

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



"DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS
AUTOMÁTICA EPICICLOIDAL PARA
CAMIÓN ELÉCTRICO"

TRABAJO FIN DE GRADO

Marzo-2022

AUTOR: Pablo Serrano Botella

DIRECTORES: Miguel Sánchez Lozano

David Abellán López

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a mis tutores Miguel Sánchez y David Abellán por toda la ayuda que me han dado para resolver mis dudas sobre el diseño de esta máquina. Gracias a ellos he podido sacar adelante el proyecto y he aprendido muchas cosas sobre cajas de cambios. Han sido muchas horas de dibujar y modelar en 3D, pero el esfuerzo ha merecido la pena.



ÍNDICE

1. Introducción.....	4
1.1. Necesidad caja de cambios.....	4
1.2. Descripción del motor.....	4
1.3. Tipos de cajas de cambios.....	7
1.4. Esquema de la caja de cambios.....	9
1.5. Lubricación.....	12
1.6. Materiales y tratamientos térmicos.....	12
2. Memoria descriptiva.....	14
2.1. Engranajes.....	14
2.1.1. Velocidades de giro.....	15
2.1.2. Geometría de los engranajes del tren epicicloidal.....	15
2.1.3. Cálculo de los engranajes.....	18
2.2. Ejes.....	26
2.2.1. Acoplamiento.....	26
2.2.2. Portasatélites.....	27
2.3. Chavetas.....	29
2.4. Embrague centrífugo.....	32
2.5. Rueda libre.....	34
2.6. Rodamientos.....	38
2.7. Retenes.....	44
2.8. Pernos.....	44
2.9. Tuercas.....	44
2.10. Arandelas.....	44
2.11. Tubo rueda libre.....	44
2.12. Tubo embrague centrífugo.....	45
3. Conclusiones.....	46

4. Anexos de componentes.....	47
5. Bibliografía.....	50
6. Presupuesto.....	51
7. Planos.....	54



1. INTRODUCCIÓN

1.1. NECESIDAD CAJA DE CAMBIOS

Debido a la necesidad de eliminar la contaminación en las ciudades, los vehículos que funcionan con motores de combustión están desapareciendo progresivamente dejando paso a vehículos sin emisiones de CO₂ como los eléctricos.

Para un camión eléctrico sería necesario instalarle un motor muy grande que permitiese obtener el par necesario a baja velocidad. Sin embargo, a altas velocidades sería innecesario y no haría falta utilizar un motor grande.

Este proyecto tiene como finalidad llevar a cabo una reducción de velocidad de un motor eléctrico para obtener suficiente par en las ruedas a baja velocidad, permitiendo el uso de un motor más pequeño.

1.2. DESCRIPCIÓN DEL MOTOR

Fabricante: BorgWarner.

Modelo: HVH410-075.

Peso: 98kg.

Tamaño: 490.3mm

Rendimiento máximo: 95.5%.

Voltaje: 350V.

Las siguientes capturas pertenecen al documento del motor:



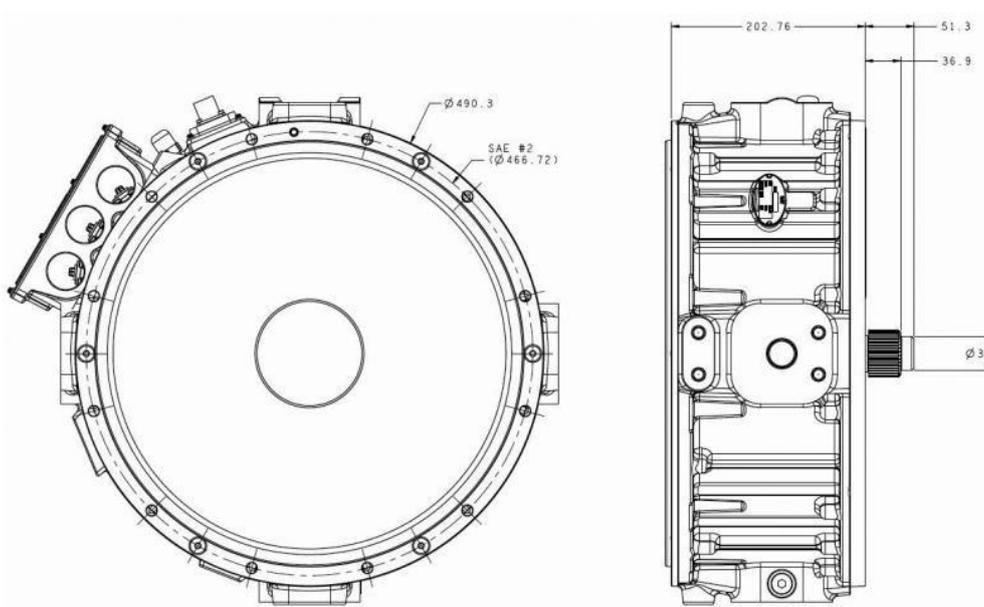


Fig 1.1 Dimensiones del motor eléctrico.

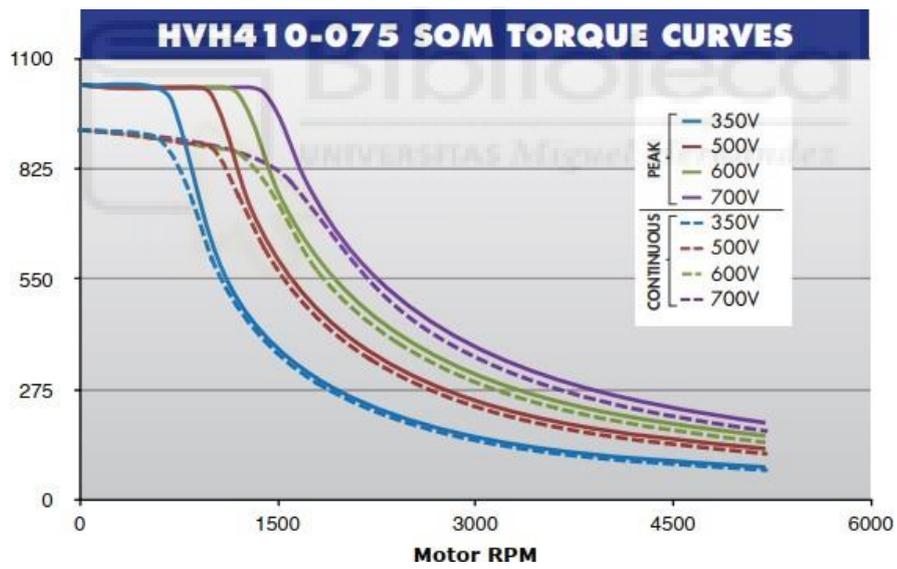


Fig 1.2 Par del motor en función de las rpm.

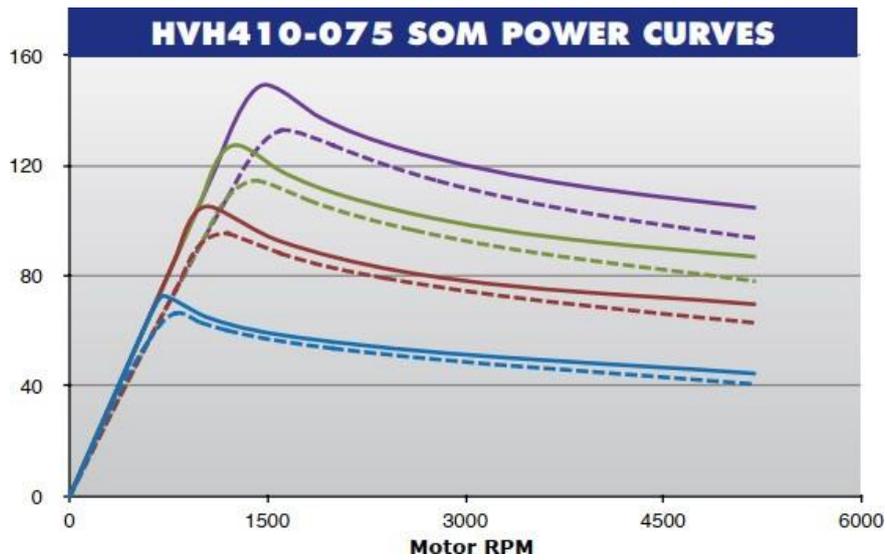


Fig 1.3 Potencia del motor en función de las rpm.

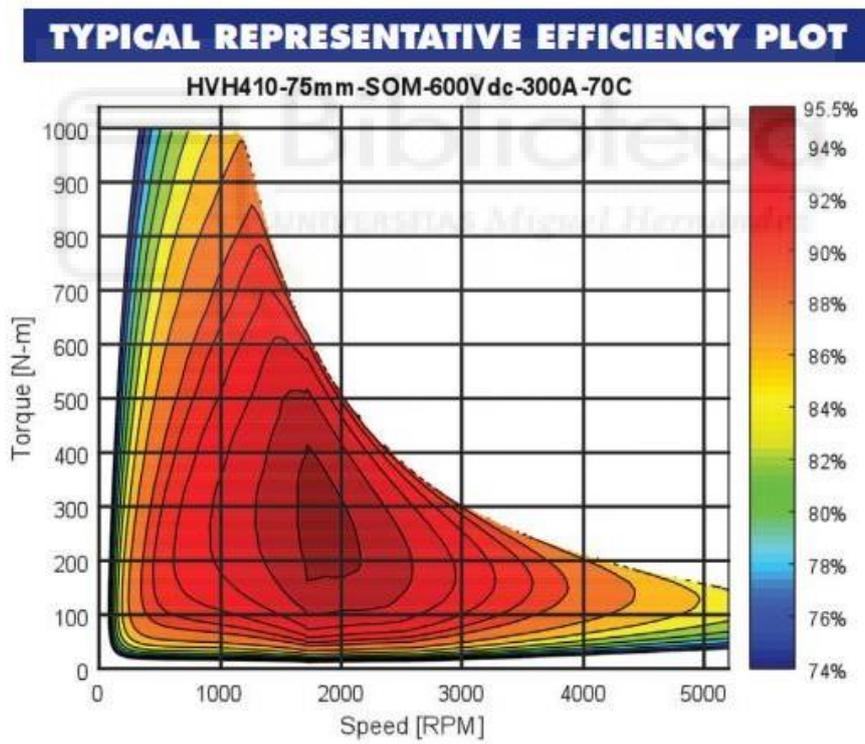


Fig 1.4 Rendimiento del motor en función de las rpm y par.

1.3. TIPOS DE CAJAS DE CAMBIOS

La clasificación de las cajas de cambio se puede hacer desde dos puntos de vista: funcional y estructural.

La clasificación estructural de las cajas de cambio se hace en función del mecanismo que se emplea para variar la relación de transmisión entre el motor y las ruedas. Se pueden utilizar tres mecanismos diferentes:

- Pares de engranajes cilíndricos helicoidales.
- Trenes epicicloidales.
- Variador continuo de velocidad.

El par de engranajes cilíndrico helicoidales se emplea en todas las cajas manuales y en algunas automáticas. Este tipo de cajas de cambios, si la selección la hace el conductor pero a través de un sistema controlado electrónicamente, se llaman cambios robotizados.

Los trenes epicicloidales son los que se utilizan en cajas automáticas. Su principal ventaja es la suavidad del cambio, ya que la selección de las distintas relaciones se hace mediante frenos y embragues.

El cambio de variador continuo, gracias a los avances en su diseño, se está utilizando cada vez más en los turismos. Éstos se pueden clasificar en dos tipos: con correa metálica o con cadena.

La clasificación de las cajas desde un punto de vista funcional se hace en función de quién selecciona la relación de marcha y de qué forma se realiza la variación. Se tienen tres tipos de cajas:

- Automáticas.
- Semiautomáticas.
- Manuales.

Las cajas automáticas son aquellas en las que en la selección del cambio no interviene el conductor, realizándola el sistema en función de diferentes factores.

Las cajas semiautomáticas son aquellas que permiten la selección de la relación de transmisión al conductor, pero el resto del proceso del cambio es completamente automático.

Las cajas manuales engloban aquellas en las que la selección de la relación de cambio y el proceso de desembragado y embragado dependen completamente del conductor.

El motor requiere una reducción de 2.5 como mínimo, lo cual implica la aplicación de una caja de cambios. Una condición que requiere el diseño de la caja de cambios es que tenga un tamaño lo más pequeño posible, y el mecanismo que cumple mejor con esta característica es un tren de engranajes epicicloidal.

Los trenes epicicloidales son el mecanismo utilizado tradicionalmente en las cajas de cambio automáticas. La relación de transmisión se consigue por la combinación del tren epicicloidal y la actuación de embragues y ruedas libres. Aunque en la actualidad hay otras alternativas a estos cambios, se siguen utilizando actualmente.

Nuestra caja de cambios es automática, así no es necesaria la intervención del conductor, y tiene un tren epicicloidal simple, el cual está formado por cuatro elementos fundamentales: el planeta, los satélites, la corona y el portasatélites. El planeta está situado en el eje central del conjunto. Alrededor de éste giran los satélites, que se mantienen a la misma distancia gracias a la unión con el brazo, respecto al cual giran libremente. Los satélites están engranados permanentemente con el planeta y con la corona exterior.

Con un tren epicicloidal simple se pueden conseguir dos relaciones de transmisión en un sentido y otra en sentido contrario:

-Para que no haya transmisión de par es necesario que uno de los elementos gire y el resto pueda girar libremente sin transmisión de par.

-Para que haya transmisión directa es necesario que dos elementos se unan rígidamente, haciendo que el tercero sea arrastrado por el dentado de los otros dos. De esta manera, el conjunto se comporta como un bloque compacto, sin reducción de par, mismo par a la entrada y salida.

-Para tener una reducción de transmisión directa, la corona debe permanecer fija y el planeta girar, haciendo que los satélites giren y se desplacen sobre la corona y haciendo que el portasatélites gire en el mismo sentido que el planeta, pero con menor velocidad. Por tanto, si el par de entrada es el aplicado al planeta, el par de salida se incrementa en la misma proporción en la que se reduce la velocidad.

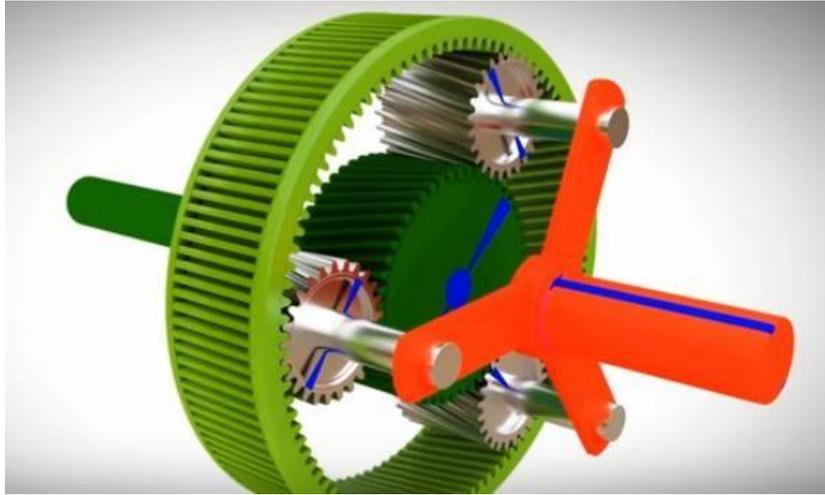


Fig 1.5 Elementos del sistema epicicloidal.

1.4. ESQUEMA DE LA CAJA DE CAMBIOS

Con nuestra caja de cambios conseguimos una reducción de 2,75, haciendo que el par máximo que se obtiene del motor, en este caso, sea igual a $900 \cdot 2.75 = 2475 \text{ Nm}$, consiguiendo una reducción de transmisión directa. Y cuando el motor alcanza unas 4000rpm, cambia a una reducción de 1 mediante transmisión directa, y en este caso las ruedas giran a la misma velocidad que el motor. Para conseguir ambas relaciones de transmisión se ha recurrido al tren epicicloidal con las siguientes características:

$$Z_{\text{planeta}} = 37$$

$$Z_{\text{satélites}} = 14$$

$$Z_{\text{corona}} = Z_{\text{planeta}} + 2 \cdot z_{\text{atélites}} = 65$$

Y ahora que tenemos los dientes de los componentes podemos aplicar la fórmula de Lewis para conseguir la relación de transmisión:

$$i = \frac{Z_{\text{planeta}} + Z_{\text{corona}}}{Z_{\text{planeta}}} = \frac{37 + 65}{37} = 2.7567$$

Se trata de una relación de transmisión válida, ya que como mínimo necesitamos una reducción de 2.5.

En cuanto al número de satélites, en este caso se utilizarán tres. Ésta es una configuración muy común, ya que permite una distribución uniforme del esfuerzo entre los satélites. Si después de realizar los cálculos resistivos quedaba claro que el mecanismo no funcionaría, la solución podría haber sido incluir un cuarto satélite para una mayor distribución de fuerzas.

En las siguientes capturas podemos ver los componentes fundamentales de la caja de cambios y el conjunto entero modelado con Autodesk Inventor 2019:

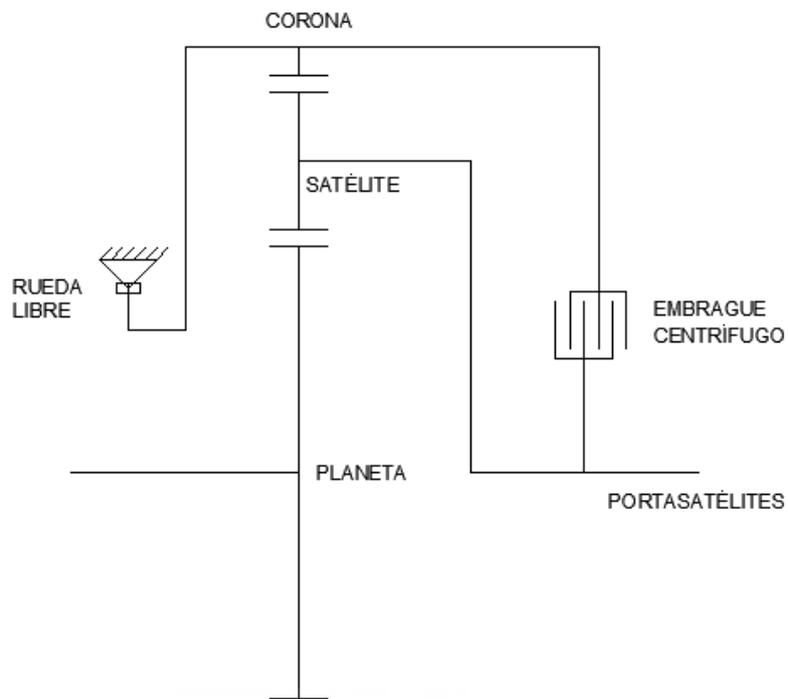


Fig 1.6 Esquema de la caja de cambios.

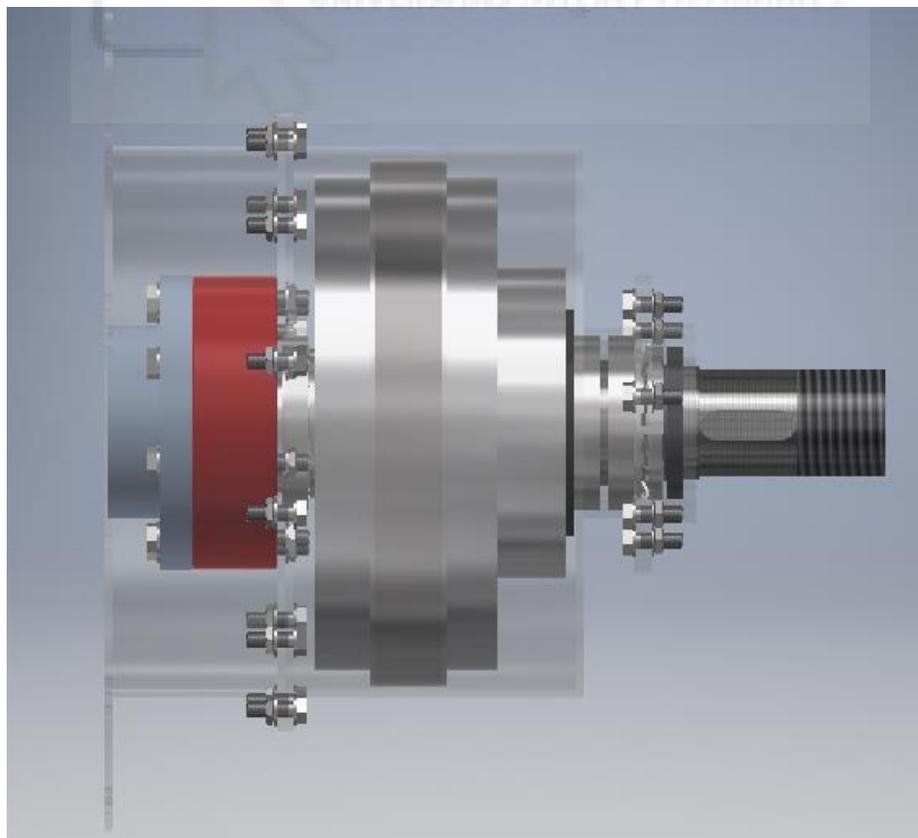


Fig 1.7 Captura de la caja de cambios modelada con Autodesk Inventor 2019.

