado (figura 4.97) dando la forma principal del componente.

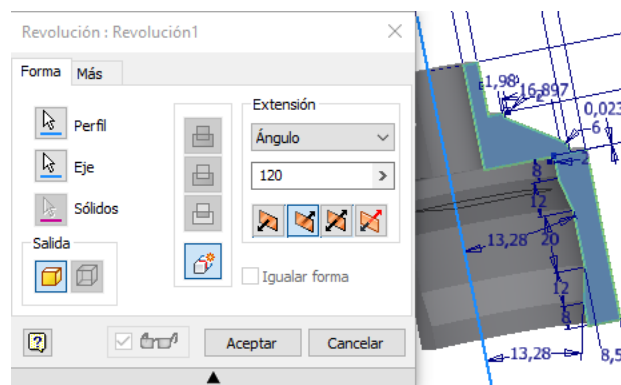


Figura 4.97. Boceto base del portasatélites.

Con agujero y patrón circular (operaciones vistas en la pag. 72), se consiguen los agujeros (figura 4.98) que servirán para unir, mediante los elementos de fijación, la corona al portasatélites.

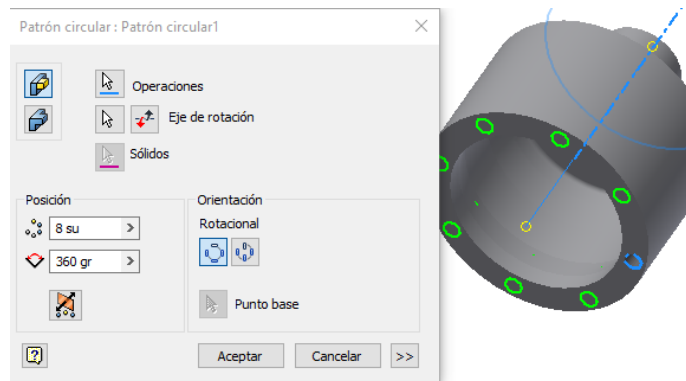


Figura 4.98. Patrón circular para los agujeros del portasatélites.

Mediante un plano tangente a la cara cilíndrica, se realiza un agujero (figura 4.99), coincidente con el realizado en el satélite.

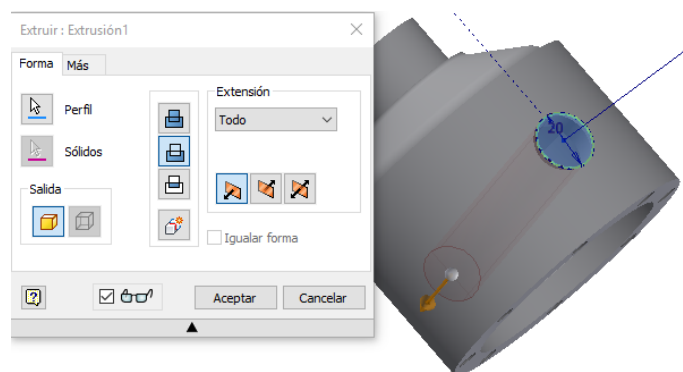


Figura 4.99. Operación de extrusión en el portasatélites.

Por último, entre los agujeros del portasatélites, se realizará un agujero a través del cual se realiza el engrase (figura 4.100).

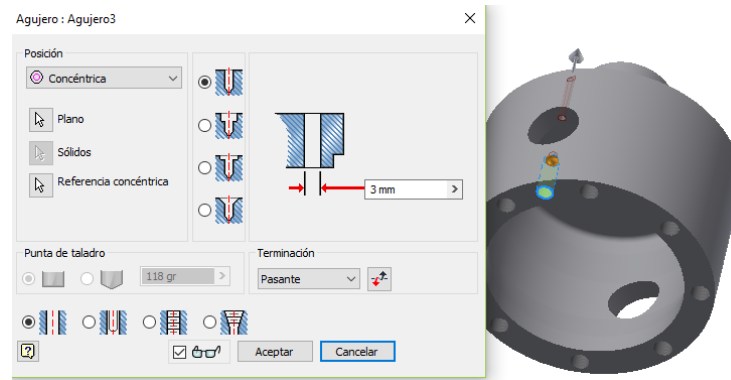


Figura 4.100. Agujereado para el engrase.

En la figura 4.101 puede verse el resultado final.



Figura 4.101. Modelo del portasatélites.

Para tener una mejor visión del montaje del conjunto de grupo cónico y diferencial se muestra el resultado en la figura 4.102.



Figura 4.102. Vistas del modelo del grupo cónico y diferencial.

4.2.10. Elementos selectores

Los elementos selectores son los encargados de accionar los distintos mecanismos de sincronización. En este caso hay dos horquillas, cada una encajada en el acanalado del sincronizador y dos ejes de mando unidas a estas. Otro eje de mando dirigirá el eje de marcha atrás y estará unido al eje de mando de 1ª y 2ª velocidad mediante un separador.

La horquilla es un elemento sencillo de diseñar si se parte del boceto de su vista principal. Se realiza una extrusión de este boceto (figura 4.103) para conseguir la forma del elemento. El hueco semicircular corresponderá al acanalado que se realizó al sincronizador de 1ª y 2ª en la pag.64, ya que será el hueco donde será insertada la horquilla para llevar a cabo el proceso de selección de marcha.

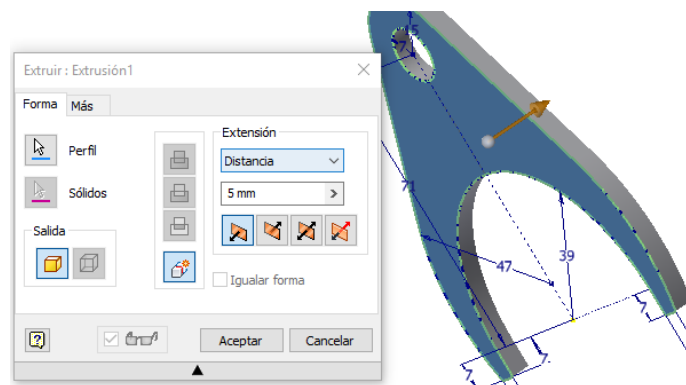


Figura 4.103. Extrusión del boceto base de la horquilla.

Otra extrusión generará el hueco donde irá insertado el eje de mando de 1ª y 2ª velocidad, coincidiendo con el en un agujero realizado mediante plano tangente y extrusión por eliminación de material (figura 4.104).

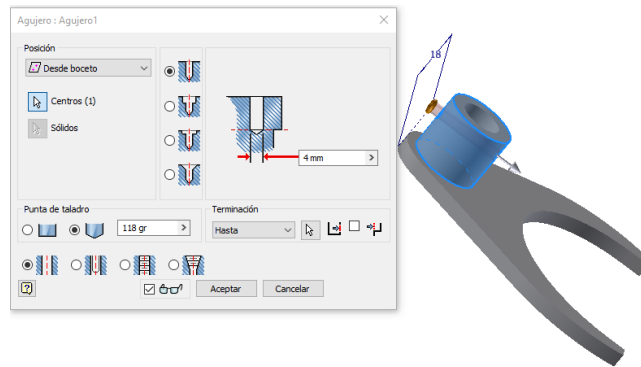


Figura 4.104. Operación de extrusión en la horquilla.

Para finalizar, se aplica redondeo a las aristas para suavizar y un material de *Cobre Satinado* (figura 4.105).



Figura 4.105. Modelo de horquilla de 1ª y 2ª velocidad.

La horquilla de 3ª y 4ª (figura 4.106) sigue exactamente el mismo proceso de diseño que la horquilla de 1ª y 2ª, solo variarán los datos necesarios para su diseño que podrán ser obtenidos en los planos adjuntos al proyecto.



Figura 4.106. Modelo de horquilla de 3ª y 4ª velocidad.

El eje de mando de 1ª y 2ª será el elemento encargado de desplazar la horquilla de 1ª y 2ª, y por tanto el sincronizador de 1ª y 2ª velocidad, dependiendo de la marcha que se desee seleccionar. Este eje no se ha realizado mediante la función de eje del módulo de ensamblaje ya que contiene una simple extrusión que puede realizarse fácilmente de forma directa en el módulo de pieza. También serán realizados tres huecos esféricos mediante eliminación de material (figura 4.107) donde se situará la fijación de bola y muelle que entrará en contacto con la carcasa.

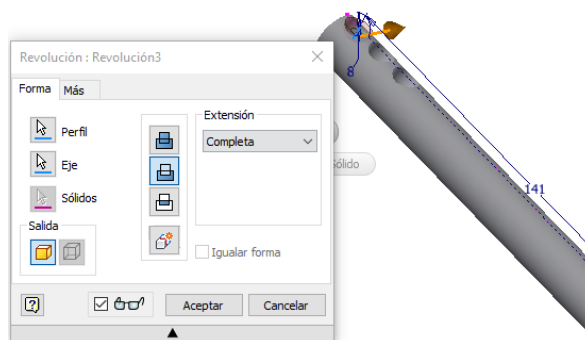


Figura 4.107. Operación de revolución para los huecos esféricos.

Se realiza un escalonado en la parte del eje más cercana a los huecos esféricos (figura 4.108).

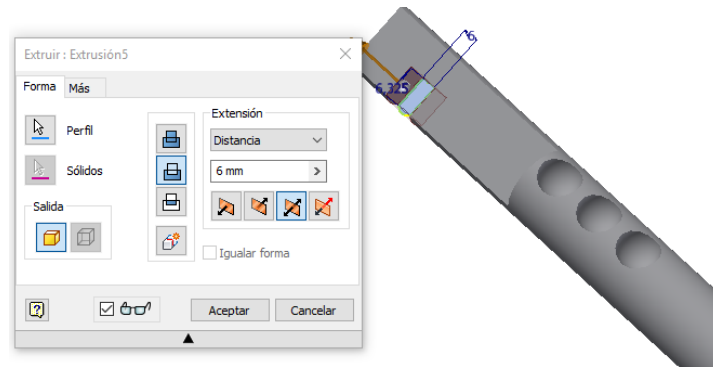


Figura 4.108. Creación del acanalado mediante extrusión.

El eje de mando finaliza con un chaflan en el extremo circular y un agujero en esa misma parte del eje (figura 4.109), que coincidirá con el realizado en la horquilla de 1ª y 2ª velocidad mencionado en la pag. 79

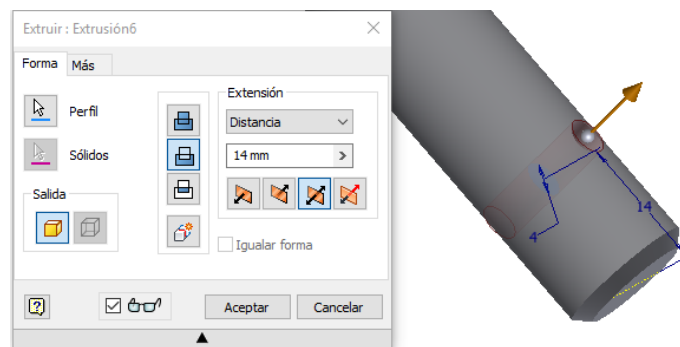


Figura 4.109. Agujereado en el extremo del eje mediante extrusión.

El resultado final del eje aparece en la figura 4.110.



Figura 4.110. Modelo del eje de mando de 1ª y 2ª velocidad.

El eje de mando de 3ª y 4ª (figura 4.111) será el elemento encargado de desplazar la horquilla de 3ª y 4ª, y por tanto el sincronizador de 3ª y 4ª velocidad, dependiendo de la marcha que se desee seleccionar. Su diseño mantiene las operaciones análogas a las del eje de mando de 1ª y 2ª, las posiciones de los huecos esféricos, de la ranura o del agujero transversal variará en función de los datos que se exponen en los planos.



Figura 4.111. Modelo del eje de mando de 3ª y 4ª velocidad.

En la figura 4.112 se podrá tener una mejor visión del conjunto sincronizador, horquilla, eje de mando.



Figura 4.112. Conjunto del sincronizador, horquilla y eje de mando de 1ª y 2ª.

Un elemento de sujeción entre ejes será el separador. Concretamente conectará los ejes 1ª y 2ª velocidad y el eje de mando de marcha atrás (se explicará su diseño posteriormente). Este separador contendrá los diámetros de ambos ejes, uno con sujeción cerrada y otro abierta que permitirá deslizar un eje con respecto a otro.

Una extrusión con el boceto de la forma principal del separador, una extrusión cilíndrica (figura 4.113) y un agujero con el diámetro correspondiente a uno de los ejes de mando, serán las operaciones que conformen el diseño de este elemento.

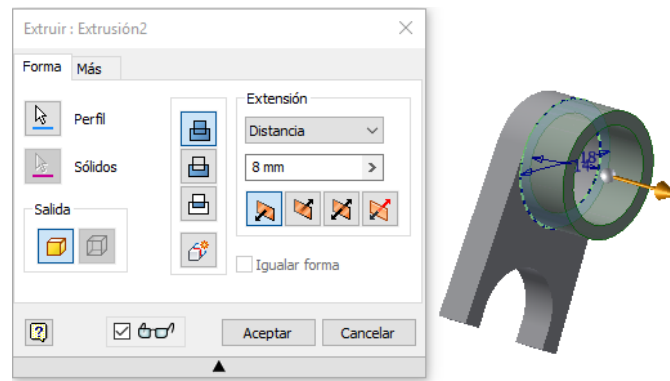


Figura 4.113. Operación de extrusión en el separador.

Con la aplicación de material finalizará este elemento, obteniendo el resultado mostrado en la figura 4.114.



Figura 4.114. Modelo del separador.

Los dos últimos elementos pertenecientes a este sistema de transmisión serán el eje de mando de marcha atrás (figura 4.115) y la horquilla de marcha atrás.

El eje de mando como se mencionó anteriormente, irá unido al eje de mando de 1ª y 2ª velocidad mediante un separador. Este eje de mando sigue las mismas operaciones de los otros mandos, una extrusión cilíndrica para su forma inicial, un agujero coincidente con el que se realizó en el separador y dos acanalados uno a cada extremo del eje.

