



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



**TRABAJO DE FIN DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR  
DE VELOCIDAD PARA MOTOR DE  
ULTRALIGERO**

**AUTOR: CARLOS MARTÍNEZ GINER**

**PROFESOR TUTOR: ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ**

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

## Contenido

1.	Introducción .....	3
1.1	Objeto:.....	3
1.2	Introducción: .....	3
1.3	Factores a tener en cuenta .....	3
2.	Justificación de la solución aportada .....	5
2.1	Transmisión por Cadena.....	5
2.2	Transmisión por correa .....	7
2.3	Transmisión por engranajes .....	8
3.	Cálculos .....	12
3.1	Datos iniciales.....	12
3.2	Cálculo de diámetro del eje por rigidez Torsional.....	12
3.3	Módulo y Número de Dientes .....	13
3.4	Anchura de los engranajes .....	16
3.5	Resistencia a rotura por flexión .....	19
3.6	Determinación del lubricante.....	20
3.7	Recomendaciones adicionales .....	21
4.	Cálculo de ejes.....	22
4.1	Dimensionado de los ejes.....	22
4.1.1	Deflexión lateral .....	23
4.1.2	Fatiga .....	28
4.1.3	Uniones a torsión .....	30
5.	Selección y cálculo de rodamientos .....	33
5.1	Selección de rodamientos .....	33
5.2	Cálculo de rodamientos .....	34
5.3	Montaje de rodamientos .....	42
6.	Presupuesto .....	44
6.1	Materias Primas .....	44
6.1.1	Ejes .....	44
6.1.2	Engranajes .....	45

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

6.1.3	Carcasa .....	46
6.2	Precio de los recursos utilizados .....	46
6.2.1	Precio por unidad de los materiales.....	46
6.2.2	Precio por unidad de mano de obra.....	46
6.2.3	Coste de uso de maquinaria.....	47
6.2.4	Estado de mediciones .....	47
6.3	Precios descompuestos.....	48
6.3.1	Eje de entrada y engranaje.....	48
6.3.2	Eje de salida y engranaje .....	48
6.3.3	Carcasa .....	49
6.3.4	Tapas de los arboles .....	49
6.4	Precio por unidad fabricada .....	50
6.4.1	Eje de entrada .....	50
6.4.2	Eje de Salida .....	50
6.4.3	Carcasa .....	50
6.4.4	Tapas de los arboles .....	50
6.5	Precio total de fabricación .....	51
6.6	Presupuesto Base contratada .....	51

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

## 1.Introducción

### 1.1 Objeto:

El objetivo de este proyecto es el desarrollo de un reductor de velocidad también denominado reductora para un ultraligero de tipo "Trike" o "Tres Ejes" equipado con un motor de fabricación en serie de la marca ROTAX modelo 503.

### 1.2 Introducción:

En aplicaciones normales de motores tanto de combustión interna como eléctricos las velocidades de giro son demasiado elevadas para un uso directo de estas. Para solucionar este problema se acoplan sistemas de reducción de velocidad para que permiten obtener un funcionamiento más eficaz del motor.

Existe otro motivo por el cual se utilizan estos sistemas de reducción de velocidad y es la necesidad de un par torsor elevado. Dado que la potencia desarrollada por un motor puede calcularse como el producto del par (T) por la velocidad angular ( $\omega$ ) es fácil deducir que reduciendo ( $\omega$ ) se obtiene un aumento del par (T).

Existen tres tipos de transmisiones principales, cada una de ellas presenta diferentes aplicaciones o variantes:



Imagen 1 Transmision por correa

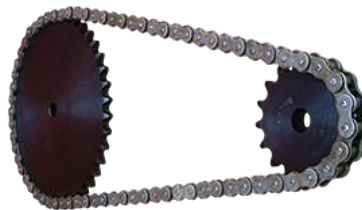


Imagen 2 Transmision por cadena



Imagen 3 transmision por engranajes

### 1.3 Factores a tener en cuenta

Al tratarse de un reductor destinado a un uso de vuelo deportivo para un motor predeterminado podemos conocer todos los datos de entrada necesarios con los cuales comenzaremos el diseño. Varios vendrán dados por el motor ROTAX 503 como son el par de entrada ( $T_e$ ) y la velocidad de entrada ( $\omega_e$ ) pero también será necesario conocer

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

cuáles son los requisitos del sistema que queremos estudiar como por ejemplo relación de transmisión ( $i$ ) y a partir de los datos ya conocidos obtener el par de salida ( $T_s$ ) y la velocidad de salida ( $\omega_s$ )

Para asegurar el buen funcionamiento de la reductora debemos tener varios factores en cuenta, sobretodo en temas de seguridad ya que un fallo en aviación resultaría catastrófico. Para asegurar esta fiabilidad se ha de tener en cuenta lo siguiente:

- Los engranajes deben estar montados sobre una superficie firme que evite vibraciones, choques inesperados o alineamientos indebidos en el eje
- La correcta lubricación del sistema es muy importante por lo que se debe diseñar el alojamiento de los engranajes de forma que se puedan realizar comprobaciones y puestas a nivel de lubricante con facilidad (llenado y drenaje de aceite)
- Diseñar un sistema de rodamientos para reducir los esfuerzos producidos y asegurarse de que estos puedan ser fácilmente sustituidos en posibles operaciones de mantenimiento
- Al tratarse de un reductor para aplicación aeronáutica los factores de peso y compacidad son también primordiales

## 2. Justificación de la solución aportada

Debido a que las condiciones de funcionamiento del motor propulsor no cumplen directamente con los requisitos de funcionamiento de las hélices de uso habitual en una máquina de tipo ultraligero debemos emplear uno o más elementos para poder adaptar su uso.

La principal necesidad es que tanto la velocidad como el par de entrada de la hélice sean adecuados para su correcto funcionamiento, para ello utilizaremos una transmisión de tipo mecánico. Los métodos más comunes para realizar esta labor se explicarán a continuación.

### 2.1 Transmisión por Cadena

La cadena es un tipo de transmisión que consta de una cadena que engrana normalmente dos ruedas dentadas transmitiendo el movimiento de una a la otra. Se emplea para la transmisión de árboles paralelos. Las relaciones soportadas por este tipo de transmisión son generalmente de  $i \leq 7$  pero esta puede llegar a alcanzar un valor de  $i=10$  si la velocidad transmitida es pequeña. Los rendimientos oscilan entre el 97% y 98%.

Para que la velocidad sea uniforme (para que se desprece el efecto de que la cadena no abraza a la rueda de forma uniforme) la rueda tiene que tener 19 dientes o más.

Respecto a la instalación y mantenimiento es imprescindible la correcta alineación de los ejes de las ruedas, se recomienda usar dispositivos que ayuden a tensar la cadena y protectores frente a las oscilaciones. Un correcto mantenimiento es imprescindible, tanto limpieza como lubricación para asegurar una vida de aproximadamente de 15000 horas. Es recomendable el uso de aceite, la grasa solo se puede utilizar para velocidades inferiores a 4 m/s.

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez



Imagen 4 Cadena de rodillos

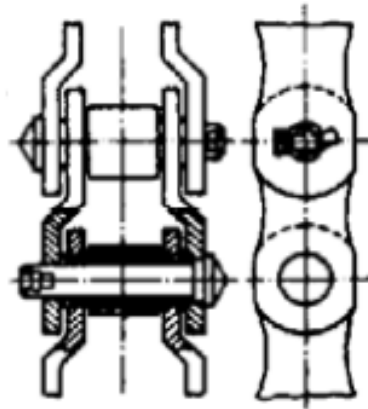


Imagen 5 Eslabones de cadena

Las principales ventajas son:

- Mantienen la relación de transmisión constante
- Se pueden accionar varias ruedas con una sola cadena
- Se pueden utilizar en ambientes agresivos sin necesidad de cárter
- Tienen un coste reducido frente a los engranajes

Los inconvenientes más destacables son:

- Tienen una duración limitada
- Tienen limitaciones tanto de potencia como de velocidad máxima de funcionamiento
- Necesitan lubricación y protección contra el polvo
- Requieren espacios elevados para instalarse
- No trabajan elásticamente
- Son más caras que las correas

Se descartará este tipo de transmisión porque sus ventajas no son de vital importancia para su aplicación en aeronáutica y sus inconvenientes como por ejemplo los espacios elevados para instalarse serían incompatibles con la aplicación deseada.

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

## 2.2 Transmisión por correa

Existen dos tipos de correas por fricción: las correas planas y las trapezoidales, las planas se utilizan generalmente para relaciones de transmisión  $i \leq 6$  o para  $i \leq 15$  en caso de tener rodillos tensores y se utilizan para aplicaciones con velocidades elevadas siendo su rendimiento aproximado de 85% debido al deslizamiento. El otro tipo de correas, las trapezoidales tienen menos deslizamiento, arrancan con más suavidad y desgastan menos los cojinetes, se suelen emplear para ejes paralelos con relaciones de transmisiones  $i \leq 10$  y con un rango de velocidades entre 2m/s y 50 m/s y su rendimiento es de 98% porque como se ha mencionado anteriormente el deslizamiento es mucho menor.



Imagen 6 Correa trapezoidal



Imagen 7 Correa plana

Respecto a su instalación y mantenimiento: se ha de asegurar un pretensado y alineamiento correcto. El pretensado se ha de comprobar periódicamente, un pretensado excesivo puede dañar la correa y los cojinetes y uno insuficiente provocar que patine y por tanto la pérdida de rendimiento. Las altas temperaturas pueden ocasionar que la correa se agriete y reducir considerablemente su vida. Finalmente la vida estimada de una correa es de 25000 horas.

Este tipo de transmisión tiene un rendimiento comprendido entre el 85% y el 98%, su relación de transmisión no es constante debido al deslizamiento entre correas y poleas, se puede calcular de la forma siguiente:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Sus principales ventajas son:

- Funcionamiento silencioso
- Coste reducido y bajos requerimientos en la posición de los árboles
- Capacidad de absorción elástica de choques, y protección contra sobrecargas



# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Los mayores inconvenientes son:

- Duración limitada
- Sensibilidad al ambiente
- Sobrecargan los cojinetes de los árboles debido a la necesidad de tensión previa
- Relación de transmisión inexacta por culpa de los deslizamientos comprendidos entre 1% y 3%.

Se descartará este tipo de transmisión porque sus ventajas no son útiles para esta aplicación concreta y el deslizamiento es un inconveniente que no puede tolerarse debido a que un fallo sería catastrófico.

## 2.3 Transmisión por engranajes

La transmisión por engranaje representa el tipo de transmisión más utilizado puesto que son los más versátiles en cuanto a gamas de potencias, velocidades y relaciones de transmisión. Existen multitud de tipos de engranaje con diferentes configuraciones.

Los tipos de transmisiones de engranajes son los siguientes:

- Transmisión de engranajes cilíndricos: Se utilizan para realizarse transmisiones entre arboles paralelos y con relaciones de  $i < 8$ . Tienen un rendimiento muy elevado comprendido entre 96% y 99%. Se pueden utilizar dientes helicoidales o dientes rectos, siendo los últimos más ruidosos



Imagen 8 Engranaje planetario



Imagen 9 Corona y piñón

- Transmisiones por engranajes cónicos: Existen dos tipos, el primero se emplea para árboles que se cortan y para relaciones de transmisión  $i = 6$ . Para exigencias elevadas se utiliza un dentado espiral. El segundo tipo son los engranajes cónicos

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

desplazados, su aplicación es necesaria en arboles cruzados con distancias cortas entre ellos con el fin de poder prolongarlos y reducir el ruido. Su rendimiento es menor que los cónicos normales ya que existe mayor deslizamiento entre ellos.



Imagen 10 Engranajes cónicos

- El tornillo sin fin se utiliza para árboles cruzados y sus relaciones de transmisión pueden oscilar entre  $i=1$  e  $i=100$ . Su rendimiento depende de la relación de transmisión, está comprendido entre 45% y 97% y disminuye al aumentar esta.



Imagen 11 Tornillo sin fin

- El último tipo de transmisión por engranajes sería la de engranajes cilíndricos con dientes helicoidales cruzados. Estos se utilizan para árboles cruzados con distancias pequeñas y sólo se pueden aplicar cuando los pares son reducidos y con relaciones de transmisión bajas (de  $i=1$  a  $i=5$ )

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez



Imagen 12 Engranaje cilíndrico de dientes helicoidales cruzados

Por norma general se pueden destacar las siguientes ventajas de las transmisiones por engranajes:

- La relación de transmisión es independiente de la carga y constante
- Tienen una duración y fiabilidad elevada
- Son compactas
- Proporcionan un rendimiento elevado
- Su mantenimiento no es elevado
- Tienen buena capacidad de soportar sobrecargas

Como todas las máquinas también tienen ciertos inconvenientes siendo estos:

- Su coste es más elevado que el de las alternativas anteriores
- Su transmisión es muy rígida y se requiere de un acoplamiento elástico para que absorba los choques y las vibraciones
- Son ruidosos por norma general durante su funcionamiento

Este tipo de transmisión se acopla en gran medida a la aplicación deseada ya que sus ventajas son primordiales para la aplicación aeronáutica como el tamaño y la fiabilidad y sus inconvenientes no son realmente perjudiciales ya que los costes elevados y el ruido son desventajas habituales en los ultraligeros y la absorción de choques y vibraciones producidas por el motor de 2 tiempos serían fácilmente reducidos con la ayuda de un acople.

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

## ANEXO DE CALCULOS

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

## 3. Cálculos

### 3.1 Datos iniciales

Potencia del motor:

$$P = 37KW$$

Velocidad de entrada:

$$\omega_e = 6500rpm$$

Velocidad de salida:

$$\omega_s = 2241.38rpm$$

Relación de transmisión:

$$i = 1/2.9$$

### 3.2 Cálculo de diámetro del eje por rigidez Torsional

Al tratarse de un reductor de una etapa los ejes giran a las velocidades de entrada y salida respectivamente siendo estas 6500 rpm para el eje de entrada y 2241.38 rpm para el eje de salida.

Calculamos el par en cada eje con la siguiente fórmula:

$$T(Nm) = \frac{P(w)}{\omega(rad/s)}$$

$$T_e = \frac{37000 \cdot 60}{6500 \cdot 2\pi} = 54.36Nm$$

$$T_s = \frac{37000 \cdot 60}{2241.4 \cdot 2\pi} = 157.64Nm$$

Como los ejes deben transmitir una potencia de forma uniforme limitamos la deflexión torsional a  $1.5^\circ/m$  de longitud. El giro producido por un momento torsor  $T$ , en un eje de diámetro  $d$ , sobre una longitud  $L$  al tratarse de una sección circular se tiene:

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

Siendo todos los datos conocidos y sabiendo que el módulo de rigidez torsional  $G$  del acero es  $G = 7.92 \cdot 10^{10} N/m^2$  Este dato se obtiene sabiendo los siguientes:

- Módulo de Young  $E=206000MPa$
- Módulo de Poisson (elástico)  $\nu = 0.3$

$$G = \frac{E/2}{1 + \nu} = \frac{1.03 \cdot 10^{11}}{1.3} = 7.92 \cdot 10^{10}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot 7.92 \cdot 10^{10} \cdot 2.62 \cdot 10^{-2}}}$$

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

A partir de la formula anterior obtenemos los diámetros mínimos de los ejes de entrada y salida

$$d_e = 0.0205m = 2.26cm \approx 2.5 cm$$

$$d_s = 0.0270m = 2.97cm \approx 3 cm$$

### 3.3 Módulo y Número de Dientes

El primer paso para obtener el número de dientes es conocer el diámetro primitivo del piñón y para ello, partiendo del diámetro del eje de entrada, empleamos en la siguiente formula:

$$d_p \geq d_{eje} + 2.5 \cdot m_n + 2 \cdot mm$$

En la ecuación anterior  $m_n$  representa el módulo normal del engranaje que se ha de seleccionar de una tabla de módulos normalizados. A continuación se muestra una tabla con los diámetros primitivos del eje calculado anteriormente con varios los módulos

$m_n$	0.5	0.6	0.8	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5
$d_p$	28.25	28.50	29.00	29.50	30.13	30.75	32.00	33.25	34.50	37.00	39.50

Al tratarse de engranajes de dientes helicoidales debemos hacer la diferencia entre los módulos normal  $m_n$  que es el perpendicular al eje y el módulo aparente  $m_t$  que sería perpendicular al perfil del diente. La relación entre ambos módulos depende del ángulo de inclinación  $\beta$  del dentado y viene dada por la siguiente expresión:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$$

Este ángulo  $\beta$  se selecciona a partir de la velocidad tangencial de la transmisión, al tratarse de una velocidad normal partiremos de un  $\beta$  de 25º

$m_n$	0.5	0.6	0.8	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5
$m_t$	0.55	0.66	0.88	1.1	1.38	1.66	2.21	2.76	3.31	4.41	5.51

Para calcular el número de dientes del piñón redondearemos al siguiente número entero el resultado de la siguiente fórmula.