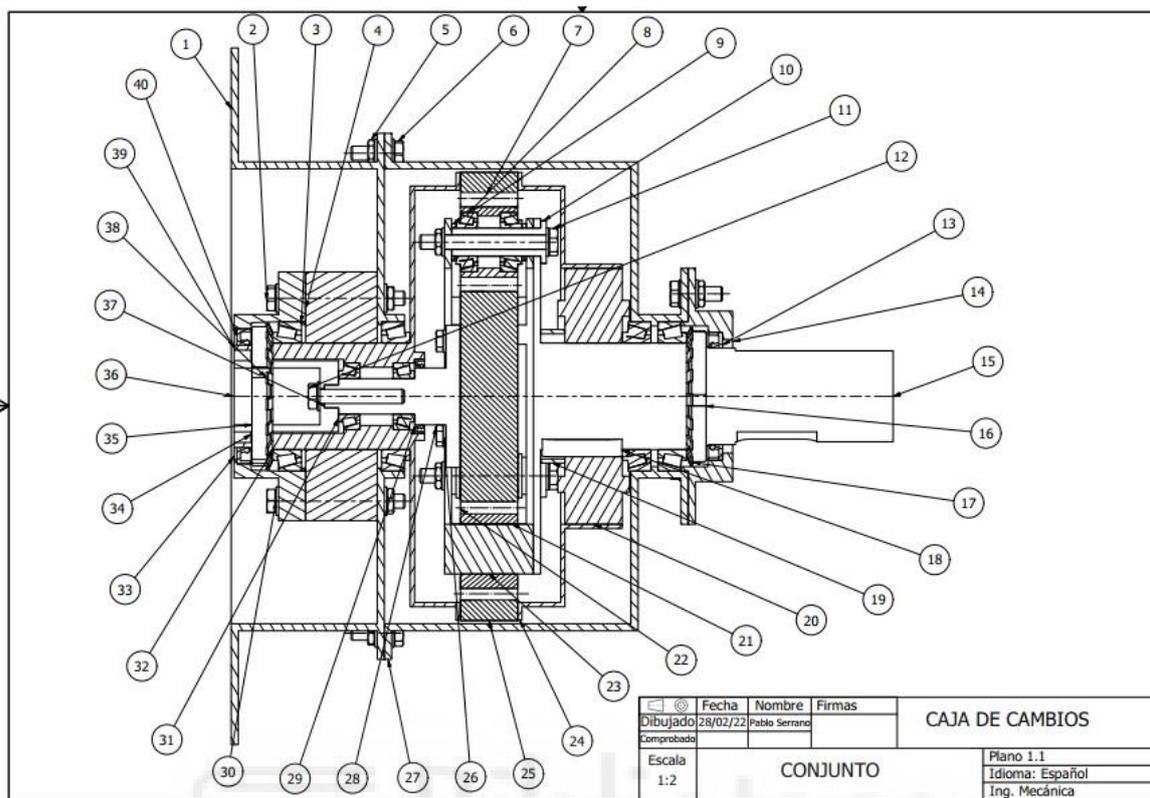


Fig 1.8 Plano de la máquina.

El planeta, los satélites, la corona y el portasatélites son los elementos del tren epicicloidal que, dependiendo de los elementos que fijemos, nos permiten obtener una relación de transmisión u otra. A bajas velocidades tenemos una relación de transmisión de 2.75, la cual se consigue haciendo que el planeta transmita el movimiento a los satélites, con la corona fija. Esta relación de transmisión se mantiene hasta una velocidad de salida de 1440rpm, que equivale a una velocidad del motor de 3960rpm aproximadamente. A 1440rpm de salida, el embrague centrífugo (elemento negro) conecta el portasatélites (eje de salida) con la corona. El par que transmite la corona a los satélites es la misma que la que transmite el planeta a los satélites, así que los satélites dejan de rotar sobre sí mismos y el conjunto planeta, satélites, corona y portasatélites gira a la misma velocidad de rotación. Como el planeta y el portasatélites rotan con la misma velocidad, se tiene una relación de transmisión de 1. La rueda libre (elemento rojo de fig. 1.7) tiene como función asegurar que la corona no rota en el sentido opuesto.

En todo momento se ha intentado hacer que el motor trabaje en el rango óptimo de revoluciones para obtener el mayor rendimiento posible.

1.5. LUBRICACIÓN

Todas las partes móviles de maquinaria y equipo en general están sometidas a fricción y desgaste debido a la transferencia de esfuerzos cuando una parte entra en contacto con otra. La lubricación de estas máquinas es casi indispensable para reducir los efectos de ese problema.

En mecanismos de este tipo, los engranajes y cojinetes se lubrican mediante pulverización de aceite. Esto se debe a que el recipiente que forman tuboruedalibre y tuboembraguecentrífugo contiene cierto nivel de aceite. Así, los engranajes y portasatélites, parcialmente sumergidos en el lubricante, debido al movimiento al que están sometidos, lanzan el líquido en todas direcciones.

Para la caja de cambios he escogido Matif Sintético ATF. Es un aceite para cambios automáticos de vehículos industriales y autobuses con requisitos de largo período de cambio del lubricante o condiciones muy severas de servicio. Posee una alta resistencia a la oxidación, por lo que permite alargar su vida útil en ciertas aplicaciones. Su perfil viscosimétrico y su comportamiento desde el punto de vista de requisitos de fricción en las diferentes condiciones de trabajo permite optimizar las prestaciones de los equipos lubricados, tanto en fiabilidad como en durabilidad.

	UNIDAD	METODO	VALOR
Color		Visual	Transparente y brillante
Densidad a 15° C	g/mL	ASTM D 4052	0,8405
Viscosidad a 100°C	cSt	ASTM D 445	7,3
Viscosidad a 40° C	cSt	ASTM D 445	38,5
Viscosidad a -40° C	cP	ASTM D 2983	Máx. 20000
Índice de viscosidad	-	ASTM D 2270	155
Punto de inflamación, V/A	°C	ASTM D 92	Min. 231
Punto de congelación	°C	ASTM D 97	Máx. -45

Las características mencionadas representan valores típicos y no pueden ser consideradas especificaciones de producto.

Fig 1.9 Características del lubricante escogido.

1.6. MATERIALES Y TRATAMIENTOS TÉRMICOS

En este apartado estudiamos los diferentes materiales y tratamientos térmicos elegidos para construir la máquina.

Acoplamiento, portasatélites, tuboruedalibre, tuboembraguecentrífugo, casquillos, apoyoenruedalibre:

El material elegido es el acero AISI 4140, ya que posee un espectro amplio de propiedades útiles en piezas que se someten a esfuerzo, con relación a su bajo costo. Tras el templado posee una elevada dureza y un comportamiento homogéneo. También tiene una buena resistencia al desgaste. Suele utilizarse en cigüeñales, engranes, ejes, válvulas y ruedas dentadas. Sólo será necesario aplicar un temple y revenido al eje de entrada (acoplamiento y acoplamiento motor).

Composición química:

-Carbono (0,38-0,43%).

-Silicio (0,35%).

-Manganeso (0,75-1%).

-Azufre (0,4%).

-Cromo (0,8-1,1%).

-Molibdeno (0,15-0,25%).

Engranaje planetario:

El material elegido para fabricar los engranajes es el acero AISI 4340, ya que tiene una gran resistencia a la corrosión atmosférica y resistencia a la fatiga. Se utiliza en engranajes, ejes de turbinas, ejes de rotores de helicópteros, etc... Se realizan tres tratamientos térmicos: cementación, temple y revenido.

Composición química:

-Carbono (0,38-0,43%).

-Silicio (0,15-0,3%).

-Manganeso (0,6-0,8%).

-Cromo (0,7-0,9%).

-Níquel (1,65-2%).

-Molibdeno (0,2-0,3%).

-Azufre (0,04%).

-Fósforo (0,035%).



Carcasa:

El material elegido para fabricar la carcasa es el aluminio 2017. Es una aleación forjada tratable térmicamente que ofrece una resistencia intermedia, buena resistencia a la corrosión y buenas características de mecanizado. Se utiliza para componentes estructurales de alta resistencia, aeronaves, transporte, construcción de máquinas, remaches, medidores y equipo militar.

Composición química:

- Aluminio (91,5-95,5%).
- Cobre (3,5-4,5%).
- Hierro (0,7%).
- Manganeso (0,4-1%).
- Magnesio (0,4-0,8%).
- Silicio (0,2-0,8%).
- Zinc (0,25%).

2. MEMORIA DESCRIPTIVA

2.1. ENGRANAJES

Hasta ahora sólo hemos hablado sobre la cantidad de dientes que deben tener para obtener la relación de transmisión deseada. En este apartado veremos el resto de sus características dimensionales y los cálculos justificativos.

2.1.1. VELOCIDADES DE GIRO

Antes de dar las características de los engranajes, conviene conocer las velocidades de giro de cada uno de ellos.

1ª Etapa de reducción de velocidad	Norma ANSI/AGMA 2001-D04		
Tipo: Tren epicicloidal simple de engranajes cilíndricos helicoidales			Relación de transmisión mínima: 2,55
Relaciones de transmisión			Número de dientes
wc=0, wp/wps=	2,756756757	Entrada: Planeta	37
wp=0, wc/wps=	1,569230769	Satélites	14
wps=0, wp/wc=	-1,756756757	Fijo: Corona	65
Velocidad del planeta relativa al portasat	477,9411765	Salida: Portasatélites	
Velocidad del satélite relativa al portasat		Condición de montaje	34
Velocidad de la corona relativa al portasat	-272,0588235		

Fig 2.1 Relaciones de transmisión en función del elemento fijo y datos de elementos.

$W_c=0$, w_p/w_p quiere decir velocidad del planeta respecto al portasatélites cuando la corona está quieta.

$W_p=0$, w_c/w_p quiere decir velocidad de la corona respecto al portasatélites cuando el planeta está quieto.

$W_p=0$, w_p/w_c quiere decir velocidad del planeta respecto a la corona cuando el portasatélites está quieto.

2.1.2. GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES DEL TREN EPICICLOIDAL

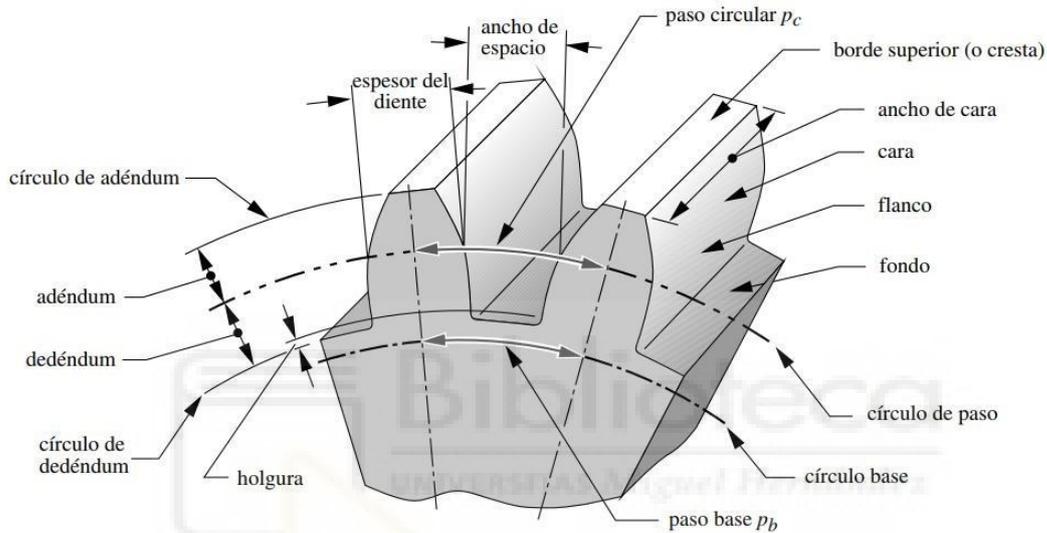


Fig 2.2 Elementos que forman una rueda dentada.

El engranaje utilizado en la etapa de engranajes es del tipo helicoidal. Se eligió este tipo porque pueden transmitir más fuerza con el mismo ancho de diente (axialmente) que los dientes rectos y porque son más silenciosos.

A continuación se describen las partes más importantes de los engranajes helicoidales:

-Círculo de paso o circunferencia primitiva (d):

Éste es el círculo teórico en el que generalmente se basan todos los cálculos para un par de engranajes. Los círculos primitivos de los engranajes acoplados se tocan entre sí. El diámetro del círculo primitivo es el resultado de multiplicar el módulo transversal por el número de dientes.

-Ángulo de hélice (ψ):

Éste es el ángulo que forman los dientes con el eje de rotación del engranaje. La suma de los ángulos de la línea helicoidal de los engranajes acoplados es igual al ángulo formado por los ejes. En el caso de ejes paralelos, como el nuestro, estos ángulos se igualan, pero de signo contrario.

-Paso circular transversal (p_t):

Ésta es la distancia, medida en el círculo primitivo en el plano transversal (plano del engranaje), que separa un punto en un diente del mismo punto en el diente sucesivo. Éste es el resultado de dividir el círculo primitivo por el número de dientes.

-Paso circular normal (p_n):

Ésta es la distancia medida en el cilindro de indexación en un plano perpendicular a la espiral (normal a los dientes) que separa un punto en un diente de su homólogo en el siguiente diente sucesivo. Se asocia con un paso circular transversal por la expresión:

$$p_n = p_t \cdot \cos(\psi)$$

-Módulo transversal (M_t):

Se obtiene de dividir el diámetro primitivo entre el número de dientes. Se mide en milímetros y se relaciona con el paso circular transversal por la expresión:

$$p_t = \pi \cdot M_t$$

-Módulo normal (M_n):

Éste es un parámetro dimensional muy importante, ya que determina casi todas las dimensiones del diente del engranaje. Sus valores están normalizados y es necesario que sea el mismo entre dos engranajes. Está relacionado con el módulo trnasversal por la siguiente expresión:

$$M_n = M_t \cdot \cos(\psi)$$

-Ángulo de presión normal (φ_n):

Éste es el ángulo que forma la línea de presión (dirección de la fuerza) con la línea imaginaria que conecta los centros de los engranajes en un plano normal a los dientes. Su valor está normalizado a 20° .

-Ángulo de presión transversal (φ_t):

Éste es el ángulo formado por la proyección de la línea de presión sobre el plano de rotación con una línea imaginaria que conecta los centros de los engranajes. Se calcula a partir del ángulo de presión normal y el ángulo de hélice:

$$\cos(\psi) = \frac{\operatorname{tg}(\varphi_n)}{\operatorname{tg}(\varphi_t)}$$

-Addendum o cabeza (a):

Es la distancia radial entre la cresta de los dientes y el círculo de paso. Su valor es igual al módulo normal.

-Dedendum o raíz (b):

Es la distancia radial desde el círculo de paso hasta el fondo o círculo de raíz. Su valor es 1.25 veces el módulo normal.

-Circunferencia de cabeza:

Corresponde al diámetro exterior del engranaje. Para los engranajes exteriores (nuestro planeta y satélites), se calcula de manera diferente que para la corona. Para engranajes externos es igual a $d+2a$ y para corona $d-2a$.

-Circunferencia de raíz o de pie:

Corresponde al círculo a partir del cual crecen los dientes. Para engranajes externos es igual a $d-2b$ y para corona $d+2b$.

-Circunferencia base (db):

Es la circunferencia imaginaria que sirve de base para la obtención del perfil evolvente de los dientes. Es tangente a la línea de presión y su diámetro es:

$$db = d \cos(\varphi t)$$

-Ancho de cara (F):

Es la longitud del diente medida en la dirección axial del engrane. Su valor debe estar entre 8 y 16 veces el módulo.

Conociendo el número de dientes, el tamaño del engranaje consiste principalmente en la selección del módulo normal, el ancho de cara y el ángulo de hélice adecuado. Una vez definidas, se pueden obtener el resto de dimensiones. Éstas dimensiones las hemos obtenido de forma iterativa.

	Planeta	Satélites	Corona
Nº dientes, Z	37	14	65
Ángulo de hélice (º)	20	20	20
Módulo normal, Mn (mm)	4	4	4
Módulo transversal, Mt (mm)	4,25671109	4,25671109	4,25671109
Ángulo de presión normal (º)	20	20	20
Ángulo de presión transversal (º)	21,17	21,17	21,17
Addendum, a (mm)	4	4	4
Dedendum, b (mm)	5	5	5
Diámetro primitivo, d (mm)	157,4983103	59,59395526	276,6862208
Diámetro de raíz (mm)	147,4983103	49,59395526	286,6862208
Diámetro de cabeza (mm)	165,4983103	67,59395526	268,6862208
Ancho de cara, F (mm)	40	40	40

Fig 2.3 Dimensiones de los engranes.

2.1.3. CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES

En este apartado se calcularán las fuerzas que se generarán en los dientes. Estas fuerzas se transmitirán a los ejes y formarán la base de su diseño. También se presentan cálculos auxiliares para el diseño de engranajes utilizados en la caja de cambios.

-Fuerzas en los dientes:

En un engranaje helicoidal, la fuerza sobre los dientes tiene componente tangencial, radial y axial. Este último es un efecto indeseable debido al ángulo de hélice.

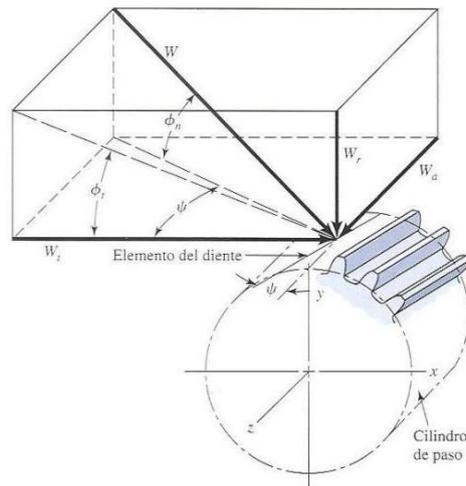


Fig 2.4 Fuerzas en los engranes.

La reducción de velocidad que se obtiene es directamente proporcional al aumento de par. Si multiplicamos el par de entrada del motor por la relación de transmisión conseguimos el par de salida. Por tanto:

$$T_p = T_{motor} \cdot i = 900Nm \cdot 2.75 = 2475Nm$$

Este par es transmitido por el planeta a los tres satélites por igual, por lo que la fuerza creada por los dientes de cada uno de ellos en contacto con el planeta es igual a:

$$W_t, \frac{p}{s} = \frac{2 \cdot T_p}{3 \cdot \frac{d_{planeta}}{1000}}$$

$$W_t, \frac{p}{s} = 3809.56N$$

Las componentes axial y radial se obtienen a partir de la tangencial, el ángulo de presión transversal y el ángulo de hélice:

$$W_r, \frac{p}{s} = W_t, \frac{p}{s} \cdot (\varphi_t) = 3809.56 \cdot \text{tg}(21.17^\circ) = 1475.33N$$

$$W_a, \frac{p}{s} = W_t, \frac{p}{s} \cdot (\psi) = 3809.56 \cdot \text{tg}(20^\circ) = 1386.56N$$

Los satélites son engranajes intermedios que están en contacto con el planeta y la corona. Por tanto, también es necesario cuantificar las fuerzas derivadas del contacto del satélite con la corona.

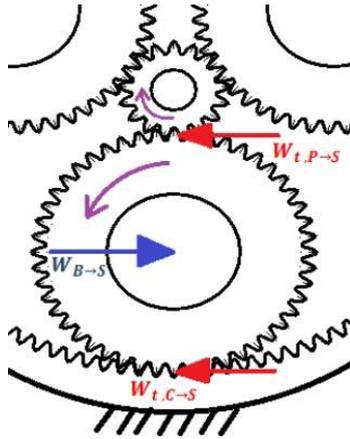


Fig 2.5 Fuerzas en los satélites.

El satélite, al ser un engranaje loco, no transmite ningún par. Si tomamos los momentos relativos al centro del satélite, resulta que en los dientes de la corona surgen exactamente las mismas tensiones que en los dientes del planeta.

$$W_{t,c/s}=3809.56\text{N}$$

$$W_{r,c/s}=1475.33\text{N}$$

$$W_{a,c/s}=1386.56\text{N}$$

Los dientes del satélite están sometidos a la misma fuerza, tanto en contacto con el planeta como con la corona, alternativamente. En otras palabras, el mismo diente se cargará desde ambos lados, ya que el contacto con el planeta se produce en un lado y con la corona en el lado opuesto. Podemos suponer que los esfuerzos en los dientes de la corona y planeta son pulsátiles.