Uno de estos acanalados será el punto de apoyo de la horquilla de marcha atrás.



Figura 4.115. Modelo del eje de mando de marcha atrás.

La horquilla de marcha atrás parte de una base en forma de C dibujada en boceto y extruida (figura 4.116), cada uno de los extremos de esta C irá acoplada al eje de mando de marcha atrás y al eje de marcha atrás.

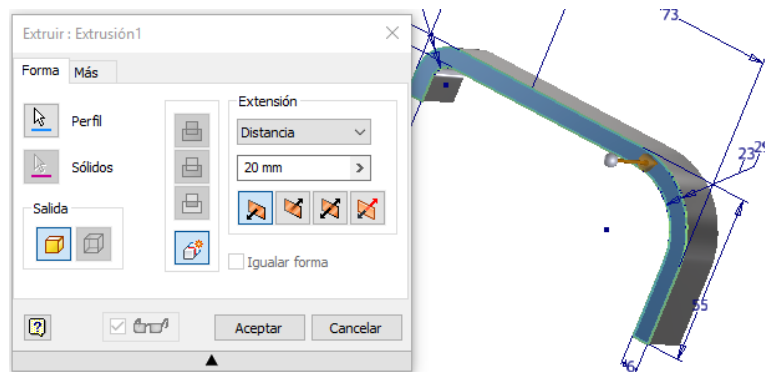


Figura 4.116. Extrusión del boceto de la horquilla de marcha atrás.

Las siguientes operaciones de extrusión de una forma cilíndrica y una operación de agujero concéntrica (figura 4.117), será la zona donde irá atornillada la horquilla a la carcasa. Esta sujeción no será de manera fija, la horquilla debe tener una holgura que permita desplazar al eje de mando y al eje de marcha atrás en sentidos contrarios.

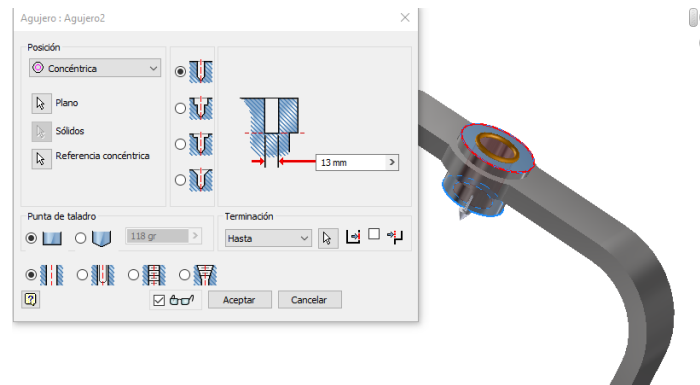


Figura 4.117. Operación de agujero en la horquilla.

Se redondean las zonas de la horquilla cercanas la zona donde va el tornillo para acomodar la forma y suavizar las aristas (figura 4.118).

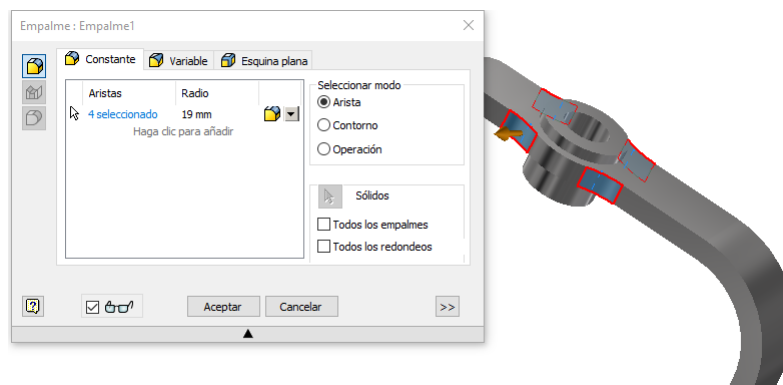


Figura 4.118. Redondeo de las aristas.

Los extremos de la C deberán tener la forma necesaria para poder ser acoplados a las ranuras de los ejes, para ello se realiza una extrusión de eliminación de material de un boceto previo para darle forma (figura 4.119).

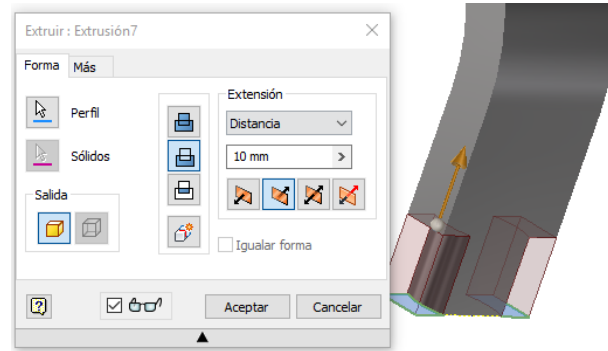


Figura 4.119. Creación de la pestaña de unión mediante extrusión.

El resultado final de este componente se representa en la figura 4.120.



Figura 4.120. Modelo de la horquilla de marcha atrás.

4.2.11. Carcasa

Se ha modelado una carcasa con el objetivo de visualizar el conjunto dentro de ella, aunque queda fuera de proyecto el diseño de la misma puesto que es un modelo propio, es decir, no es el modelo real de la carcasa que comprendería el conjunto de caja de cambios diseñado en este trabajo.

Aun así, se han tenido en cuenta algunas características fundamentales como son el correcto posicionamiento del eje primario, secundario y de marcha atrás en su cara principal como se muestra en la figura 4.121. Esta cara concretamente, debe cumplir las distancias necesarias para encajar con la posición de dichos ejes.



Figura 4.121. Posición de la cara con los ejes.

Otra característica importante será el agujero a ambos lados de la caja, donde quedará acoplado el semieje diseñado en los planetarios, así como tener en cuenta la parte trasera de la carcasa, que deberá ser lo suficientemente ancha para que dentro se adapte el conjunto de embrague.

El material aplicado es aleación ligera de aluminio que es el material que tendría la carcasa real en su fabricación.

5. PROCESO DE ENSAMBLAJE

Con todos los elementos diseñados, es hora de realizar el montaje. Aunque ya se han explicado previamente las posiciones de algunos de los elementos, en este apartado se muestra el ensamblaje completo del producto.

El programa INVENTOR ofrece una multitud de ventajas para realizar ensamblajes. Se deberán colocar todas las piezas en la posición correcta, teniendo cuidado con todas las restricciones, para que el montaje quede perfectamente encajado y que permita realizar posteriormente una simulación dinámica del movimiento de los componentes.

El ensamblado del conjunto es un proceso complejo, su dificultad reside en que sólo el diseño correcto de todas las piezas podrá permitir que las operaciones de restricción no produzcan errores. A continuación, se muestran algunos tipos de restricciones que son de vital importancia a la hora de realizar el ensamblaje de los elementos.

El correcto acoplamiento entre el piñón y el engrane (figura 5.1), se basará en realizar las restricciones necesarias para que los engranajes queden fijos en una posición pero que permitan el giro de sus dientes. La restricción principal para aproximar lo máximo posible este movimiento será la tangencia entre sus diámetros primitivos.

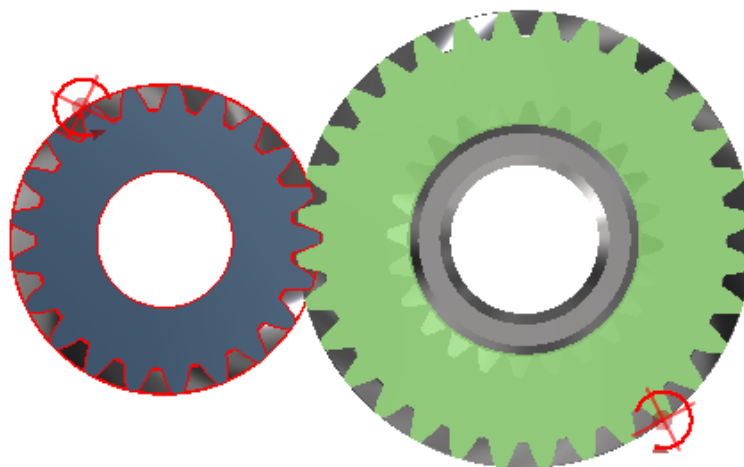


Figura 5.1. Transmisión entre piñón y engrane de tercera velocidad.

En la figura 5.1 se observa como se le ha aplicado la operación para permitir el movimiento entre engranajes. La relación de transmisión se obtendrá con la relación entre el número de dientes de ambos. El piñón será la rueda conductora, es decir, la que transmitirá el movimiento al engrane “verde” que actuará de rueda conducida.

Para insertar los piñones y engranes en el eje primario y secundario, respectivamente, se debe tener en cuenta que la distancia entre el eje coincidente con el eje longitudinal del eje primario, coincida exactamente con los centros de todos los engranajes (figura 5.2). Esto es necesario para que el eje secundario, pueda coincidir sin problema entre todos los engranes.

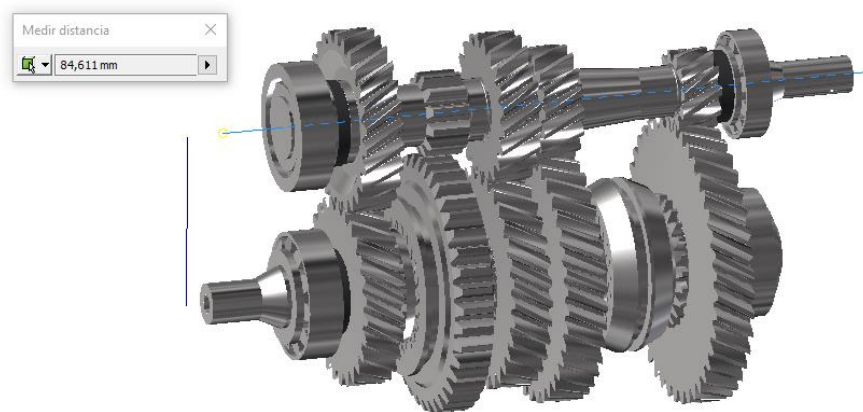


Figura 5.2. Distancia de separación entre el eje primario y secundario.

Otra restricción importante, será hacer coincidir las caras de los dientes del eje secundario con los del dentado interno del buje de sincronización, así como el dentado externo del buje con el dentado interno del desplazable (figura 5.3).



Figura 5.3. Zonas de contacto entre dentados.

A la hora de colocar los ejes de mando, a parte de las restricciones de coincidencia con las horquillas, con los agujeros realizados en éstas...etc., Hay que tener en cuenta que no produzcan ningún contacto con los piñones y engranes. Deberán presentarse en la forma correcta para que su funcionamiento no produzca ningún roce con cualquier otro elemento del conjunto.

El grupo cónico, también deberán tener restricciones de manera que puedan girar respecto a su eje transversal sin desplazarse del sitio (figura 5.4). Esta fijación se obtiene utilizando los ejes o planos de trabajo creados, haciendo coincidir unos con otros hasta conseguir que no se desplace. Una vez fijados se les aplica la restricción de movimiento con relación según el cociente entre número de dientes, de la misma forma que se ha aplicado a los trenes de engranajes, y que se aplicará al grupo diferencial (al conjunto de satélites y planetarios).

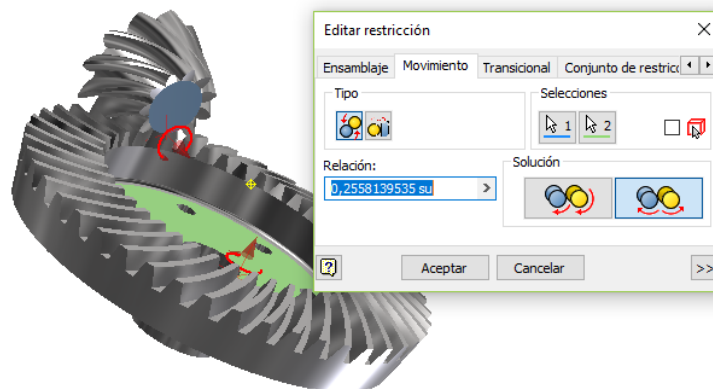


Figura 5.4. Operación de transmisión en el grupo cónico.

Una vez aplicadas todas las restricciones necesarias, incluyendo sobre todo aquellas importantes mencionadas anteriormente, se obtiene el resultado completo del diseño de la caja de cambios (figuras 5.5 y 5.6).

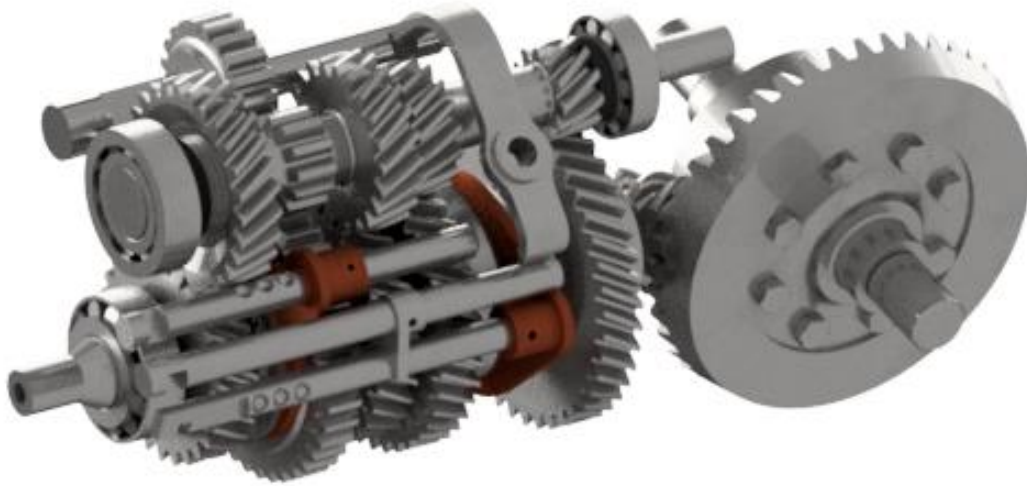


Figura 5.5. Parte frontal del conjunto de la caja de cambios.