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

$$z_{\text{piñón}} = \frac{d_p}{m_t}$$

$m_n$	0.50	0.60	0.80	1.00	1.25	1.50	2.00	2.50	3.00	4.00	5.00
$m_t$	0.55	0.66	0.88	1.1	1.38	1.66	2.21	2.76	3.31	4.41	5.51
$d_p$	28.25	28.50	29.00	29.50	30.13	30.75	32.00	33.25	34.50	37.00	39.50
$Z_{\text{piñón}}$	51.36	43.18	32.95	26.82	21.83	18.52	14.48	12.05	10.42	8.39	7.17
$Z_{1\text{Real}}$	52.00	44.00	33.00	27.00	22.00	19.00	15.00	13.00	11.00	9.00	8.00

Multiplicando el número de dientes del piñón con la relación de transmisión que queremos obtendremos el número de dientes de la corona.

Con todos estos datos solo falta calcular la distancia entre centros igual a la suma de los dientes de corona y piñón multiplicados por la mitad del módulo, siendo esta la fórmula

$$Dist = \frac{m_t}{2} \cdot (z_{\text{piñón}} + z_{\text{corona}})$$

A parte de todos estos cálculos existe la conveniencia de comprobar que la pareja de engranajes no presentan lo que se conoce como interferencia: esta se produce cuando la cabeza de los dientes de la rueda debe penetrar por debajo de la circunferencia base del piñón debido a sus dimensiones. Para lograr que funcione la transmisión, en su fabricación se practica un rebaje de la base del diente denominado interferencia geométrica.

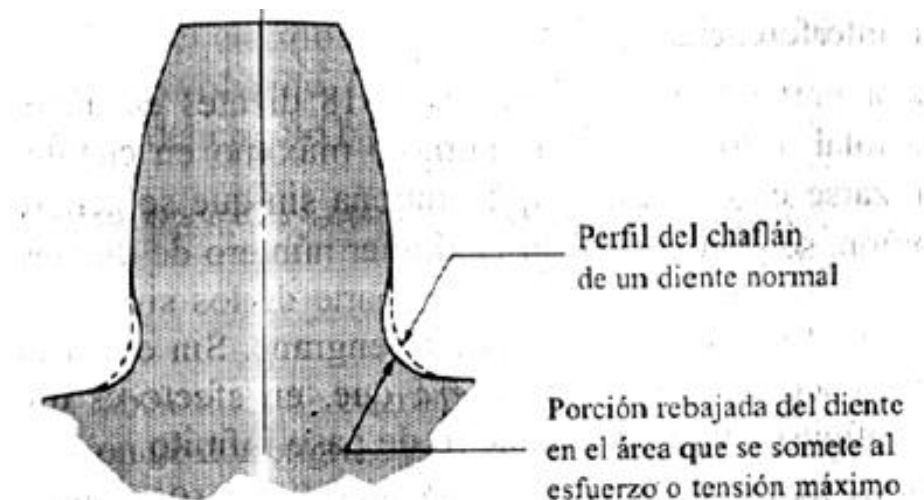


Imagen 13 Explicación de la Interferencia

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

En el cálculo de interferencias se utiliza el ángulo de presión  $\alpha_n$ , cuyo valor es usualmente 20°. El número mínimo de dientes para que no se produzca interferencia en el tallado por cremallera, viene dado por la siguiente fórmula:

$$z_{min} = \frac{2 \cdot \cos\beta}{\text{sen}^2\alpha_t}$$

El ángulo  $\alpha_t$  de presión tangencial se obtiene a través de la siguiente expresión

$$\text{tg}\alpha_t = \frac{\text{tg}\alpha_n}{\cos\beta}$$

Con ello obtenemos un  $\alpha_t=21.88^\circ$  y con el cálculo anterior obtenemos un  $z_{min}$  de 13.05 dientes lo que quiere decir que el mínimo de dientes para la corona será de  $z=14$

Con todos estos datos se realiza un proceso iterativo en el que se tienen que cumplir una serie de criterios para asegurar el correcto funcionamiento del reductor. Los criterios son los siguientes.

- El número de dientes no debe ser muy elevado, al tratarse de una aplicación aeronáutica el tamaño y el peso son factores fundamentales
- Hay que evitar que se produzca una interferencia explicada anteriormente
- Se deben seleccionar únicamente módulos normalizados de la tabla mostrada anteriormente

$m_n$	$m_t$	$d_p$	$Z_{\text{piñon}}$	$Z_{1\text{ Real}}$	$Z_2$	$i_{\text{real}}$	OK/NOK
0.5	0.55	28.25	51.36	52.00	151	2.90384615	Válido
0.6	0.66	28.50	43.18	44.00	128	2.90909091	Válido
0.8	0.88	29.00	32.95	33.00	96	2.90909091	Válido
1	1.1	29.50	26.82	27.00	78	2.88888889	Válido
1.25	1.38	30.13	21.83	22.00	64	2.90909091	Válido
1.5	1.66	30.75	18.52	19.00	55	2.89473684	Seleccionado
2	2.21	32.00	14.48	15.00	44	2.93333333	Válido
2.5	2.76	33.25	12.05	13.00	38	2.92307692	No Valido
3	3.31	34.50	10.42	11.00	32	2.90909091	No Valido
4	4.41	37.00	8.39	9.00	26	2.88888889	No Valido
5	5.51	39.50	7.17	8.00	23	2.875	No Valido



## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Con los datos obtenidos calculamos las dimensiones de la corona y obtenemos:

- Diámetro primitivo real del Piñón =  $d_{p \text{ Piñón}} = Z_1 \cdot m_t = 31.45 \text{ mm}$
- Diámetro primitivo de la Corona =  $d_{p \text{ Corona}} = Z_2 \cdot m_t = 91.3 \text{ mm}$

Para saber el diámetro de la circunferencia de adendo debemos sumar al diámetro primitivo dos veces el valor de la altura de adendo siendo este  $1.00 \cdot m_n = 1.5 \text{ mm}$  calculando obtenemos:

$$\text{Circunferencia adendo Piñón} = 31.45 + 2 \cdot 1.5 = 34.45 \text{ mm}$$

$$\text{Circunferencia adendo Corona} = 91.3 + 2 \cdot 1.5 = 94.3 \text{ mm}$$

Para saber el diámetro de la circunferencia de base debemos restar al diámetro primitivo dos veces el valor de la altura de dedendo siendo este  $1.25 \cdot m_n = 1.875 \text{ mm}$  calculando obtenemos:

$$\text{Circunferencia base Piñón} = 31.45 - 2 \cdot 1.875 = 27.7 \text{ mm}$$

$$\text{Circunferencia base Corona} = 91.3 - 2 \cdot 1.875 = 87.55 \text{ mm}$$

Una vez seleccionado el engranaje calculamos las fuerzas que actúan sobre él:

$$F_t = \frac{T}{\left(\frac{d_1}{2}\right)} = \frac{54.36 \cdot 2}{0.03145} = 3456.92 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha_t = 3456.92 \cdot \tan 21.88 = 1388.27 \text{ N}$$

$$F_n = \frac{F_r}{\text{sen} \alpha_n} = \frac{1388.27}{\text{sen}(20)} = 4590.03 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta = 3127.9 \cdot \text{tg} 25 = 1612 \text{ N}$$

### 3.4 Anchura de los engranajes

El fallo más crítico es el que provocan las tensiones debidas a la flexión en la base del diente, ya que este es catastrófico y no da señales previas al fallo. En cambio, el fallo superficial provoca ruidos y vibraciones previas al fallo final, ya que se trata de un fenómeno progresivo. Por ello resulta imprescindible que el coeficiente de seguridad de fallo por flexión sea mayor que el de fallo superficial.

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

El procedimiento habitual para la determinación de la anchura es el siguiente:

- 1- Obtención del módulo sobre las tablas de módulos normalizados como se ha hecho anteriormente.
- 2- Selección del material y posible solución geométrica
- 3- Para un coeficiente dado  $X$ , obtenemos el ancho del engranaje necesario para evitar el fallo superficial

$$X_H = X \rightarrow b_H$$

- 4- Con el ancho obtenido calculamos el coeficiente de seguridad a flexión. Si este es menor que el de fallo superficial debemos volver al paso 2 por lo mencionado anteriormente y cambiar de material por alguno que nos proporcione una relación mayor de  $S_{FP}/S_{HP}$ , donde  $S_{FP}$  es la resistencia a flexión y  $S_{HP}$  a presión superficial del material de los engranajes calculada para la transmisión.
- 5- Una vez conseguido que  $X_F > X_H$  realizamos la siguiente comprobación
  - Si  $b > 2 \cdot d_1$  se debe seleccionar un material con mejores características y volver al punto 2
  - Si  $b \ll d_1$  se debe seleccionar un material con peores características y volver al punto 2

Como se aprecia por el procedimiento se trata de una tarea iterativa, esto se realizará con la ayuda de una hoja de cálculo para facilitar el proceso. Se adjuntará como anexo.

También hay que tener en cuenta el coeficiente de aplicación  $K_A$  que pondera las sobrecargas dinámicas debidas a actores externos al engranaje en este caso  $K_A=1.25$  y se obtiene de la siguiente forma:

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada			
	Uniforme	Choques Ligeros	Choques Moderados	Coques Frecuentes
Uniforme	1.00	1.25	1.5	1.75
Choques Ligeros	1.10	1.35	1.60	1.85
Choques Moderados	1.25	1.5	1.75	2.00
Coques Frecuentes	1.5	1.75	2.00	2.25 o mayor

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Primero calculamos:

$$\varepsilon_{\beta} = \text{sen}(\beta) * \frac{bH_0}{\frac{\pi}{m_n}}$$

Al ser mayor de 1 obtenemos  $Z_{\varepsilon}$  de la siguiente forma:

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}}$$

A continuación calculamos  $KH_{\beta}$

$$KH_{\beta} = H1 + H2 \cdot bH_0 + H3 \cdot \left(\frac{bH_0}{d_1}\right)^2$$

El siguiente coeficiente:

$$\frac{K_a \cdot F_t}{b}$$

Con este coeficiente calculamos  $K_v$  al ser  $\varepsilon_{\beta}$  mayor que 1 se calcula de la siguiente manera:

$$K_v = K_{v\beta}$$

Finalmente calculamos  $b_H$ :

$$b_{H1} = b_H \cdot KH_{\beta} \cdot K_v \cdot Z_{\varepsilon}^2$$

Repetiremos el proceso tomando  $b_{H1}$  como  $b_{H0}$  e iteraremos hasta que sus valores sean iguales.

Partimos de un coeficiente de seguridad de 1.25 y seleccionando un acero endurecido a llama de dureza Brinell  $HBr = 550$  de entre la lista proporcionada por el departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales de la UPV

Mediante el proceso iterativo explicado anteriormente obtenemos un ancho de piñón  $b_H = 25.52mm \approx 26mm$

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

### 3.5 Resistencia a rotura por flexión

El coeficiente de seguridad por flexión viene dado por la siguiente expresión:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F}$$

Siendo:

- $S_{FP}$  La tensión máxima admisible del material ( $703.53 \text{ N/mm}^2$ )

$$S_{Fl} = 365.9 \text{ N/mm}^2$$

$$Y_{ST} = 2$$

$$Y_{NT} = 1$$

$$Y_{\delta YT} = 0.877$$

$$Y_{RYT} = 1.097$$

$$Y_X = 1$$

$$S_{FP} = S_{Fl} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta YT} \cdot Y_{RYT} \cdot Y_X = 703.53 \text{ N/mm}^2$$

- $\sigma_F$  La tensión normal máxima que se genera en el dentado del engranaje por la flexión ( $403.88 \text{ N/mm}^2$ )

$$\frac{F_t}{b \cdot m} = \frac{3457.17}{26 \cdot 1.5} = 88.65$$

$$Y_{Fa} = 2.69$$

$$Y_{\varepsilon} = 0.72$$

$$Y_{sa} = 1.72$$

$$K_a = 1.25$$

$$K_v = 1.128$$

$$K_{F\beta} = 1$$

$$K_{F\alpha} = 1$$

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{sa} \cdot K_a \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 403.88 \text{ N/mm}^2$$

Con estos datos obtenemos lo siguiente:

$$X_F > X_{Deseado} = 1.74 > 1.25$$

Por lo tanto podemos considerar que es VALIDO.

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

## 3.6 Determinación del lubricante

Es necesario conocer las dimensiones de los engranajes para poder calcular la viscosidad del lubricante, pero al mismo tiempo para conocer las dimensiones de estos es necesario saber el lubricante utilizado. Por ello se supone un lubricante inicialmente para dimensionar el engranaje y una vez realizado este paso se determinará un lubricante definitivo y se comprobará que cumple con las características necesarias.

Según la norma **ISO 3448** se clasifican los aceites industriales según su viscosidad cinemática. Para determinar la anchura de un engranaje es necesario conocer su viscosidad cinemática a 40°C. La obtendremos gracias a la norma mencionada anteriormente.

Para este tipo de máquinas se utilizan tres tipos de lubricantes minerales según su aplicación y temperatura de funcionamiento:

- **ISO VG 220** para temperaturas ambiente hasta 20°C
- **ISO VG 320** para temperaturas ambiente entre 10°C y 40°C
- **ISO VG 460 e ISO VG 680** para temperaturas ambiente entre 20°C y 50°C

Existe una posibilidad a los lubricantes minerales y es el uso de lubricantes sintéticos, al ser artificiales tienen mejores características que los naturales.

Si tras el cálculo se determina que es necesaria una viscosidad superior a la del **ISO VG 680** es posible que se deba a que se ha elegido un material de excesiva resistencia y esto ha llevado al cálculo de una anchura de diente muy estrecha. Si se aumenta el ancho del diente el coeficiente de seguridad aumentará.

El método empleado para la lubricación será el método de salpique o barboteo ya que es el más sencillo de utilizar. Consiste en que los dientes del engranaje inferior estén sumergidos en un baño de aceite. Este es transferido a las superficies que encajan proyectándolo sobre la caja de los engranajes y los rodamientos. Para que este método sea efectivo es necesario que la viscosidad del aceite sea bastante elevada porque los engranajes lubricados de esta forma tienden a calentarse.

Seleccionamos un aceite de la marca “Castrol” sintético llamado **OPTIGEAR SYNTHETIC X320** porque sus características son idóneas para el uso en la aplicación de este reductor principalmente porque está concebido para el uso en aplicaciones aeroespaciales. El fabricante nos ofrece la siguiente información acerca de este lubricante:

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

## Propiedades Físico químicas Típicas

Castrol Optigear Synthetic X 320 WTO	Ensayo	Unidad	Valor
Grado de Viscosidad ISO			320
Densidad, 15° C	ISO 12185 ASTM D4052	kg/m <sup>3</sup>	852
Viscosidad Cinemática, 40° C	ISO 3104 ASTM D445	mm <sup>2</sup> /s	325
Viscosidad Cinemática, 100° C	ISO 3104 ASTM D445	mm <sup>2</sup> /s	40.8
Índice de Viscosidad	ISO 2909 ASTM D2270	--	179
Punto de Fluidez	ISO 3016 ASTM D97	° C	-45
Punto de Llama, vaso abierto.	ISO 2592 ASTM D92	° C	>250
Ensayo Herrumbre, agua destilada (24 h)	ISO 7120 ASTM D665A	--	Pasa
Corrosión al Cobre, 3 h. 100° C	ISO 2160 ASTM D130	Índice	1a
Ensayo desgaste rodamientos – carga incrementada FE-8 (F.562831.01-7.5/100-80)	DIN 51819-3 (modificado)	Desgaste patín (Mw50)	<10
Ensayo desgaste rodamientos FE-8 (F.562831-75/100-70 800 h)	DIN 51819-3 (modificado)	Desgaste patín (Mw50)	<20
Ensayo FZG scuffing en engranajes – A/8.3/90	ISO 14635-1	Fallo etapa de carga	> 14
Ensayo FZG micropitting, 60° C	FVA 54-7	Fallo etapa de carga Índice micropitting	> 10 (alto)
Ensayo FZG micropitting, 90° C	FVA 54-7	Fallo etapa de carga Índice micropitting	> 10 (alto)
Secuencia Espuma I, Tendencia-Estabilidad	ISO 6247 ASTM D892	ml/ml	<100/10

Valores sometidos a las tolerancias habituales de fabricación

Imagen 14 Propiedades Optigear Synthetic x320

## 3.7 Recomendaciones adicionales

Al diseñar engranajes hay que tener en cuenta una serie de recomendaciones para abaratar el precio y facilitar su mantenimiento. Al tratarse de un reductor de una sola etapa la única recomendación en relación al lubricante es que este conviene que sea el mismo para lubricar tanto engranajes como rodamientos, de esta forma evitamos tener que emplear rodamientos auto lubricados.

El material usualmente usado por los fabricantes en engranajes de reductores de ejes paralelos es el acero templado 20MnCr5, este se selecciona basándose en el par máximo del eje de salida. Normalmente cuando el par es elevado se utilizan aceros de alta resistencia mientras que si es bajo se utilizaran aceros sin endurecer o de fundición ya que son de menor resistencia.