En los satélites también sucede que las fuerzas radiales y axiales resultantes son iguales a cero, ya que en el contacto planeta-satélite y corona-satélite son iguales y tienen sentido contrario. Sin embargo, el cambio de fase de las fuerzas axiales creará un momento de flexión en la unión del eje del satélite y el portasatélites.

-Cálculos resistivos:

Para engranajes helicoidales, el estándar ANSI/AGMA 2001-D04 se usa específicamente para el diseño de engranajes rectos y helicoidales. En este caso, las ecuaciones para los esfuerzos existentes y admisibles son:

	Esfuerzo por flexión	Esfuerzo por contacto
Solicitado	$s_t = W_t K_o K_v K_s \cdot \frac{1}{F m_t} \cdot \frac{K_m K_B}{J}$	$s_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m}{d_{\text{piñón}} F} \frac{C_f}{I}}$
Máximo permisible	$s_{wt} = \frac{s_{at} Y_N}{S_F K_T K_R}$	$s_{wc} = \frac{s_{ac} Z_N C_H}{S_H K_T K_R}$

El diseño es correcto si:

$$s_t \leq s_w (S_f > 1)$$

$$s_c \leq s_{wc} (S_h > 1)$$

Factor de sobrecarga, K_o .

El factor de sobrecarga tiene en cuenta cualquier carga aplicada externamente que supere la carga nominal de transferencia. La tabla utilizada para obtener el coeficiente K_o se encuentra en el anexo. Para una fuente de energía homogénea y una máquina con un impulso de choque moderado, resulta $K_o=1.25$.

Factor dinámico, K_v .

El factor dinámico tiene en cuenta el impacto de la calidad de los dientes del engranaje asociado con la velocidad, la carga y el aumento resultante de la tensión. En este aspecto, la calidad de un engranaje depende principalmente del acabado y espaciado de los dientes. AGMA define números de calidad que van de 3 a 7 para engranajes de calidad comercial baja a media y de 8 a 12 para engranajes de alta calidad. En nuestro caso se tomará valor 6.

La velocidad en la línea de paso utilizada en el cálculo se refiere al portasatélites, es decir, como si fuera el que está fijo (tren ordinario) en lugar de la corona. Se puede observar que esta velocidad es la misma para los casos de planeta-satélite y satélite-corona.

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) = 50 + 56 \cdot (1 - 0.825) = 59.8$$

$$B = 0.25 \cdot (12 - Qv)^{0.667} = 0.25 \cdot (12 - 6)^{0.667} = 0.825$$

n' =Velocidad del planeta relativa al portasatélites=477.94

d =diámetro primitivo del planeta=157.498

$$V = n' \cdot \left(\frac{d}{1000}\right) \cdot \left(\frac{\pi}{60}\right) = 477.94 \cdot \left(\frac{157.498}{1000}\right) \cdot \left(\frac{\pi}{60}\right) = 3.94 \text{ m/s}$$

$$K_{\phi} = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right) = \left(\frac{59.8 + \sqrt{200 \cdot 3.94}}{59.8} \right)^{0.825} = 1.374$$

Factor de distribución de carga, K_m .

Este coeficiente pretende reflejar la influencia de la distribución de carga no lineal sobre la superficie del diente. Depende principalmente de si los engranajes están montados entre dos rodamientos o en voladizo. Se calcula mediante la expresión:

$$K_m = 1 + C(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

Para casos generales se pueden emplear: $C_{mc}=C_{pm}=C_e=1$.

La ecuación para calcular C_{pf} en unidades del SI es:

$$C_{pf} = \begin{cases} \left(\frac{F}{10 d_{\text{piñón}}} \right)^* - 0.025 & F \leq 25\text{mm} \\ \left(\frac{F}{10 d_{\text{piñón}}} \right)^* - 0.0375 + 4.92 \cdot 10^{-4}F & 25\text{mm} < F \leq 432\text{mm} \\ \left(\frac{F}{10 d_{\text{piñón}}} \right)^* - 0.1109 + 8.15 \cdot 10^{-4}F - 3.53 \cdot 10^{-6}F^2 & 432\text{mm} < F \leq 1020\text{mm} \end{cases}$$

* Si $F/(10 d_{\text{piñón}}) < 0.05$, se usa $F/(10 d_{\text{piñón}}) = 0.05$

C_{ma} , para unidades cerradas de engranes comerciales, se calcula mediante:

$$C_{ma} = 1.27 \cdot 10^{-1} + 6.22 \cdot 10^{-4}F - 1.69 \cdot 10^{-7}F^2$$

El ancho de cara de los engranajes en este caso es $F=40\text{mm}$.

En la siguiente tabla se resume los resultados de los cálculos de estas ecuaciones para los dos engranes del satélite (planeta-satélite, satélite-corona).

	Caso 1	Caso 2	
	Piñón: Planeta	Piñón: Satélite	
	Rueda: Satélite	Rueda: Corona	
Factor de distribución de carga, K_m	1,139526378	1,181250181	
Datos para calcular K_m , Caso 1		Datos para calcular K_m , Caso 2	
C_{mc}	1	C_{mc}	1
C_{pm}	1	C_{pm}	1
C_e	1	C_e	1
C_{pf}	-0,012083222	C_{pf}	0,029640581
C_{ma}	0,1516096	C_{ma}	0,1516096

Fig 2.6 Cálculos realizados para calcular K_m .

Factor dimensional, K_s .

Este factor refleja las propiedades desiguales del material en tamaño. Para engranajes rectos y helicoidales, AMGA ofrece el valor $K_s=1$.

Coefficiente de espesor del anillo, K_b .

Cuando el grosor del anillo no es suficiente para proporcionar un soporte de raíz completo, la falla por fatiga por flexión puede ocurrir a través del anillo dentado en lugar de a través del entalle de la raíz. Éste no es nuestro caso, por tanto $K_b=1$.

Coefficiente de condición de la superficie, C_f .

Si no se sabe que existe un defecto perjudicial sobre el acabado superficial de los dientes, la AGMA recomienda un valor de $C_f=1$.

Factores geométricos para flexión J y para contacto I .

El factor J introduce los efectos de la forma del diente en la ecuación del esfuerzo de flexión. Varía entre el piñón y la rueda y depende del número de dientes de estos. El factor I tiene la misma finalidad que el factor J pero en este caso para la resistencia al esfuerzo de contacto.

Estos valores se obtienen por interpolación en el anexo:

	Caso 1		Caso 2	
	Piñón: Planeta		Piñón: Satélite	
	Rueda: Satélite		Rueda: Corona	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Factor geométrico, J	0,5	0,5	0,5	0,5
Factor geométrico, I			0,2	0,2

Fig 2.7 Valores de J e I .

Coefficiente elástico de resistencia a la picadura, C_p .

El coeficiente elástico relaciona el módulo elástico, E , y el coeficiente de Poisson de los materiales del piñón y la rueda. Lo obtenemos del anexo para el caso de un piñón de acero y rueda de acero. $C_p=191\sqrt{\text{MPa}}$.

Número de esfuerzos de flexión permisible, sat, y número de esfuerzo de contacto permisible, sac.

El sat es el esfuerzo debido a la flexión que no se debe superar para el caso de un engranaje con una vida de 10^7 ciclos y una confiabilidad de 0.99. Depende del material, dureza en el núcleo y en la superficie del mismo y tipo de tratamiento de endurecimiento. El valor de sat se obtiene del anexo.

El sac es el esfuerzo debido al contacto de los dientes que no se debe superar para el caso de un engranaje con una vida de 10^9 ciclos y una confiabilidad de 0.99. Depende de los mismos factores que sat. El valor de sac se obtiene del anexo.

El satélite está sometido a esfuerzos alternantes, por lo que el valor empleado para el esfuerzo a flexión permisible es un 70% del valor que se obtiene de las tablas, tal como indica la AGMA para estos casos.

	Caso 1		Caso 2	
	Piñón: Planeta		Piñón: Satélite	
	Rueda: Satélite		Rueda: Corona	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Número de esfuerzos permisibles	379,2	265,44	265,44	379,2
Número de esfuerzo de contacto permisible	1241	1241	1241	1241

Fig 2.8 Valores de sat y sac.

Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a flexión, Y_n , y a picadura, Z_n .

Tomando como referencia el portasatélites, es decir, como si estuviera inmóvil, un diente del planeta en una revolución engranará con tres satélites, lo que implica tres ciclos de esfuerzo. Lo mismo sucede con la corona. El planeta hará dos ciclos en una revolución, ya que engrana con el planeta y la corona. Por tanto, los ciclos que realizará cada uno de ellos den las 5000 horas de vida requerida son los siguientes:

$$N_p = 5000h \cdot \frac{60min}{1h} \cdot \frac{477.94rev}{1min} \cdot \frac{3ciclos}{1rev} = 430146000ciclos$$

Haciendo lo mismo para los satélites y la corona y aplicando las siguientes fórmulas obtenemos Y_n y Z_n :

$$Y_n = 1.3558N^{-0.0178}$$

$$Z_n = 1.4488N^{-0.023}$$

	Planeta	Satélite	Corona
Y_n	0,951737645	0,956534508	0,961331371
Z_n	0,917139181	0,923120826	0,92910247

Fig 2.9 Valores de Y_n y Z_n .

Factor de temperatura, K_t .

Para temperaturas del aceite o de los engranes de hasta 120°C se emplea un valor de 1. El diseño que aquí se contempla trabajará en este rango, por tanto $K_t=1$.

Factor de confiabilidad, K_r .

Refleja la probabilidad de fallo de los dientes por flexión. El engrane está diseñado para una confiabilidad del 0.99 (menos de una falla en cada 100). El factor se obtiene del anexo, cuyo valor es: $K_r = 1$.

Factor de relación de dureza, C_H .

Como ambos engranajes tienen la misma dureza, $C_H=1$.

Coefficientes de seguridad por flexión S_f y por contacto S_H .

Representan la relación entre la tensión máxima admisible y la tensión calculada en el proyecto. Las siguientes tablas resumen todos los factores calculados en los apartados anteriores relacionados con el cálculo de los factores de seguridad.

Como se puede observar, el coeficiente de seguridad de los tres engranajes es mayor que 1, así que el diseño es satisfactorio. Se ha observado que los factores de seguridad por picadura son muy inferiores a los de flexión, por lo que el riesgo de fallo por picadura es mayor que por rotura. La falla por rotura es mucho más grave que la falla por picadura, ya que la falla de los dientes dañará el engranaje e incluso afectar a otras partes. Se puede detectar una picadura cuando el nivel de ruido es superior a lo normal o simplemente si se notan ruidos extraños.

Factores comunes al cálculo por flexión y por contacto				
	Caso 1		Caso 2	
	Piñón: Planeta		Piñón: Satélite	
	Rueda: Satélite		Rueda: Corona	
Factor de sobrecarga, Ko	1,25		1,25	
Factor dinámico, Kv	1,374622138		1,374622138	
Factor de distribución de carga, Km	1,139526378		1,181250181	
Factor de tamaño, Ks	1		1	
Factor de temperatura, Kt	1		1	
Factor de confiabilidad, Kr	1		1	
Factores para el cálculo por flexión				
	Caso 1		Caso 2	
	Piñón: Planeta		Piñón: Satélite	
	Rueda: Satélite		Rueda: Corona	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Factor de espesor del aro, Kb	1		1	
Factor geométrico, J	0,5	0,5	0,5	0,5
Número de esfuerzos permisibles, sat (MPa)	379,2	265,44	265,44	379,2
Factor de ciclos de esfuerzo, Yn	0,951737645	0,956534508	0,956534508	0,961331371
Esfuerzo de flexión solicitado, st (MPa)	87,61710722	87,61710722	90,82521108	90,82521108
Coefficiente de seguridad a flexión, Sf	4,119046228	2,897864673	2,795507071	4,013608683
Factores para el cálculo por contacto				
	Caso 1		Caso 2	
	Piñón: Planeta		Piñón: Satélite	
	Rueda: Satélite		Rueda: Corona	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Coefficiente elástico, Cp	191		191	
Factor geométrico, I	0,2		0,2	
Factor de condición superficial, Cf	1		1	
Número de esfuerzo de contacto permisible	1241	1241	1241	1241
Factor de ciclos de esfuerzo, Zn	0,917139181	0,923120826	0,923120826	0,92910247
Factor de relación de dureza, Ch	1		1	
Esfuerzo de flexión solicitado, sc (MPa)	464,7259937	464,7259937	769,2058202	769,2058202
Coefficiente de seguridad a picadura, Sh	2,449119996	2,465093324	1,489319132	1,498969633

Fig 2.10. Factores de seguridad del tren epicicloidal.

2.2. EJES

Se ha realizado el cálculo resistivo de los ejes, tanto de entrada (acoplamiento) como de salida (portasatélites). Para hacer el cálculo resistivo de cada eje se ha empleado el criterio de Goodman.

2.2.1. ACOPLAMIENTO

Éste es el árbol que conecta el motor con el planeta. En una parte está sobredimensionado para adaptarse al eje del motor. El acoplamiento está dividido en dos piezas: acoplamiento y acoplamiento motor. Se ha tenido que hacer en dos piezas para poder meter los rodamientos. En un principio el diámetro del acoplamiento era mayor, pero esto suponía la utilización de una rueda libre de mayor tamaño, lo cual era inviable porque las ruedas libres de mayor tamaño no aguantan muchas rpm. La disposición de los tres satélites de forma equiespaciada a 120° provoca que el planeta

sólo transmita al eje momento torsor y carga axial. Los momentos flectores que generan las fuerzas de contacto de los 3 dientes activos en el engrane se anulan entre ellos. Los dos componentes se han templado y revenido para mejorar sus propiedades mecánicas. Se ha considerado como punto más débil la zona de menor diámetro, $d=30\text{mm}$, que es donde están los rodamientos.



Fig 2.11 Acoplamiento.

Fuerzas (N)	Dimensiones (mm)	Datos del eje (tras templado y revenido)	
Fuerzas radiales	L1	77 Sy (MPa)	1430
Ftotal	0 Xrod	18 Sut (MPa)	1550
Fuerzas tangenciales	Xcasquillo	10 d (mm)	25
Ftotal	0 L2	53 Mecanizado	
Reacciones (N)	Tensiones (MPa)	Límite a fatiga corregido (MPa)	
R1y	0 $\sigma_{\text{máx}}$	0 Se	378,713229
R2y	0 $\tau_{\text{máx}}$	293,3543911	Coefficiente de seguridad
Esfuerzos (Nm)	σ_m	0 Ne	3,05055232
Tramo 1	0 σ_a	0	
	0 τ_m	293,3543911	
Tramo 2	0 τ_a	0	
	0 σ'_m	508,10471	
Mmáx	0 σ'_a	0	

Fig 2.12 Cálculos resistivos del acoplamiento.

2.2.2. PORTASATÉLITES

Éste es el árbol de salida de la caja de cambios. Posee un diámetro de 75mm en la parte del embrague centrífugo. Para el cálculo resistivo sólo hay que considerar el par que se obtiene del tren epicicloidal, así que no es necesario hacer el cálculo de esfuerzos. En esta ocasión no ha hecho falta aplicar ningún tratamiento térmico. Se ha considerado

como punto más débil la zona de menor diámetro, $d=64\text{mm}$.

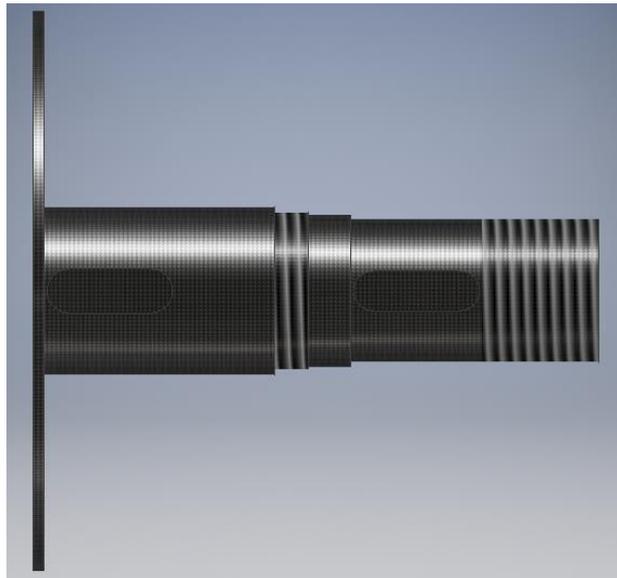


Fig 2.13 Eje de salida.

Datos del eje			
Sy (MPa)	280		
Sut (MPa)	400		
d (mm)	64		
Mecanizado			
Tensiones (MPa)		Límite a fatiga corregido (MPa)	
$\sigma_{\text{máx}}$	0	Se	89,21533117
$\tau_{\text{máx}}$	97,50665946	Coeficiente de seguridad	
σ_{m}	0	Ne	2,368454718
σ_{a}	0		
τ_{m}	97,50665946		
τ_{a}	0		
$\sigma_{\text{m}'}$	168,8864883		
$\sigma_{\text{a}'}$	0		
Datos para calcular kf			
dmayor (mm)	64		
dmenor (mm)	50		
r (mm)	1		
r/dmenor	0,02		
dmayor/dmenor	1,28		
A	0,98		
b	-0,25		
kt	2,60596499		
q	0,64		
kf	2,027817593		

Fig 2.14 Cálculos resistivos del eje de salida.

No se han realizado los cálculos del tuboruedalibre y tuboembraguecentrífugo porque sus diámetros son mucho más grandes y están sometidos al mismo par que el eje de salida.

2.3. CHAVETAS

Una chaveta es un elemento mecánico que se introduce entre dos elementos para permitir la transferencia de potencia entre ellos. Para evitar desgaste y roturas, el ajuste debe ser perfecto. En nuestro caso, se emplean para que la rueda libre y el embrague centrífugo giren solidariamente con el tubo de la rueda libre y con el portasatélites respectivamente para transmitir el momento torsor entre ellos.

Las chavetas que se utilizan están fabricadas en acero AISI 1045, el cual tiene una tensión de fluencia de 330MPa.

Empleamos chavetas de sección cuadrada o rectangular. La chaveta del embrague centrífugo tiene medidas normalizadas. Sin embargo, la chaveta de la rueda libre no tiene medidas normalizadas porque la longitud de la chaveta es ligeramente inferior a lo que dice la norma (DIN 6885 A).

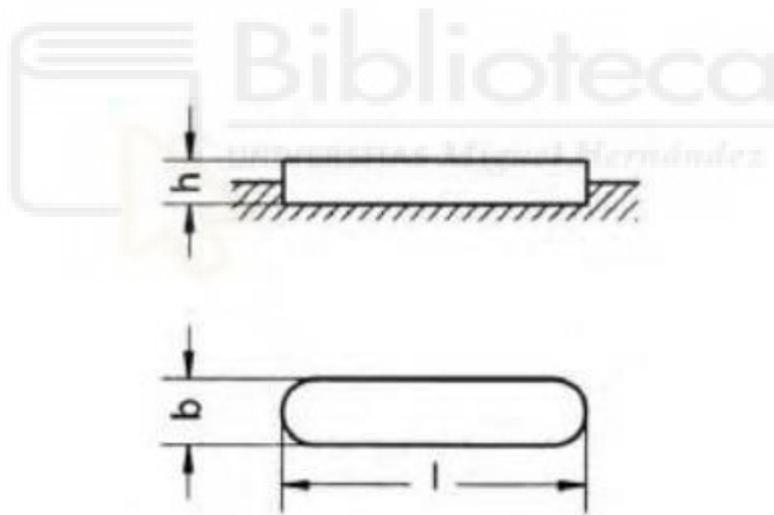


Fig 2.15 Nomenclatura de los lados de una chaveta.

A la hora de seleccionar la chaveta tenemos que elegir unos valores de ancho y alto adecuados al diámetro del eje. Y el valor del largo dependerá del esfuerzo sometido a la chaveta. El cálculo de resistencia de una chaveta se basa en el fallo por aplastamiento o cizalladura, teniendo en cuenta la hipótesis de fuerzas uniformemente distribuidas a lo largo del elemento.

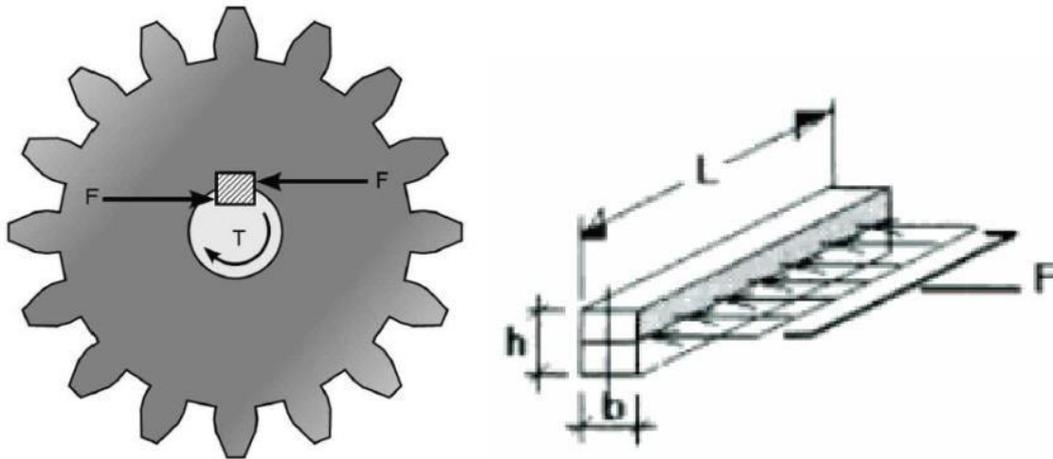


Fig 2.16 Fuerzas sobre la chaveta.