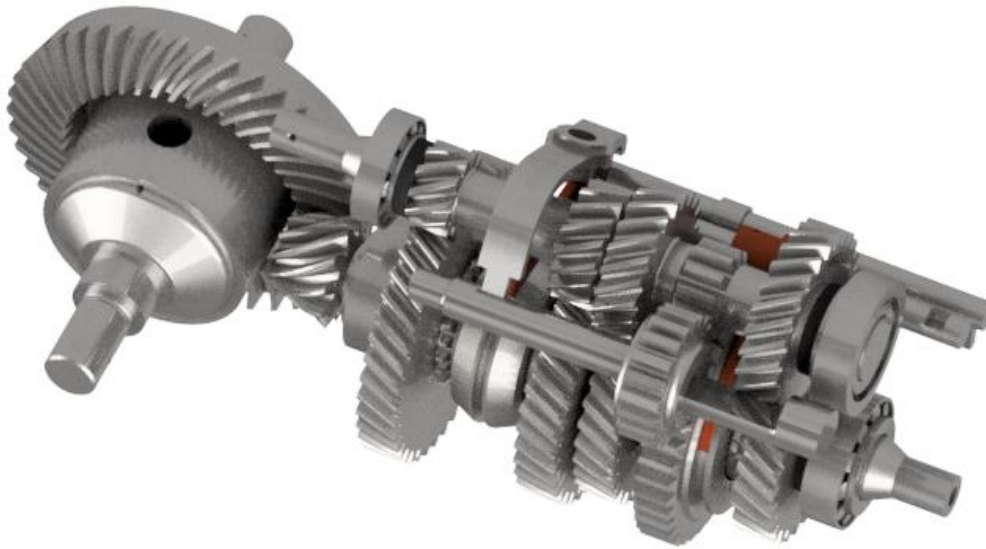


Figura 5.6. Parte trasera del conjunto de la caja de cambios.

6. FUNCIONAMIENTO TEÓRICO

Una vez obtenido el ensamblaje completo de la caja de cambios, se procede a explicar el funcionamiento de la misma.

Se parte de que la caja se encuentra en posición de punto muerto o neutral (figura 6.1), es decir, no hay transmisión de par motor a las ruedas. Todos los trenes están engranados, salvo los engranajes correspondientes a la marcha atrás. Los piñones del eje primario girarán a la velocidad que transmite el motor mientras que los engranes del eje secundario lo harán libremente, por tanto, no se transmite par.

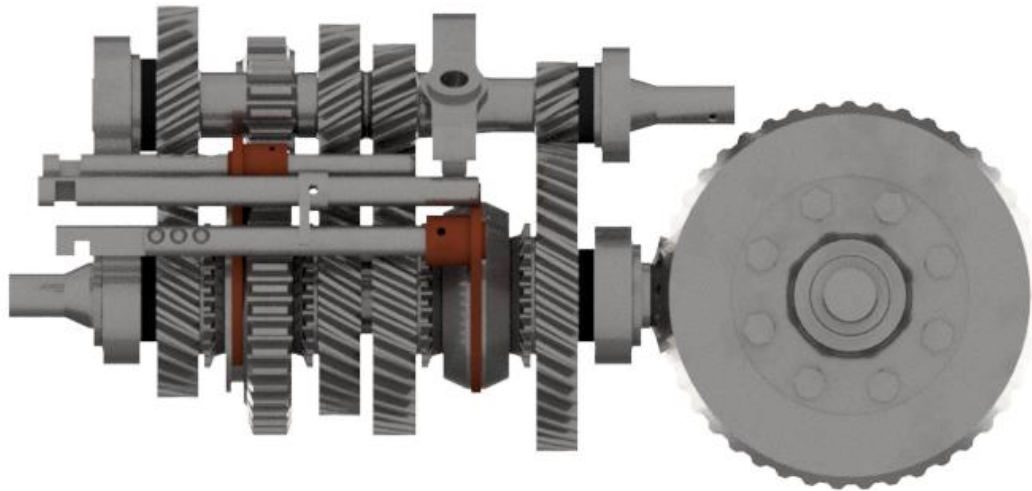


Figura 6.1. Posición de punto muerto.

El conductor se encarga de accionar la palanca de cambios, que se encuentra conectada a las barras de selector (ejes de mando), colocadas en el lateral del conjunto (figura 6.2).

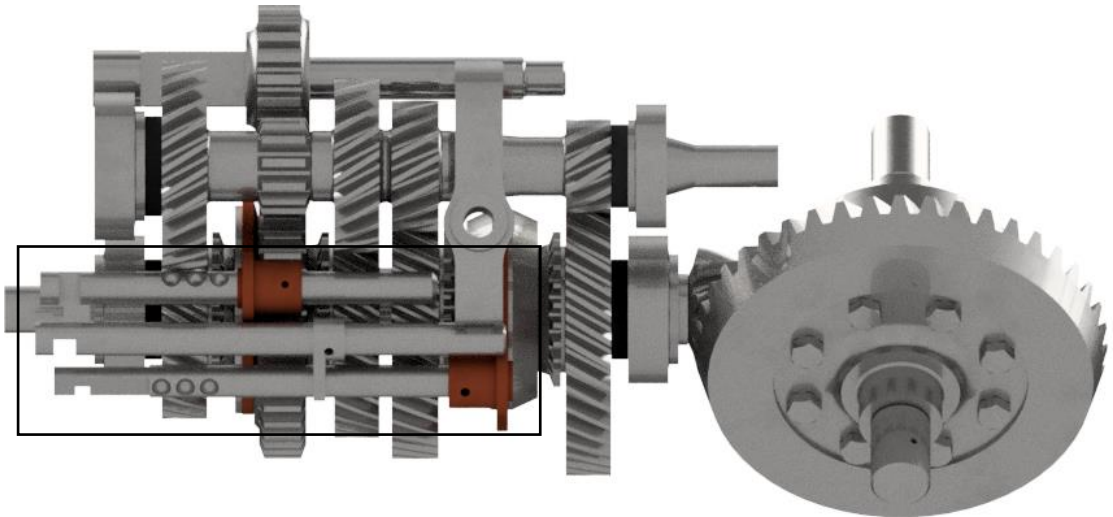


Figura 6.2. Situación de los ejes de mando.

Al situar la palanca de cambios en la primera marcha (figura 6.3), el eje de mando que desplaza el sincronizador de 1ª y 2ª se desplaza hacia la derecha, quedando enclavado gracias al fijador de bola y muelle que contiene el sincronizador en la corona del engrane de la primera velocidad. De esta manera se consigue transmitir el par, obteniéndose la mayor reducción de velocidad de giro, el vehículo se desplaza a la mínima velocidad y el par motor transmitido será máximo.

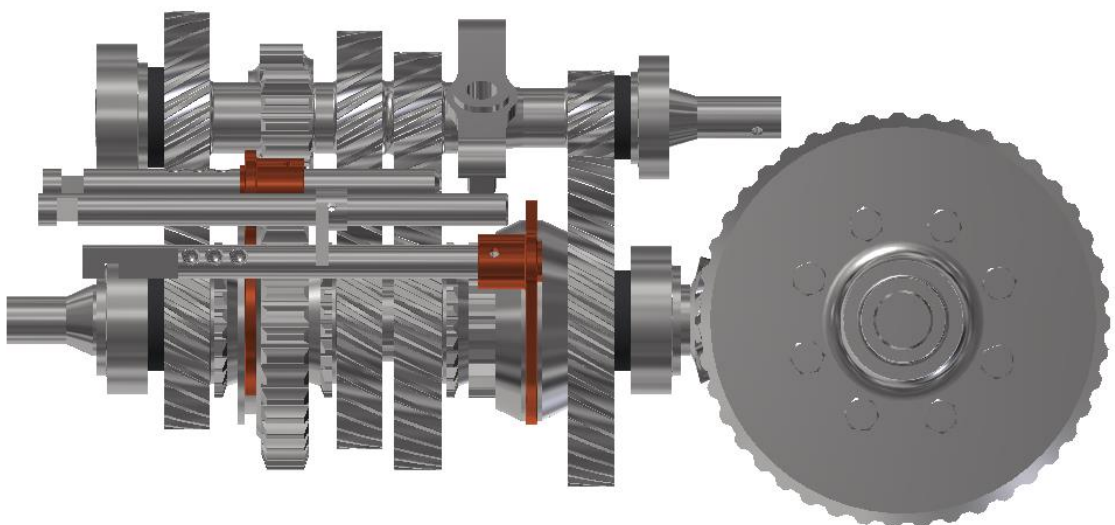


Figura 6.3. Activación del sincronizador al accionar la primera marcha.

El resto de marchas se obtiene de igual forma, la segunda con el desplazamiento del sincronizador de 1ª y 2ª y tercera y cuarta con el desplazamiento a derecha e izquierda, respectivamente, del sincronizador de 3ª y 4ª.

Para el accionamiento de la marcha atrás, un manguito de empuje hace engranar su eje intermediario tanto con el piñón correspondiente a esta marcha en el eje primario, como con el sincronizador de 3ª y 4ª. Con este proceso se obtiene una nueva relación de cambio, además de la inversión de giro del eje primario con el secundario.

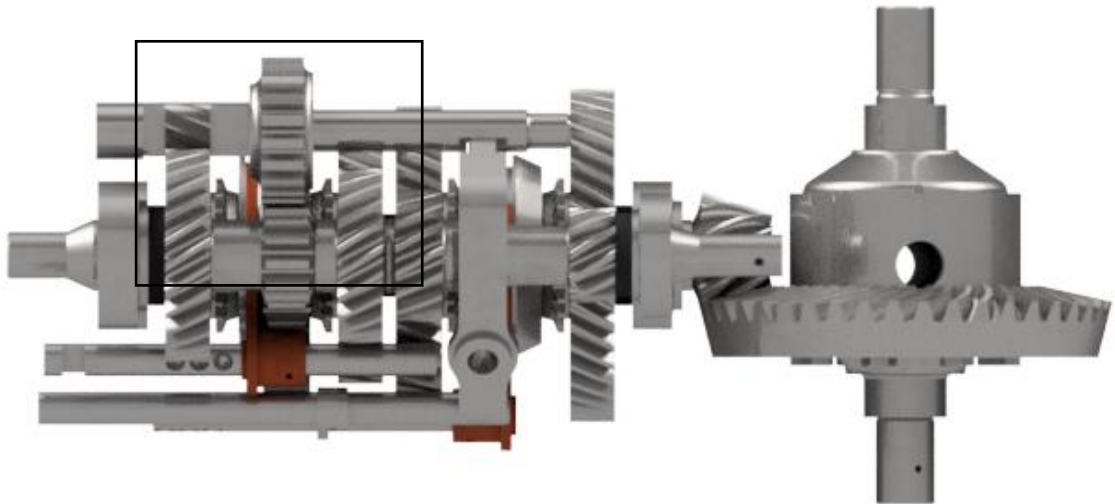


Figura 6.4. Engrane del eje intermediario de marcha atrás.

7. CONCLUSIONES

Una vez concluido este TFG con la finalidad de ser capaz de diseñar por ordenador una caja de cambios para un automóvil, pienso que se ha cumplido esa finalidad, dando detalle de los procesos utilizados con el programa, así como la comprensión del funcionamiento de una caja de cambios.

Personalmente este trabajo me ha supuesto un mejor desarrollo en mi capacidad básica de utilizar programas CAD, aprendiendo nuevas funciones, buscando información para solucionar problemas que aparecen por el camino..., a la vez que un mayor conocimiento en este componente fundamental del automóvil.

He podido poner en práctica conocimientos obtenidos en dos ámbitos diferentes, pero no por ello separados, de mi carrera, tales como la utilización de programas de diseño y cálculo de elementos mecánicos.

BIBLIOGRAFÍA

- **LISTADO DE ILUSTRACIONES.**

Ilustración 1.1. Modelo de caja de cambios de Leonardo da Vinci. (s.f.). Obtenido de <http://transmisionmanualcbtis160.blogspot.com.es/2010/11/primera-caja-de-cambios-manual.html>

Ilustración 1.2. Sección de una caja de cambios de tres ejes. (s.f.). Obtenido de <http://www.aficionadosalamecanica.net/caja-cambios1.htm>

Ilustración 1.3. Esquema interno caja de dos ejes. (s.f.). Obtenido de <http://jeroitim.blogspot.com.es/2013/06/sistema-de-transmision-en-vehiculos.html>

Ilustración 1.4. Secuencia en caja de cambios pilotada. (s.f.). Obtenido de <http://citroen.ebuga.es/blog/caja-manual-pilotada-6-velocidades-cmp/>

Ilustración 1.5. Palanca de cambios de caja manual pilotada. (s.f.). Obtenido de <http://www.mecanicaymotores.com/la-transmision-automatica-de-un-auto.html>

Ilustración 1.6. Caja de cambios de doble embrague. (s.f.). Obtenido de <http://periodismodelmotor.com/como-funciona-caja-cambios-doble-embrague/38900/>

Ilustración 1.7. Caja automática por convertidor de par. (s.f.). Obtenido de <http://www.autocasion.com/actualidad/reportajes/que-tipos-de-cajas-de-cambio-existen>

Ilustración 1.8. Sistema de transmisión variable continua. (s.f.). Obtenido de <http://www.diariomotor.com/2008/09/17/la-transmision-variable-continua-cvt-esa-gran-desconocida/>

- **BIBLIOGRAFÍA PARA INFORMACIÓN**

Martínez, J. F. (2008). *Ingeniería gráfica y diseño*. Síntesis.

Pérez, J. A. (2001). *Electromecánica de vehículos: Sistemas de transmisión y frenado*. Paraninfo.

UNE 18068 (1R):1978. (s.f.). *Engranajes cilíndricos. Datos a figurar en los planos*.

UNE 18112:1978. (s.f.). *Engranajes cónicos rectos. Datos a figurar en los planos*.

UNE-EN ISO 2203:1998. (s.f.). *Dibujos técnicos. Signos convencionales para engranajes*.