Es común en los engranajes de grandes dimensiones realizar agujeros en la zona central o reduciendo el ancho en la zona intermedia para aligerar el peso del conjunto.

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Siendo la aplicación aeronáutica la reducción de peso será algo primordial y más en un vehículo de tipo ultraligero.



Imagen 15 Reducción de peso de ruedas dentadas



Imagen 16 Reducción de peso de ruedas dentadas

## 4.Cálculo de ejes

### 4.1 Dimensionado de los ejes

Para determinar la sección de los ejes se emplearán 3 criterios: Rigidez torsional, fatiga y deflexión lateral. El cálculo de rigidez torsional se realizó anteriormente para poder determinar el diámetro mínimo del piñón.

La longitud del eje también se ha de calcular teniendo cuenta que debe ser corto para asegurar que sea compacto pero a la vez tiene que poder albergar todos los elementos necesarios, esto es: rodamientos, engranajes, arandelas etc.

Si el reductor contiene engranajes de grandes dimensiones es necesario tener en cuenta el peso, en caso de que funcione en varias orientaciones se considerará el peso en la orientación más desfavorable. En el caso estudiado la orientación es variable ya que el ultraligero se inclina al despegar, sin embargo al tratarse de una aplicación con peso reducido esta condición se puede considerar como despreciable.

Existen otras cargas a tener en cuenta sobre los ejes de entrada y salida generadas por las máquinas a las que se acopla el reductor. En general se supone carga tanto axial como radial. La carga radial se introduciría en el punto medio de la chaveta prevista para el acople, y en la dirección más desfavorable para el eje y los rodamientos. La fuerza radial se suele estimar a partir del par torsor del eje correspondiente dividido entre dos veces el diámetro del eje.

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

La fuerza axial se suele estimar como un 20% de la fuerza radial y el sentido a tener en cuenta será el más desfavorable.

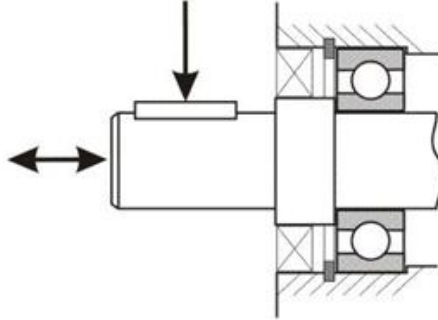


Imagen 17 Localización de fuerzas en el Eje

### 4.1.1 Deflexión lateral

La deflexión lateral de los ejes se ha de comprobar para evitar que supere unos límites establecidos, para engranajes cilíndricos la pendiente ha de ser menor que 0.005 rad.

En caso de incumplirse esta limitación existen dos posibilidades, o bien se aumenta el diámetro del eje o bien se reduce la distancia entre los rodamientos.

Para realizar este cálculo nos ayudaremos de una hoja Excel proporcionada por el departamento de ingeniería mecánica y de materiales en la que introduciremos los siguientes datos:

- Módulo de Young del material del eje: En este caso acero  $2.06 \cdot 10^{11} N/m^2$
- Factor de deformación deseado: Las deformaciones son muy pequeñas con respecto a el diámetro del eje, por ello se emplea un factor para que esta sea apreciable en las gráficas
- Numero de secciones en las que se subdivide el eje (Fuerzas aplicadas, cambios de diámetro, apoyo...)
- Secc Rod A: Sección del primer apoyo
- Secc Rod B Sección del segundo apoyo
- Cotas de secciones: Distancias desde el origen hasta la sección
- Diámetros entre dos secciones consecutivas
- Fuerzas en las secciones
- Momentos aplicados sobre las secciones (Positivos en sentido horario)



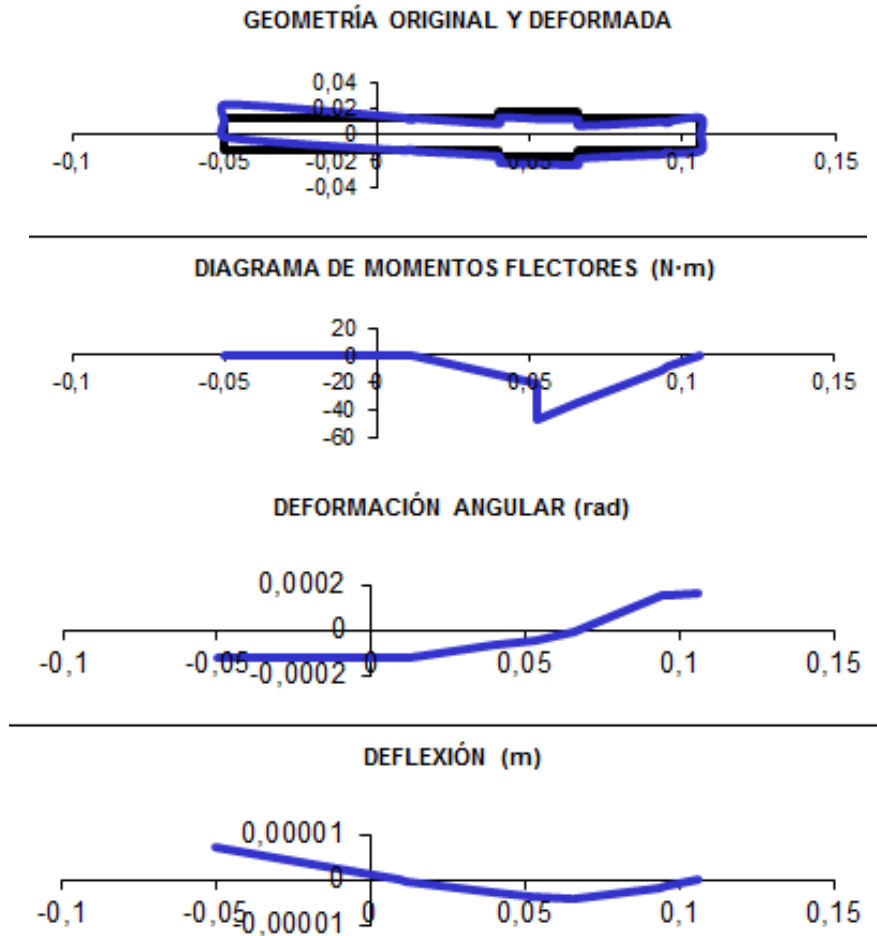
## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Para el eje de entrada obtenemos:

Plano XY



Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	-0,05000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,22E-04	7,302E-06
2	0,01000	0,02300	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,22E-04	0,000E+00
3	0,01200	0,02500	0,00	0,00	-1,00	-1,00	-1,21E-04	-2,432E-07
4	0,04000	0,03445	0,00	0,00	-15,03	-15,03	-6,56E-05	-3,088E-06
5	0,05300	0,03445	-1388,30	25,48	-21,54	-47,02	-4,92E-05	-3,841E-06
6	0,06600	0,02500	0,00	0,00	-35,49	-35,49	-1,23E-05	-4,230E-06
7	0,09400	0,02300	0,00	0,00	-10,65	-10,65	1,48E-04	-1,925E-06
8	0,09600	0,02500	0,00	0,00	-8,87	-8,87	0,00015488	-1,622E-06
9	0,10600	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000165897	0,000E+00

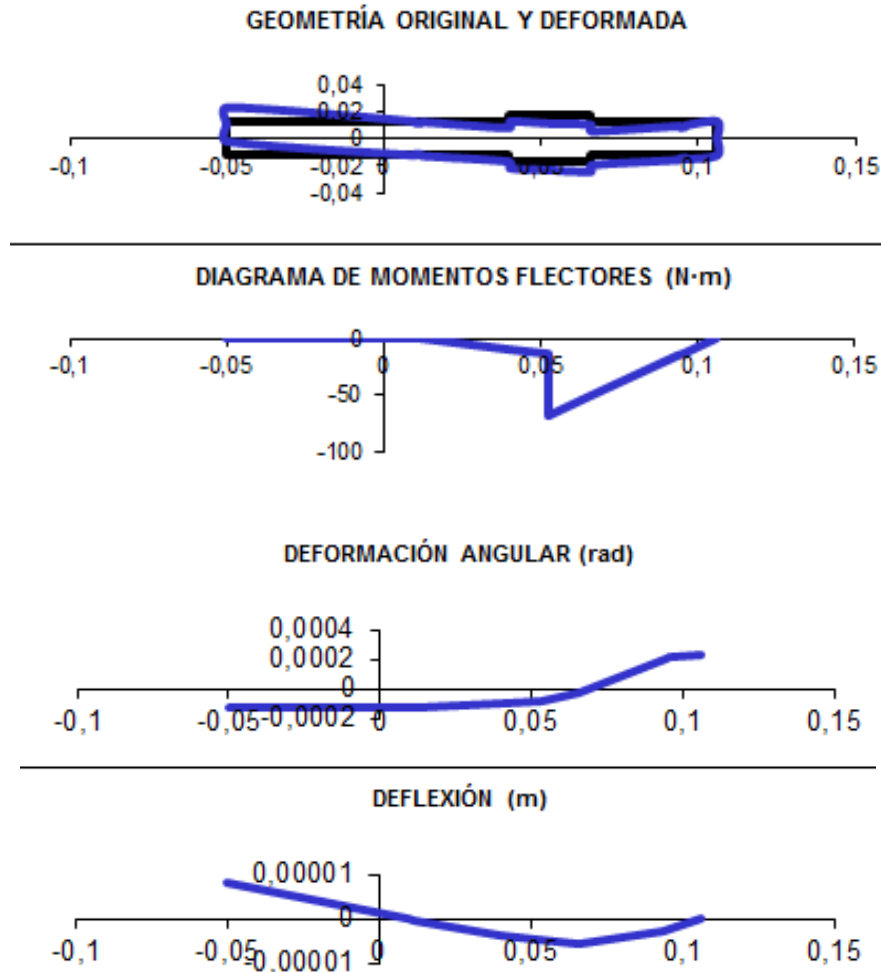
Reacc en A(N)	501.04
Reacc en B(N)	887.26

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Plano XZ



Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	-0,05000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,33E-04	7,965E-06
2	0,01000	0,02300	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,33E-04	0,000E+00
3	0,01200	0,02500	0,00	0,00	-0,65	-0,65	-1,33E-04	-2,654E-07
4	0,04000	0,03445	0,00	0,00	-9,68	-9,68	-9,66E-05	-3,620E-06
5	0,05300	0,03445	-1612,00	54,45	-13,88	-68,33	-8,61E-05	-4,812E-06
6	0,06600	0,02500	0,00	0,00	-51,57	-51,57	-3,24E-05	-5,565E-06
7	0,09400	0,02300	0,00	0,00	-15,47	-15,47	2,01E-04	-2,623E-06
8	0,09600	0,02500	0,00	0,00	-12,89	-12,89	0,000210523	-2,212E-06
9	0,10600	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000226531	0,000E+00

Reacc en A(N)	322.77
Reacc en B(N)	1289.23

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Para el eje de salida obtenemos:

Plano XY

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

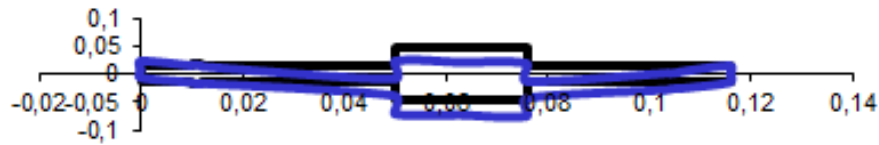
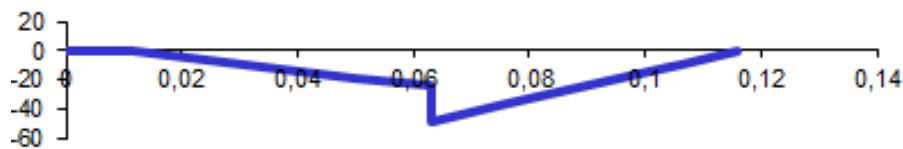
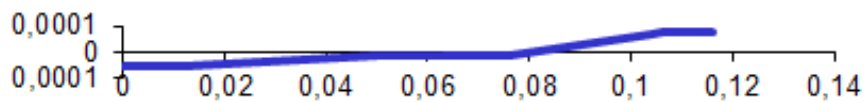


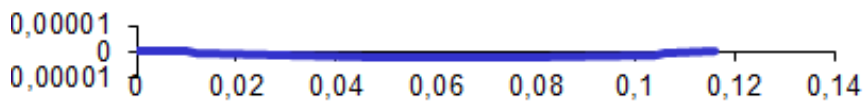
DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N·m)



DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)



DEFLEXIÓN (m)



Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,60E-05	5,601E-07
2	0,01000	0,03300	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,60E-05	0,000E+00
3	0,01200	0,03000	0,00	0,00	-0,93	-0,93	-5,59E-05	-1,120E-07
4	0,05000	0,09430	0,00	0,00	-18,52	-18,52	-1,17E-05	-1,650E-06
5	0,06300	0,09430	-1386,79	24,42	-24,54	-48,96	-1,13E-05	-1,800E-06
6	0,07600	0,03000	0,00	0,00	-36,95	-36,95	-1,07E-05	-1,943E-06
7	0,10400	0,02800	0,00	0,00	-11,09	-11,09	6,99E-05	-9,109E-07
8	0,10600	0,03000	0,00	0,00	-9,24	-9,24	7,30969E-05	-7,678E-07
9	0,11600	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,86287E-05	0,000E+00

Reacc en A(N)	463.02
Reacc en B(N)	923.77

Plano XZ:

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

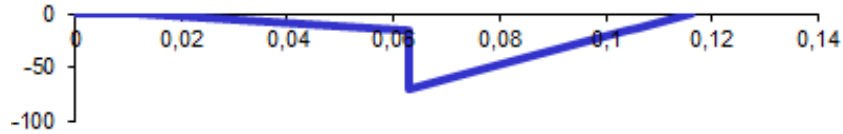
Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

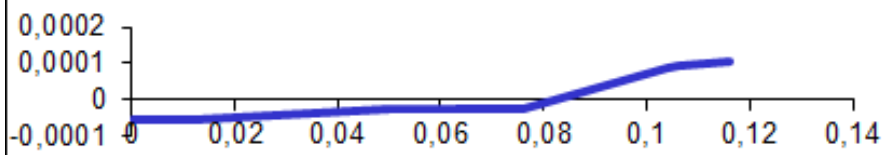
**GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA**



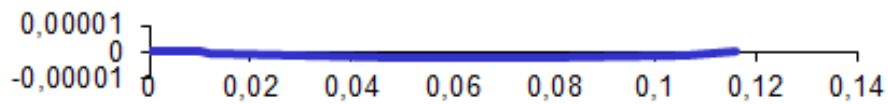
**DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N·m)**



**DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)**



**DEFLEXIÓN (m)**



Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,33E-05	5,332E-07
2	0,01000	0,03300	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,33E-05	0,000E+00
3	0,01200	0,03000	0,00	0,00	-0,58	-0,58	-5,33E-05	-1,066E-07
4	0,05000	0,09430	0,00	0,00	-11,65	-11,65	-2,54E-05	-1,762E-06
5	0,06300	0,09430	-1610,00	54,45	-15,44	-69,89	-2,52E-05	-2,091E-06
6	0,07600	0,03000	0,00	0,00	-52,75	-52,75	-2,42E-05	-2,412E-06
7	0,10400	0,02800	0,00	0,00	-15,82	-15,82	9,07E-05	-1,192E-06
8	0,10600	0,03000	0,00	0,00	-13,19	-13,19	9,53153E-05	-1,006E-06
9	0,11600	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000103212	0,000E+00

Reacc en A(N)	291.32
Reacc en B(N)	1318.68

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

### 4.1.2 Fatiga

El cálculo a fatiga se debe realizar en todas las secciones críticas del eje o con máxima tensión tangencial. Se van a tener en cuenta los siguientes factores:

$$K_a = a \cdot S_u^{-b} = 57.7 \cdot S_u^{-0.718} \text{ (Laminado en caliente)}$$