Si queremos que una chaveta resista contra cizalladura, ha de cumplirse:

$$l \geq \frac{2\sqrt{3} T \cdot n}{D \cdot b \cdot S_y}$$

Y para que resista a aplastamiento:

$$l \geq \frac{4T \cdot n}{D \cdot h \cdot S_y}$$

Teniendo en cuenta que:

T es el momento torsor que transmite la chaveta.

n es el coeficiente de seguridad. Las chavetas actúan como elementos fusibles para evitar que otros componentes de la máquina, los cuales son más caros, se rompan. En nuestra máquina, el coeficiente de seguridad de la rueda libre sale 2.4 y el coeficiente del embrague centrífugo 1.19.

l, b y h son el largo, ancho y alto de la chaveta.

Sy es el límite de fluencia del acero AISI 1045, que vale 330MPa.

Hemos dicho que el valor de “l” depende de los cálculos que hagamos. Tenemos que escoger el valor normalizado más cercano que cumpla con los cálculos.

Chaveta del embrague centrífugo:

El portasatélites transmite un par de $T=2484000\text{Nmm}$ y el diámetro del portasatélites es $D=75\text{mm}$. Las dimensiones adecuadas para una chaveta serían $b \times h=20 \times 12$. Por tanto:

Cizalladura:

$$l \geq \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 2484000\text{Nmm} \cdot 1.19}{75\text{mm} \cdot 20\text{mm} \cdot 330 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 20.68\text{mm}$$

Aplastamiento:

$$l \geq \frac{4 \cdot 2484000\text{Nmm} \cdot 1.19}{75\text{mm} \cdot 12\text{mm} \cdot 330 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 39.81\text{mm}$$

Utilizamos una chaveta de longitud normalizada 56mm. De estos 56mm trabajan 40mm porque los 16mm restantes no están en contacto con el embrague centrífugo.

Chaveta de la rueda libre:

El par que llega desde el embrague centrífugo hasta la rueda libre es $T=1581000\text{Nmm}$ y el diámetro del tubo de la rueda libre es $D=75\text{mm}$. Las dimensiones adecuadas para una chaveta serían $b \times h=20 \times 12.4$. Por tanto:

Cizalladura:

$$l \geq \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 1581000\text{Nmm} \cdot 2.4}{75\text{mm} \cdot 20\text{mm} \cdot 330 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 26.55\text{mm}$$

Aplastamiento:

$$l \geq \frac{4 \cdot 1581000\text{Nmm} \cdot 2.4}{75\text{mm} \cdot 12.4\text{mm} \cdot 330 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 49.45\text{mm}$$

Utilizamos una chaveta de longitud igual a 50mm. No es una medida normalizada, lo cual implica que hay que fabricarla. Podría haber escogido una chaveta normalizada de longitud 56mm pero he optado por una longitud de 50mm para adaptarla a la longitud de la rueda libre. En el embrague centrífugo puedo usar una chaveta normalizada porque la longitud que sobra no afecta al tamaño de la máquina, pero la chaveta de la rueda libre sí afecta.

2.4. EMBRAGUE CENTRÍFUGO

Un embrague centrífugo es un dispositivo que se vale de fuerzas centrífugas para transmitir energía. Como se basa en un principio físico, no requiere ninguna fuente de alimentación externa adicional, lo que lo convierte en la solución perfecta para las aplicaciones de seguridad.

Nuestro embrague centrífugo se trata de un embrague con autopotenciación, el cual tiene unos pesos centrífugos que se asientan en el buje perfilado y son sujetados mediante resortes de tensión, enganchados en los forros. Los discos posicionan a los pesos centrífugos de manera axial. Cada forro posee un desgaste en su superficie interior para fijar los pesos, lo que evita que los discos se muevan lateralmente. Al rotar el buje perfilado, la fuerza centrífuga que actúa sobre los pesos centrífugos supera a la fuerza de los resortes. Cuando la velocidad es lo suficientemente elevada, los forros entran en contacto con el tubo y la fricción que se produce entre los forros y el tubo permite la transmisión del par de torsión entre ambos. Nuestro embrague centrífugo no lleva la campana.



Fig 2.17 Componentes del embrague centrífugo.

Los embragues centrífugos se emplean principalmente como embragues de arranque. Permiten el empleo de motores más pequeños, ya que el motor puede arrancar libre de carga hasta que alcanza su velocidad óptima de funcionamiento, a la cual el embrague centrífugo añade suavemente la carga.

Aunque se emplea principalmente como embrague de arranque, en nuestro caso se utiliza para que, cuando el portasatélites alcanza cierta velocidad, el embrague junta el

portasatélites y la corona para que ambos se muevan a la misma velocidad. Si ambos elementos giran a la misma velocidad, entonces conseguimos que los satélites dejen de rotar sobre sí mismos y de esta manera la velocidad de salida de la caja de cambios (velocidad del portasatélites) es igual a la velocidad de entrada (velocidad el planeta), consiguiendo una relación de transmisión de 1. Cuando se baja de la velocidad umbral del embrague centrífugo, se desacoplan corona y portasatélites y los satélites vuelven a rotar, consiguiendo la relación de transmisión inicial de 2.75.

Para elegir el modelo adecuado de embrague centrífugo, es necesario primero calcular el par requerido para hacer que los satélites dejen de rotar. Una vez tenemos calculado el par, entonces entramos en una tabla para elegir el modelo específico con sus dimensiones. Y estas dimensiones son las que usamos para representar en 3D el embrague centrífugo.

El par del embrague es el mismo que el de la rueda libre. El par en el planeta multiplicado por el radio de la corona y dividido por el radio del planeta es el par que tiene que hacer el embrague que acopla corona y portasatélites.

$$M = 900 \cdot \frac{\frac{276.686}{2}}{\frac{157.498}{2}} = 1581Nm$$

Nos vamos al modelo F12 porque este modelo es capaz de aplicar el par necesario. Sus dimensiones son:

D=180mm (Diámetro exterior).

B=40mm (Anchura).

dmáx=75mm (Diámetro del eje).

Dimensiones y datos sobre el rendimiento

Número de tipo	D [mm]	B [mm] ¹	d máx. [mm]	diámetro interior estándar d [mm] (pulgadas) ²	Velocidad de rotación estándar					
					baja		normal		alta	
					Ma nE 750 y nB 1500 [Nm]	potencia del motor recomendada [kW] ³	Ma nE 1250 y nB 2500 [Nm]	potencia del motor recomendada [kW] ³	Ma nE 1500 y nB 3000 [Nm]	potencia del motor recomendada [kW] ³
F01	50	10	14	12			1.3	0.17	2	0.3
F02	60	15	18	15 (5/8)			4	0.5	5	0.8
F03	70	15	22	15: 20 (7/8)			7	0.9	10	1.6
F04	80	15	28	14 - 25 (3/4; 7/8)	4	0.3	11	1.4	16	2.5
F05	90	20	35	18; 20; 25 (3/4; 1)	10	0.8	26	3.4	40	6.3
F06	100	20	35	20; 24; 28 (3/4; 1)	16	1.3	42	5.5	60	9.4
F07	110	20	40	28; 35; 40 (1)	25	2.0	70	9.0	100	15.7
F08	125	20	50	25; 38; 49 (3/4; 1)	40	3.2	120	15.7	180	28.3
F09	138	25	55	30; 38; 48 (1)	90	7.0	240	31.0	320	50.0
F10	150	25	60	38; 48; 49	125	10.0	340	44.5	470	74.0
F11	165	30	65	42; 50; 55 (1 7/16)	220	17.2	620	81.0	870	136.0
F12	180	40	75	50; 60 (2 3/8)	460	36.0	1200	157.0	1700	267.0
F13	200	30	75	35; 55; 65 (2 3/8)	520	41.0	1300	170.0	1850	290.0

Fig 2.18 Datos de los diferentes modelos.

2.5. RUEDA LIBRE

Diseño y funcionamiento de las ruedas libres:

Las ruedas libres son elementos de máquinas con unas características especiales:

- En uno de los sentidos, la rueda libre funciona en vacío.
- En el otro sentido, el movimiento se bloquea debido a la unión entre los aros interior y exterior.

Por lo tanto, el anillo interior puede girar libremente en el sentido de las agujas del reloj, mientras que el anillo exterior está fijo. Pero si el anillo interior gira en la dirección opuesta, se forma una conexión entre los anillos exterior e interior, evitando el movimiento del conjunto.

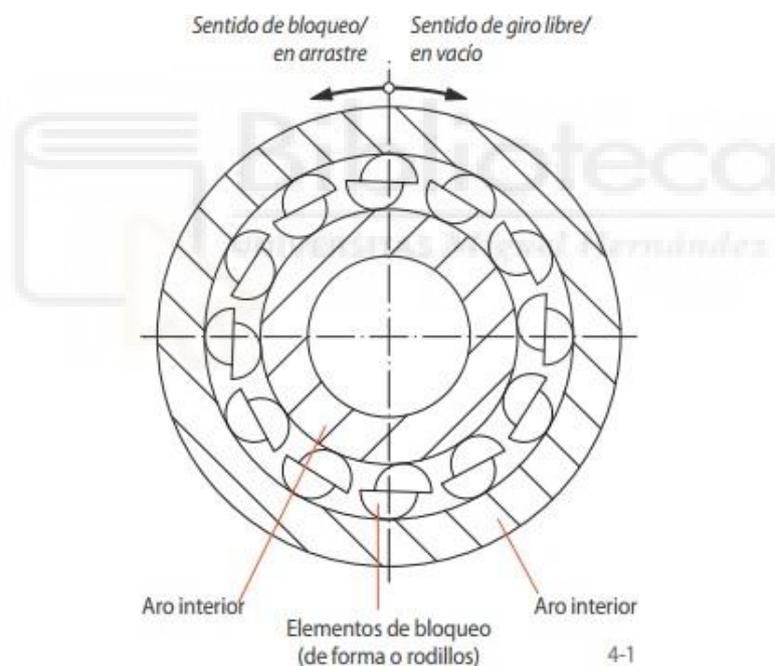


Fig 2.19 Funcionamiento de la rueda libre.

Las ruedas libres se componen de un aro exterior y un aro interior, entre los cuales están dispuestos los elementos de bloqueo. Los elementos de bloqueo pueden ser tanto de forma como rodillos. Pueden:

- Tener soporte propio.
- No tener soporte propio.

Para el funcionamiento de una rueda libre es necesaria la alineación concéntrica de los aros exterior e interior. En las ruedas libres sin soporte propio, la alineación concéntrica debe proveerse por parte del cliente.

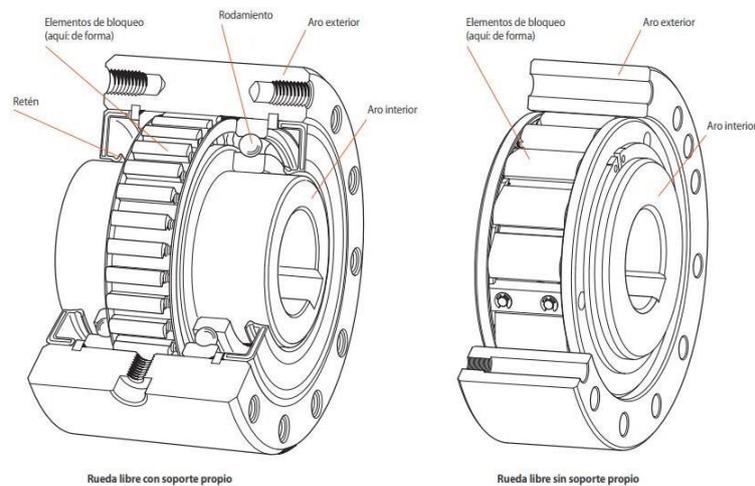


Fig 2.20 Componentes de la rueda libre.

Las ruedas libres se utilizan como:

- Antirretrocesos.
- Embragues por adelantamiento.
- Ruedas libres de avance.

La selección de la rueda libre adecuada depende de varios factores. Hemos seguido los pasos que recomienda el fabricante de nuestra rueda libre para escoger el modelo adecuado.

1-Determinación de la aplicación de la rueda libre como:

En la caja de cambios utilizamos una rueda libre antirretroceso. Las ruedas libres se utilizan como antirretroceso siempre que se quiera impedir el giro contrario al de servicio. En muchas máquinas es imprescindible, por seguridad o buen funcionamiento, que el sentido de giro sea siempre el determinado previamente. Así, para el servicio de instalaciones de transporte existen prescripciones legales que exigen un dispositivo de seguridad mecánico.

El estado de funcionamiento normal del antirretroceso es el funcionamiento en vacío. El bloqueo (transmisión de par) se realiza a cero revoluciones. El enganche inmediato de los elementos de bloqueo garantiza la mayor seguridad.

2-Determinación de la ejecución adecuada de la rueda libre como:

Rueda libre externa. Se trata de una rueda libre sin soporte propio. La alineación concéntrica de los aros interior y exterior a proveer por parte del cliente. La conexión

del aro exterior a la pieza del cliente se produce mediante una unión atornillada en la parte frontal.

3-Determinación de la selección del par de la rueda libre:

La parada de una cinta transportadora inclinada cargada, un elevador o una bomba, por ejemplo, es un proceso altamente dinámico, en el que se producen altos pares. Estos pares son decisivos para la selección del antirretroceso. La forma más segura de determinar previamente el par existente en caso de bloqueo es el análisis de vibraciones torsionales del sistema completo. Pero esto requiere, entre otros, el conocimiento de masas de torsión, rigidez torsional y todos los momentos excitadores que influyen en el sistema. En muchos casos, un cálculo de oscilaciones es demasiado laborioso, o bien, no se dispone de todos los datos necesarios durante la fase de planificación. En tales casos, el par M_a del antirretroceso debería determinarse de la manera siguiente:

$$M_a = 1.75(Nm)$$

En muchos casos, sólo se conoce la potencia nominal del motor P_0 (kW). En tales casos se aplica lo siguiente:

$$M_a = 1.75 \cdot F^2 \cdot 9550 \cdot P_0/n_{sp}$$

Los elementos de estas ecuaciones significan:

M_a =par de determinación del antirretroceso (Nm).

$M_l = 9550 \cdot F \cdot P_l/n$, par de retroceso estático de la carga con relación al eje de bloqueo (Nm).

P_l =carrera de la instalación de transporte bajo plena carga (kW).

P_0 =potencia motor nominal (kW).

n_{sp} =número de revoluciones del eje del antirretroceso (min^{-1}).

F =Factor de selección. Usamos como valor orientativo $F^2=0.8$

Sustituyendo valores:

$$M_a = 1.75 \cdot 0.8 \cdot 9550 \cdot (900 \cdot 750 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 10^{-3})/750$$

$$M_a = 1260Nm$$

Tras haber calculado M_a , el tamaño del antirretroceso debe seleccionarse según la condición siguiente:

$$M_n \geq M_a$$

M_n =par nominal del antirretroceso según los valores de la tabla.

4-Determinación del tipo adecuado de la rueda libre como:

El tipo de rueda libre elegido es con despegue X de los elementos de bloqueo de forma. Se usa para elevada duración de vida mediante el despegue de los elementos de bloqueo al girar el aro interior a velocidad alta. Permite revoluciones muy altas en vacío.

5-Selección de la rueda libre adecuada:

Utilizamos una rueda libre externa FXM. Este tipo de rueda libre no tiene soporte propio y tiene elementos de bloqueo con despegue X. El despegue X de los elementos de bloqueo garantiza el funcionamiento en vacío, libre de desgaste, al girar el aro interior a velocidad alta.

En esta situación, lo que nos obliga a escoger un tamaño determinado de rueda libre es el diámetro interior, y este diámetro interior depende de todo lo que hay dentro (eje del motor, acoplamiento del motor, rodamientos...). Escogemos una rueda libre con un diámetro interior de 75mm. Es el modelo FXM 101-25. El resto de dimensiones de la rueda libre se pueden sacar de la segunda tabla.

El par máximo transmisible es el doble del par nominal teórico. Nuestra rueda libre posee un par máximo transmisible de: $M_{\text{máx}}=2 \times 2100=4200\text{Nm}$. Como el par máximo transmisible es mayor que el par de determinación del antirretroceso, $M_a=1260\text{Nm}$, entonces nuestra rueda libre es válida.

El ejemplo de pedido sería: Rueda libre FXM 101-25 con despegue X de los elementos de bloqueo con un diámetro de 75mm y tapa de cierre.

Con despegue X											
Para elevada duración de vida mediante despegue de los elementos de bloqueo al girar el aro interior a velocidad alta											
Antirretroceso											
Embrague por adel.											
Rueda libre	Tipo	Par nominal, considerando la oscilación circular existente (TIR)					Velocidad de despegue aro interior min^{-1}	Revoluciones máx.			
		Par nominal teórico	0,1 A	0,2 A	0,3 A	0,4 A		0,5 A	Aro interior gira libre/adelanta min^{-1}	Aro exterior arrastra min^{-1}	
		Nm	Nm	Nm	Nm	Nm					
FXM 31 - 17	NX	110	110	105	100		890	5 000	356		
FXM 38 - 17	NX	180	170	160	150		860	5 000	344		
FXM 46 - 25	NX	460	450	440	430		820	5 000	328		
FXM 51 - 25	NX	560	550	540	530		750	5 000	300		
FXM 56 - 25	NX	660	650	640	630		730	5 000	292		
FXM 61 - 19	NX	520	500	480	460		750	5 000	300		
FXM 66 - 25	NX	950	930	910	890		700	5 000	280		
FXM 76 - 25	NX	1 200	1 170	1 140	1 110		670	5 000	268		
FXM 86 - 25	NX	1 600	1 550	1 500	1 450		630	5 000	252		
FXM 101 - 25	NX	2 100	2 050	2 000	1 950		610	5 000	244		
FXM 85 - 40	MX	2 500	2 500	2 450	2 450	2 450	430	6 000	172		
FXM 100 - 40	MX	3 700	3 600	3 600	3 500	3 500	400	4 500	160		
FXM 120 - 50	MX	7 700	7 600	7 500	7 300	7 300	320	4 000	128		
FXM 140 - 50	MX	10 100	10 000	9 800	9 600	9 500	320	3 000	128		
FXM 170 - 63	MX	20 500	20 500	20 000	19 500	19 000	250	2 700	100		
FXM 200 - 63	MX	31 000	30 500	30 000	26 500	23 000	240	2 100	96		

Fig 2.21 Datos de las ruedas libres.

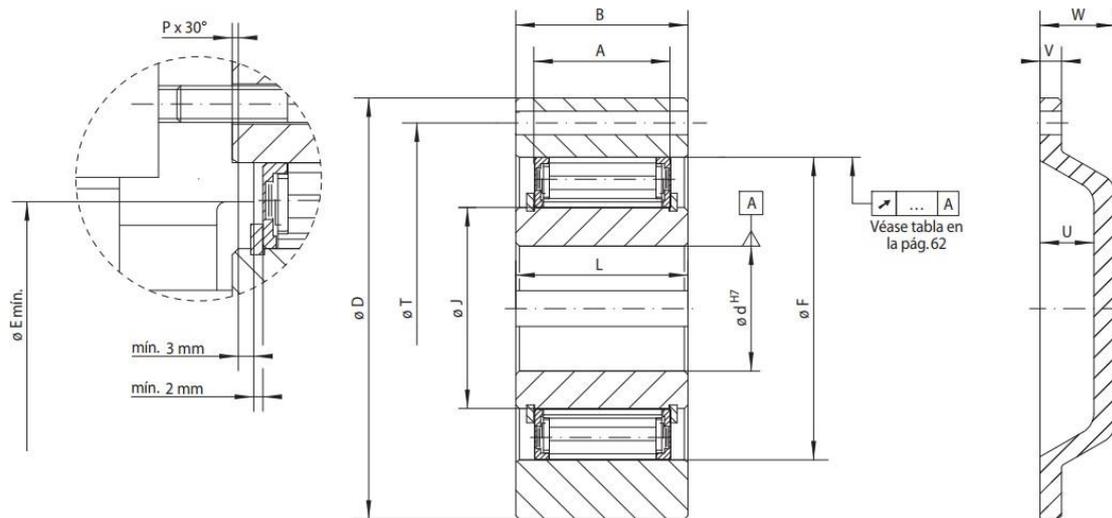


Fig 2.22 Dimensiones de la rueda libre.