Concepto de caja de cambios. Obtenido de
https://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios

Transmisión automática. Obtenido de
<http://www.diariosur.es/motor/reportajes/201604/28/caja-cambios-20160428201702.html>

Concepto de doble embrague. Obtenido de
https://es.wikipedia.org/wiki/Doble_embraque

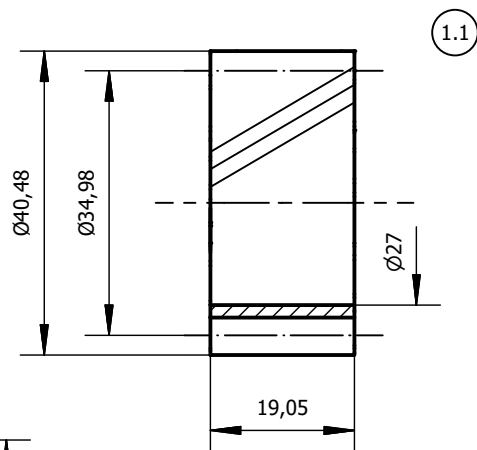
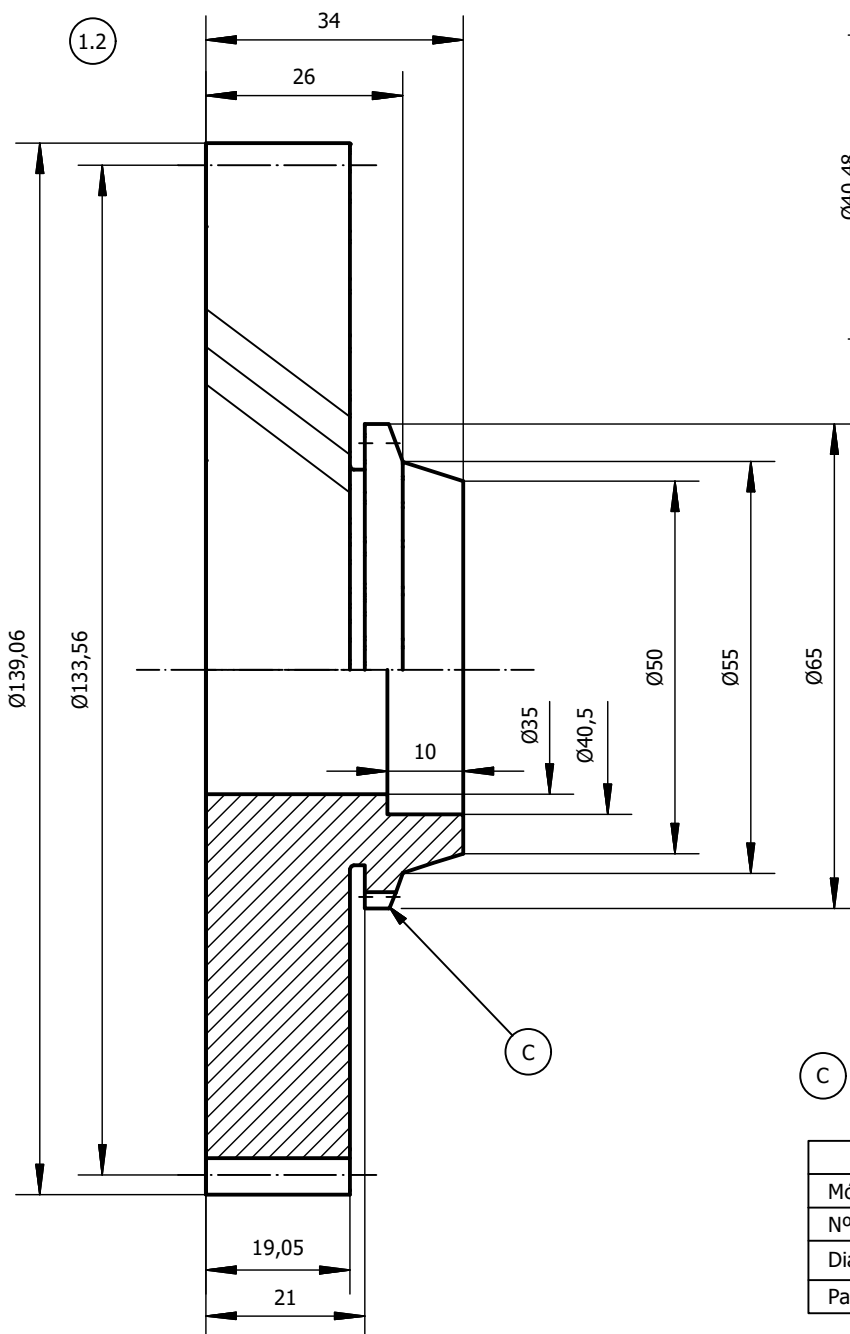
Cambio manual de tres ejes. Obtenido de <http://www.aficionadosalamecanica.net/caja-cambios1.htm#tresejes>

Caja de cambios pilotada. Obtenido de <http://autastec.com/blog/actualidad/caja-de-cambios-pilotada/>

Asistente de ayuda *INVENTOR PROFESSIONAL 2017*

ANEJO I

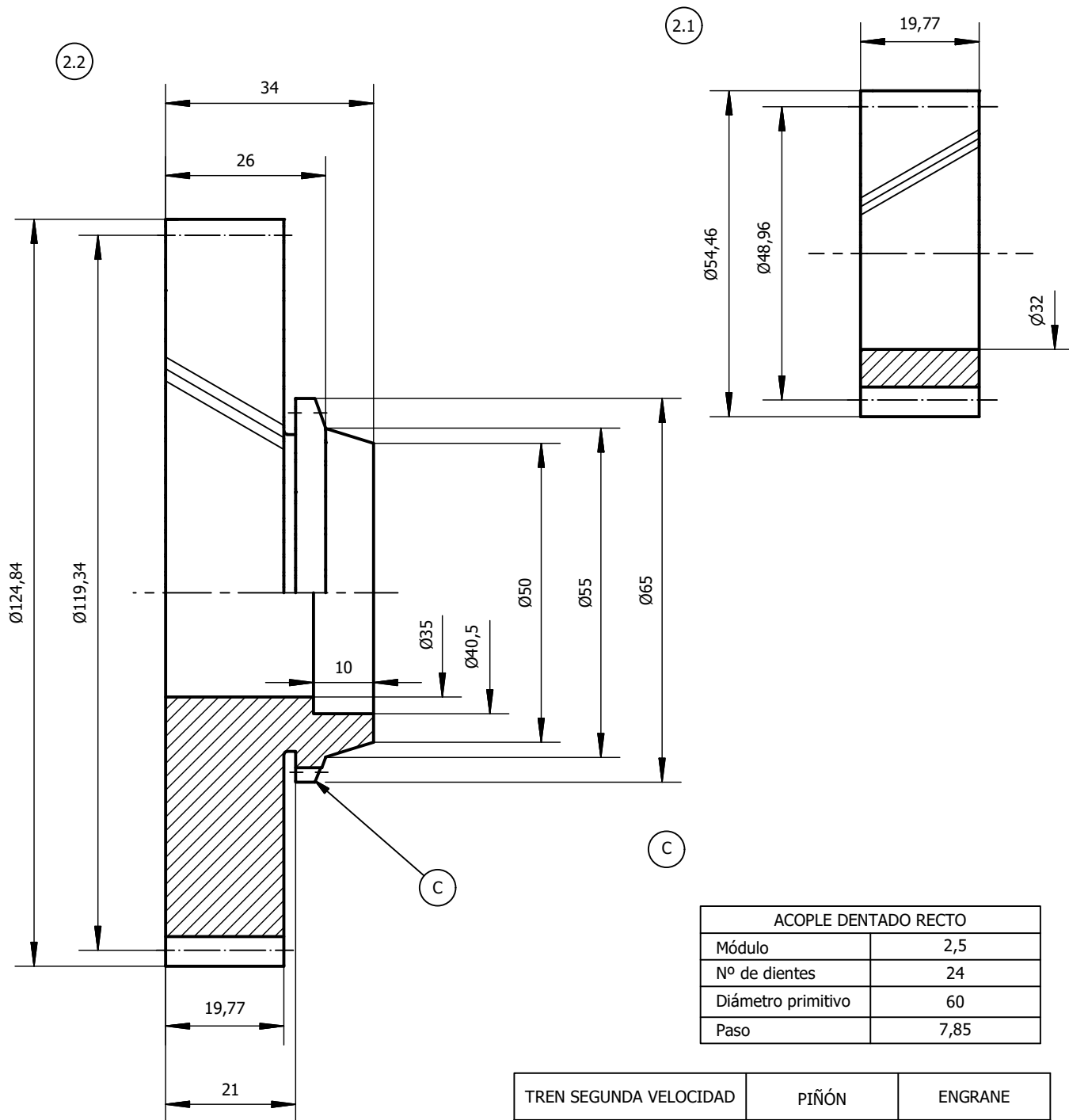
PLANOS



ACOPLE DENTADO RECTO	
Módulo	2,5
Nº de dientes	24
Diámetro primitivo	60
Paso	7,85

TREN PRIMERA VELOCIDAD	PIÑÓN	ENGRANE
Módulo normal	2,75	2,75
Número de dientes	11	42
Ángulo de presión	20°	20°
Ángulo de hélice	30°	30°
Paso normal	8,64	8,64
Altura del diente	4,95	4,95

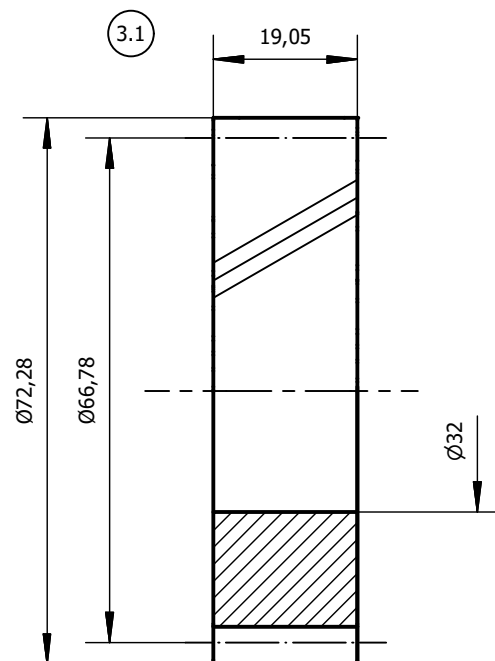
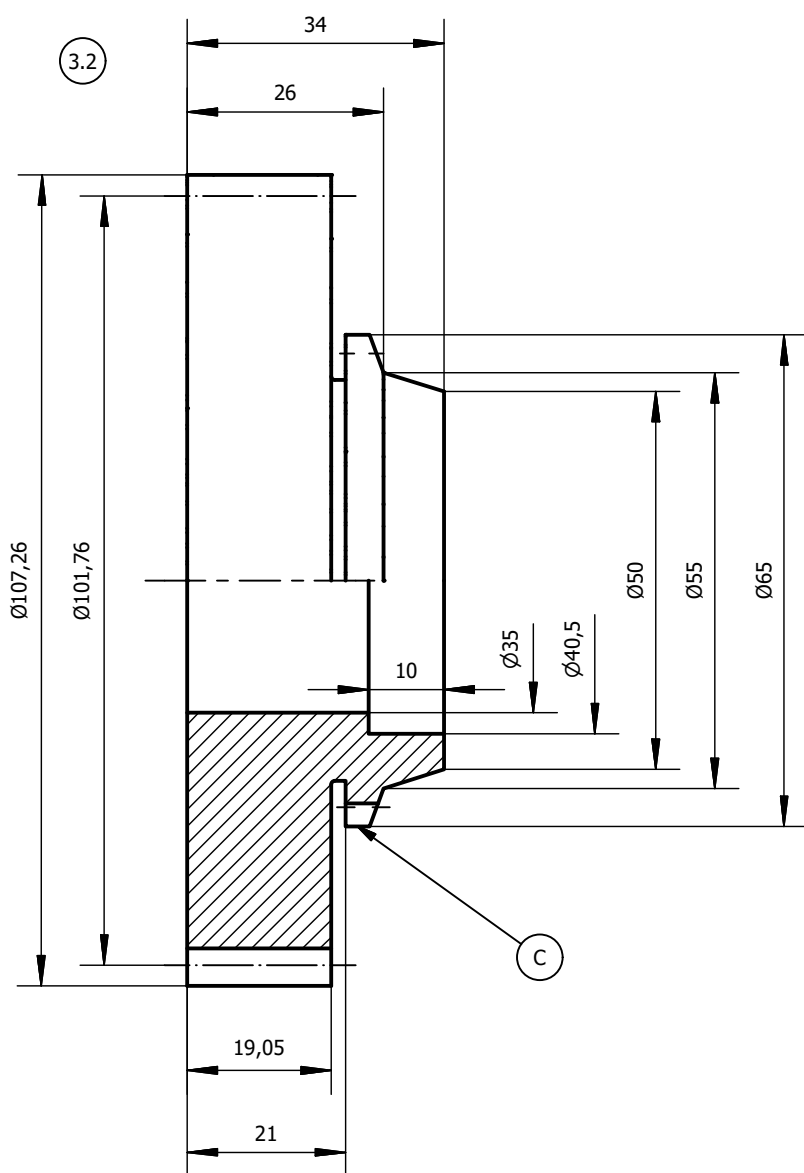
1	1.1	Piñón de primera velocidad			
1	1.2	Engrane de perima velocidad			
1	C	Acople dentado recto			
Cantidad		Marca		Denominación y observaciones	
Diseñado por	Firma	Aprobado por	Fecha	Firma	Fecha
Cintia Caba González					26/06/2017
 UNIVERSIDAD DE JAÉN		TREN PRIMERA VELOCIDAD			
		Número de pieza	1	Escala	1:1
				Página	1 / 13



ACOPLE DENTADO RECTO	
Módulo	2,5
Nº de dientes	24
Diámetro primitivo	60
Paso	7,85

TREN SEGUNDA VELOCIDAD	PIÑÓN	ENGRANE
Módulo normal	2,75	2,75
Número de dientes	16	39
Ángulo de presión	20°	20°
Ángulo de hélice	26°	26°
Paso normal	8,64	8,64
Altura del diente	4,95	4,95