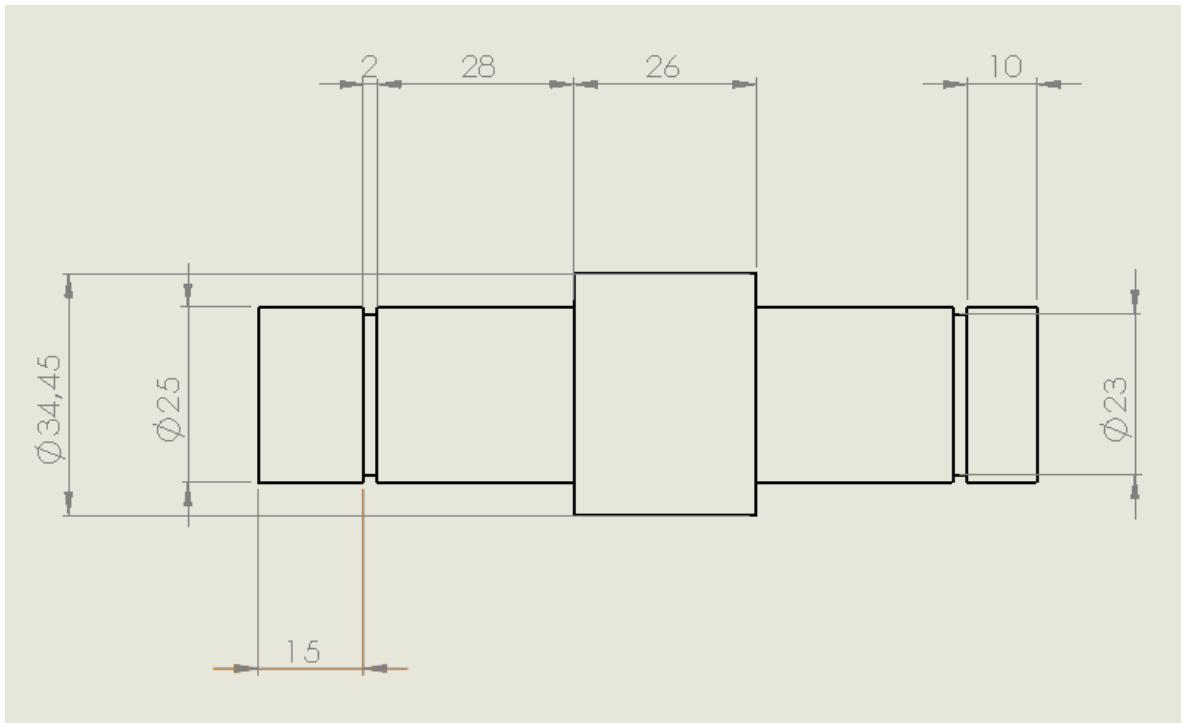
$$K_b = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 0.753 \text{ (Confiabilidad 0.999)}$$

Para el eje de entrada:



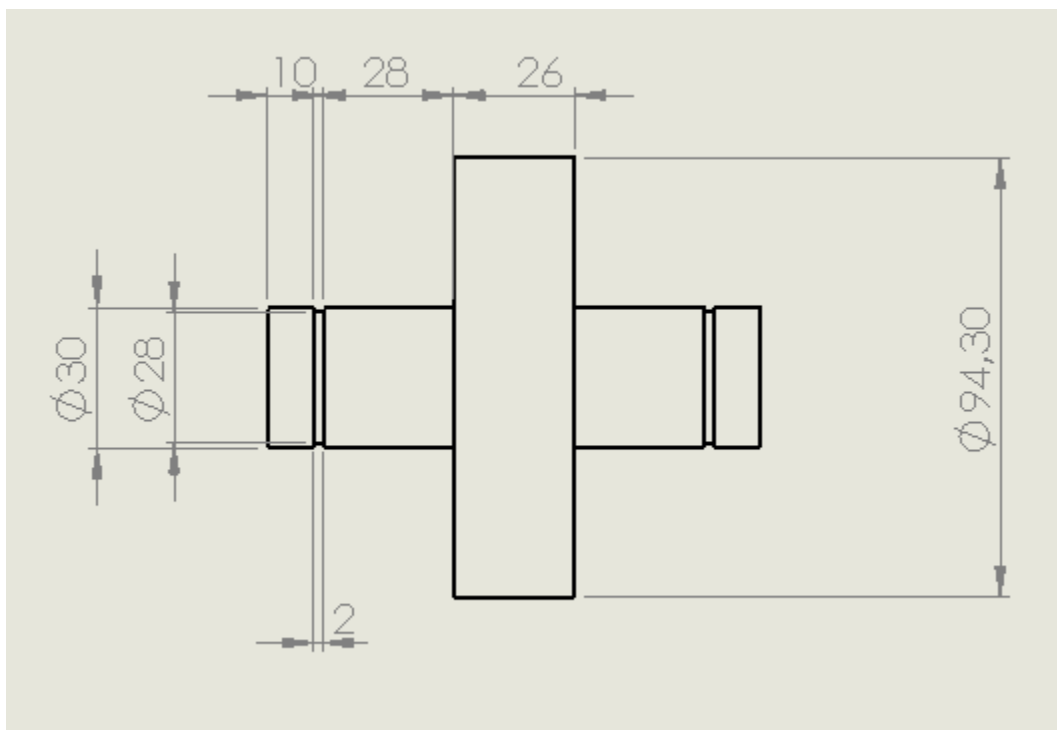
## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Eje de Entrada					
Sección (i)	M (Nm)	T(Nm)	d(m)	Se (Mpa)	X
1	0.00	54.36	0.025	93.159	
2	0.00	54.36	0.023	108.34	
3	1.19	54.36	0.025	93.159	119.817044
4	17.88	54.36	34.45	104.26	23.4088278
5	25.62	0.00	34.45	104.26	16.3315068
6	62.60	0.00	34.45	104.26	6.68493802
7	18.78	0.00	0.025	93.159	7.60878461
8	12.92	0.00	0.023	108.34	12.863788
9	0.00	0.00	0.025	93.159	

Para el eje de salida



## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Eje de Salida					
Sección (i)	M (Nm)	T(Nm)	d(m)	Se (Mpa)	X
1	0.00	0	0.03	105.82	
2	0.00	0	0.028	106.6	
3	1.10	0	0.03	105.82	255.9208545
4	21.88	0	0.094	93.643	348.99661
5	28.99	157.64	0.094	93.643	263.3678374
6	64.40	157.64	0.094	93.643	118.5622595
7	19.32	157.64	0.03	105.82	14.51862202
8	16.10	157.64	0.028	106.6	14.26543335
9	0.00	157.64	0.03	105.82	

El diámetro del eje varía a lo largo de su longitud debido, por un lado, a las sollicitaciones soportadas y por otro a necesidades constructivas. Se emplean por ejemplo para soportar axialmente rodamientos, en este caso, el radio de acuerdo conviene que sea elevado para disminuir el efecto del concentrador de tensiones, pero a la vez lo suficientemente pequeño como para permitir un correcto montaje.

En las secciones de los ejes sometidas a par torsor se tiene que tener en cuenta el cálculo del diámetro por rigidez torsional y se tiene que comprobar que el coeficiente de seguridad a fatiga es superior al especificado. En las zonas que no soportan par torsor únicamente se comprueba el fallo por fatiga, este cálculo tiene muchas más incertidumbres que el dimensionado de los engranajes y por ello se escogen coeficientes de seguridad mayores. En cuanto a los rodamientos, se requiere una confiabilidad superior a 95%.

En caso de unir el eje y el engranaje mediante una chaveta se tiene que hacer un cálculo a fatiga en la sección del chavetero puesto que supone un concentrador de tensiones

### 4.1.3 Uniones a torsión

Los métodos para unir el engranaje al eje son los siguientes:

- Ejes acanalados: Se trata de un patrón de crestas o dientes que encajan con los surcos del engranaje para que transmita en par. Este tipo de unión es cara y por ello debe evitarse su utilización en medida de lo posible. En el diseño de este reductor no se utilizarán este tipo de unión a torsión.

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez



Imagen 18 Eje acanalado

- Engranajes tallados sobre el eje: Cuando el diámetro del eje y la circunferencia de fondo de diente son muy similares y no hay espacio para chaveta y chavetero se puede tallar el engranaje directamente sobre el eje. Debido a la poca diferencia entre el tamaño del eje y la circunferencia de fondo de diente nos vemos obligados a utilizar este tipo de para el piñón.



Imagen 19 Engranaje mecanizado en el eje

- Chavetas: La chavetas se fabrican con acero de menos resistencia del que se emplea en el eje y su longitud suele ser 1.25 veces el diámetro del eje. Se puede dar el caso de que la chaveta sea más ancha que el engranaje y en tal caso se debe ensanchar la parte que los une al eje.

El chavetero al tallarse sobre el eje supone un concentrador de tensiones y reduce el límite a fatiga. Para los dos tipos de chaveteros mostrados en la imagen 20 existe un factor de reducción de fatiga llamado  $K_f$  que se selecciona con la tabla mostrada en el anexo 1.

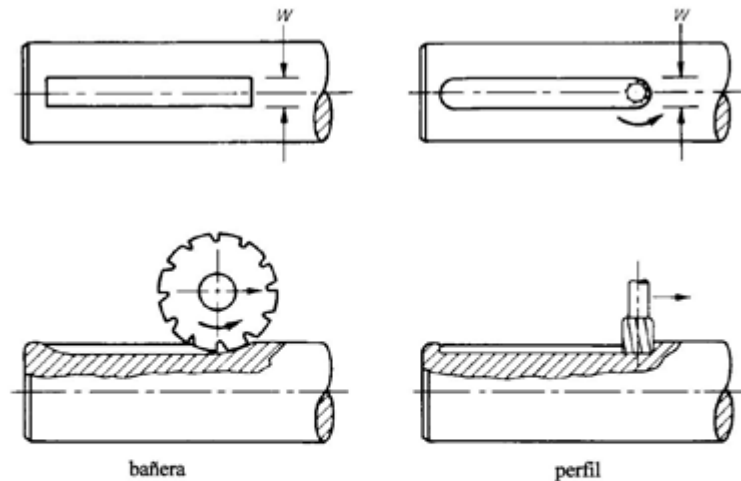


## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

La unión mediante chaveta será la utilizada para el rodamiento de corona, ya que este irá aligerado y la unión al eje dificultaría mucho su mecanizado, además su tamaño es suficiente como para permitir la colocación de una chaveta.



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

Imagen 20 Tipos de chaveteros obtención del factor  $K_f$

Pese a ser una opción costosa la única solución tanto para el eje de salida como para el de entrada para unir el engranaje con el eje es tallarlo sobre él ya que la diferencia de diámetro entre el eje y la circunferencia de fondo del engranaje no nos permite la colocación de una chaveta.

El eje de salida será acanalado para unir el eje de salida del reductor a la hélice del ultraligero.

## 5. Selección y cálculo de rodamientos

### 5.1 Selección de rodamientos

Cuando se seleccionan los rodamientos de un eje se debe considerar un extremo fijo y otro libre con el fin de disponer un sistema isostático. En el diseño de los apoyos de deben considerar, además, la presencia de dilataciones térmicas durante el funcionamiento del mismo.

Emplearemos un rodamiento rígido de bolas montado de forma análoga al de la derecha de la Imagen 21 que actuará como extremo libre utilizando la holgura de su pista externa sobre la carcasa, dejado de esta forma libre el desplazamiento axial sobre la pista. El rodamiento de la izquierda de la Imagen 21 representa la solución constructiva que se empleará en el extremo fijo del eje, al estar sujeto en dirección axial tanto a la carcasa como al eje. El rodamiento rígido de bolas se considera el más apropiado para aplicaciones que requieran alta velocidad de funcionamiento y alto rendimiento.

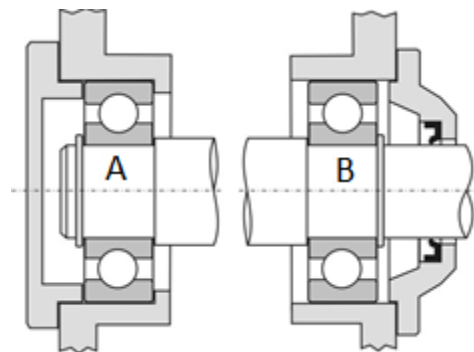


Imagen 21 Disposición de los rodamientos

En el caso de este reductor los rodamientos que dan a las caras vistas de los ejes de entrada y salida dispondrán de una junta elástica para evitar tanto la salida del lubricante hacia el exterior, como la entrada de suciedad ambiental al interior de la carcasa.

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez



Imagen 21 Rodamiento rígido de bolas

## 5.2 Cálculo de rodamientos

Para realizar el cálculo de rodamientos es necesario conocer la vida media estimada según la aplicación del rodamiento, esta información viene proporcionada por la siguiente tabla

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

Obtenido del libro de diseño de máquinas nº524 SPUPV

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Estimamos por tanto que la vida de los rodamientos para un reductor de aviación está comprendida entre 2000 y 4000 horas. Hay que tener en cuenta que al tratarse de un reductor, al girar cada eje a una velocidad distinta, para el mismo tiempo, cada rodamiento sufrirá un número de ciclos de carga distinto.

El objetivo principal de un rodamiento es transmitir a la carcasa las reacciones que aparecen sobre los ejes en los que van colocados. Se estimará cual es el rodamiento más pequeño que es capaz de soportar estas reacciones. Es importante saber que en los cálculos, la viscosidad del aceite debe ser la correspondiente a la temperatura de trabajo, la cual no debe ser superior a 85°C.

El lubricante utilizado para el rodamiento es el mismo que el empleado para lubricar el conjunto, siendo este un ISO VG320 con una viscosidad cinemática media a 40°C de 320 mm<sup>2</sup>/s. También se ha mencionado anteriormente que se necesitan rodamientos con alta confiabilidad (mínimo 95%).

Los cálculos se realizan preseleccionando de un catálogo un rodamiento con diámetro interior igual al del eje. De la formula mostrada a continuación despejamos el valor de la capacidad de carga dinámica del rodamiento C, si el calculado es menor que el del rodamiento elegido, éste será válido.

$$L = a_{iso} \cdot a_1 \cdot L_{10} \rightarrow a_{iso} \cdot a_1 \cdot \left( \frac{C}{F_{eq}} \right)^q$$

- L = Vida del rodamiento viene dada por la expresión anterior según la **ISO281:2007**
- $a_{iso}$  = Coeficiente que depende del tipo de material y de las condiciones de trabajo y depende de la viscosidad del lubricante y la velocidad de giro
- $a_1$  = Coeficiente de fiabilidad, se obtiene a partir de unas tablas publicadas por los fabricantes de rodamientos para una confiabilidad de 95%  $a_1=0.64$
- $F_{eq}$  = Fuerza transmitida equivalente
- q = Constante que depende del tipo de rodamiento (q=3 para bolas q=10/3 rodillos)

$$C^q = \frac{60 \cdot n \cdot L}{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{iso}} F^q$$

Fiabilidad %	$a_1$
90	1
95	0.64
98	0.33
99	0.21

Tabla obtenida del catálogo oficial SKF

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Para el cálculo de  $a_{iso}$  se utiliza la siguiente gráfica:

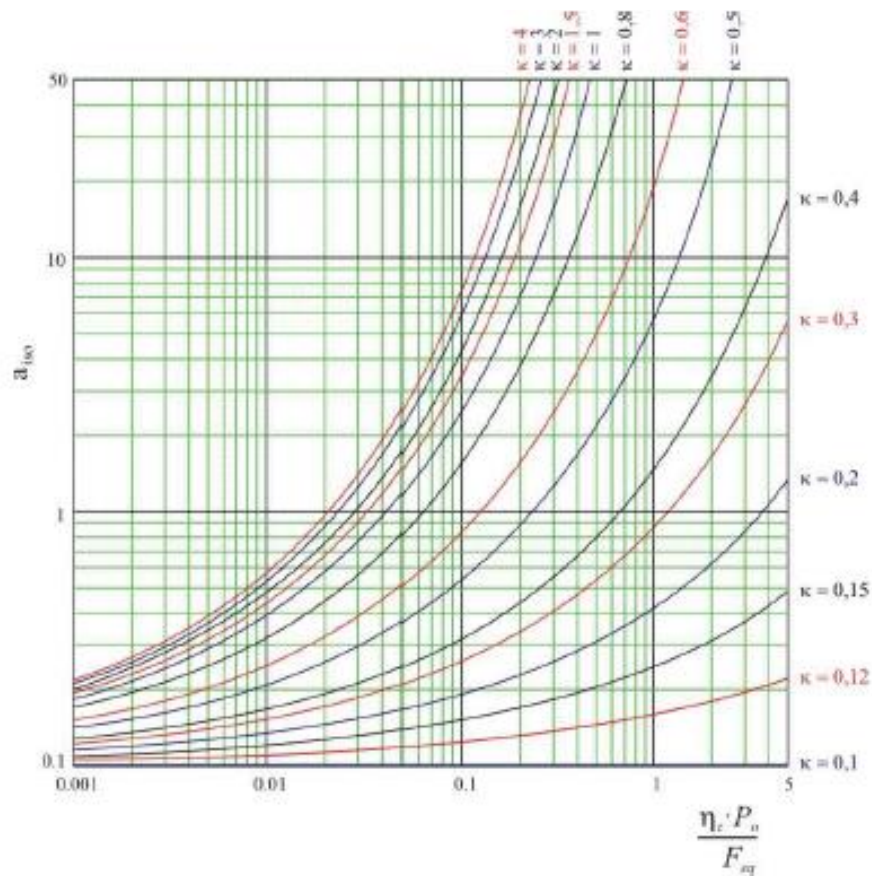


Imagen 22 Gráfica de Factor  $a_{iso}$  para rodamientos radiales de bolas

Obtenemos  $a_{iso} = 1$

Calculamos las fuerzas equivalentes en los apoyos del eje de entrada:

Para el apoyo A:

$$F_{eqA} = \sqrt{501.04^2 + 322.77^2} = 596N$$

Para el apoyo B:

$$F_{eqB} = \sqrt{887.26^2 + 1289.23^2} = 1565N$$

Para el apoyo A:

$$F_a \leq 0.8 \cdot F_r \rightarrow F = F_r$$

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

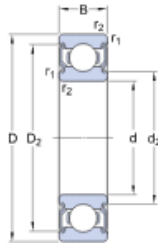
$$C^q = \frac{60 \cdot n \cdot L}{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{iso}} F^q = \frac{60 \cdot 6500 \cdot 2000}{10^6 \cdot 1 \cdot 0.65} 1388^3 \rightarrow C = 14749.7N$$

El rodamiento 6205-RSL Cumple con los requerimientos para este apoyo siendo estas sus características

### 6205-2RSL

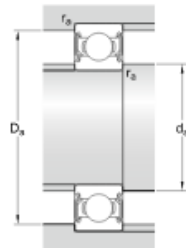
SKF Explorer

#### Dimensiones



d	25	mm
D	52	mm
B	15	mm
d <sub>2</sub>	≈ 31.15	mm
D <sub>2</sub>	≈ 46.21	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1	mm

#### Dimensiones de los resaltes



d <sub>a</sub>	min. 30.8	mm
d <sub>a</sub>	max. 31.5	mm
D <sub>a</sub>	max. 46.4	mm
r <sub>a</sub>	max. 1	mm

#### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	14.8	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	7.8	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0.335	kN
Velocidad de referencia		28000	r/min
Velocidad límite		14000	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.025	
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	14	

#### Masa

Rodamiento de masa		0.131	kg
--------------------	--	-------	----

Imagen 23 Características del rodamiento del apoyo A del eje de entrada

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Para el apoyo B no es necesario que el rodamiento esté sellado por ninguna de las dos partes:

Calculamos el rodamiento B:

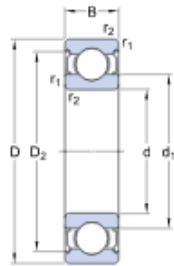
$$F_a \leq 0.8 \cdot F_r \rightarrow F = 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a$$

$$F = 0.6 \cdot 1388 + 0.5 \cdot 1565 = 1660N$$

$$C^a = \frac{60 \cdot n \cdot L}{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{iso}} F^a = \frac{60 \cdot 6500 \cdot 2000}{10^6 \cdot 1 \cdot 0.65} 1660^3 \rightarrow C = 17640N$$

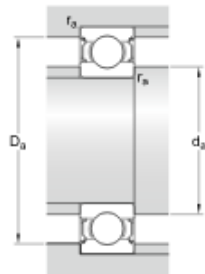
El rodamiento E2.6305-2Z Cumple con los requerimientos para este apoyo siendo estas sus características

### Dimensiones



d	25	mm
D	62	mm
B	17	mm
d <sub>1</sub>	≈ 38.6	mm
D <sub>2</sub>	≈ 52.7	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.1	mm

### Dimensiones de los resaltes



da	min. 32	mm
da'	max. 38.5	mm
Da	max. 55	mm
ra	max. 1	mm

### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	22.9	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	11.6	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0.49	kN
Velocidad de referencia		28000	r/min
Velocidad límite		15000	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.03	
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	12	

### Masa

Rodamiento de masa		0.234	kg
--------------------	--	-------	----

Imagen 24 Características del rodamiento del apoyo B del eje de entrada

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Calculamos las fuerzas equivalentes que actúan sobre los apoyos del eje de salida:

Para el apoyo A:

$$F_{eqA} = \sqrt{463.02^2 + 291.31^2} = 550.25N$$

Para el apoyo B:

$$F_{eqB} = \sqrt{923.7^2 + 1318.68^2} = 1610N$$

Para el apoyo A:

$$F_a \leq 0.8 \cdot F_r \rightarrow F = F_r$$

$$C^a = \frac{60 \cdot n \cdot L}{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{iso}} F^a = \frac{60 \cdot 2200 \cdot 2000}{10^6 \cdot 1 \cdot 0.65} 1388^3 \rightarrow C = 10279N$$

En este rodamiento no es necesario que esté sellado ya que se encuentra totalmente interior a la carcasa



## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

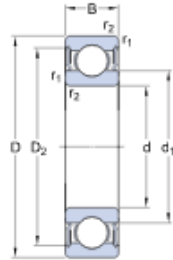
Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

El rodamiento 63006-2RS1 cumple con los requerimientos para este apoyo siendo estas sus características

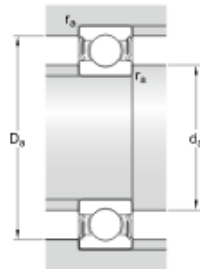
### 63006-2RS1

#### Dimensiones



d	30	mm
D	55	mm
B	19	mm
d <sub>1</sub>	≈ 38.2	mm
D <sub>2</sub>	≈ 49	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1	mm

#### Dimensiones de los resaltes



d <sub>a</sub>	min. 34.6	mm
d <sub>a</sub>	max. 38.1	mm
D <sub>a</sub>	max. 50.4	mm
r <sub>a</sub>	max. 1	mm

#### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	13.3	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	8.3	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0.355	kN
Velocidad límite		8000	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.025	
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	15	

#### Masa

Rodamiento de masa		0.174	kg
--------------------	--	-------	----

Imagen 25 Características del rodamiento del apoyo A del eje de salida

Para el apoyo B:

$$F_a \leq 0.8 \cdot F_r \rightarrow F = 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a$$

$$F = 0.6 \cdot 1388 + 0.5 \cdot 1610 = 1637N$$

$$C^q = \frac{60 \cdot n \cdot L}{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{iso}} F^q = \frac{60 \cdot 2200 \cdot 2000}{10^6 \cdot 1 \cdot 0.65} 1637^3 \rightarrow C = 12123N$$

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

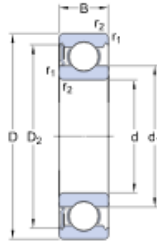
Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

El rodamiento 6006-RS1 Cumple con los requerimientos para este apoyo siendo estas sus características:

### 6006-RS1

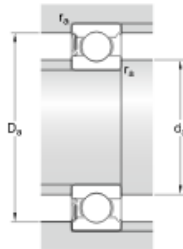
SKF Explorer

#### Dimensiones



d	30	mm
D	55	mm
B	13	mm
d <sub>1</sub>	≈ 38.2	mm
D <sub>2</sub>	≈ 49	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1	mm

#### Dimensiones de los resaltes



da	min.	34.6	mm
da	max.	38.1	mm
da <sub>2</sub>	max.	50.4	mm
ra	max.	1	mm

#### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	13.8	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	8.3	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0.355	kN
Velocidad límite		8000	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.025	
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	15	

#### Masa

Rodamiento de masa		0.118	kg
--------------------	--	-------	----

Imagen 26 Características del rodamiento del apoyo A del eje de salida

Para el apoyo A tenemos que seleccionar un rodamiento sellado exteriormente para evitar que se fugue el lubricante, para el apoyo b es u

Para obtener el factor k debemos dividir la viscosidad de funcionamiento del aceite con la viscosidad relativa calculada así para un régimen mayor de 1000rpm

$$\vartheta_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} = 10.19 \text{ para el rodamiento preseleccionado}$$

Obtenemos  $a_{iso} = 1$

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Con el cálculo realizado obtenemos un  $C=192KN$

Condición	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
Limpeza extrema Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y obturados	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpeza normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integrales, filtrado grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas del exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy alta $\eta_c$ puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación Ec. 7	0	0

Imagen 27 Tabla de coeficiente de contaminación

Con los requisitos que nos hemos impuesto buscamos un rodamiento acorde a nuestras necesidades en los catálogos del fabricante SKF. El modelo 61805-2RZ se acopla a las necesidades del eje de entrada.

## 5.3 Montaje de rodamientos

Cuando se montan rodamientos suelen emplearse tolerancias de ajuste diferentes para el eje y para el alojamiento para evitar desplazamiento de las pistas de rodadura respecto al elemento sobre los que se montan. Al tratarse de un rodamiento rígido de bolas (No despiezable) cuando este funcione como rodamiento libre, será necesario montar su aro externo con ajuste holgado (Calidad G, H o J en el alojamiento)

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

## PRESUPUESTO

## 6.Presupuesto

Este presupuesto expone el coste total de la fabricación del reductor de velocidad diseñado en este proyecto.

### 6.1 Materias Primas

Es importante conocer las masas y volúmenes de todas las piezas con el fin de determinar cuál sería el coste de la materia prima y a posteriori del mecanizado.

#### 6.1.1 Ejes

Para el diseño de los ejes partiremos de cilindros del material elegido, siendo este un acero endurecido a llama, al estar tallado el engranaje sobre el eje debemos considerar un cilindro de diámetro mayor que la circunferencia de adendo del engranaje.

##### 6.1.1.1 Eje de entrada

Las características del eje de entrada son las calculadas anteriormente

- El piñón está tallado al eje.
- El diámetro de adendo del piñón es 37.45mm
- Longitud: 106mm

El volumen del cilindro a mecanizar vendrá dado por:

$$V = \pi \cdot d^2 \cdot 0.25 \cdot L$$

Con la densidad del Acero endurecido a llama ( $\rho = 7850 \text{kg/m}^3$ ) obtenemos la masa del cilindro en el que mecanizaremos el eje de entrada:

$$M_{\text{eje entrada}} = V \cdot \rho$$

##### 6.1.1.2 Eje de salida

Las características del eje de salida son las calculadas anteriormente

- Corona y eje unidos mediante chaveta
- El diámetro del eje de salida 30 mm
- Longitud: XXX

El volumen del cilindro a mecanizar vendrá dado por:

$$V = \pi \cdot d^2 \cdot 0.25 \cdot L$$

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Con la densidad del acero endurecido a llama ( $\rho = 7850 \text{kg/m}^3$ ) obtenemos la masa del cilindro en el que mecanizaremos el eje de entrada:

$$M_{\text{eje entrada}} = V \cdot \rho$$

### 6.1.2 Engranajes

Al ser un elemento cilíndrico su mecanizado también se partirá de un cilindro de acero endurecido a llama para la fabricación de los engranajes

#### 6.1.2.1 Piñón

Las dimensiones del piñón ya han sido definidas al estar unido al eje por ello se especificarán únicamente las características de los dientes:

- Número de dientes:  $z=19$
- Módulo: 1.5
- Ángulo de hélice:  $\beta = 25^\circ$
- Circunferencia de adendo: 37.45mm
- Ancho del cilindro:  $b=19\text{mm}$

#### 6.1.2.2 Corona

Para obtener el cilindro de materia prima para el mecanizado de la corona necesitamos los siguientes datos:

- Número de dientes:  $z=55$
- Módulo: 1.5
- Ángulo de hélice:  $\beta = 25^\circ$
- Circunferencia de adendo: 104.26mm
- Ancho del cilindro:  $b=19\text{mm}$

El volumen del cilindro a mecanizar vendrá dado por:

$$V = \pi \cdot d^2 \cdot 0.25 \cdot b$$

Con la densidad del Acero endurecido a llama ( $\rho = 7850 \text{kg/m}^3$ ) obtenemos la masa del cilindro en el que mecanizaremos el eje de entrada:

$$M_{\text{eje entrada}} = V \cdot \rho$$

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

## 6.1.3 Carcasa

Las dimensiones y pesos de las partes de la carcasa son proporcionadas por el software **SOLIDWORKS** programa utilizado para el modelado del reductor diseñado. Se realizará mediante fundición y el material será acero de fundición gris. Las partes que forman la carcasa son las siguientes:

- Primera parte de la carcasa

$$M_{Carcasa\ 1} = 1.68\ Kg$$

- Segunda parte

$$M_{Carcasa\ 2} = 1.83\ Kg$$

- Tapa del eje de entrada

$$M_{Tapa\ eje\ entrada} = 0.16\ Kg$$

- Tapa del eje de Salida

$$M_{Tapa\ eje\ salida} = 0.24\ Kg$$

## 6.2 Precio de los recursos utilizados

### 6.2.1 Precio por unidad de los materiales

- Acero endurecido a llama	2.53€/Kg
- Tornillo de la carcasa	0.3€/ud
- Tapón de llenado/vaciado de aceite	0.45€/ud
- Rodamiento del eje de entrada 6305-2Z	21.49€/ud
- Rodamiento del eje de entrada 6205-2RSL	15.25€/ud
- Rodamiento del eje de salida 6006-RS1	22.88€/ud
- Rodamiento del eje de salida 63006-2RS1	37.78€/ud
- Arandela de sujeción 25 mm	1.9€/ud
- Arandela de sujeción 30 mm	2.2€/ud
- Retén del eje de entrada	6.13€/ud
- Retén del eje de salida	6.35€/ud
- Junta de carcasa	15€/Ud
- Aceite OPTIGEAR SYNTHETIC X320	17.5€/L

### 6.2.2 Precio por unidad de mano de obra

- Oficial de primera	9€/h
- Oficial de segunda	6€/h
- Peón de taller	5€/h

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

### 6.2.3 Coste de uso de maquinaria

Oficial de primera

- Torno 32€/h

Oficial de segunda

- Fresadora 42€/h

Peón de taller

- Tronzadora 17€/h
- Taladrado de carcasa 15€/h
- Taladrado de engranajes 15€/h
- Rectificadora 70€/h
- Tratamiento de endurecimiento a llama 30€/h

### 6.2.4 Estado de mediciones

Rodamientos

- 6006-RS1 1 Ud
- 63006-2RS1 1 Ud
- 6305-2Z 1 Ud
- 6205-2RSL 1 Ud

Arandelas

- Arandela de sujeción 25ø 2 Ud
- Arandela de sujeción 30ø 2 Ud

Ejes

- Eje de entrada 1 Ud
- Eje salida 1 Ud

Engranajes

- Engranaje de entrada 1 Ud
- Engranaje de salida 1 Ud

Carcasa

- Carcasa 1 1 Ud
- Carcasa 2 1 Ud
- Junta Carcasa 1 Ud



## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

- Tapón de aceite 1 Ud
- Tornillos de Carcasa 5 Ud

Otros

- Aceite OPTIGEAR SYNTHETIC X320 5L

### 6.3 Precios descompuestos

#### 6.3.1 Eje de entrada y engranaje

Materiales

Producto	Unidades	Cantidad	Coste unitario (€)	Coste total (€)
Acero endurecido a llama	Kg	0.93	2.53	2.35
Rodamiento 6305-2Z	Ud	1	21.49	21.49
Rodamiento 6205-2RLS	Ud	1	15.25	15.25
Arandela de sujeción 25 $\emptyset$	Ud	2	1.9	3.8

Precio total de materiales 42.89€

Maquinaria

Producto	Unidades	Cantidad	Coste unitario (€)	Coste total (€)
Tronzado	Horas	0.05	17+5	1.1
Torneado	Horas	0.3	32+9	12.3
Fresado Piñón	Horas	0.3	42+6	14.4
Endurecimiento a llama	Horas	0.4	30+5	14
Rectificado	Horas	0.2	70+5	15

Precio total de maquinaria 56.8€

#### 6.3.2 Eje de salida y engranaje

Materiales

Producto	Unidades	Cantidad	Coste unitario (€)	Coste total (€)
Acero endurecido a llama	Kg	3	2.53	15.23
Rodamiento 6006-RS1	Ud	1	22.8	22.8
Rodamiento 63006-2RSL	Ud	1	37.78	37.78
Arandela de sujeción 30 $\emptyset$	Ud	2	2.2	4.4

Precio total de materiales 80.21€

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

### Maquinaria

Producto	Unidades	Cantidad	Coste unitario (€)	Coste total (€)
Tronzado	Horas	0.05	17+5	1.1
Torneado	Horas	0.35	32+9	14.35
Fresado Piñón	Horas	0.35	42+6	16.8
Endurecimiento a llama	Horas	0.48	30+5	16.8
Rectificado	Horas	0.23	70+5	17.25

Precio total de maquinaria 66.3€

### 6.3.3 Carcasa

#### Materiales

Producto	Unidades	Cantidad	Coste unitario (€)	Coste total (€)
Acero fundición gris	Kg	2.51	2.53	6.35
Tornillos	Ud	5	0.3	1.5
Tapón de Aceite	Ud	1	0.45	0.45
Junta de Carcasa	Ud	1	15	15
Aceite	L	5	17.5	87.5

Precio total de materiales 110.8€

#### Maquinaria

Producto	Unidades	Cantidad	Coste unitario (€)	Coste total (€)
Moldeo de la carcasa	Ud	1	65	65
Taladrado	Horas	0.5	15+5	10
Fresado	Horas	0.70	42+6	33.6
Rectificado	Horas	0.4	70+5	35