Rueda libre	Tipo	Diámetro d			A	B	D	E mín. mm	F	G**	J	L	P	T	U	V	W	Z**	Peso kg
		Estándar mm	mm	máx. mm															
FXM 31 -17	NX	20*		20*	17	25	85	41	55	M 6	31	24	1,0	70	15	6	21	6	0,8
FXM 38 -17	NX	25*		25*	17	25	90	48	62	M 6	38	24	1,0	75	15	6	21	6	0,9
FXM 46 -25	NX	30		30	25	35	95	56	70	M 6	46	35	1,0	82	15	6	21	6	1,3
FXM 51 -25	NX	35		36	25	35	105	62	75	M 6	51	35	1,0	90	15	6	21	6	1,7
FXM 56 -25	NX	35	40	40	25	35	110	66	80	M 6	56	35	1,0	96	15	6	21	8	1,8
FXM 61 -19	NX	35	40	45*	19	27	120	74	85	M 8	61	25	1,0	105	15	6	21	6	1,8
FXM 66 -25	NX	40	45	48	25	35	132	82	90	M 8	66	35	1,0	115	15	8	23	8	2,8
FXM 76 -25	NX	50	55	60*	25	35	140	92	100	M 8	76	35	1,0	125	15	8	23	8	3,1
FXM 86 -25	NX	50	60	70	25	40	150	102	110	M 8	86	40	1,0	132	15	8	23	8	4,2
FXM 101 -25	NX	75		80*	25	50	175	117	125	M 10	101	50	1,0	155	20	8	28	8	6,9
FXM 85 -40	MX	60		65	40	50	175	102	125	M 10	85	60	1,0	155	20	8	28	8	7,4
FXM 100 -40	MX	70		80*	40	50	190	130	140	M 10	100	60	1,5	165	25	10	35	12	8,8
FXM 120 -50	MX	80		95	50	60	210	150	160	M 10	120	70	1,5	185	25	10	35	12	12,7
FXM 140 -50	MX	90		110	50	70	245	170	180	M 12	140	70	2,0	218	25	12	35	12	19,8
FXM 170 -63	MX	100		130	63	80	290	200	210	M 16	170	80	2,0	258	28	12	38	12	33,0
FXM 200 -63	MX	120		155	63	80	310	230	240	M 16	200	80	2,0	278	32	12	42	12	32,0

Fig 2.23 Valores de las dimensiones.

2.6. RODAMIENTOS

Son los elementos sobre los que se apoyan los ejes con el fin de posicionarlos en su lugar de trabajo reduciendo el rozamiento. Son elementos giratorios que soportan las cargas que se generan en los engranajes. En nuestro caso soportarán cargas axiales y radiales.

Los rodamientos se fabrican en distintas configuraciones en función de la aplicación. Por ejemplo, los rodamientos de bolas soportan bien las cargas radiales y en menor medida las cargas axiales. Tienen gran precisión y son silenciosos. Los de rodillos cónicos trabajan muy bien la combinación de cargas tanto axiales como radiales. Éstos son los más empleados, pero existe una variedad mucho más amplia para aplicaciones específicas.

Los factores más importantes a destacar a la hora de seleccionar el tipo de rodamiento son: espacio disponible, tipo de carga, desalineación, precisión, velocidad, funcionamiento silencioso, rigidez, desplazamiento axial, montaje y desmontaje y las obturaciones integradas.

Usamos los rodamientos de rodillos cónicos para que aguantes las cargas radiales y axiales. En concreto, usamos los de una hilera de SKF, una empresa que destaca por la fabricación de elementos mecánicos.



Fig 2.24 Rodamiento de rodillos cónicos.

Para el cálculo de rodamientos he utilizado la herramienta de cálculo de SKF.

DIN 720 SKF 32005 X/Q:

Propiedades del rodamiento 32005 X 1

Designación	Tipo de rodamiento	Dimensiones principales			Capacidad de carga básica			Clasificaciones de velocidad	
		Diámetro interior d (mm)	Diámetro exterior D (mm)	Ancho B (mm)	Dinámica C (kN)	Estática C ₀ (kN)	Carga límite de fatiga P _a (kN)	Limitante n _{lim} (r/min)	Catalogue
☆ ■ 32005 X	Rodamiento de rodillos cónicos	25	47	15	33.2	32.5	3.25	14000	Open in catalogue

Consideración
Los resultados se basan en las condiciones de funcionamiento predeterminadas. Revise y ajuste las condiciones de funcionamiento donde sea necesario

Carga mínima $F_{rm} : 0.564 \text{ kN}$ $F_{am} : 0.161 \text{ kN}$ ^

Designación	Carga mínima		Requisito
	Radial F _{rm} (kN)	Axial F _{am} (kN)	
☆ ■ 32005 X	0.564	0.161	¿Cumplió?

Viscosidad $\kappa : 3.1$ ^

Designación	Viscosidad de funcionamiento			Condición de lubricación
	Real v (mm ² /s)	Calculado v ₁ (mm ² /s)	Calculado a 40°C v _{ref} (mm ² /s)	Relación de viscosidad κ
☆ ■ 32005 X	28	9.02	24.9	3.1



Fig 2.25 Cálculos del rodamiento.



DIN 720 SKF 32915 TN9 QVG900 (lado rueda libre):

Propiedades del rodamiento 32915 1

Designación	Tipo de rodamiento	Dimensiones principales			Capacidad de carga básica			Clasificaciones de velocidad	
		Diámetro interior	Diámetro exterior	Ancho	Dinámica	Estática	Carga límite de fatiga	Limitante	Catalogue
		d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)	P _a (kN)	n _{lim} (r/min)	
■ 32915	Rodamiento de rodillos cónicos	75	105	20	86.8	116	13.2	5600	Open in catalogue

Consideración
Los resultados se basan en las condiciones de funcionamiento predeterminadas. Revise y ajuste las condiciones de funcionamiento donde sea necesario

Carga mínima $F_{rm} : 1.48 \text{ kN}$ $F_{am} : 0.328 \text{ kN}$ ^

Designación	Carga mínima		Requisito
	Radial	Axial	
	F _{rm} (kN)	F _{am} (kN)	
■ 32915	1.48	0.328	si

Viscosidad $\kappa : 4.72$ ^

Designación	Viscosidad de funcionamiento			Condición de lubricación
	Real	Calculado	Calculado a 40°C	Relación de viscosidad
	ν (mm ² /s)	ν_1 (mm ² /s)	ν_{ref} (mm ² /s)	κ
■ 32915	28	5.92	14.8	4.72

Cargas en el rodamiento $C/P : 66.77$ ^

Designación	Carga dinámica equivalente	Relación de carga
	P (kN)	C/P
	■ 32915	1.3

Factor de seguridad estática $S_0 : 155$ ^

Designación	Carga estática equivalente	Factor de seguridad estática
	P ₀ (kN)	S ₀
	■ 32915	0.75

Vida nominal del rodamiento $L_{10h} : > 2 \times 10^5 \text{ h}$ $L_{10mh} : > 2 \times 10^5 \text{ h}$ 2

Designación	Vida nominal del rodamiento		Factor de modificación de la vida útil SKF	Factor de contaminación
	Básico	SKF		
	L _{10h} (h)	L _{10mh} (h)	a _{SKF}	η_c
■ 32915	> 2x10 ⁵	> 2x10 ⁵	50	0.75

Fig 2.26 Cálculos del rodamiento.

DIN 720 SKF 32915 TN9 QVG900 (lado rueda libre):

Propiedades del rodamiento 32915									
Designación	Tipo de rodamiento	Dimensiones principales			Capacidad de carga básica			Clasificaciones de velocidad	
		Diámetro interior	Diámetro exterior	Ancho	Dinámica	Estática	Carga límite de fatiga	Limitante	Catalogue
		d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)	P _a (kN)	n _{lim} (r/min)	
■ 32915	Rodamiento de rodillos cónicos	75	105	20	86.8	116	13.2	5600	Open in catalogue

Carga mínima $F_{rm} : 1.48 \text{ kN}$ $F_{am} : 0.328 \text{ kN}$			
Designación	Carga mínima		Requisito
	Radial	Axial	
	F _{rm} (kN)	F _{am} (kN)	¿Cumplió?
■ 32915	1.48	0.328	si

Viscosidad $\kappa : 4.72$				
Designación	Viscosidad de funcionamiento			Condición de lubricación
	Real	Calculado	Calculado a 40°C	Relación de viscosidad
	v (mm ² /s)	v ₁ (mm ² /s)	v _{ref} (mm ² /s)	κ
■ 32915	28	5.92	14.8	4.72

Cargas en el rodamiento $C/P : 39.45$		
Designación	Carga dinámica equivalente	
	Relación de carga	
	P (kN)	
	C/P	
■ 32915	2.2	39.45

Factor de seguridad estática $S_0 : > 20$		
Designación	Carga estática equivalente	
	Factor de seguridad estática	
	P ₀ (kN)	
	S ₀	
■ 32915	1.5	> 20

Vida nominal del rodamiento $L_{10h} : > 2 \times 10^5 \text{ h}$ $L_{10mh} : > 2 \times 10^5 \text{ h}$				
Designación	Vida nominal del rodamiento		Factor de modificación de la vida útil SKF	Factor de contaminación
	Básico	SKF		
	L _{10h} (h)	L _{10mh} (h)	a _{SKF}	η_c
■ 32915	> 2x10 ⁵	> 2x10 ⁵	50	0.75

Fig 2.27 Cálculos del rodamiento.

DIN 720 SKF 32004 X/Q:

Propiedades del rodamiento 32004 X									
Designación	Tipo de rodamiento	Dimensiones principales			Capacidad de carga básica			Clasificaciones de velocidad	
		Diámetro interior d (mm)	Diámetro exterior D (mm)	Ancho B (mm)	Dinámica C (kN)	Estática C ₀ (kN)	Carga límite de fatiga P _e (kN)	Limitante n _{lim} (r/min)	Catalogue
☆ ■ 32004 X	Rodamiento de rodillos cónicos	20	42	15	29.7	27	2.65	16000	Open in catalogue

Carga mínima $F_{rm} : 0.505 \text{ kN}$ $F_{am} : 0.25 \text{ kN}$			
Designación	Carga mínima		Requisito
	Radial F _{rm} (kN)	Axial F _{am} (kN)	
☆ ■ 32004 X	0.505	0.25	sí

Viscosidad $\kappa : 4.71$				
Designación	Viscosidad de funcionamiento			Condición de lubricación
	Real v (mm ² /s)	Calculado v ₁ (mm ² /s)	Calculado a 40°C v _{ref} (mm ² /s)	Relación de viscosidad κ
☆ ■ 32004 X	28	5.94	14.8	4.71

Cargas en el rodamiento $C/P : 14.85$		
Designación	Carga dinámica equivalente	Relación de carga
	P (kN)	C/P
☆ ■ 32004 X	2	14.85

Factor de seguridad estática $S_0 : 19.3$		
Designación	Carga estática equivalente	Factor de seguridad estática
	P ₀ (kN)	S ₀
☆ ■ 32004 X	1.4	19.3

Vida nominal del rodamiento $L_{10h} : 8940 \text{ h}$ $L_{10mh} : > 2 \times 10^5 \text{ h}$				
Designación	Vida nominal del rodamiento		Factor de modificación de la vida útil SKF	Factor de contaminación
	Básico L _{10h} (h)	SKF L _{10mh} (h)	a _{SKF}	η _c
☆ ■ 32004 X	8940	> 2x10 ⁵	50	0.78

Fig 2.28 Cálculos del rodamiento.

2.7. RETENES

Los retenes sirven para evitar la fuga del aceite de los elementos lubricados como los rodamientos.

2.8. PERNOS

Los pernos consisten en un tornillo y una tuerca con el mismo diámetro nominal y paso. El montaje se realiza presionando unas piezas con otras apretando la unión tuerca-tornillo.

2.9. TUERCAS

Son complementarios a los tornillos o pernos. Se compone de piezas metálicas con un orificio roscado por el que se enrosca el vástago del tornillo con el mismo paso.

2.10. ARANDELAS

Las arandelas son piezas cilíndricas con un orificio pasante. Están situadas entre la cabeza del tornillo o tuerca y la pieza a conectar. Las arandelas convencionales son aquellas que simplemente aumentan la superficie de contacto de una pieza con un tornillo o tuerca para garantizar una distribución adecuada de la presión. Las arandelas de seguridad evitan que las tuercas se aflojen asegurándolas.

2.11. TUBO RUEDA LIBRE

El tubo de la rueda libre es una pieza que sirve para conectar la corona del tren epicicloidal con la rueda libre. Éstas son sus características:

- Está soldado a la corona.
- Se le pone una chaveta para transmitir el movimiento a la rueda libre.
- Es una pieza mecanizada de acero.
- Hay una parte roscada para poner la tuerca de fijación de un rodamiento.

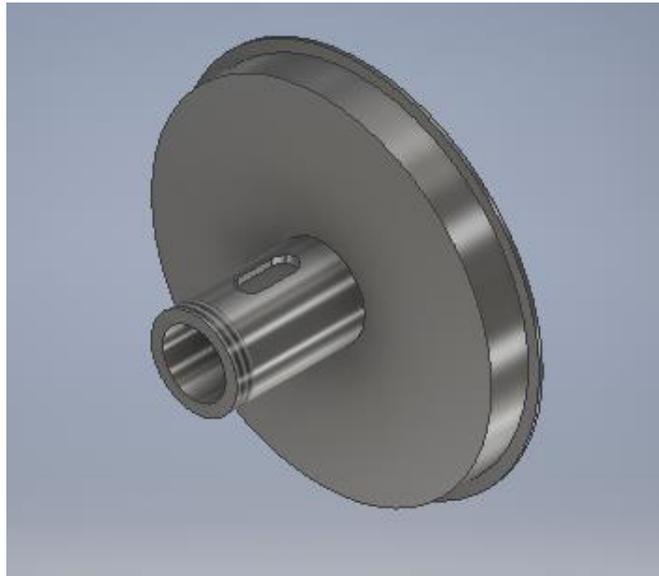


Fig 2.29 Tubo rueda libre.

2.12. TUBO EMBRAGUE CENTRÍFUGO

El tubo del embrague centrífugo es una pieza que sirve para conectar la corona del tren epicycloidal con el embrague centrífugo. Éstas son sus características:

- Está soldado a la corona.
- Es una pieza mecanizada de acero.

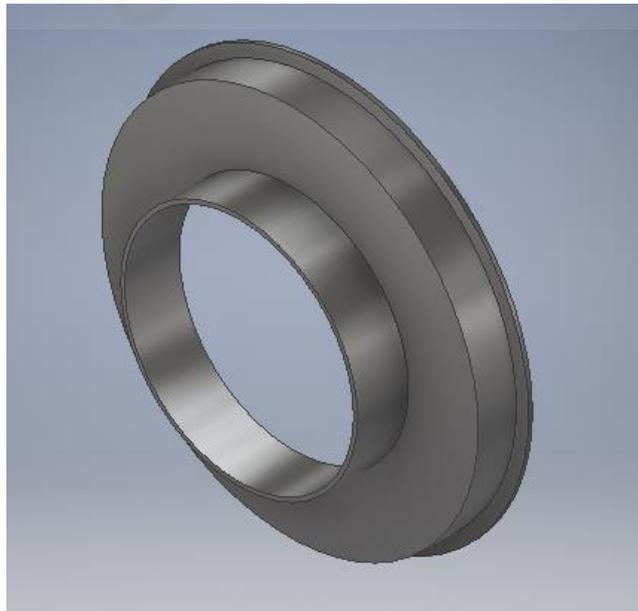


Fig 2.30 Tubo embrague centrífugo.

3. CONCLUSIONES

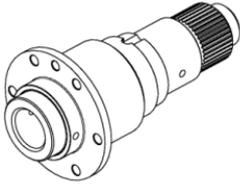
Esta máquina debería conectarse a otro elemento reductor para conseguir una relación de transmisión suficiente para que el camión pueda circular perfectamente por la vía pública.



4. ANEXOS DE COMPONENTES

I. MOTOR ELÉCTRICO

HVH 410 Output Shaft Configurations

View:	Type:	75	150
	<i>Shaft</i>	X	
	38 Tooth		
	External		

II. ENGRANAJES

-Factor de sobrecarga, Ko:

Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

-Factores geométricos para engranajes helicoidales con ángulo de hélice de 20°:

I AND J FACTORS FOR:¹

GEAR TEETH	12		14		17		PINION TEETH				35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	21	26	P	G	P	G	P	G	P	G
12 I																
J	U	U														
14 I																
J	U	U	U	U												
17 I						0.125										
J	U	U	U	U	0.44	0.44										
21 I							0.140	0.129								
J	U	U	U	U	0.45	0.46	0.47	0.47								
26 I							0.156	0.145	0.133							
J	U	U	U	U	0.45	0.49	0.48	0.49	0.50	0.50						
35 I							0.177	0.167	0.155	0.138						
J	U	U	U	U	0.46	0.51	0.49	0.52	0.51	0.53	0.54	0.54				
55 I							0.205	0.197	0.188	0.172	0.144					
J	U	U	U	U	0.47	0.54	0.50	0.55	0.52	0.56	0.55	0.57	0.58	0.58		
135 I							0.245	0.242	0.238	0.229	0.209	0.209	0.151			
J	U	U	U	U	0.48	0.58	0.51	0.59	0.54	0.60	0.57	0.61	0.60	0.62	0.64	0.64

¹ The letter "U" indicates a gear tooth combination which produces an undercut tooth form in one or both components and should be avoided.

-Número de esfuerzo de flexión permisible, sat:

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de esfuerzo de flexión permisible S_f , ² psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero ³	Endurecido completamente	Vea la figura 14-2	Vea la figura 14-2	Vea la figura 14-2	—
	Endurecido por flama ⁴ o por inducción ⁴ con patrón del tipo A ⁵	Vea la tabla 8*	45 000	55 000	—
	Endurecido por flama ⁴ o por inducción ⁴ con patrón tipo B ⁵	Vea la tabla 8*	22 000	22 000	—
	Carburizado y endurecido	Vea la tabla 9*	55 000	65 000 o 70 000 ⁶	75 000
	Nitrurado ^{4,7} (aceros endurecidos completamente)	83.5 HR15N	Vea la figura 14-3	Vea la figura 14-3	—
Nitralloy 135M, Nitralloy N y 2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado ^{4,7}	87.5 HR15N	Vea la figura 14-4	Vea la figura 14-4	Vea la figura 14-4

-Número de esfuerzo de contacto permisible, sac:

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de esfuerzo de contacto permisible, ² S_c , psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero ³	Endurecido ⁴ completamente	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	—
	Endurecido por flama ⁵ o por inducción ⁵	50 HRC	170 000	190 000	—
		54 HRC	175 000	195 000	—
	Carburizado y endurecido ⁵	Vea la tabla 9*	180 000	225 000	275 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado ⁵	83.5 HR15N	150 000	163 000	175 000
		84.5 HR15N	155 000	168 000	180 000
Nitralloy 135M	Nitrurado ⁵	87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitralloy N	Nitrurado ⁵	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitralloy N	Nitrurado ⁵	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado ⁵	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

-Coeficiente elástico, Cp:

Material del piñón	E _p psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bonco al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)



5. BIBLIOGRAFÍA

-Diseño de máquinas (4ª Edición)/Robert L. Norton/Editorial Pearson/ISBN:978-607-32-0590-0

-Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (8ª Edición)/Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett/Editorial Mc Graw Hill/ISBN-10:970-10-6404-6

-Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico (1ª Edición)/Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vela/Editorial Paraninfo/ISBN 13:978-84-9732-282-9

-Apuntes de la asignatura: Teoría de máquinas.

-Apuntes de la asignatura: Diseño de máquinas.



6. PRESUPUESTO

1. Coste de componentes diseñados.
2. Coste de componentes comerciales.
3. Coste de montaje.
4. Coste de diseño.
3. Coste total.