1	2.1	Piñón de segunda velocidad
1	2.2	Engrane de segunda velocidad
1	C	Acople dentado recto
Cantidad	Marca	Denominación y observaciones
Diseñado por Cintia Caba González	Firma 	Aprobado por Fecha Firma Fecha creación Formato
UNIVERSIDAD DE JAÉN		TREN SEGUNDA VELOCIDAD
Número de pieza 2		Escala 1:1
		Página 2 / 13

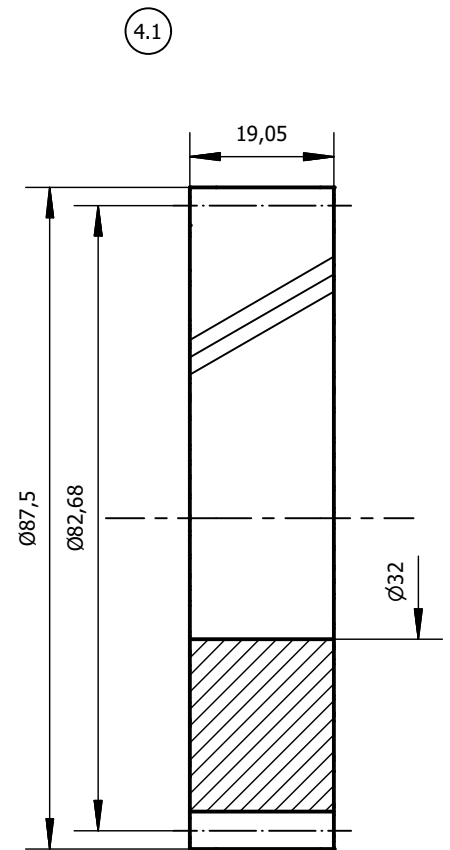


C

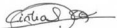
ACOPLE DENTADO RECTO	
Módulo	2,5
Nº de dientes	24
Diámetro primitivo	60
Paso	7,85

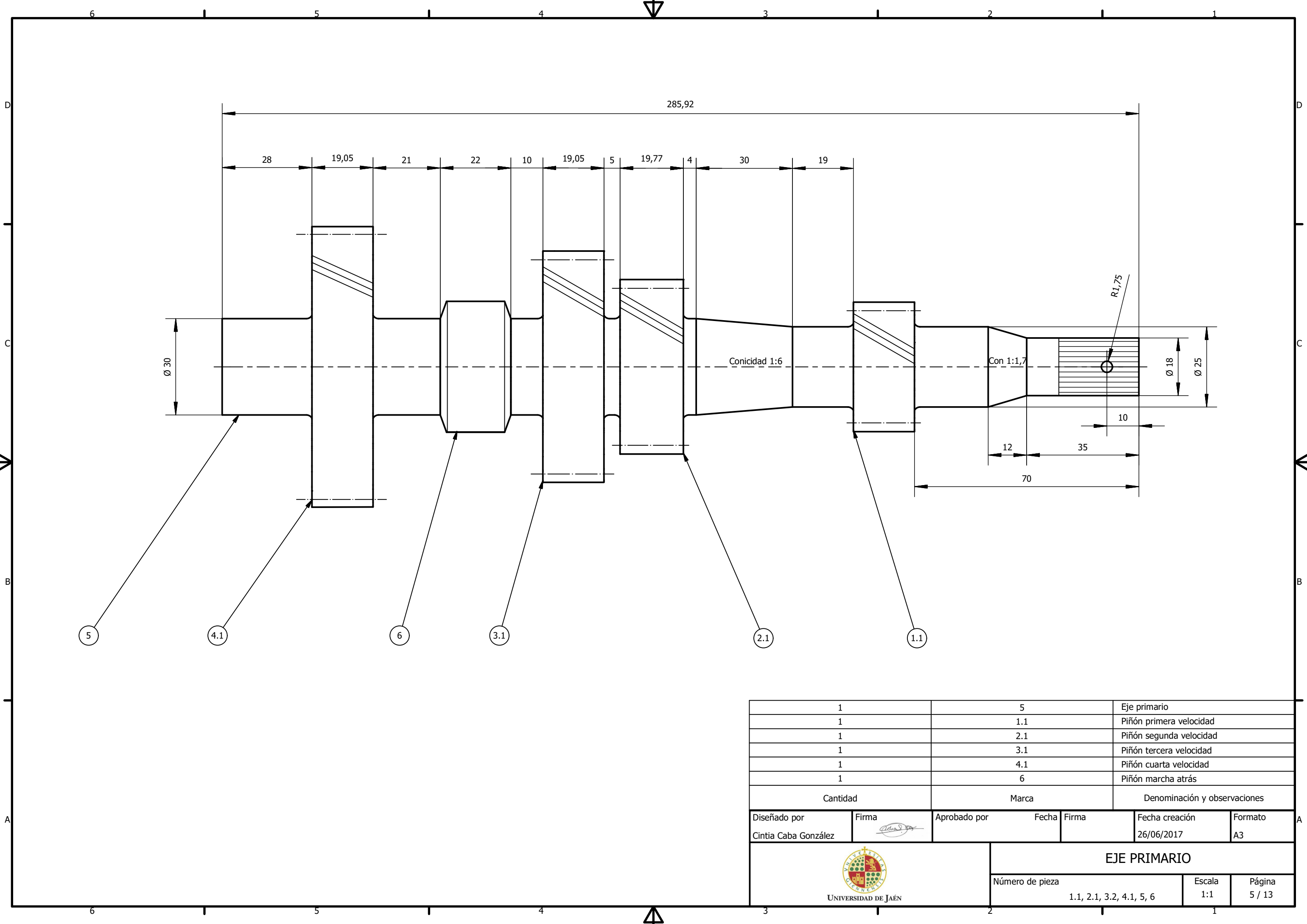
TREN TERCERA VELOCIDAD		
TREN TERCERA VELOCIDAD	PIÑÓN	ENGRANE
Módulo normal	2,75	2,75
Número de dientes	21	32
Ángulo de presión	20°	20°
Ángulo de hélice	30°	30°
Paso normal	8,64	8,64
Altura de diente	4,95	4,95

1	3.1	Piñón de tercera velocidad			
1	3.2	Engrane de tercera velocidad			
1	C	Acople dentado recto			
Cantidad		Marca		Denominación y observaciones	
Diseñado por	Firma	Aprobado por	Fecha	Firma	Fecha creación
Cintia Caba González					26/06/2017
 UNIVERSIDAD DE JAÉN		TREN TERCERA VELOCIDAD			
		Número de pieza		Escala	Página
		3		1:1	3 / 13

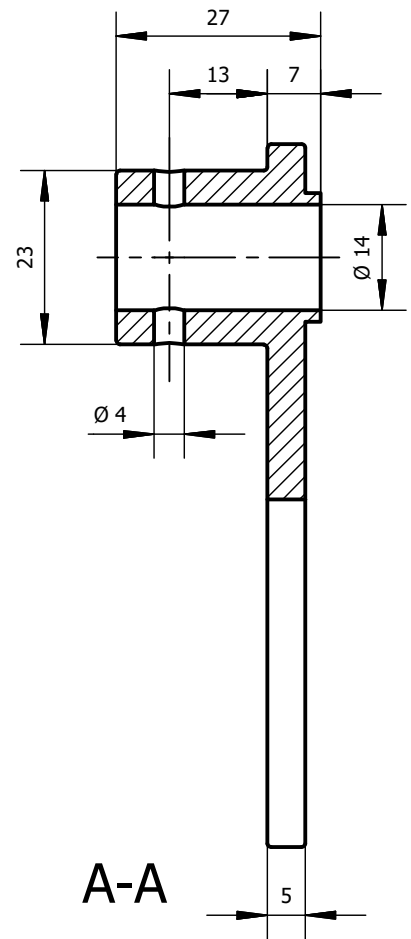
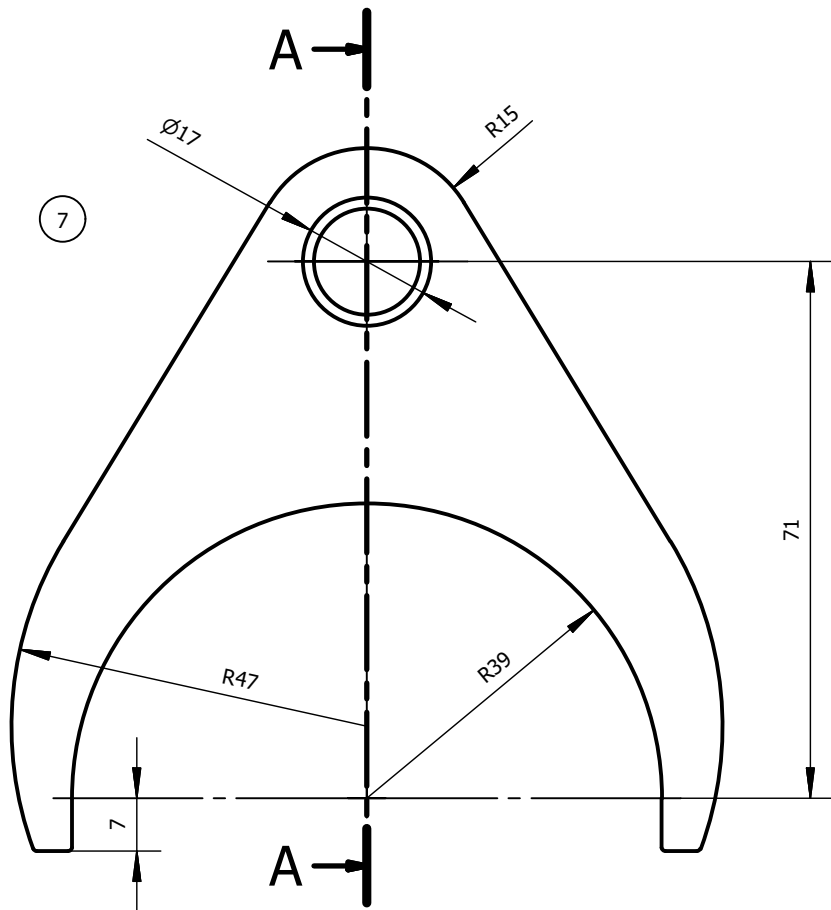


TREN CUARTA VELOCIDAD	PIÑÓN	ENGRANE
Módulo normal	2,75	2,75
Nº de dientes	26	27
Ángulo de presión	20º	20º
Ángulo de hélice	30º	30º
Paso normal	8,64	8,64

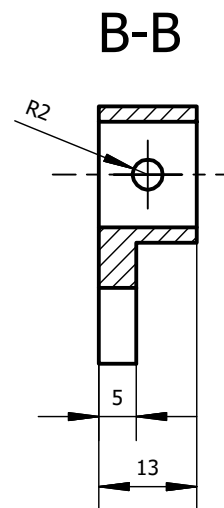
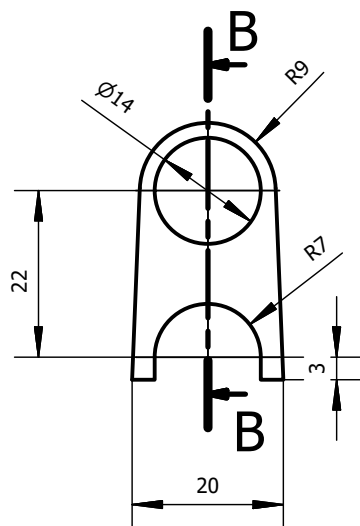
1	4.1	Piñón de tercera velocidad			
1	4.2	Engrane de tercera velocidad			
1	C	Acople dentado recto			
Cantidad		Marca		Denominación y observaciones	
Diseñado por	Firma	Aprobado por	Fecha	Firma	Fecha creación
Cintia Caba González					26/06/2017
 UNIVERSIDAD DE JAÉN		TREN CUARTA VELOCIDAD			
		Número de pieza	4	Escala 1:1	Página 4 / 13



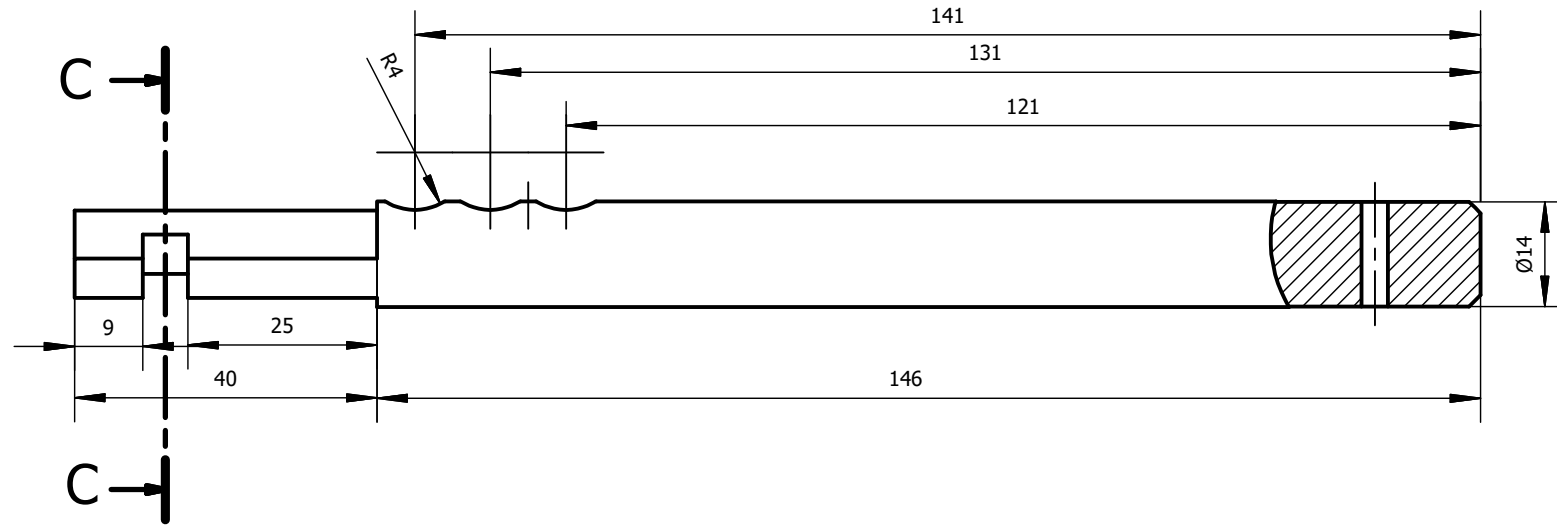
1	5	Eje primario			
1	1.1	Piñón primera velocidad			
1	2.1	Piñón segunda velocidad			
1	3.1	Piñón tercera velocidad			
1	4.1	Piñón cuarta velocidad			
1	6	Piñón marcha atrás			
Cantidad		Marca		Denominación y observaciones	
Diseñado por	Firma	Aprobado por	Fecha	Firma	Fecha creación
Cintia Caba González					26/06/2017
 UNIVERSIDAD DE JAÉN			EJE PRIMARIO		
			Número de pieza	Escala	Página
			1.1, 2.1, 3.2, 4.1, 5, 6	1:1	5 / 13