Precio total de maquinaria 143.6€

### 6.3.4 Tapas de los arboles

#### Materiales

Producto	Unidades	Cantidad	Coste unitario (€)	Coste total (€)
Acero endurecido a llama	Kg	0.4	2.53	1.02

Precio total de materiales 1.02€

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

### Maquinaria

Producto	Unidades	Cantidad	Coste unitario (€)	Coste total (€)
Fresado	Horas	0.05	42+6	2.4

Precio total de maquinaria 2.4€

### 6.4 Precio por unidad fabricada

#### 6.4.1 Eje de entrada

Precio total de materiales 42.89€

Precio total de maquinaria 56.8€

Precio total Eje de Entrada 99.69€

#### 6.4.2 Eje de Salida

Precio total de materiales 80.21€

Precio total de maquinaria 66.3€

Precio total Eje de Salida 146.51€

#### 6.4.3 Carcasa

Precio total de materiales 110.8€

Precio total de maquinaria 146.3€

Precio total Carcasa 254.4€

#### 6.4.4 Tapas de los arboles

Precio total de materiales 1.02€

Precio total de maquinaria 2.4€

Precio total Tapas de los arboles 3.42€

## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

### 6.5 Precio total de fabricación

Eje de Entrada	99.69€
Eje de Salida	146.51€
Carcasa	254.4€
Tapas de los arboles	3.42€
Presupuesto total de ejecución Material	504.02€

### 6.6 Presupuesto Base contratada

Presupuesto total de ejecución Material	504.02€
Gastos Generales (14%)	70.56€
Beneficio Industrial (6%)	30.25€
Presupuesto de la base contratada	604.82€
I.V.A (21%)	127.01€

El reductor de velocidad tiene un coste total de:

**731.83€**

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

## Anexo 1 UNE 17102-1

Diámetros del eje $d$		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavatero										Chaflán $P_1$			
			Ancho $h$					Profundidad								
más de			hasta		Nominal	Tolerancia					Eje $h_1$		Cubo $h_2$		Mínimo	Máximo
						Clase de ajuste del enchavetado					Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia		
		Libre				Normal		Ajustado								
		Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9	Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia	Mínimo	Máximo				
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2	1	0,08	0,16				
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8	1,4	0,08	0,16				
10	12	4 × 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0			2,5	+ 0,1	0,08	0,16				
12	17	5 × 5	5	0	+ 0,030	- 0,030	± 0,015	- 0,012	3	1,8	0,16	0,25				
17	22	6 × 6	6					- 0,042	3,5	2,3	0,16	0,25				
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0		- 0,015	4	2,8	0,16	0,25				
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036	± 0,018	- 0,051	5	3,3	0,25	0,40				
38	44	12 × 8	12						5	3,3	0,25	0,40				
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	+ 0,0215	0,018	5,5	3,8	0,25	0,40				
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		- 0,061	6	4,3	0,25	0,40				
58	65	18 × 11	18						7	4,4	0,25	0,40				
65	75	20 × 12	20	+ 0,052	+ 0,149	0		- 0,022	7,5	4,9	0,40	0,60				
75	85	22 × 14	22	0	+ 0,065	- 0,052	± 0,026	- 0,074	9	5,4	0,40	0,60				
85	95	25 × 14	25						9	5,4	0,40	0,60				
95	110	28 × 16	28						10	6,4	0,40	0,60				
110	130	32 × 18	32						11	7,4	0,40	0,60				
130	150	36 × 20	36	+ 0,062	+ 0,180	0		- 0,026	12	8,4	0,70	1,00				
150	170	40 × 22	40	0	+ 0,080	- 0,062	± 0,031	- 0,088	13	9,4	0,70	1,00				
170	200	45 × 25	45						15	10,4	0,70	1,00				
200	230	50 × 28	50						17	11,4	0,70	1,00				
230	260	56 × 32	56						20	12,3	0,70	1,00				
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0		- 0,032	20	12,4	1,20	1,60				
290	330	70 - 36	70	0	- 0,100	- 0,074	± 0,037	- 0,106	22	14,4	1,20	1,60				
330	380	80 × 40	80						25	15,4	2,00	2,50				
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0		- 0,037	28	17,4	2,00	2,50				
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087	± 0,0435	- 0,124	31	19,5	2,00	2,50				

# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

## Anexo 2 Justificación de la determinación de ancho de engranajes

Datos Engranajes				Coef. a fallo superficial		Coeficientes de tensión a flexión				Coef. de funcionamiento			
<b>Nº Material piñón = 11</b>				Z <sub>H</sub>	2,30	Y <sub>Fa1</sub>	2,69	Y <sub>Fa2</sub>	2,26	K <sub>s1</sub>	0,0193		
Ac. endurece a la llama o inducción				Z <sub>ε</sub>	189,81 (N/mm <sup>2</sup> ) <sup>1/4</sup>	ε <sub>α</sub>	1,58			K <sub>εh</sub>	0,0087		
E1	2,06E+05 N/mm <sup>2</sup>			Z <sub>β</sub>	1,05	Y <sub>ε</sub>	0,72			K <sub>β</sub>	1,38		
v1	0,3					Y <sub>Sa1</sub>	1,72	Y <sub>Sa2</sub>	1,97	K <sub>Hβ</sub>	1,00		
<b>Nº Material rueda = 11</b>						Y <sub>β</sub>	1,00	<b>PIÑÓN TALLADO EN EJE</b>				K <sub>Fβ</sub>	1,00
Ac. endurece a la llama o inducción				Cálculos previos material									
E2	2,06E+05 N/mm <sup>2</sup>			ρ <sub>r</sub>	4,4								
v2	0,3	min	max	Fz <sub>H</sub>	3,00	1,40							
HBr1	550 O.K.	500	615	CzL1	0,905311	CzL2	0,6357						
HBr2	550 O.K.	500	615	CzV1	0,925311	CzV2	0,6557						
SHL1	1179,6 N/mm <sup>2</sup>			CzR1	0,08	CzR2	0,08						
SFL1	385,9 N/mm <sup>2</sup>			Fz10	1,85								
SHL2	1179,6 N/mm <sup>2</sup>			Material a fallo superficial									
SFL2	385,9 N/mm <sup>2</sup>			Z <sub>H</sub>	1,000			Material a flexión					
Sg1	1000 N/mm <sup>2</sup>			ZL1	1,050	ZL2	1,192	Y <sub>H1</sub>	1,000		0,7401		
Sg2	1000 N/mm <sup>2</sup>			ZV1	1,002	ZV2	1,009	Y <sub>S1</sub>	2,100		0,7401		
v <sub>α</sub>	320 mm <sup>2</sup> /s			ZR1	1,042	ZR1	1,042	Y <sub>S1T1</sub>	0,877	0,894	Y <sub>S1T2</sub>	0,986	0,988
Qiso	5			Zw	1,000			Y <sub>R1T1</sub>	1,097		Y <sub>R1T2</sub>	1,097	
K <sub>r</sub>	7,5			SHP1	1292,54	SHP2	1478,10 N/mm <sup>2</sup>	Y <sub>S1</sub>	1,000		Y <sub>S2</sub>	1,000	
K <sub>a</sub> h	6,7							SFP1	738,71 N/mm <sup>2</sup>		SFP2	831,13 N/mm <sup>2</sup>	
Rz1	1,4 ηm			bH=	29,1895 Z <sub>ε</sub> <sup>2</sup> K <sub>Hβ</sub> K <sub>v</sub> mm			PIÑÓN					
Rz2	1,4 ηm												
Rz	1,4 ηm												
K <sub>a</sub>	1,25												

Datos para K <sub>Hβ</sub>				Anchura a fallo superficial										
Ajuste b, c				b <sub>Hβ</sub>	ε <sub>β</sub>	Z <sub>ε</sub>	K <sub>Hβ</sub>	K <sub>α</sub> F <sub>t</sub> /b	K <sub>vα</sub>	K <sub>vβ</sub>	K <sub>v</sub>	b <sub>H</sub>		
H1	1,050			31,45	2,82	0,80	1,313	137,42	1,197	1,153	27,98			
H2	1,00E-04			27,98	2,51	0,80	1,259	154,46	1,181	1,139	26,48			
H3	0,260			26,48	2,37	0,80	1,237	163,18	1,174	1,132	25,89			
Otros coeficientes				25,89	2,32	0,80	1,229	166,93	1,171	1,130	25,66			
Coef Y <sub>S,r</sub>				25,66	2,30	0,80	1,226	168,42	1,170	1,129	25,57			
A1	0,12	A2	0,12	25,57	2,29	0,80	1,225	168,99	1,170	1,129	25,54			
B1	0,44	B2	0,44	25,54	2,29	0,80	1,224	169,20	1,169	1,129	25,53			
Coef Y <sub>R,r</sub>				25,53	2,29	0,80	1,224	169,28	1,169	1,129	25,52			
Ref1	1,12	Ref2	1,12	25,52	2,29	0,80	1,224	169,31	1,169	1,128	25,52			
A1	1,674	A2	1,674	25,52	2,29	0,80	1,224	169,33	1,169	1,128	25,52	25,52	O.K.	
B1	-0,529	B2	-0,529										PIÑÓN	
exp1	0,1	exp2	0,1	Coeficiente de seguridad a flexión X <sub>lim,fl</sub> = 1,25								d1	31,4 mm	
Coef Y <sub>S</sub>				N <sub>F</sub>	K <sub>Fβ</sub>	Y <sub>S</sub> σ <sub>r</sub> piñón	σ <sub>r</sub> rueda	X <sub>F</sub>				b <sub>min</sub>	7,9 mm	
A1	1,05	A2	1,05	0,8698	1,192	0,79	403,80	387,47	1,83	O.K.	b <sub>max</sub>	62,9 mm		
B1	-0,01	B2	-0,01											
Cte1						X <sub>F</sub>	1,83	2,14			b = 26 mm			

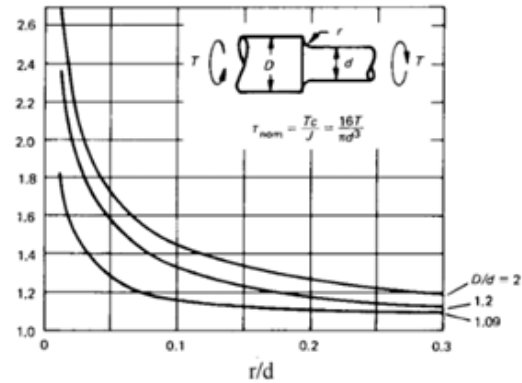
## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

# Anexo 3 Justificación determinación fatiga eje

Sección 4	
Material: Acero endurecido a llama	
Acabado superficial (a)	57,7 Mpa
Acabado superficial (b)	-0,718
Límite de rotura a tracción ( <b>Su</b> )	850 MPa
Límite elástico del material ( <b>Sy</b> )	400
Acabado Superficial ( <b>Ka</b> )	0,4548
Factor de Tamaño ( <b>Kb</b> )	0,7643
Factor de tipo de carga ( <b>Kc</b> )	1
Factor de Temperatura ( <b>Kd</b> )	1
Factor de confiabilidad ( <b>Ke</b> )	0,753
Factor de concentrador de tensiones	
r	1 mm
d	94 mm
r/d	0,0106
D	25 mm
D/d	0,266
<b>Kt</b>	1,2
α	0,064 mm
p	1 mm
q	0,9398
<b>Kf</b>	1,188
Límite de fatiga Probeta (S'e)	425 Mpa
Límite de fatiga del Componente (Se)	93,643 Mpa
Momento Flector	1,19
Torsor	54,36
Tensión Media	
Coefficiente de seguridad a fatiga	23,409



## Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

03/2017	Imagen 1	<a href="http://www.directindustry.es">www.directindustry.es</a>
03/2017	Imagen 2	<a href="http://lab.transmitec.com">lab.transmitec.com</a>
03/2017	Imagen 3	<a href="http://www.xicapam.com">www.xicapam.com</a>
03/2017	Imagen 4	Apuntes teoría de máquinas II
03/2017	Imagen 5	Apuntes teoría de máquinas II
03/2017	Imagen 6	<a href="http://www.tecnicaindustriale.it/es/cinghie_gates_26.jpg">http://www.tecnicaindustriale.it/es/cinghie_gates_26.jpg</a>
03/2017	Imagen 7	<a href="http://www.bandasybandasltada.com/web/img/ban1.jpg">http://www.bandasybandasltada.com/web/img/ban1.jpg</a>
03/2017	Imagen 8	<a href="https://sc01.alicdn.com/kf/HTB1TexgKFXXXcKXpXXq6xXFXXe/Planetary-gear-for-blast-machine.jpg">https://sc01.alicdn.com/kf/HTB1TexgKFXXXcKXpXXq6xXFXXe/Planetary-gear-for-blast-machine.jpg</a>
03/2017	Imagen 9	<a href="http://www.monografias.com/trabajos30/engranajes/eng3.jpg">http://www.monografias.com/trabajos30/engranajes/eng3.jpg</a>
03/2017	Imagen 10	<a href="http://www.engranefinos.com/MyImages/conico-recto%202.jpg">http://www.engranefinos.com/MyImages/conico-recto%202.jpg</a>
03/2017	Imagen 11	<a href="https://www.ecured.cu/Images/thumb/c/c3/Sinfin1.jpeg/x260px-Sinfin1.jpeg.pagespeed.ic.0olcGLdcOr.jpg">https://www.ecured.cu/Images/thumb/c/c3/Sinfin1.jpeg/x260px-Sinfin1.jpeg.pagespeed.ic.0olcGLdcOr.jpg</a>
03/2017	Imagen 12	<a href="http://www.monografias.com/trabajos30/engranajes/eng4.jpg">http://www.monografias.com/trabajos30/engranajes/eng4.jpg</a>
03/2017	Imagen 13	<a href="http://docslide.us/documents/backlash-e-interferencia-engranajes.html">http://docslide.us/documents/backlash-e-interferencia-engranajes.html</a>
03/2017	Imagen 14	<a href="http://msdspds.castrol.com/bpglis/FusionPDS.nsf/Files/0E400D9A8AB28E8A80257AA70073B004/\$File/BPXE-8YZFQA.pdf">http://msdspds.castrol.com/bpglis/FusionPDS.nsf/Files/0E400D9A8AB28E8A80257AA70073B004/\$File/BPXE-8YZFQA.pdf</a>
03/2017	Imagen 15	<a href="http://1.bp.blogspot.com/_B60aPEjCGLI/SstfLmjBOQI/AAAAAAAAADE/JIP2tkahnL4/s320/RUEDA.jpg">http://1.bp.blogspot.com/_B60aPEjCGLI/SstfLmjBOQI/AAAAAAAAADE/JIP2tkahnL4/s320/RUEDA.jpg</a>
03/2017	Imagen 16	<a href="http://img05.deviantart.net/ea7b/i/2014/266/0/2/engranaje_png_by_turnlastsong-d80aede.png">http://img05.deviantart.net/ea7b/i/2014/266/0/2/engranaje_png_by_turnlastsong-d80aede.png</a>
03/2017	Imagen 17	Departamento de ingeniería mecánica y de materiales UPV
03/2017	Imagen 18	<a href="http://www.engraneroox.com/wp-content/uploads/2013/07/eje-acanalado-con-movimiento-lineal-56967-2633591.jpg">http://www.engraneroox.com/wp-content/uploads/2013/07/eje-acanalado-con-movimiento-lineal-56967-2633591.jpg</a>
03/2017	Imagen 19	<a href="http://image.made-in-china.com/2f0j10ueMTjCSrZbkf/-Eje-de-engranaje.jpg">http://image.made-in-china.com/2f0j10ueMTjCSrZbkf/-Eje-de-engranaje.jpg</a>
03/2017	Imagen 20	Apuntes de teoría de máquinas II
03/2017	Imagen 21	Apuntes de teoría de máquinas II
03/2017	Imagen 22	Apuntes de teoría de máquinas II
03/2017	Imagen 23	<a href="http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6205-2RSL">http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6205-2RSL</a>
03/2017	Imagen 24	<a href="http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6305-2Z">http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6305-2Z</a>
03/2017	Imagen 25	<a href="http://www.esrodamientos.com/SKF_Rodamientos/SKF_63006_2RS_61423.html">http://www.esrodamientos.com/SKF_Rodamientos/SKF_63006_2RS_61423.html</a>
03/2017	Imagen 26	<a href="http://www.esrodamientos.com/SKF_Rodamientos/SKF_6006_RS_56845.html">http://www.esrodamientos.com/SKF_Rodamientos/SKF_6006_RS_56845.html</a>