1. COSTE DE COMPONENTES DISEÑADOS

Componente	Nº de plano	Material	Cantidad	Precio unitario (€/ud)	Precio total (€)
Planeta	2	AISI 4340	1	60	60
Satélite	3	AISI 4340	3	60	180
Corona	4	AISI 4340	1	60	60
Portasatélites1	5	AISI 4140	1	100	100
Portasatélites2	6	AISI 4140	1	100	100
Ejesatélite	7	AISI 4140	3	20	60
Casquillosatélite1	8	AISI 4140	1	5	5
Tuboembraguecentrífugo	9	AISI 4140	1	40	40
Casquilloembraguecentrífugo1	10	AISI 4140	1	5	5
Tuboruedalibre	11	AISI 4140	1	60	60
Apoyoenruedalibre	12	AISI 4140	1	20	20
Acoplamiento	13	AISI 4140	1	40	40
Acoplamientomotor	14	AISI 4140	1	50	50
Aroruedalibre	15	AISI 4140	1	5	5
Chavetaruedalibre	16	AISI 4140	1	5	5
Taparetén1	17	AISI 4140	1	20	20
Carcasa1	18	Aluminio 2017	1	100	100
Carcasa2	19	Aluminio 2017	1	150	150
Total					1060

2. COSTE DE COMPONENTES COMERCIALES

Componente	Vendedor	Cantidad	Precio unitario (€) (IVA incluido)	Precio total (€)
DIN 931-1 M10x90	Todostock	3	0,64	1,92
DIN 126 11	Todostock	59	0,09	5,31
DIN EN 24035 M10	Todostock	29	0,26	7,54
DIN 126 9	Todostock	6	0,08	0,48
DIN EN 24017 M8x30	Todostock	6	0,13	0,78
DIN EN 24017 M10x60	Todostock	1	0,32	0,32
DIN 720 SKF 32915 TN9/QVG900	RS online	4	292,42	1169,68
DIN EN 24017 M10x90	Todostock	8	0,49	3,92
DIN EN 24017 M10x30	Todostock	18	0,20	3,60
DIN 5406 MB/ML NB15	Amazon	1	2,80	2,80
DIN 720 SKF 32004 X/Q	RS online	6	16,03	96,18
DIN 720 SKF 32005 X/Q	RS online	2	25,01	50,02
DIN 981 KM 14	Torras suministros	1	4,31	4,31
DIN 5406 MB/ML NB 14	Amazon	1	2,60	2,60
DIN 3760 A-68x90x10	Frahp	1	13,69	13,69
DIN 3760 A-50x65x8	Norelem	1	6,67	6,67
DIN 3706 A-40x52x7	Norelem	1	5,62	5,62
DIN 3706 A-72x95x10	Frahp	1	12,74	12,74
DIN 6885-1 A 20x12-56	Todostock	1	1,68	1,68
DIN 981 KM 15	Torras suministros	1	4,50	4,50
Embrague centrífugo	Suco	1	500	500
Rueda libre	Ringspann	1	300	300
Total				2194,36

3. COSTE DE MONTAJE

Precio/hora=11€/hora

Tiempo=10 horas

Total=110€

4. COSTE DE DISEÑO

Precio/hora=30€/hora

Tiempo=100 horas

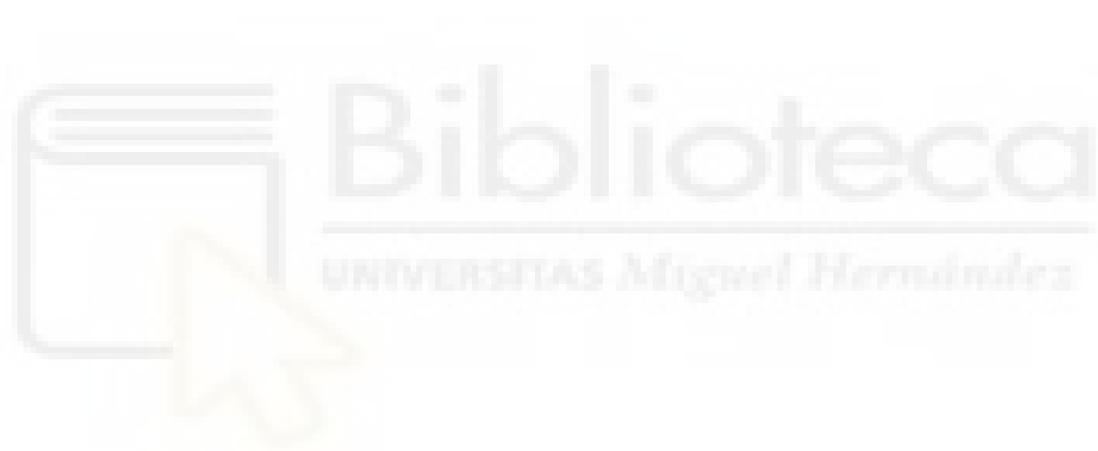
Total= 3000€

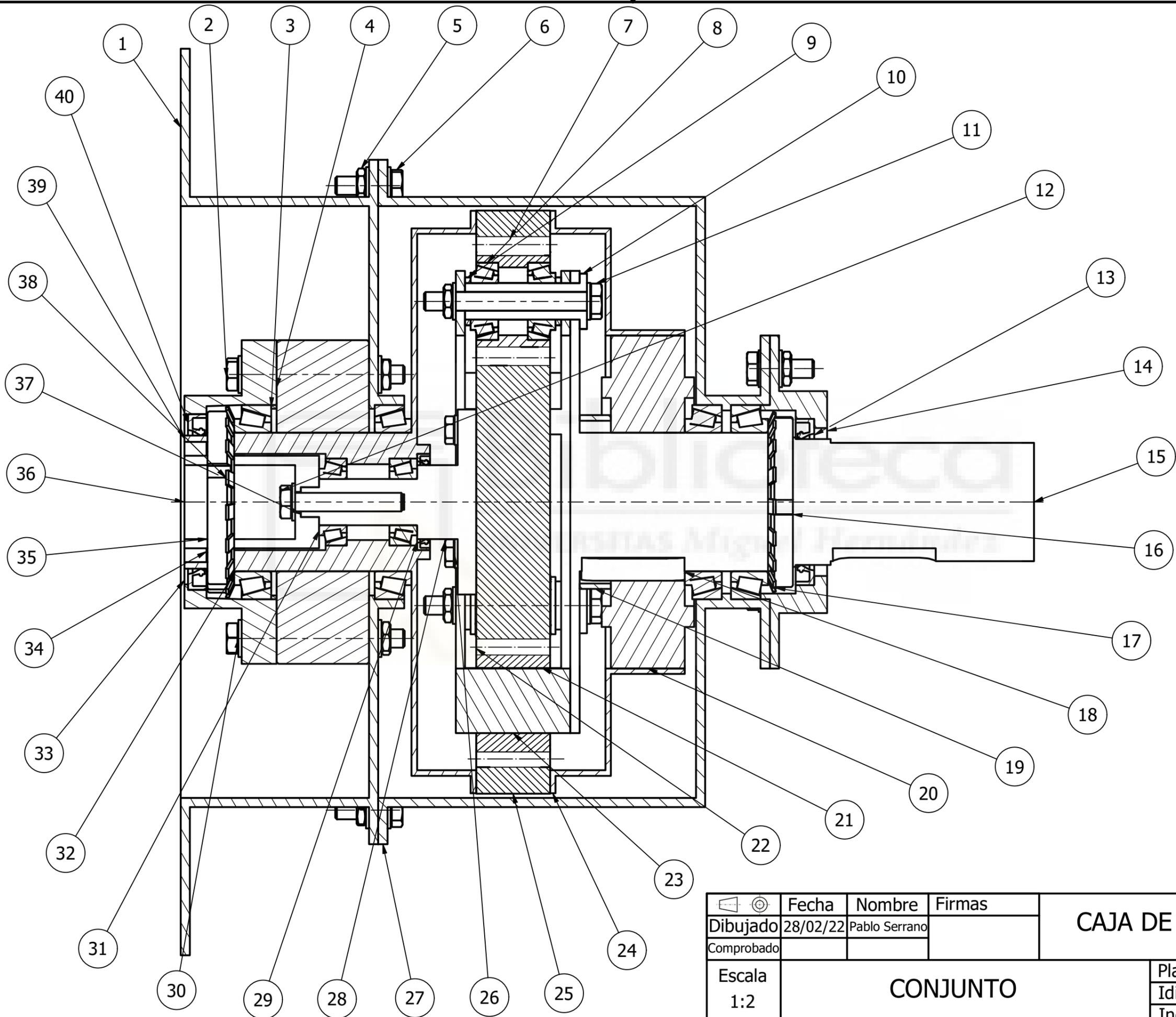
5. COSTE TOTAL

Coste total = 6364,3



7. PLANOS

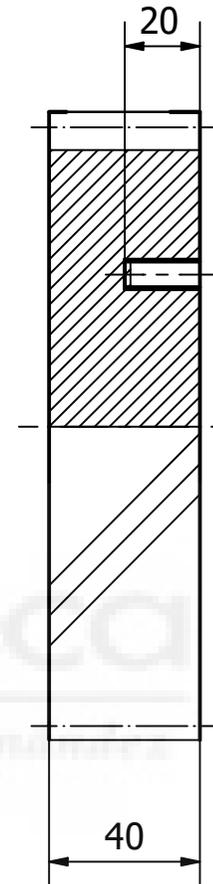
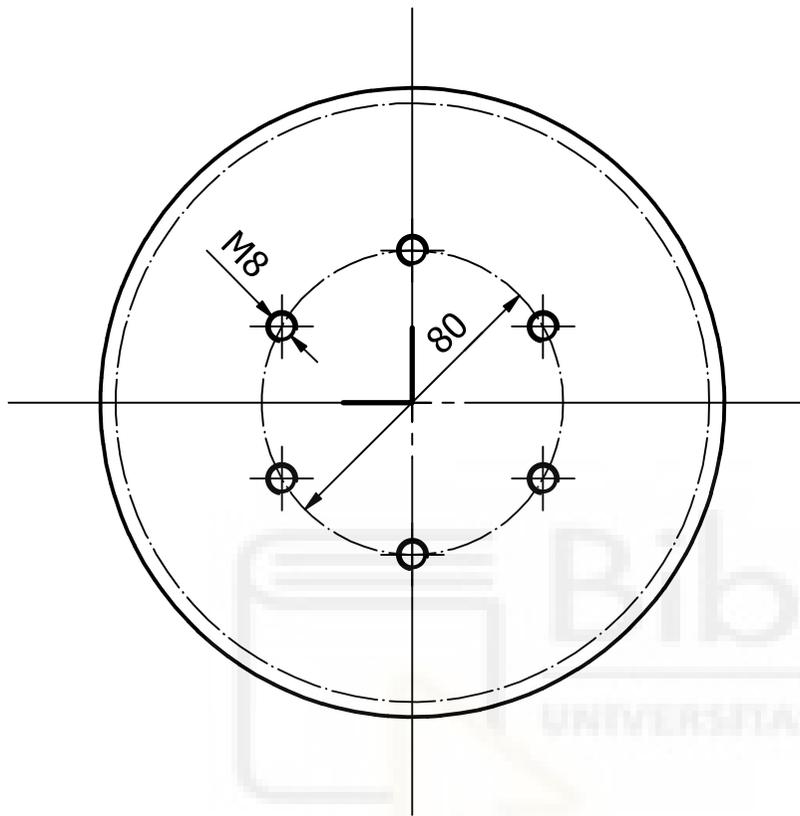




	Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado	28/02/22	Pablo Serrano		
Comprobado				
Escala	CONJUNTO			Plano 1.1
1:2				Idioma: Español
				Ing. Mecánica

LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	carcasa1		Aluminio
2	8	ISO 4017 - M10 x 90	Perno de cabeza-hex	Acero, suave
3	1	aroruedalibre		Acero
4	1	ruedalibre		Genérico
5	29	ISO 4035 - M10	Tuerca hexagonal	Acero inoxidable, 440C
6	18	ISO 4017 - M10 x 30	Perno de cabeza-hex	Acero, suave
7	1	satélite		Acero
8	6	DIN 720 SKF - SKF 32004 X/Q	Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera SKF	Acero, suave
9	6	casquillosatélite1		Acero
10	3	ejesatélite		Acero
11	3	DIN 931-1 - M10 x 90	Perno de cabeza-hex	Acero, suave
12	1	ISO 4017 - M10 x 60	Perno de cabeza-hex	Acero, suave
13	1	DIN 3760 - A - 68 x 90 x 10 - NBR	Junta de estanquidad para eje	Caucho
14	1	taparetén1		Acero
15	1	portasatélites2		Acero
16	1	DIN 981 - KM 14	Tuerca redonda ranurada	Acero, suave
17	1	DIN 5406 - MB14	Arandela de seguridad - Tipo MB/MBL	Acero, suave
18	2	DIN 6885 - A 20 x 12 x 56	Chaveta paralela	Acero, suave
19	1	casquilloembraguecentrífigo1		Acero
20	1	embraguecentrífigorotor		Genérico
21	1	satélite		Acero
22	1	planeta		Acero
23	1	portasatélites1		Acero
24	1	tuboembraguecentrífigo		Acero
25	1	corona		Acero
26	6	DIN 126 - 9	Arandelas para pernos hexagonales	Acero, suave
27	1	carcasa2		Aluminio
28	6	ISO 4017 - M8 x 30	Perno de cabeza-hex	Acero, suave
29	1	DIN 3760 - A - 40 x 52 x 7 - NBR	Junta de estanquidad para eje	Caucho
30	59	DIN 126 - 11	Arandelas para pernos hexagonales	Acero, suave
31	2	DIN 720 SKF - SKF 32005 X/Q	Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera SKF	Acero, suave
32	4	DIN 720 SKF - SKF 32915 TN9/QVG900	Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera SKF	Acero, suave
33	1	apoyoenruedalibre		Acero
34	1	DIN 3760 - A - 50 x 65 x 8 - NBR	Junta de estanquidad para eje	Caucho
35	1	DIN 981 - KM 15	Tuerca redonda ranurada	Acero, suave
36	1	acoplamiento		Acero
37	1	acoplamiento		Acero
38	1	DIN 5406 - MB15	Arandela de seguridad - Tipo MB/MBL	Acero, suave
39	1	tuboruedalibre		Acero
40	1	DIN 3760 - A - 72 x 95 x 10 - NBR	Junta de estanquidad para eje	Caucho

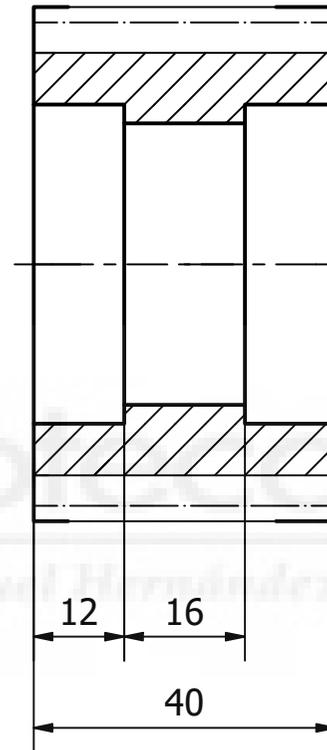
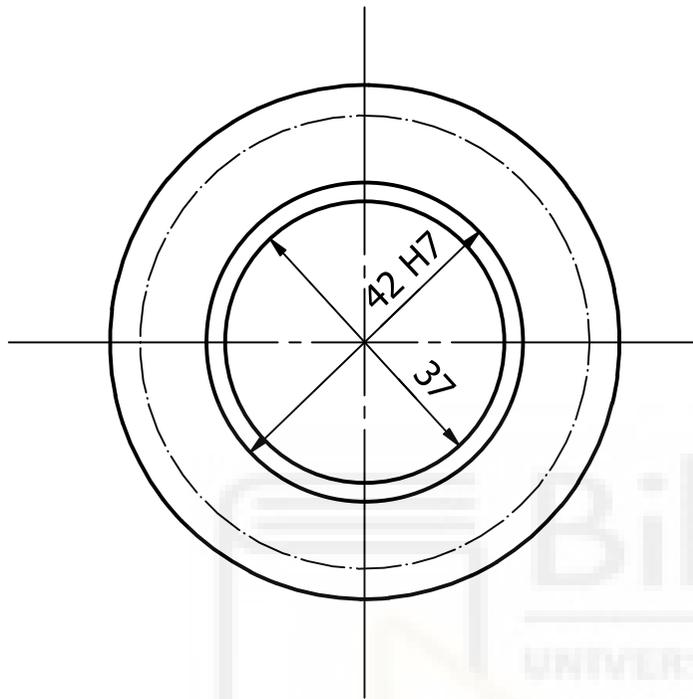
	Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado	28/02/22	Pablo Serrano		
Comprobado				
Escala 1:2	CONJUNTO			Plano 1.2 Idioma: Español Ing. Mecánica



DATOS DEL PLANETA		
Módulo normal	mn	4
Nº de dientes	Z	37
Cremallera tipo	UNE 18016	
Diámetro primitivo	dp	157.498
Distancia entre ejes	C	108.545
Ángulo de hélice	b	20
Sentido de la hélice	derecha	
Rueda conjugada	Nº de dientes Z2	14
	Plano nº	3

Fresado en los dientes

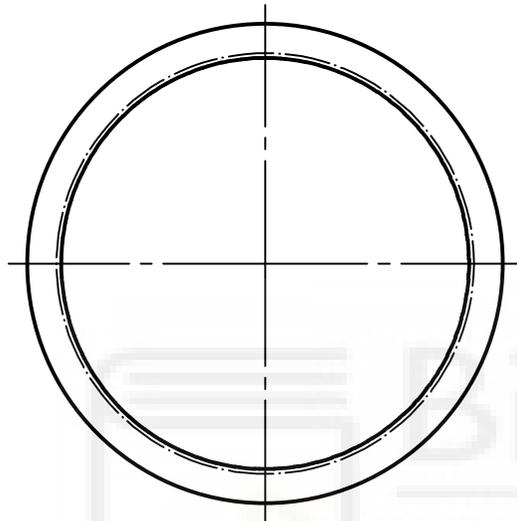
			Fecha		Nombre		Firmas		CAJA DE CAMBIOS	
Dibujado			27/02/22		Pablo Serrano					
Comprobado										
Escala			PLANETA						Plano 2	
1:2									Idioma: Español	
									Ing. Mecánica	



DATOS DEL SATÉLITE		
Módulo normal	mn	4
Nº de dientes	Z	14
Cremallera tipo	UNE 18016	
Diámetro primitivo	dp	59.593
Distancia entre ejes	C	168.139
Ángulo de hélice	b	20
Sentido de la hélice	izquierda	
Rueda conjugada	Nº de dientes Z3	65
	Plano nº	4

Fresado en los dientes

		Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado		27/02/22	Pablo Serrano		
Comprobado					
Escala	SATÉLITE			Plano 3	
1:1				Idioma: Español	
				Ing. Mecánica	

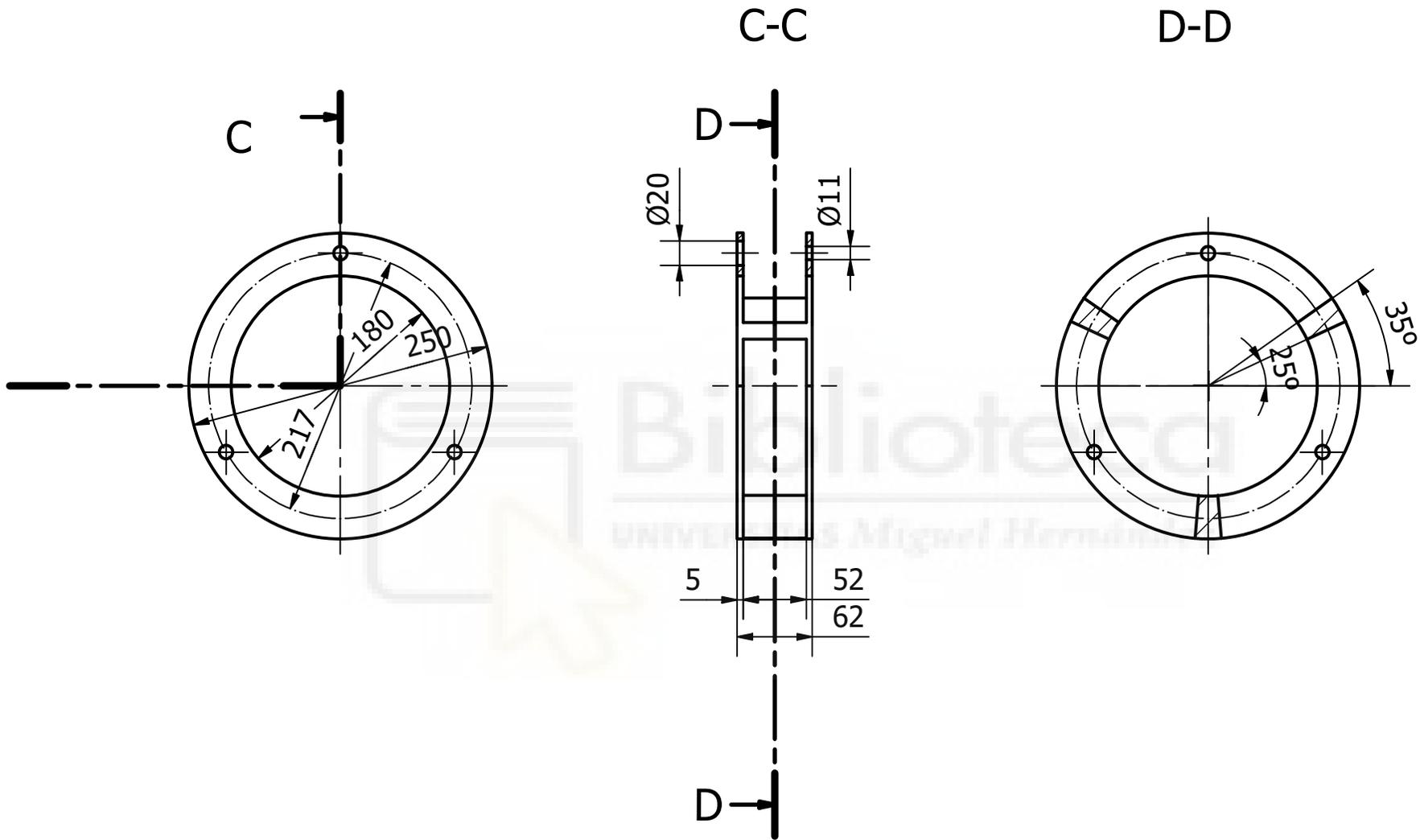


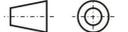
40

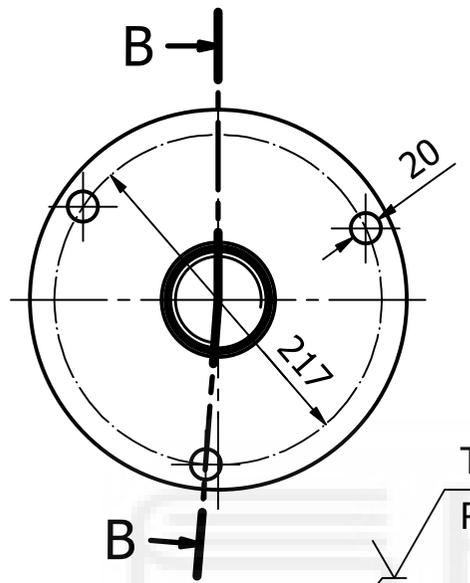
DATOS DE LA CORONA		
Módulo normal	mn	4
Nº de dientes	Z	65
Cremallera tipo	UNE 18016	
Diámetro primitivo	dp	276.686
Distancia entre ejes	C	108.545
Ángulo de hélice	b	20
Sentido de la hélice	derecha	
Rueda conjugada	Nº de dientes Z2	14
	Plano nº	3