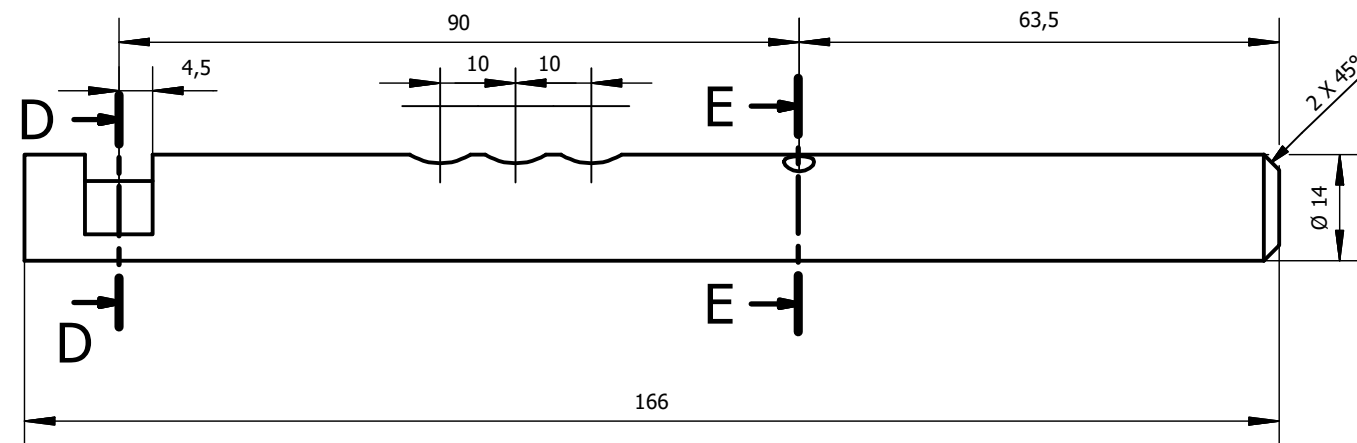
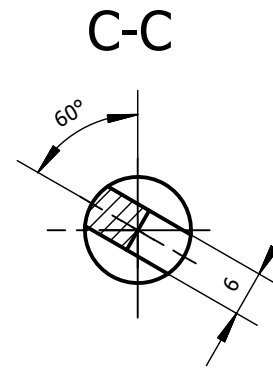
8



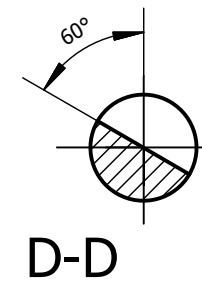
1	7	Horquilla de 1ª y 2ª velocidad			
1	8	Separador de ejes			
Cantidad		Marca		Denominación y observaciones	
Diseñado por	Firma	Aprobado por	Fecha	Firma	Fecha creación
Cintia Caba González					26/06/2017
 UNIVERSIDAD DE JAÉN			HORQUILLA 1ª Y 2ª VELOCIDAD		
			Número de pieza	Escala	Página
			7, 8	1:1	6 / 13



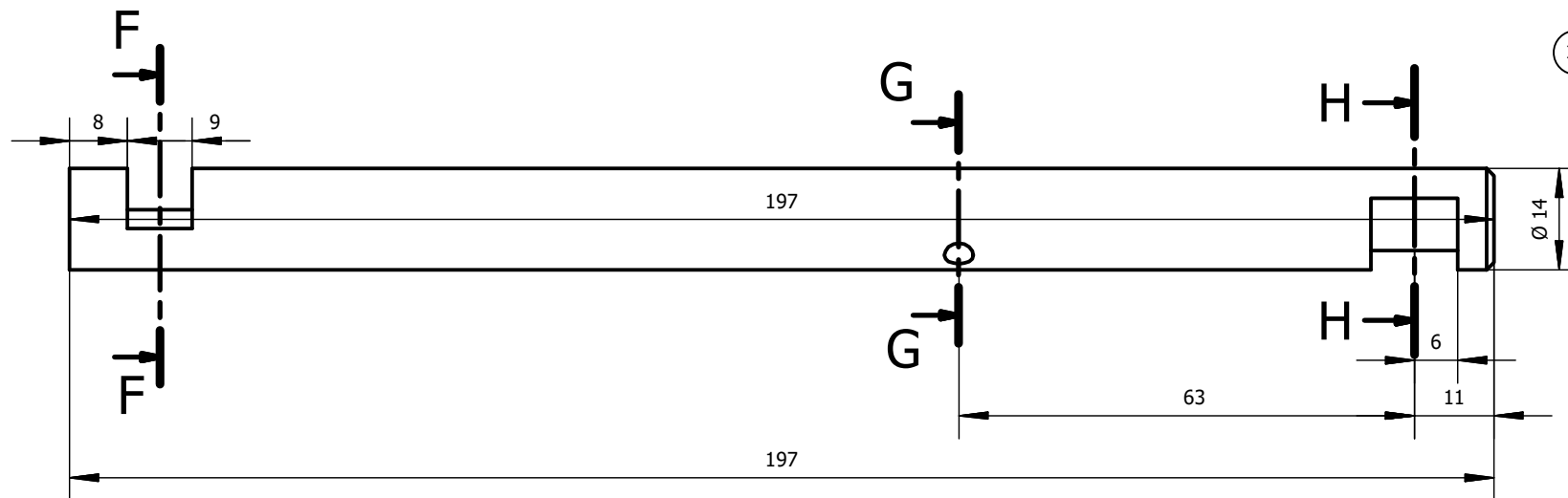
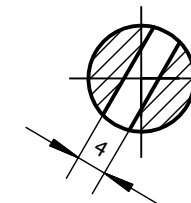
9