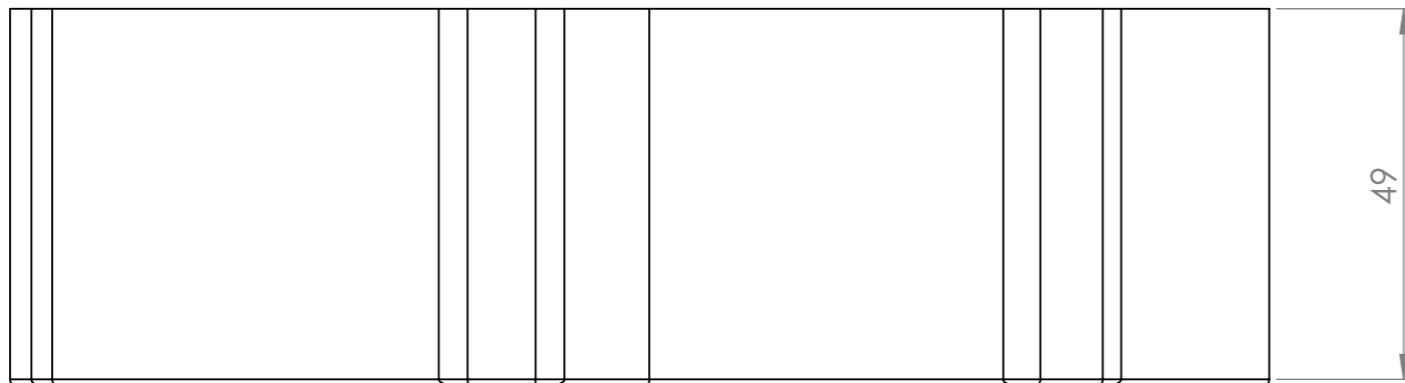
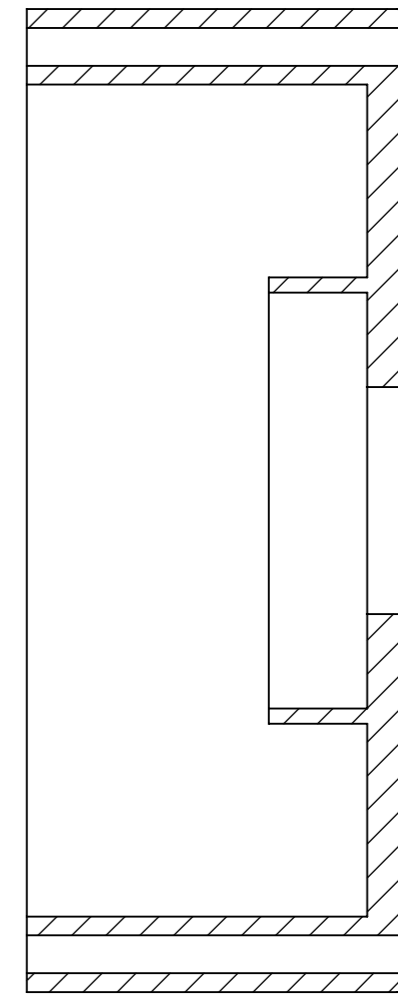
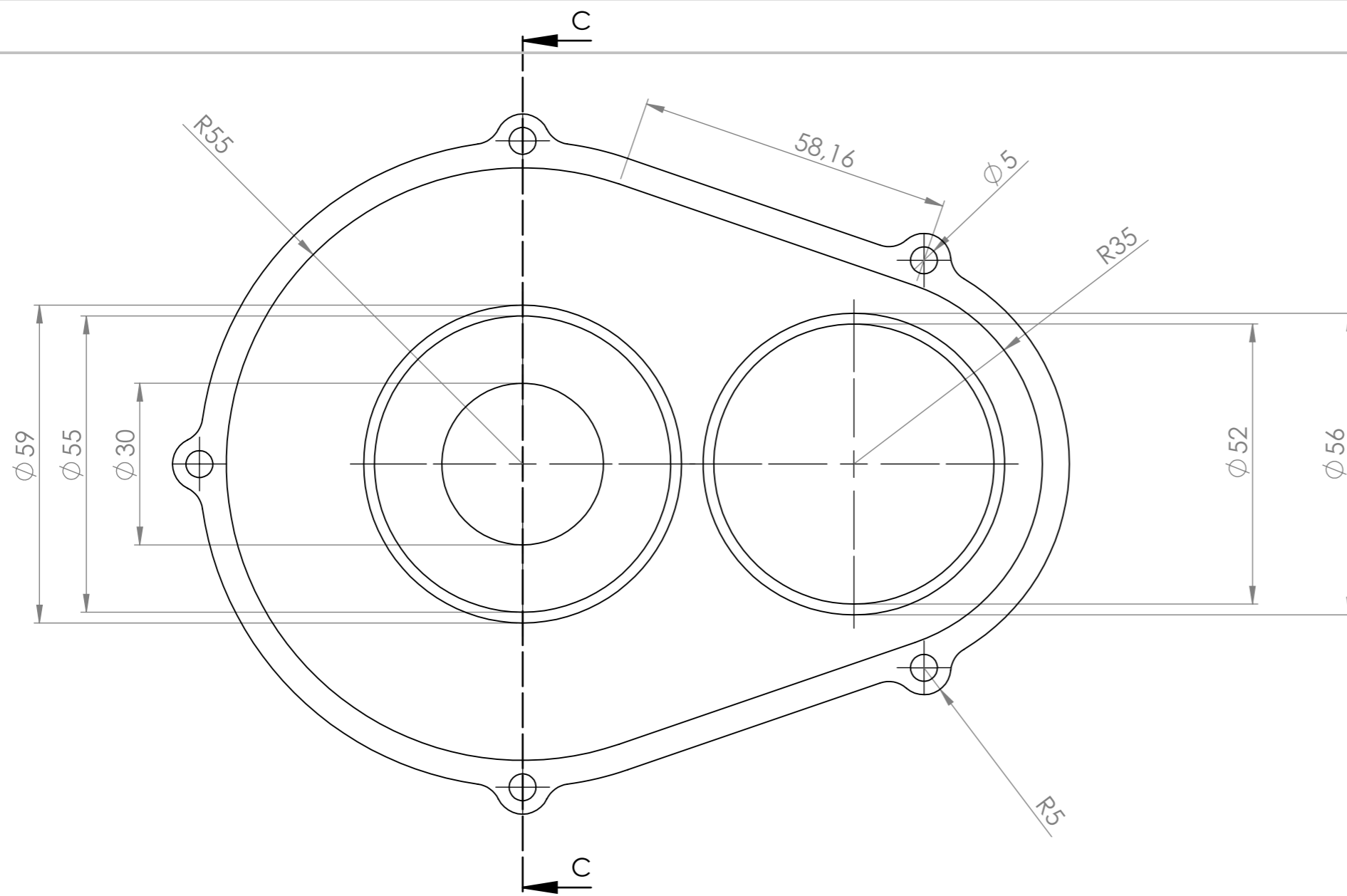


# Cálculo y diseño de reductor para ultraligero

Autor: Carlos Martínez Giner

Profesor tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

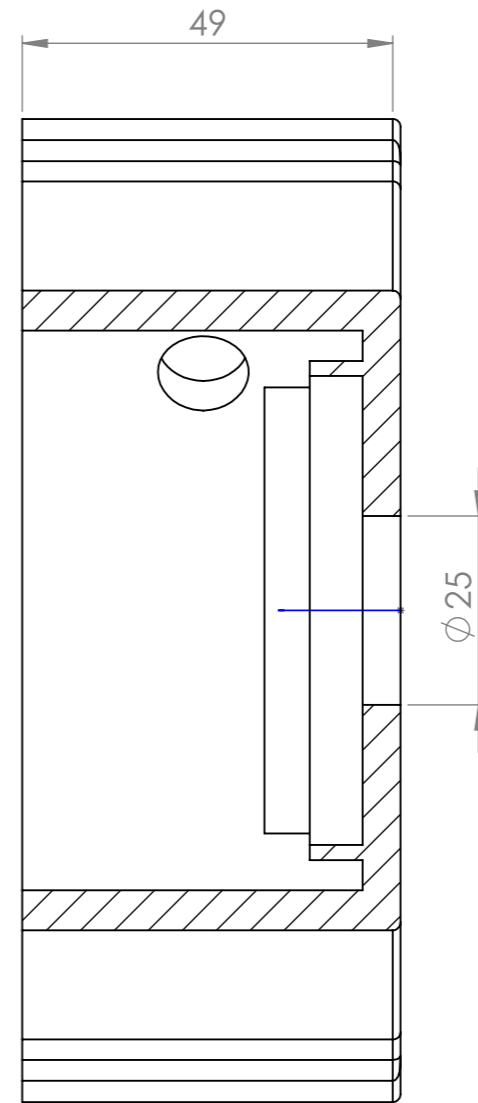
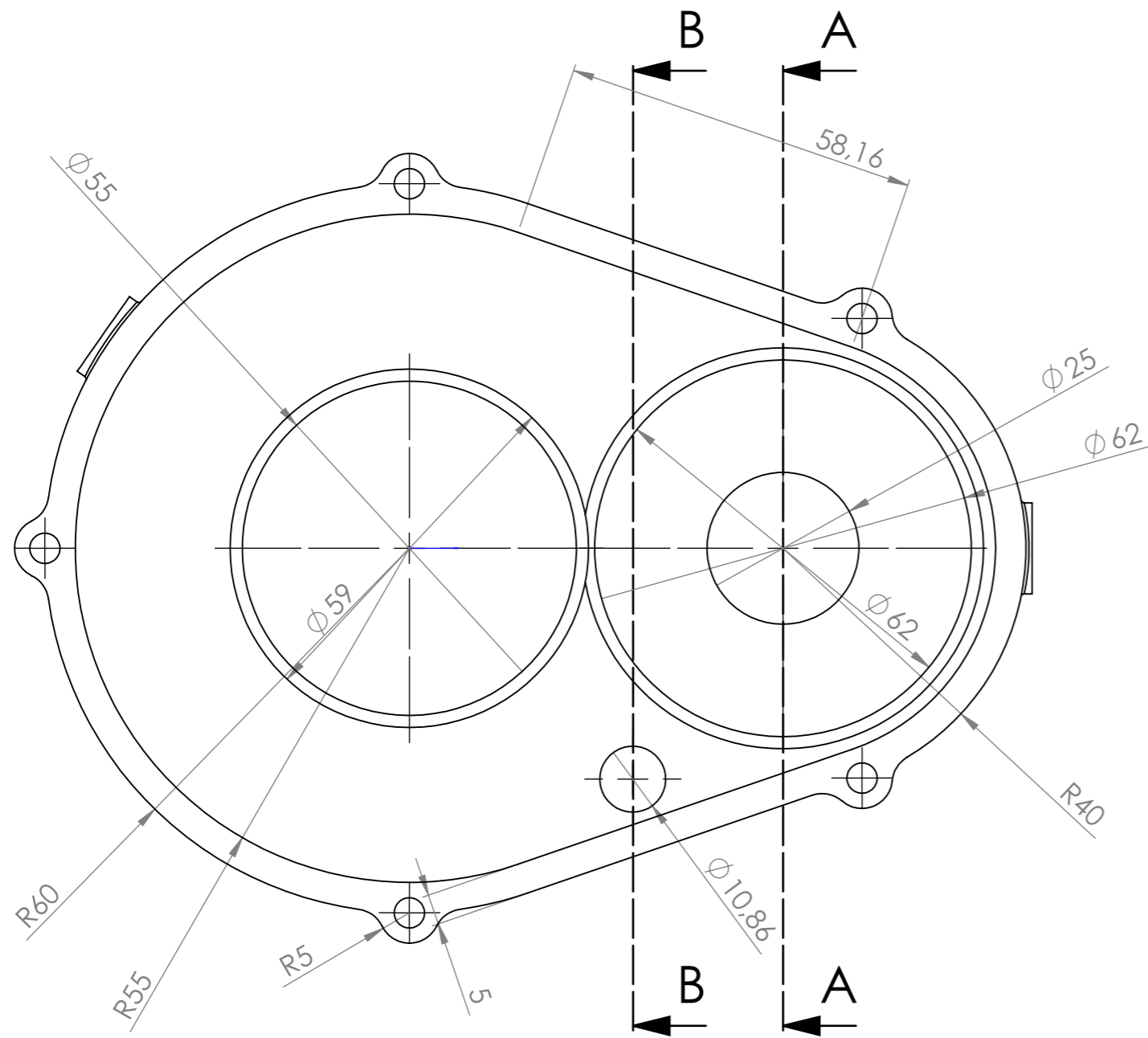
## ANEXO DE PLANOS



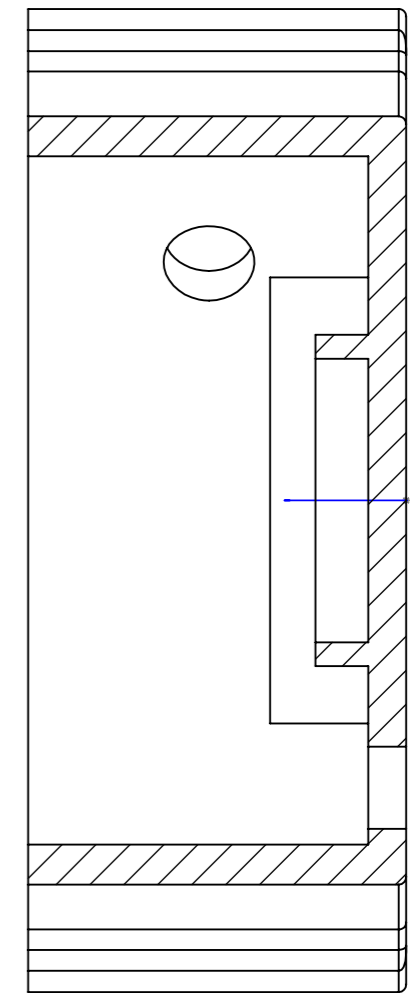
\*Material: Acero Fundición gris EN-GJL-200

Diseñado por: Carlos Martínez Giner		Plano:	
Comprobado por: Ana María Pedrosa Sanchez		Carcasa 1	
Escala:	Diseño de un reductor de velocidad para un ultraligero	Fecha: 09/03/2017	
1:1		Nº de Plano: 1	

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1

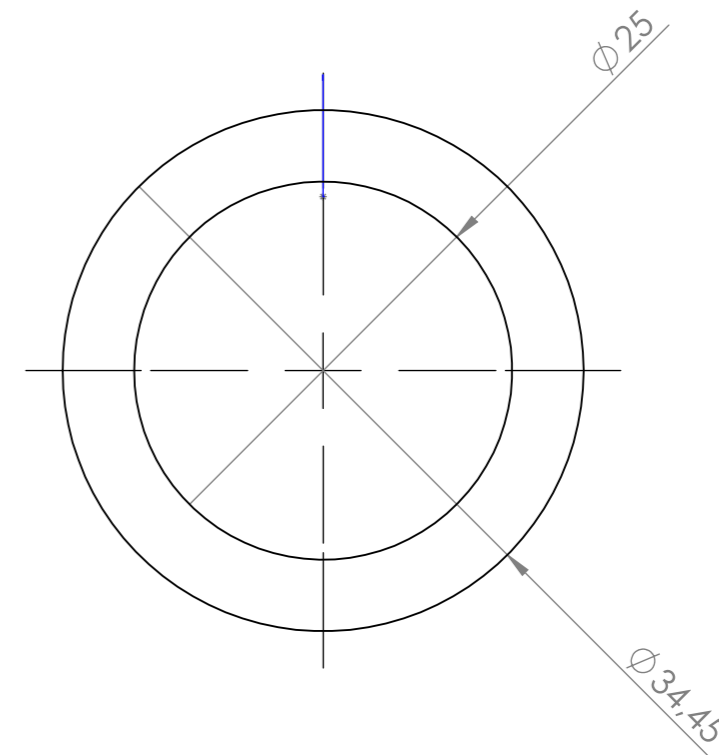
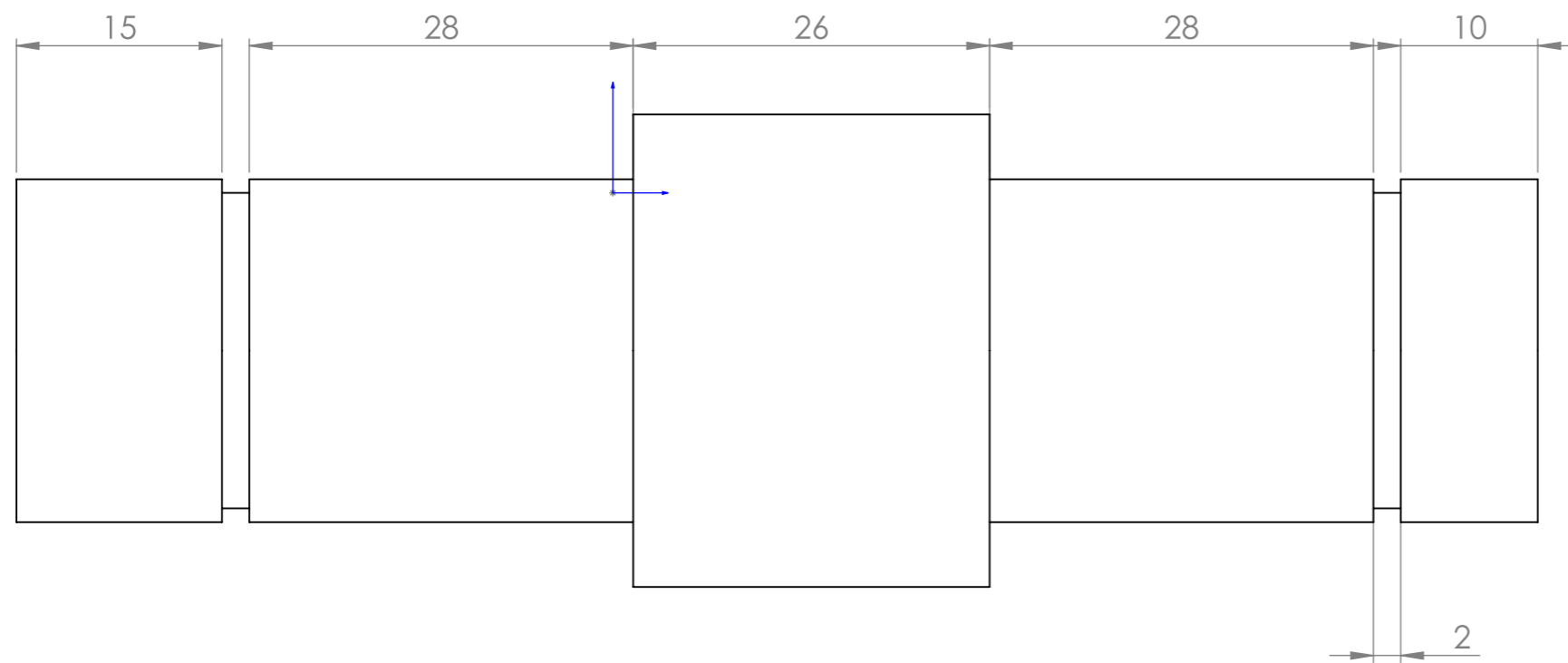


SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 1

\*Material: Acero de Fundición Gris EN-GJL-200

Diseñado por: Carlos Martínez Giner		Plano:	
Comprobado por: Ana María Pedrosa Sanchez		Carcasa 2	
Escala:	Diseño de un reductor de velocidad para un ultraligero	Fecha: 09/03/2017	
1:1		Nº de Plano: 2	

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**



\*Material: Acero endurecido a llama 42CrMo4

Diseñado por: Carlos Martínez Giner

Plano:

Comprobado por: Ana María Pedrosa Sanchez

Eje de entrada

Escala:

Diseño de un reductor de velocidad para un ultraligero

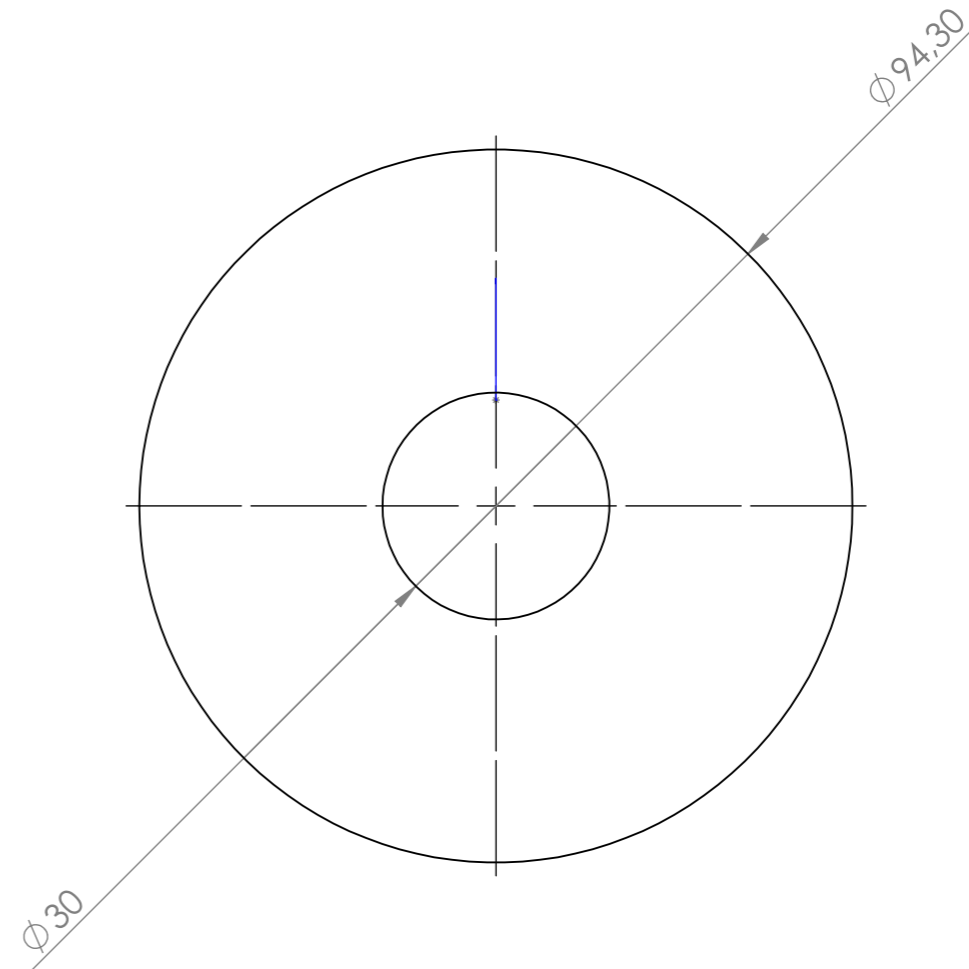
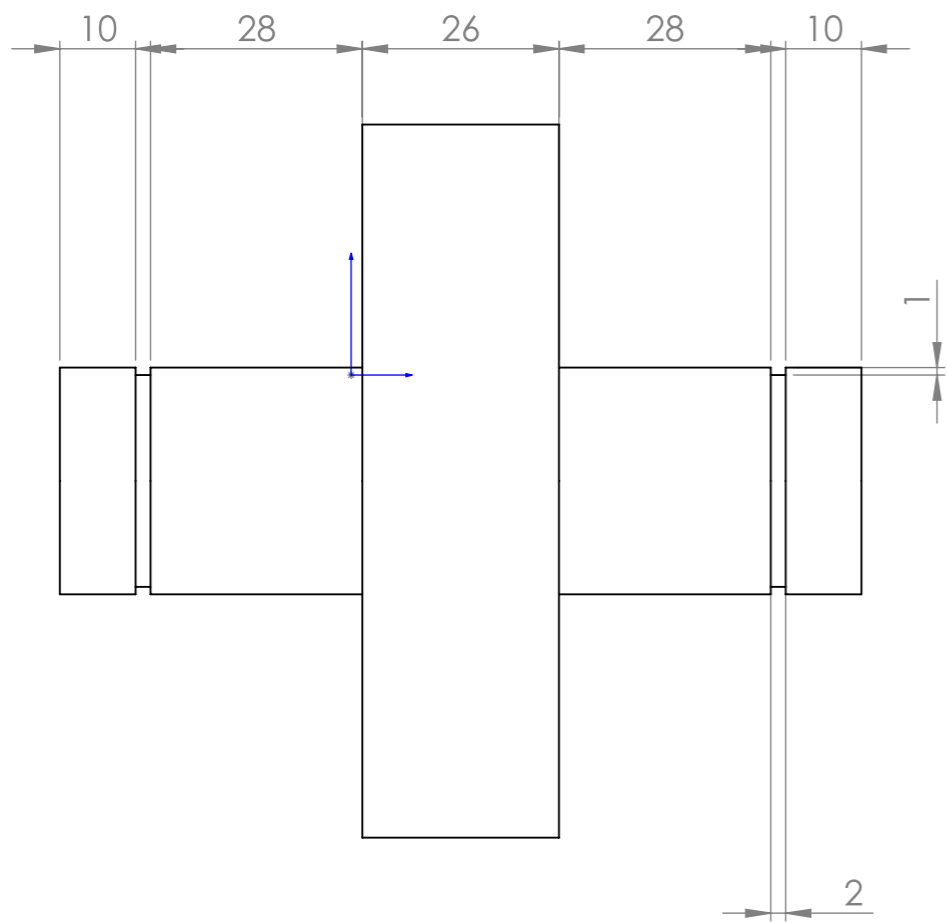
Fecha: 09/03/2017

2:1

Nº de Plano: 3

$\alpha = 20^\circ$   
 $\beta = 25^\circ$   
 $Z = 19$

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
 Sólo para uso académico.**



\*Material: Acero endurecido a llama 42CrMo4

Diseñado por: Carlos Martínez Giner

Plano:

Comprobado por: Ana María Pedrosa Sanchez

Eje de Salida

Escala:

Diseño de un reductor de velocidad para un ultraligero

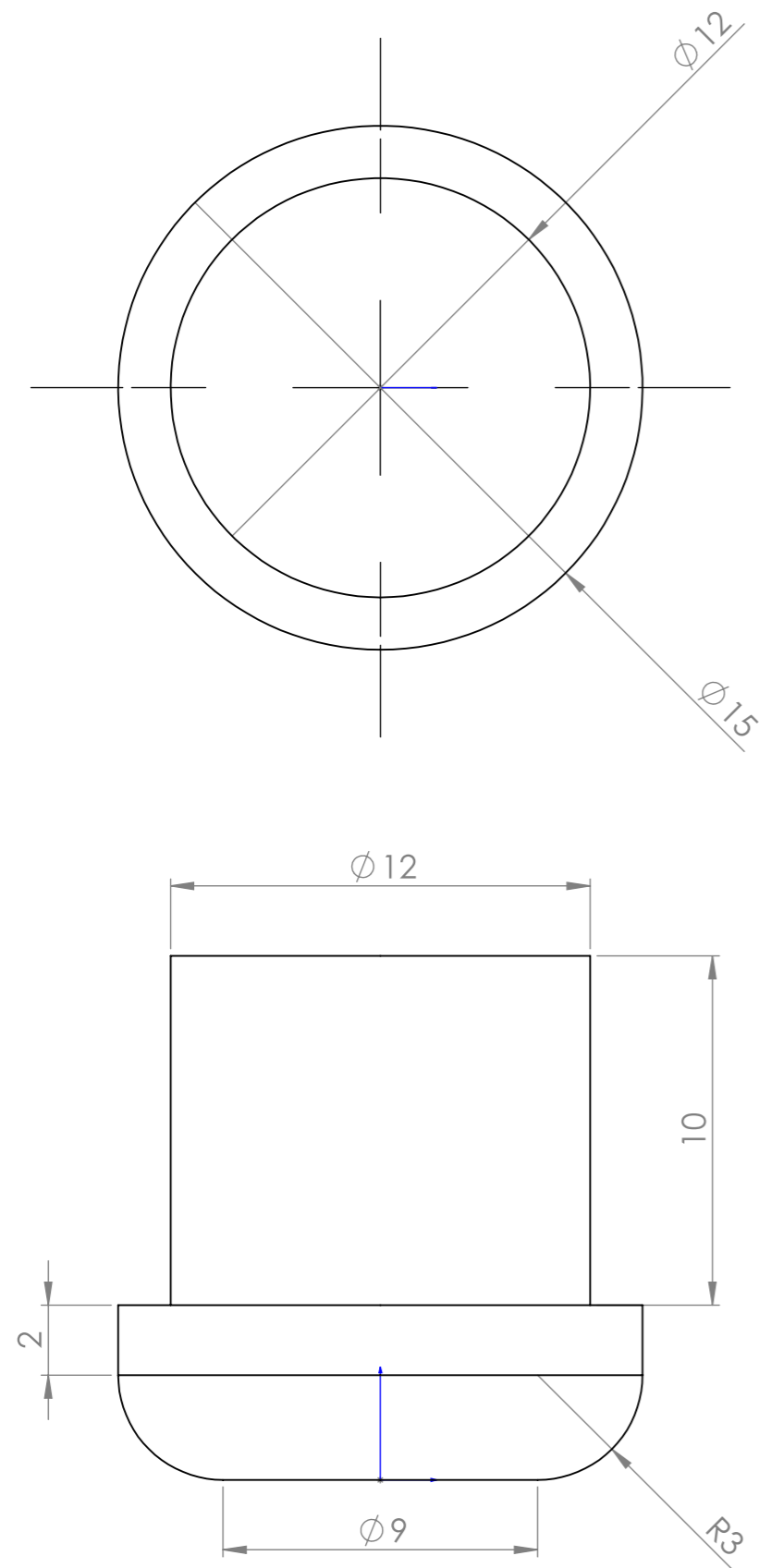
Fecha: 09/03/2017

1:1

Nº de Plano: 4

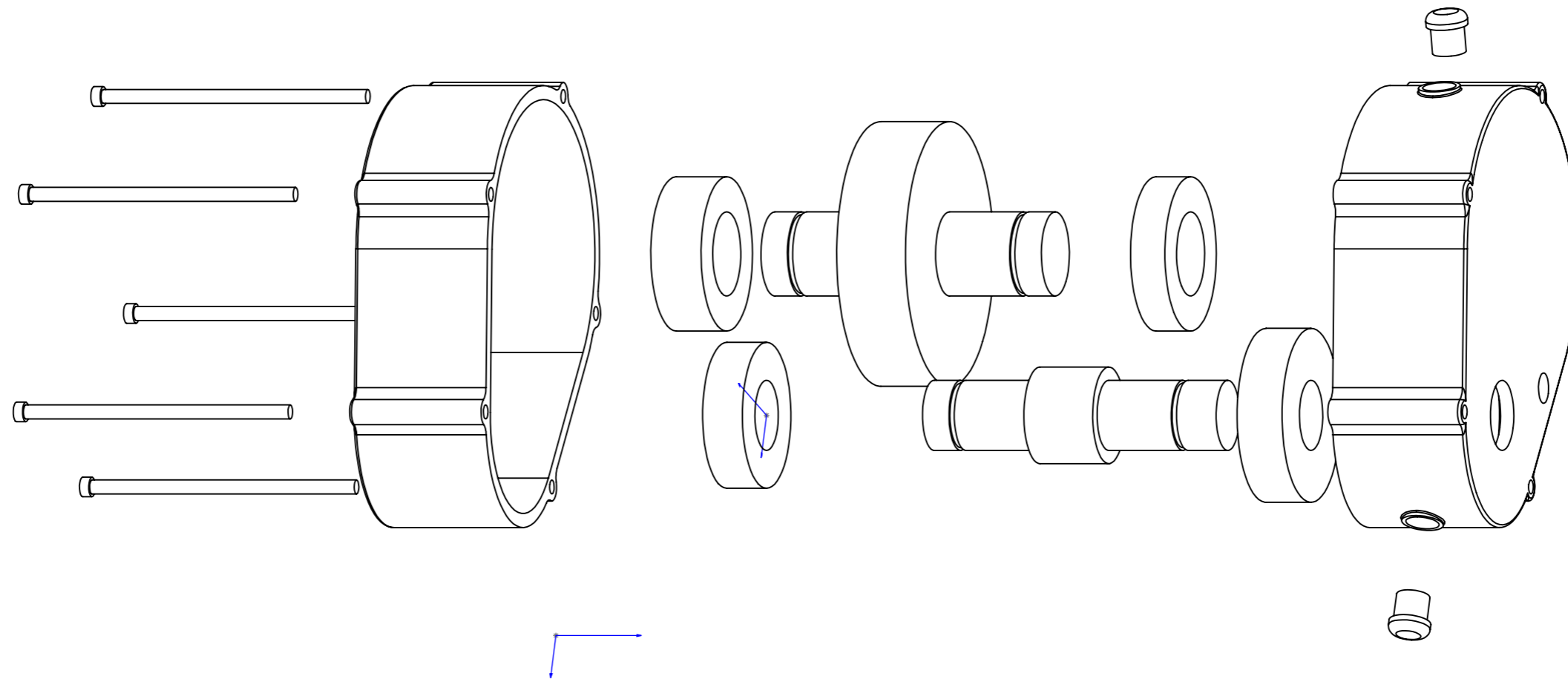
$\alpha = 20^\circ$   
 $\beta = 25^\circ$   
 $Z = 55$

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
 Sólo para uso académico.**



**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

Diseñado por: Carlos Martínez Giner		Plano:	
Comprobado por: Ana María Pedrosa Sanchez		Tapón de Aceite	
Escala:	Diseño de un reductor de velocidad para un ultraligero	Fecha: 09/03/2017	
5:1		Nº de Plano: 5	



**Componentes adicionales:**

5 x Inox Allen Perno M5 x 100mm

1 x Rodamiento 6205-2RLS Eje de Entrada Izquierda

1 x Rodamiento 6305-2Z Eje de Entrada Derecha

1 x Rodamiento 63006-2RSL Eje de Salida Izquierda

1 x Rodamiento 6006-RS Eje de Salida Derecha

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

Diseñado por: Carlos Martínez Giner

Plano:

Comprobado por: Ana María Pedrosa Sanchez

**Explosionado Ensamblaje**

Escala:

2:1

Diseño de un reductor de velocidad para un ultraligero

Fecha: 09/03/2017

Nº de Plano: 6