Fresado en los dientes

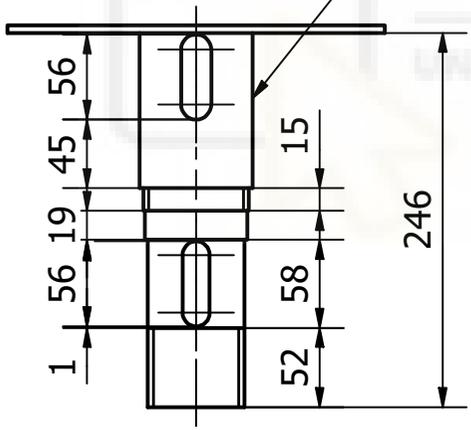
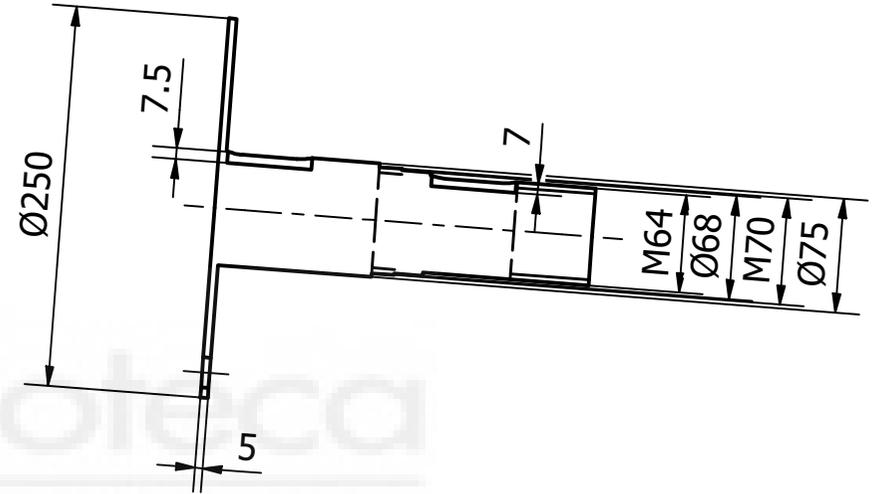
		Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado	27/02/22	Pablo Serrano			
Comprobado					
Escala	1:5	CORONA			Plano 4
					Idioma: Español
					Ing. Mecánica



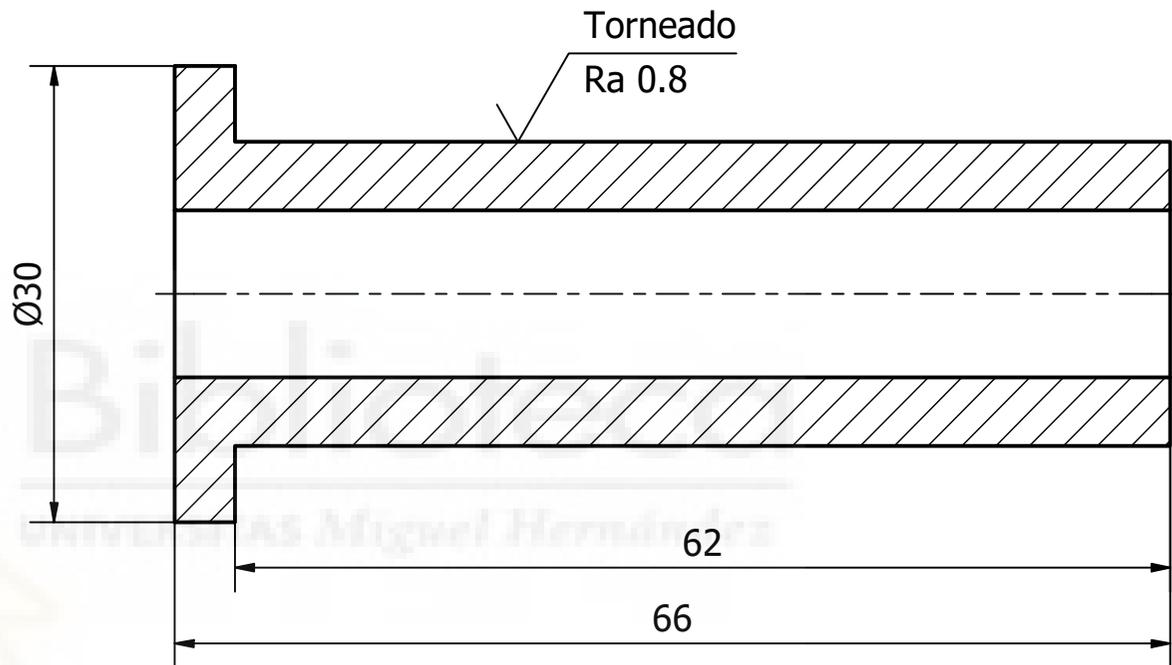
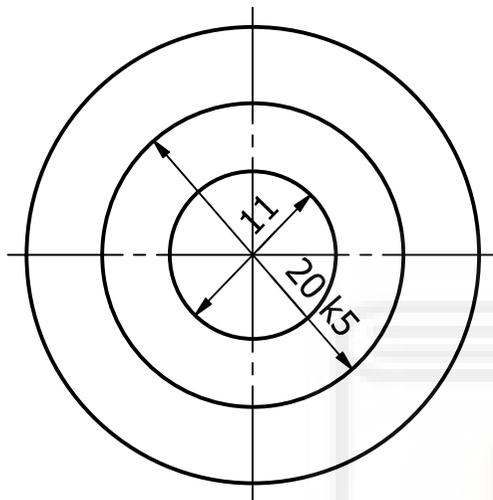
	Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado	27/02/22	Pablo Serrano		
Comprobado				
Escala 1:5	PORTASATÉLITES1			Plano 5
				Idioma: Español
				Ing. Mecánica



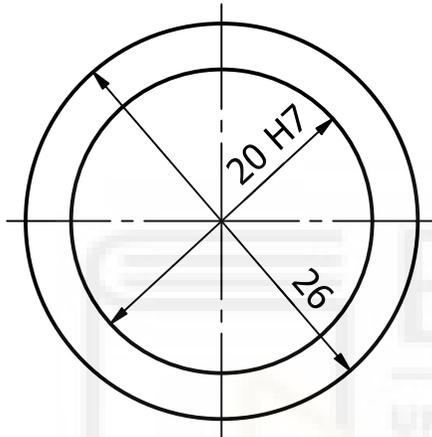
Torneado
Ra 0.8

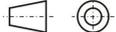


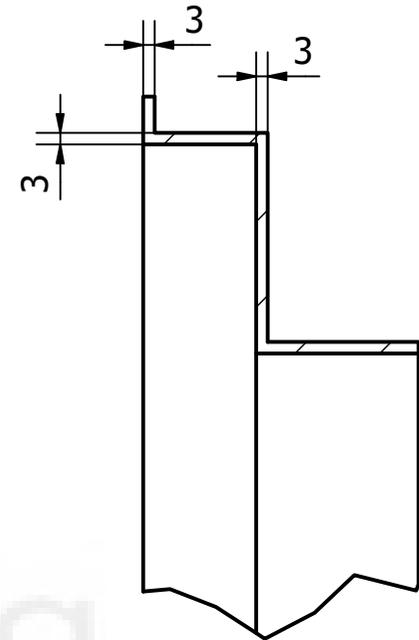
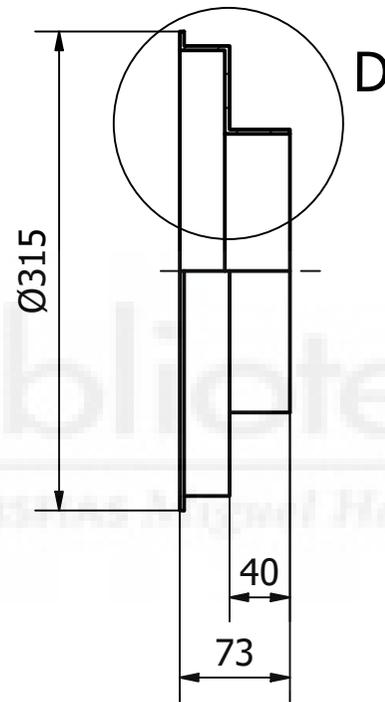
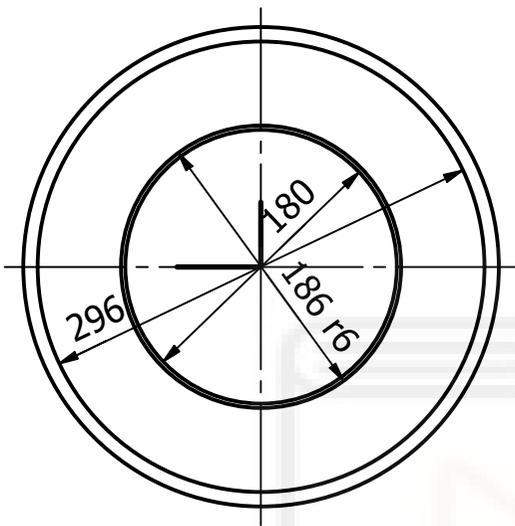
	Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
	Dibujado	27/02/22	Pablo Serrano	
Comprobado				
Escala	PORTASATÉLITES2			Plano 6
1:5				Idioma: Español
				Ing. Mecánica



		Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado	27/02/22	Pablo Serrano			
Comprobado					
Escala	EJESATÉLITE				Plano 7
2:1					Idioma: Español
					Ing. Mecánica

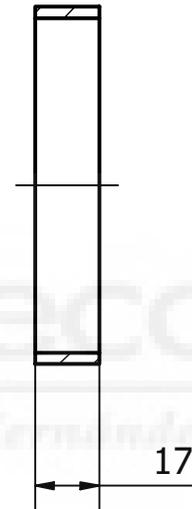
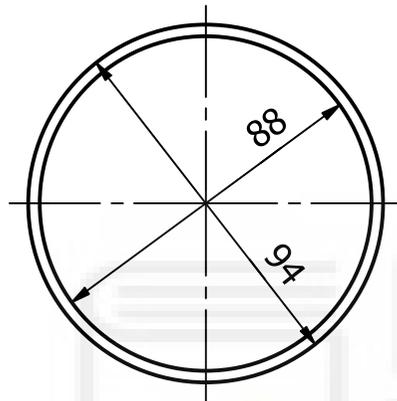


		Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado	27/02/22	Pablo Serrano			
Comprobado					
Escala 2:1	CASQUILLOSATÉLITE1			Plano 8	
				Idioma: Español	
				Ing. Mecánica	

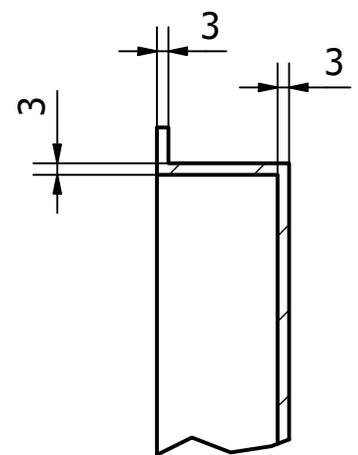
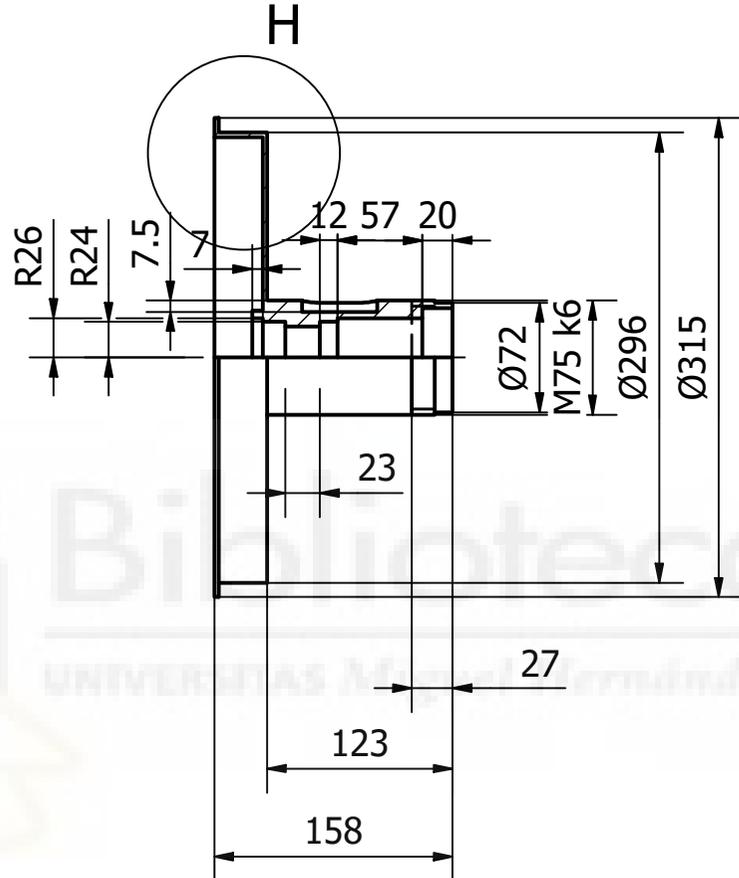
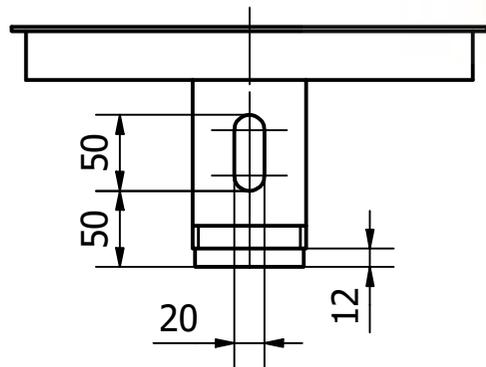
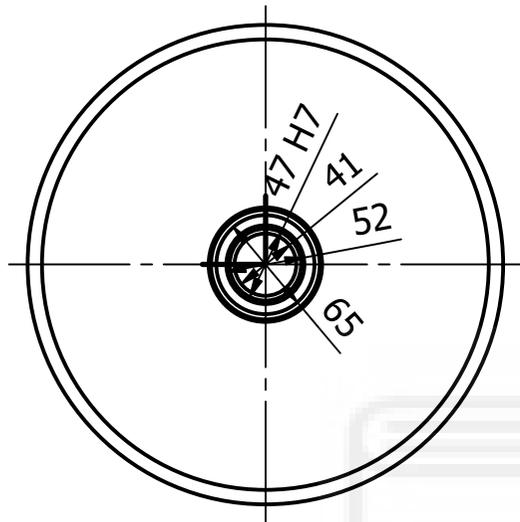


D (0,5 : 1)

		Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado	27/02/22	Pablo Serrano			
Comprobado					
Escala 1:5	TUBOEMBRAGUECENTRÍFUGO			Plano 9	
				Idioma: Español	
				Ing. Mecánica	

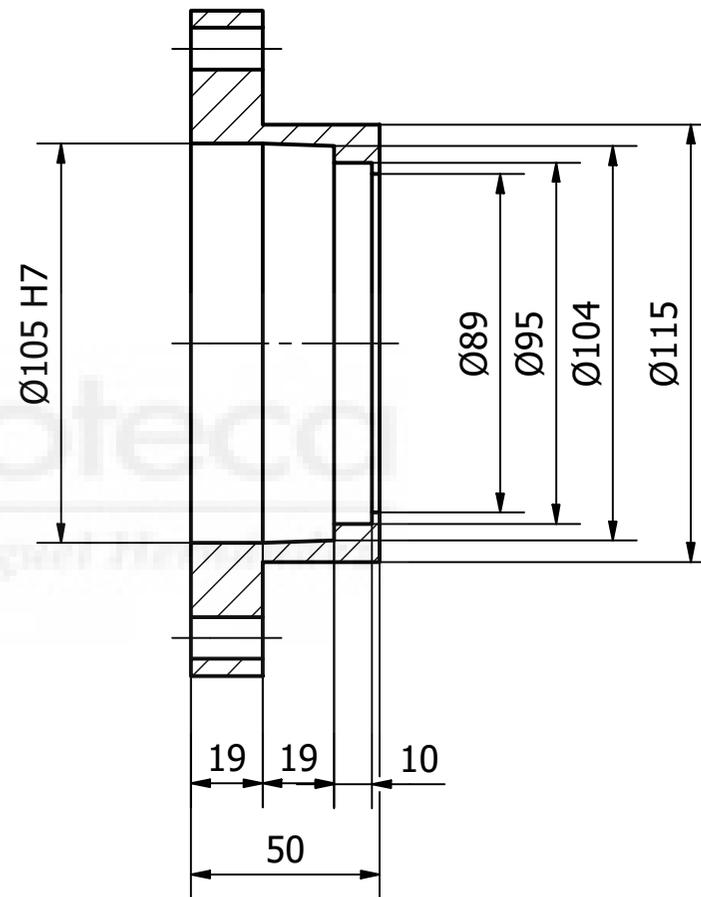
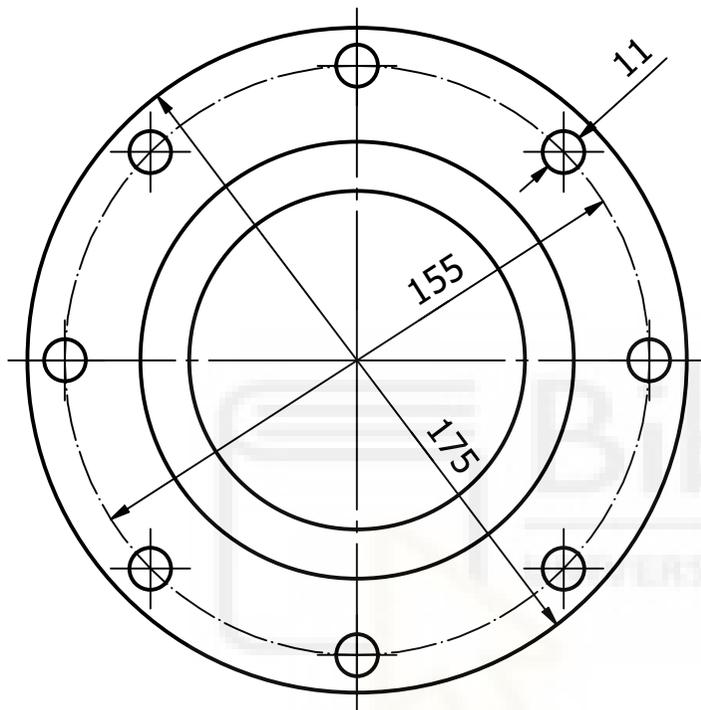


	Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS			
Dibujado	27/02/22	Pablo Serrano				Plano 10	
Comprobado						Idioma: Español	
Escala 1:2	CASQUILLOEMBAGUECENTRÍFUGO1			Ing. Mecánica			