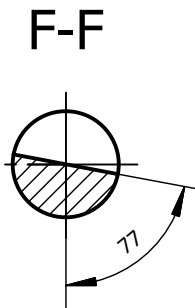
10



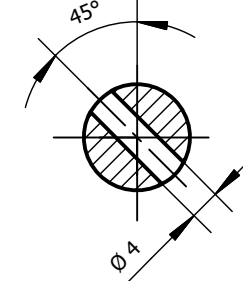
E-E



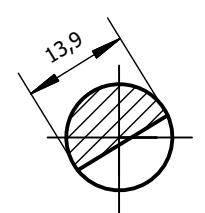
11



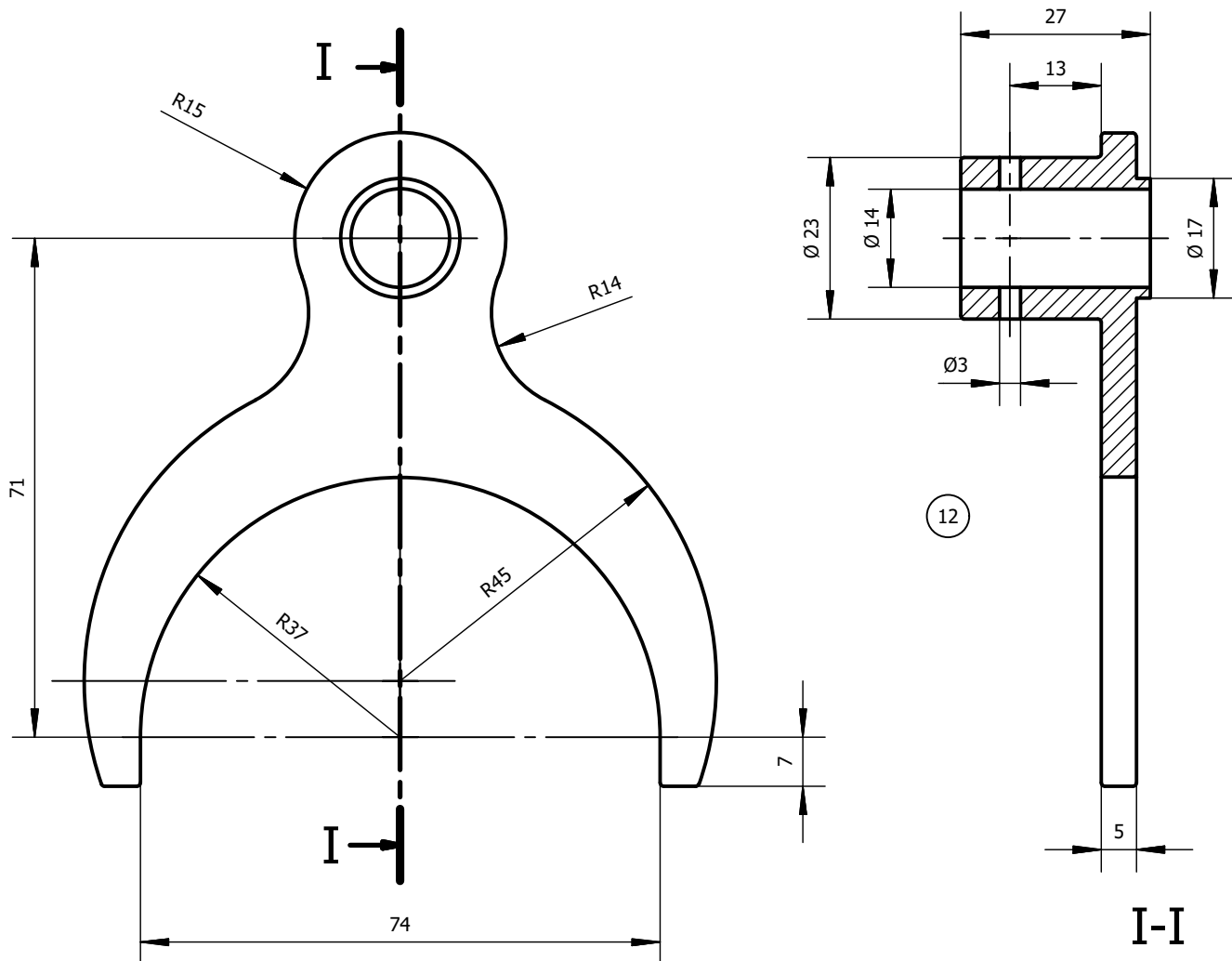
G-G



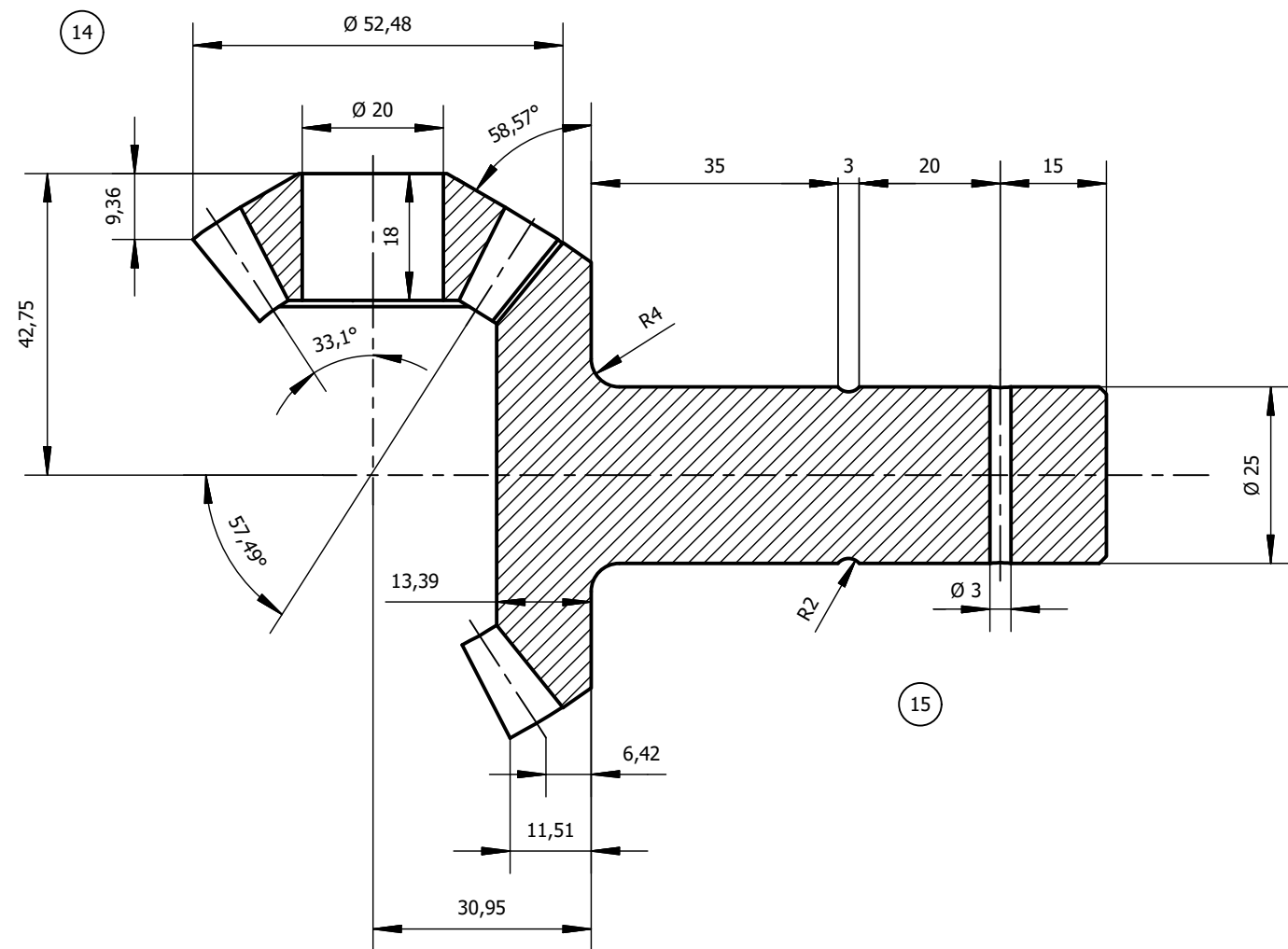
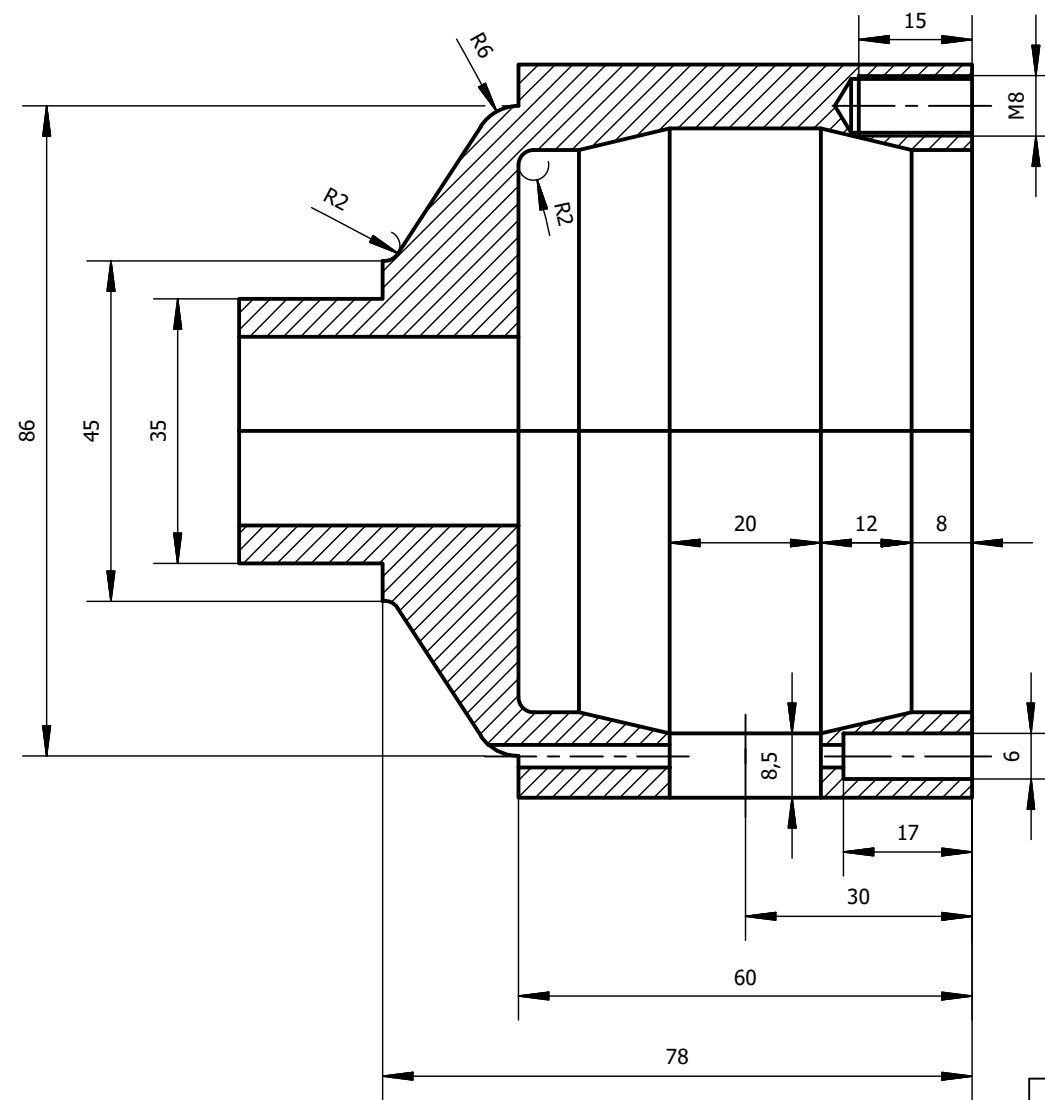
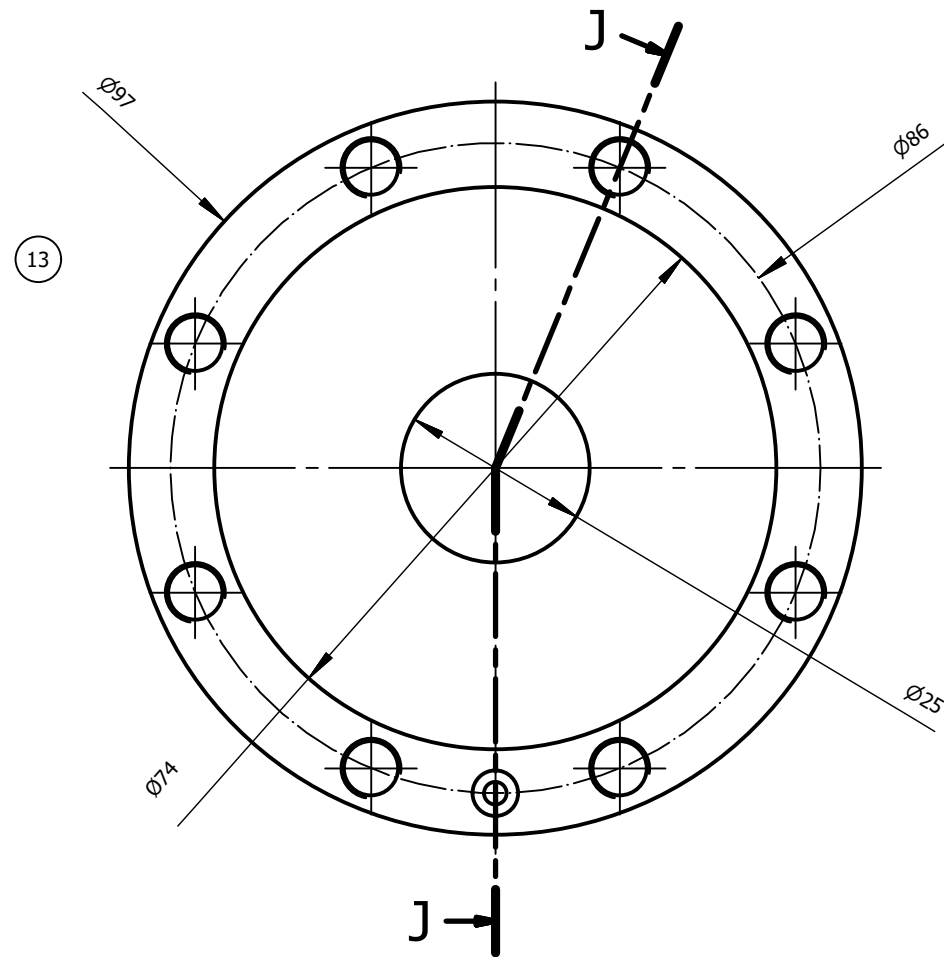
H-H



1	9	Eje de mando de 1ª y 2ª velocidad			
1	10	Eje de mando de 3ª y 4ª velocidad			
1	11	Eje de mando de marcha atrás			
Cantidad		Marca		Denominación y observaciones	
Diseñado por	Firma	Aprobado por	Fecha	Firma	Fecha creación
Cintia Caba González					26/06/2017
 UNIVERSIDAD DE JAÉN		EJES DE MANDO			
		Número de pieza		Escala	Página
		9, 10, 11		1:1	7 / 13

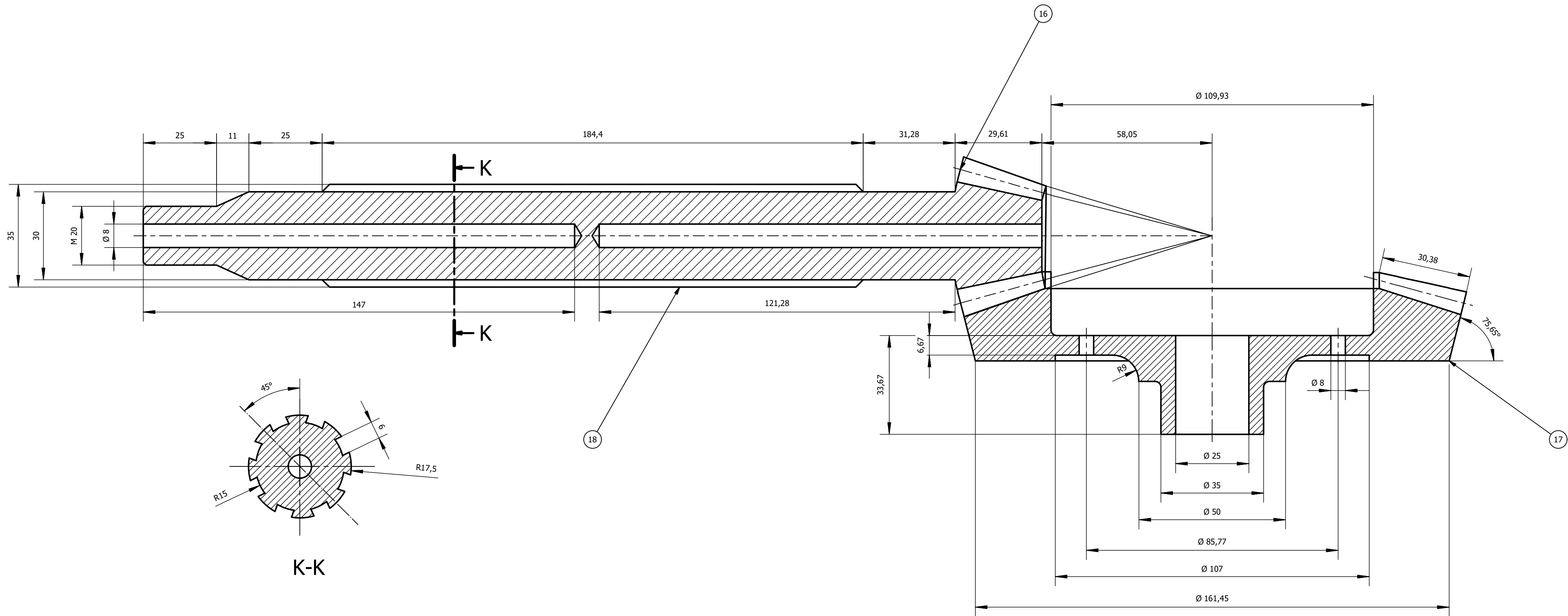


1		12		Horquilla de 3ª y 4ª velocidad	
Cantidad		Marca		Denominación y observaciones	
Diseñado por	Firma	Aprobado por	Fecha	Firma	Fecha creación
Cintia Caba González					26/06/2017
 UNIVERSIDAD DE JAÉN			HORQUILLA 3ª Y 4ª VELOCIDAD		
			Número de pieza	Escala	Página
			12	1:1	8 / 13



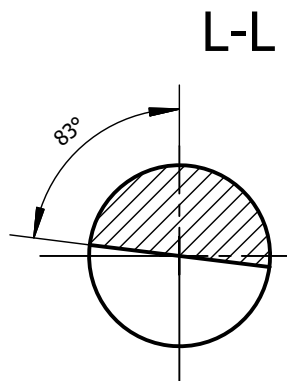
GRUPO DIFERENCIAL	SATÉLITE	PLANETARIO
Módulo	4	4
Nº de dientes	11	18
Diámetro primitivo	44	72
Ángulo primitivo	31,4	58,6
Longitud generatriz	42,18	42,18
Espesor diente	5,18	5,18
Angulo entre ejes	90	90

1	13	Portasatélites			
2	14	Satélite			
2	15	Planetario			
Cantidad		Marca		Denominación y observaciones	
Diseñado por	Firma	Aprobado por	Fecha	Firma	Fecha creación
Cintia Caba González					26/06/2017
		DIFERENCIAL			
		Número de pieza		Escala	Página
		13, 14, 15		1:1	9 / 13

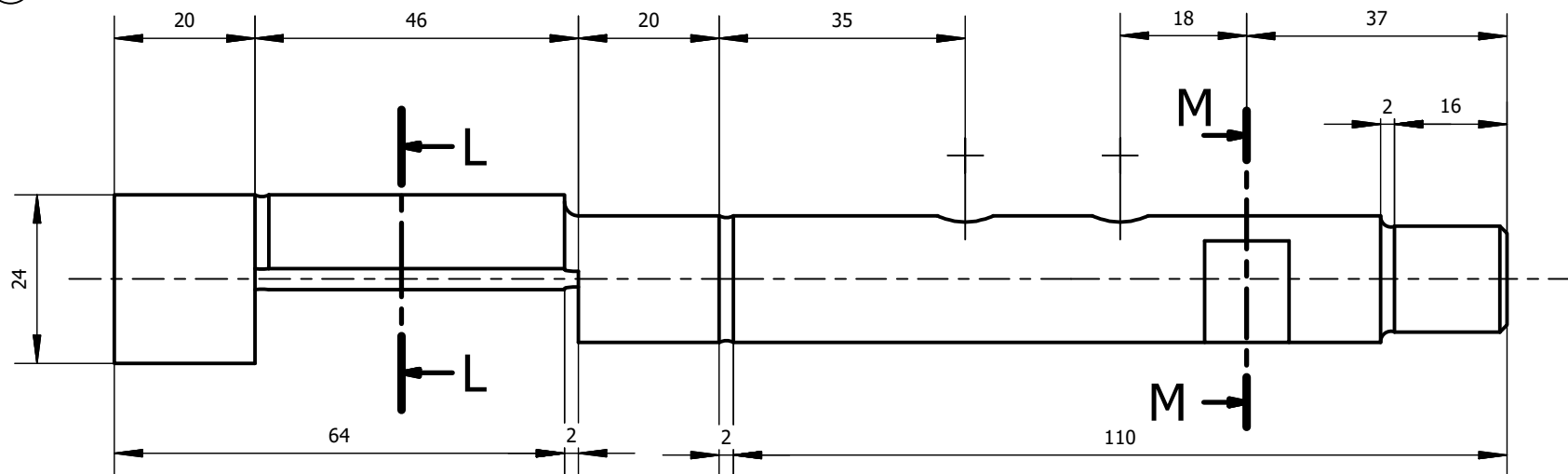


GRUPO CÓNICO-ESPIRAL		
	PIÑÓN	CORONA
Módulo aparente	4	4
Nº de dientes	11	43
Ángulo de cabeza	16,39º	16,39º
Ángulo de presión	20º	20º
Ángulo de la espiral	30º	30º
Espesor del diente	4,48	4,48
Diámetro primitivo	44	172

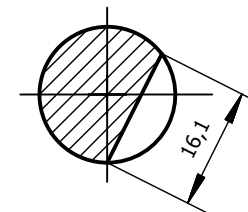
1	16	Piñón de ataque			
1	17	Corona			
1	18	Eje secundario			
Cantidad		Marca		Denominación y observaciones	
Diseñado por	Firma	Aprobado por	Fecha	Firma	Fecha creación
Cintia Caba González					26/06/2017
		EJE SECUNDARIO			
		Número de pieza		Escala	Página
		16, 17, 18		1:1	10 / 13



19

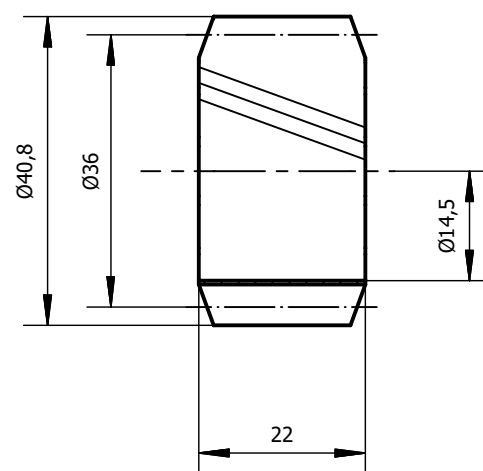


M-M

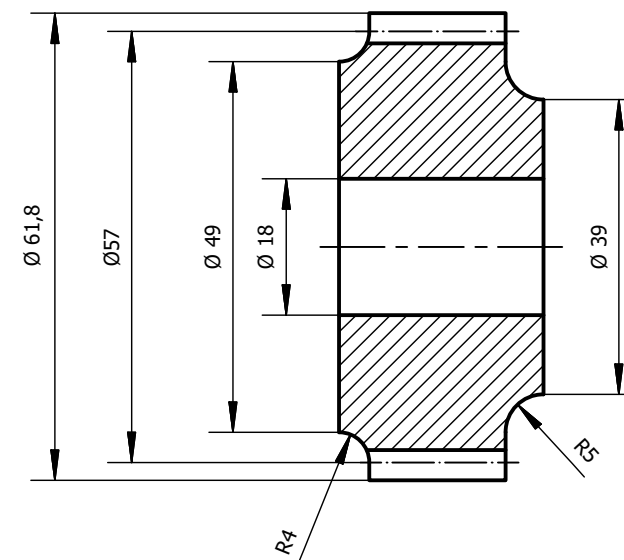


ENGRANE INTERMEDIO	
Módulo	3
Nº de dientes	19
Ángulo de presión	20°
Paso	9,42
Diámetro primitivo	27

6



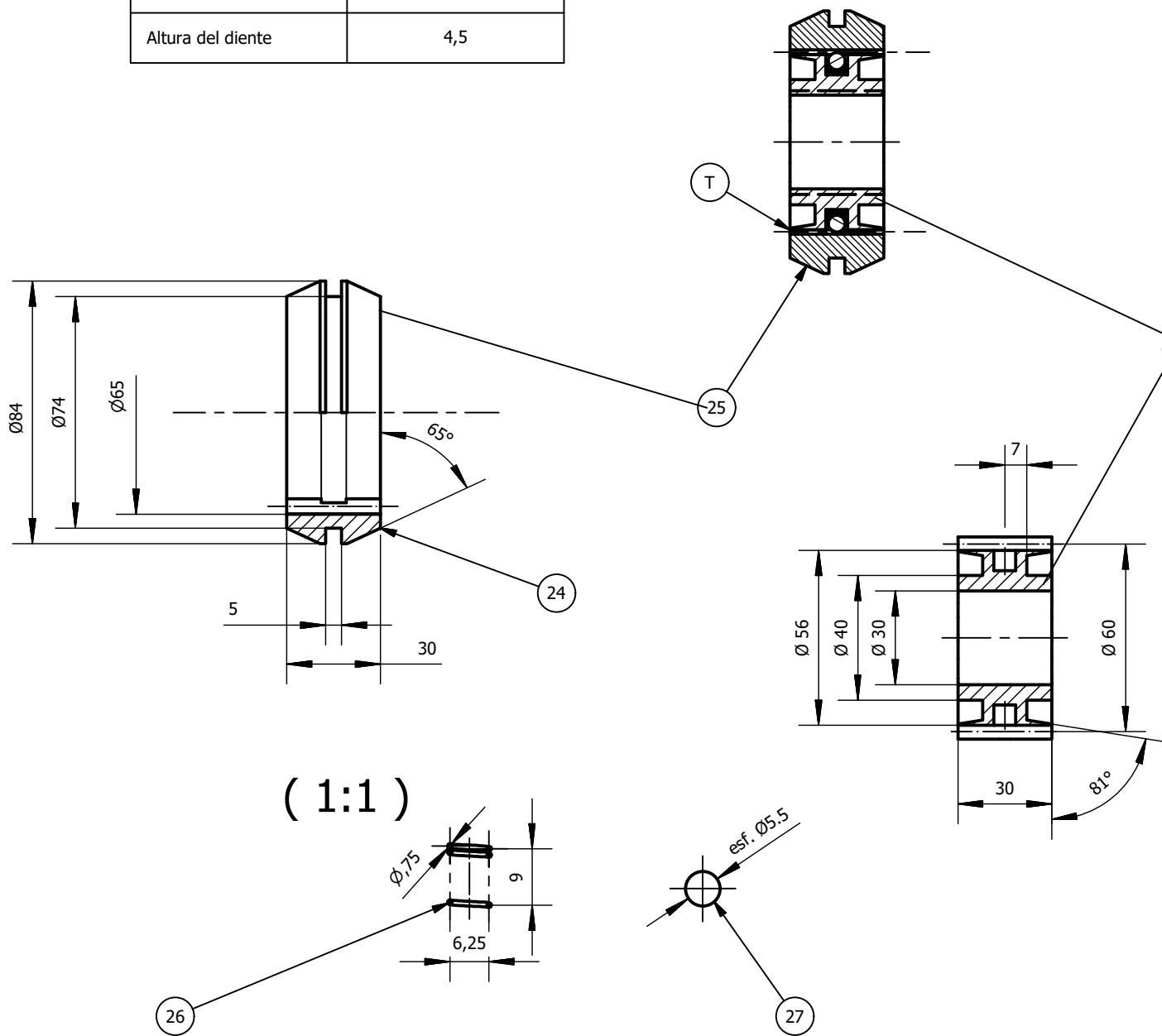
20



PIÑÓN MARCHA ATRÁS	
Módulo	2,5
Número de dientes	12
Paso	9,42
Altura de dientes	5,4

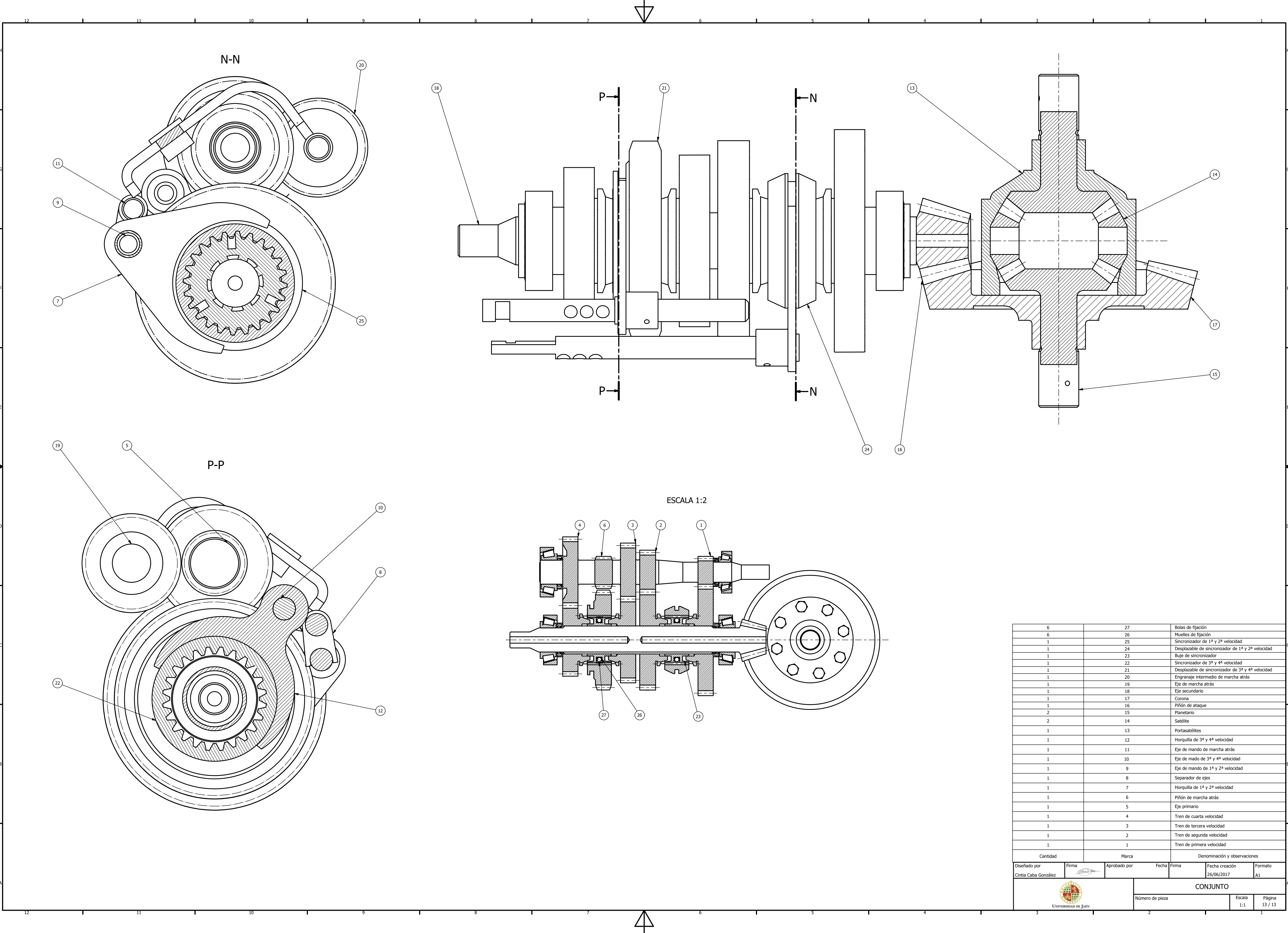
1	19	Eje de marcha atrás		
1	20	Engranaje intermedio de marcha atrás		
1	6	Piñón de marcha atrás		
Cantidad		Marca		Denominación y observaciones
Diseñado por	Comprobado por	Aprobado por	Fecha	Fecha creación
Cintia Caba González				26/06/2017
 UNIVERSIDAD DE JAÉN			ELEMENTOS DE MARCHA ATRÁS	
			Número de pieza	Página
			6, 19, 20	11 / 13

DENTADO INTERIOR RECTO	
Módulo	2,5
Diámetro primitivo	60
Nº de dientes	24
Altura del diente	4,5



RUEDA MARCHA ATRÁS	
Diámetro primitivo	120
Módulo	3
Ángulo de presión	20º
Altura de diente	5,4
Paso	9,42

3	27	Bolas de fijación				
3	26	Muelles de fijación				
1	25	Sincronizador de 1ª y 2ª				
1	24	Desplazable de sincronizador 1ª y 2ª				
2	23	Buje de sincronización				
1	22	Sincronizador de 3ª y 4ª				
1	21	Desplazable de sincronizador 3ª y 4ª				
Cantidad		Marca	Denominación y observaciones			
Diseñado por	Firma	Aprobado por	Fecha	Firma	Fecha creación	Formato
Cintia Caba González					26/06/2017	A3
 UNIVERSIDAD DE JAÉN			SINCRONIZADORES			
			Número de pieza		Escala	Página
			21, 22, 23, 24, 25, 26, 27		1:2	12 / 13



6	27	Bolas de fijación
6	26	Muelles de fijación
1	25	Sincronizador de 1ª y 2ª velocidad
1	24	Desplazable de sincronizador de 1ª y 2ª velocidad
1	23	Buje de sincronizador
1	22	Sincronizador de 3ª y 4ª velocidad
1	21	Desplazable de sincronizador de 3ª y 4ª velocidad
1	20	Engranaje intermedio de marcha atrás
1	19	Eje de marcha atrás
1	18	Eje secundario
1	17	Corona
1	16	Piñón de ataque
2	15	Planetario
2	14	Satélite
1	13	Portasatélites
1	12	Horquilla de 3ª y 4ª velocidad
1	11	Eje de mando de marcha atrás
1	10	Eje de mado de 3ª y 4ª velocidad
1	9	Eje de mando de 1ª y 2ª velocidad
1	8	Separador de ejes
1	7	Horquilla de 1ª y 2ª velocidad
1	6	Piñón de marcha atrás
1	5	Eje primario
1	4	Tren de cuarta velocidad
1	3	Tren de tercera velocidad
1	2	Tren de segunda velocidad
1	1	Tren de primera velocidad
Cantidad		Marca
Denominación y observaciones		
Diseñado por	Firma	Aprobado por
Cintia Caba González		
Fecha creación		Formato
26/06/2017		A1
UNIVERSIDAD DE JAÉN		
NÚMERO DE PIEZA		ESCALA
13 / 13		1:1
PÁGINA		
13 / 13		