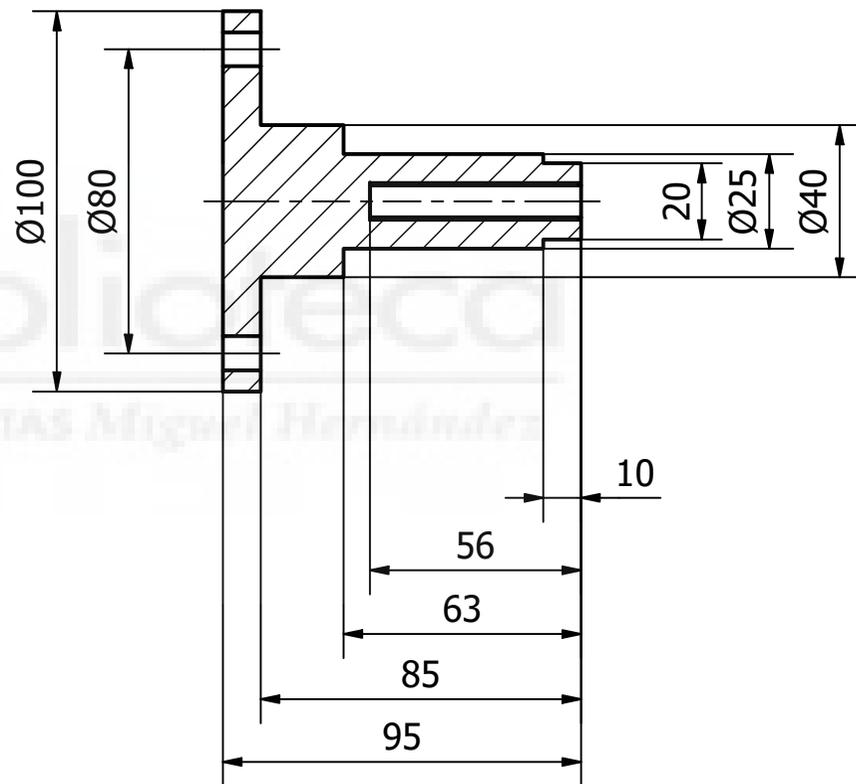
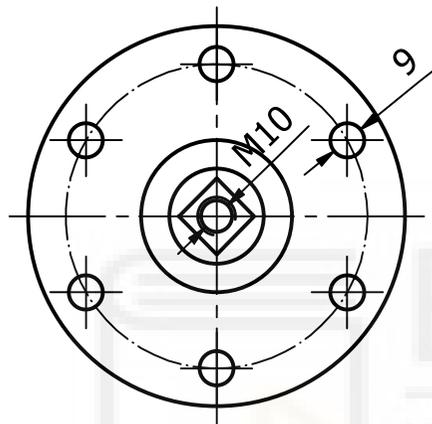


H (0,5:1)

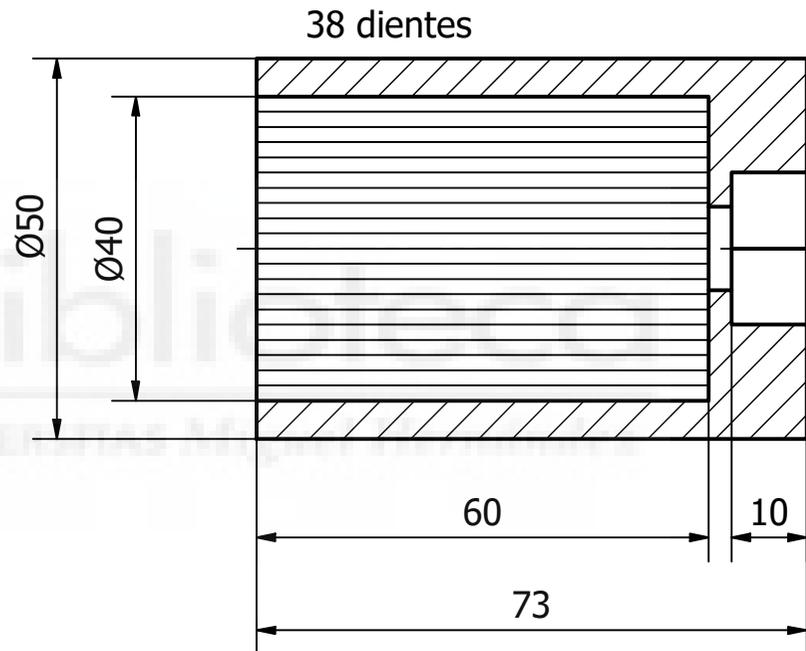
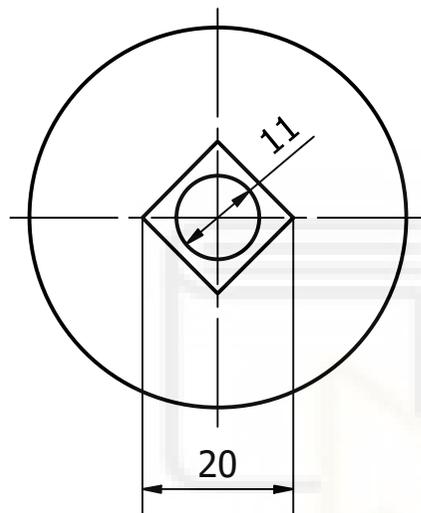
	Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
	Dibujado	27/02/22	Pablo Serrano	
Comprobado				
Escala	TUBORUEDALIBRE			Plano 11
1:5				Idioma: Español
				Ing. Mecánica



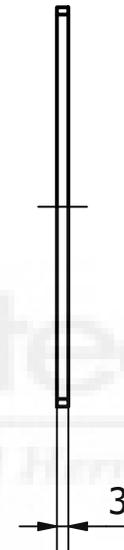
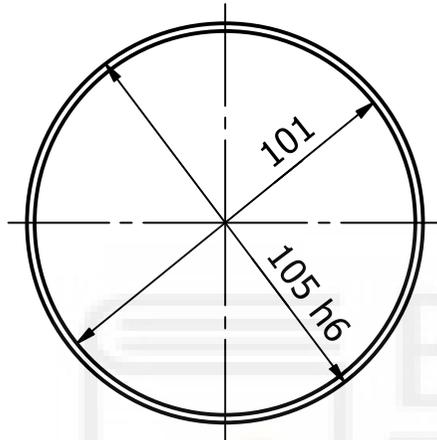
		Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado	28/02/22	Pablo Serrano			
Comprobado					
Escala	APOYOENRUEDALIBRE			Plano 12	
1:2				Idioma: Español	
				Ing. Mecánica	



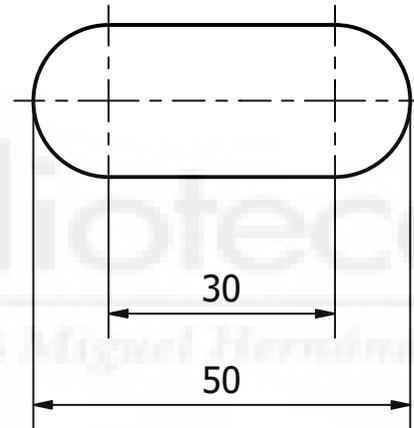
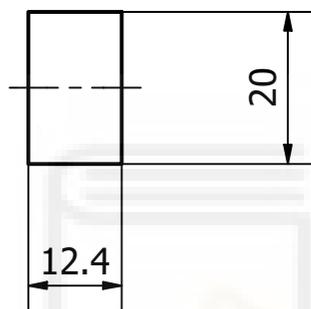
		Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado	28/02/22	Pablo Serrano			
Comprobado					
Escala 1:2	ACOPLAMIENTO				Plano 13
					Idioma: Español
					Ing. Mecánica



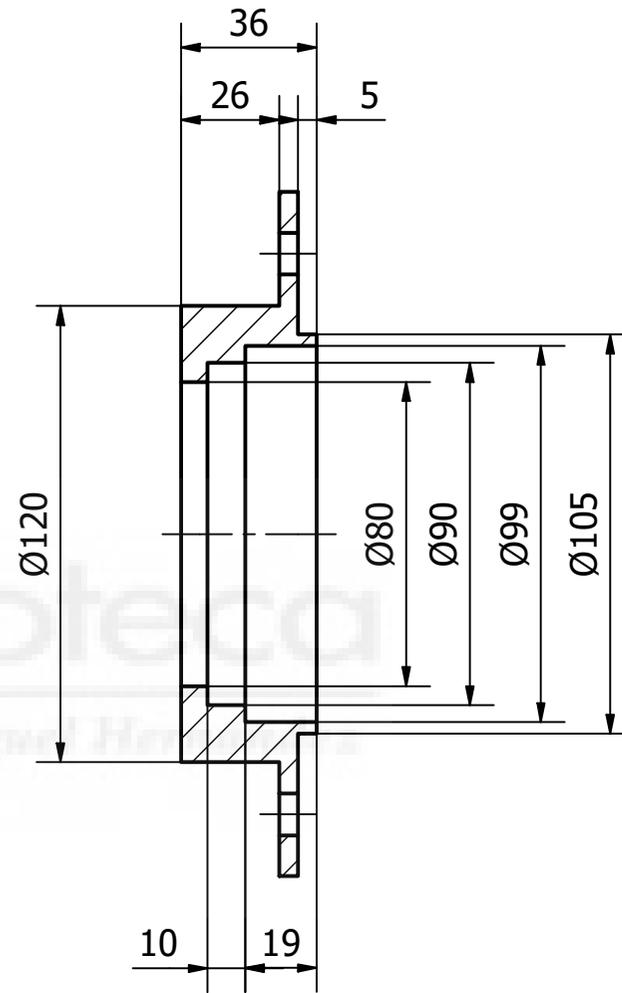
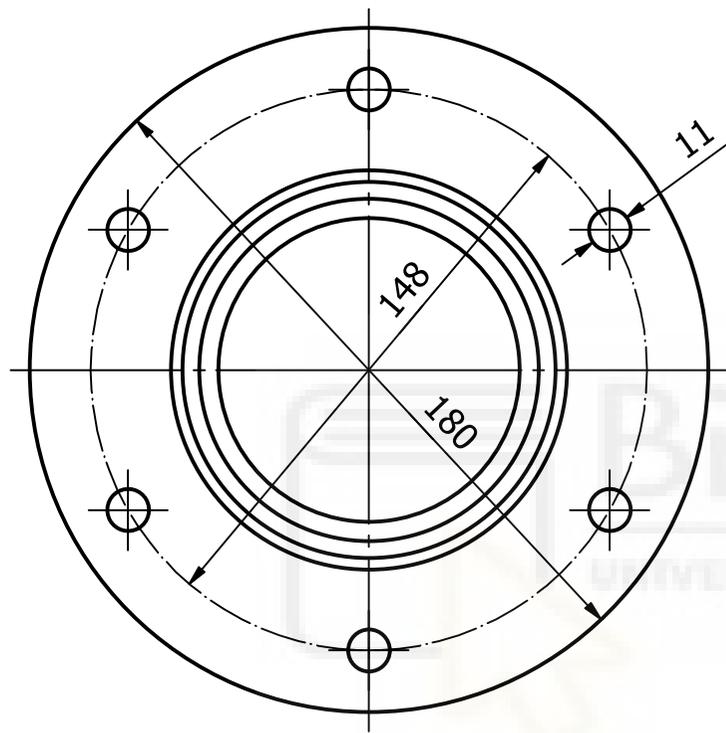
		Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado	28/02/22	Pablo Serrano			
Comprobado					
Escala 1:1	ACOPLAMIENTOMOTOR			Plano 14	
				Idioma: Español	
				Ing. Mecánica	



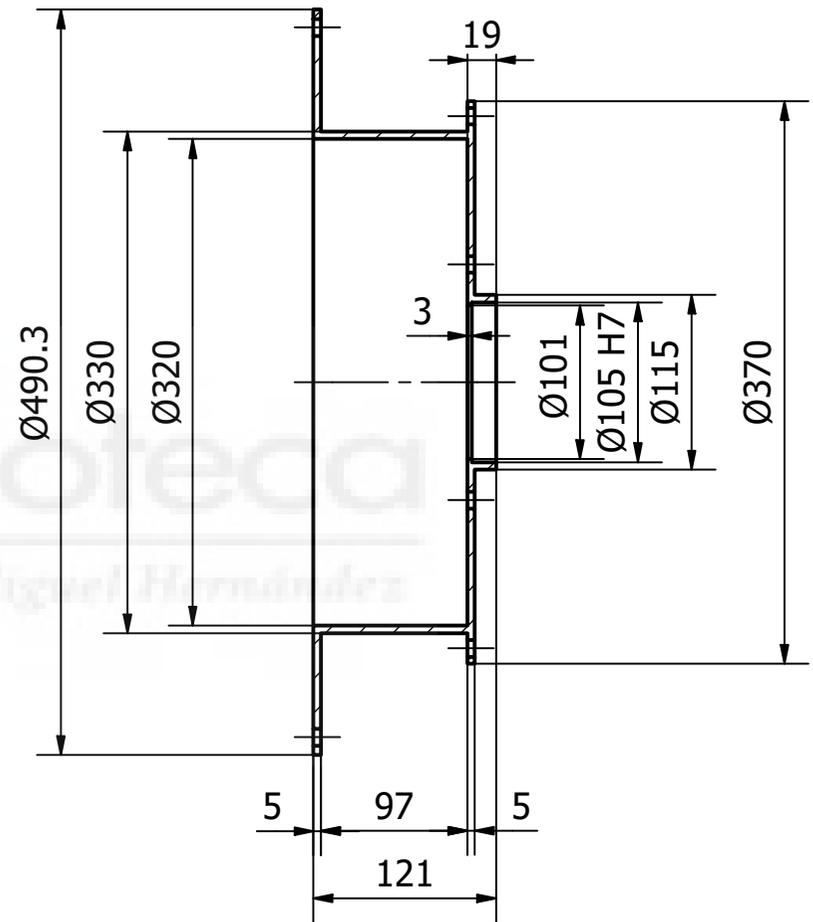
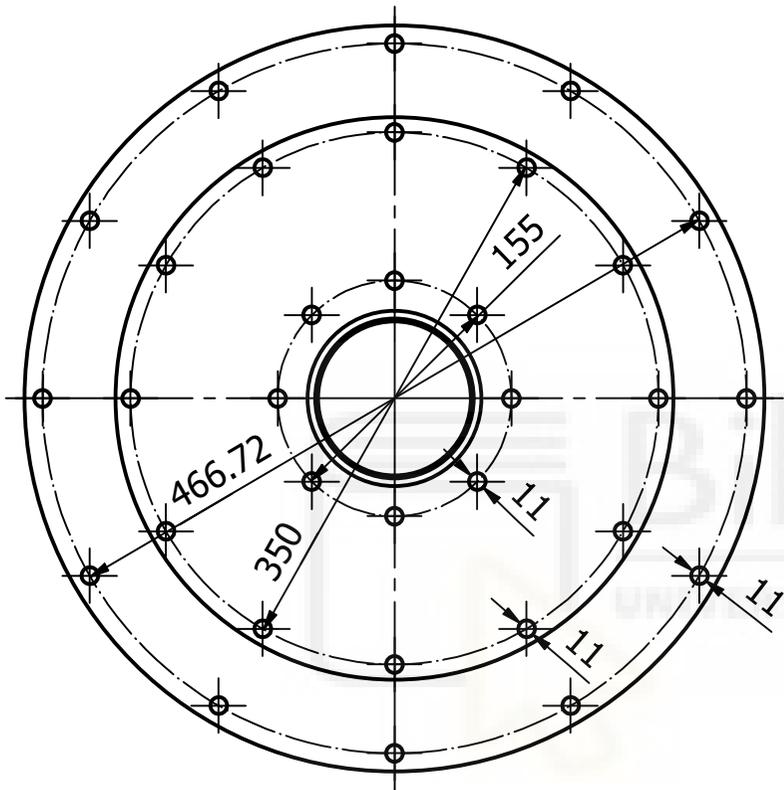
	Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado	28/02/22	Pablo Serrano		
Comprobado				
Escala 1:2	ARORUEDALIBRE			Plano 15
				Idioma: Español
				Ing. Mecánica



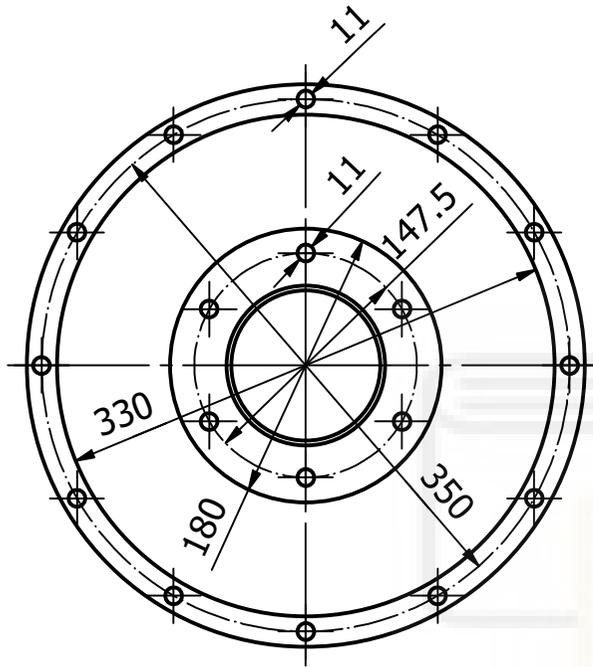
		Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado	28/02/22	Pablo Serrano			
Comprobado					
Escala 1:1	CHAVETARUEDALIBRE			Plano 16	
				Idioma: Español	
				Ing. Mecánica	



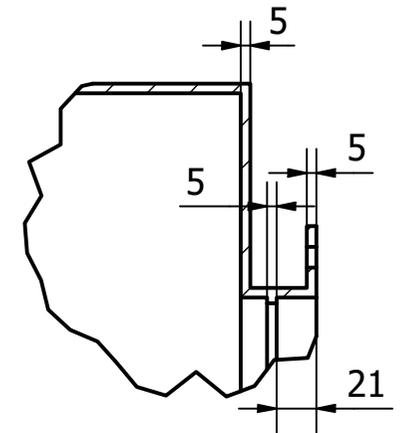
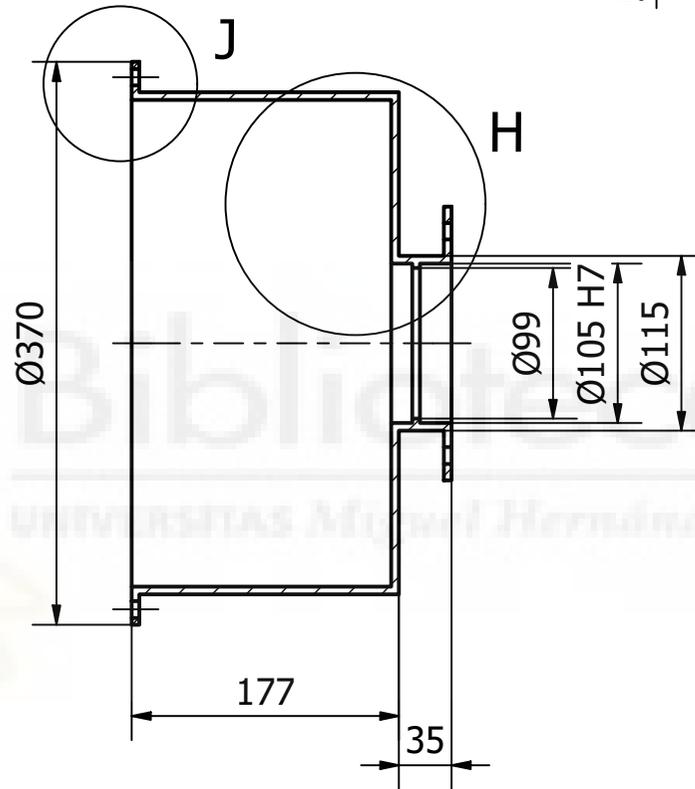
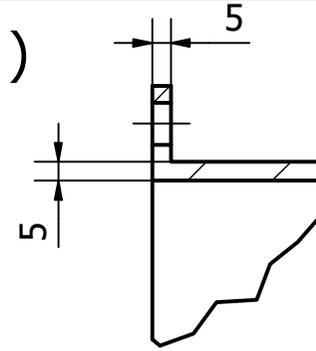
	Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS	
Dibujado	28/02/22	Pablo Serrano			
Comprobado					
Escala 1:2	TAPARETÉN1			Plano 17	
				Idioma: Español	
				Ing. Mecánica	



	Fecha	Nombre	Firmas	<h2>CAJA DE CAMBIOS</h2>
Dibujado	28/02/22	Pablo Serrano		
Comprobado				
Escala 1:5	<h3>CARCASA1</h3>			Plano 18 Idioma: Español Ing. Mecánica



J (0,50 : 1)



H (0,25 : 1)

		Fecha	Nombre	Firmas	CAJA DE CAMBIOS
Dibujado	28/02/22	Pablo Serrano			
Comprobado					
Escala	1:5	CARCASA2			Plano 19
					Idioma: Español
					Ing. Mecánica