

# Proyecto Reductora de velocidad por engranajes

## 2º de Mecatrónica Industrial.

---

### Anexo Cálculos

Código PR-A



Autor: Carlos López Jiménez  
Fecha: 21/02/2022

# Índice

1.0 Cálculo de los diámetros de los árboles de transmisión .....	78
1.1 Cálculo de módulos y características básicas de las ruedas dentadas.....	81
1.3 Cálculo de volumen y peso de las ruedas dentadas.....	87
2.0 Cálculos esfuerzos de los árboles de transmisión.....	90
Esfuerzos en el árbol 1 (35mm): .....	92
Esfuerzos en el árbol 2 (40mm): .....	94
3 Cálculos esfuerzos de chavetas.....	96
Árbol 1 (35mm): .....	97
Árbol 2 (40mm): .....	99
4 Cálculos de la vida útil de los rodamientos.....	100
Árbol 1 (35mm): .....	102
Árbol 2 (40mm): .....	102
5. Determinación del lubricante adecuado para los rodamientos.....	103
Para rodamientos SKF 16007:.....	104
Para rodamientos SKF 16008: .....	105
6. Elección de retenes de engrase.....	107
7. Diseño geométrico de carcasa y distintos elementos constructivos.....	109

## Anexo Cálculos

En este apartado se muestran los cálculos necesarios para diseñar la reductora de un par engranajes cilíndricos de dientes rectos.

A continuación se muestran los datos requeridos cuales condicionan el diseño de la reductora:

***(Extracto del pliego de condiciones).***

P (CV)	7,5
n (rpm)	1440
Par de salida (Kgf·m)	7,5
Factor de seguridad (S)	3
Vida útil	15 años, 300 días laborables y 16 h/día de trabajo

Concretamos a partir del extracto, que tendremos que tener en cuenta que la vida útil mínima para los engranajes y los rodamientos serán las siguientes horas de trabajo:

$$\text{Horas de trabajo} = \frac{16h}{\text{día}} \cdot \frac{300 \text{ días}}{\text{año}} \cdot 15 \text{ años} = 72000 \text{ h de trabajo efectivas.}$$

A partir de aquí empezamos a realizar los cálculos en orden lógico para el diseño completo de la reductora.

### 1.0 Cálculo de los diámetros de los árboles de transmisión

Los cálculos se han realizado según las pautas del libro “**Máquinas prontuario, técnicas, máquinas y herramientas**” Por N. Larburu en el apartado **Cálculos de árboles de transmisión (torsión sin flexión o con flexión. Página 142.**

En este apartado omitiremos el esfuerzo en función de la tensión y centraremos el cálculo en función de la deformación.

$$N = \frac{M_{\text{entrada}} \cdot n_{\text{entrada}}}{716} = CV$$

Como en la reductora las velocidades y el par cambian únicamente en función de la relación de transmisión provocada por los engranajes la potencia proporcionada por el motor queda estática conservándose así misma en la entrada y en la salida.

$$N_{entrada} = N_{salida}$$

“N” queda estática en la ecuación del árbol 1 (conductor) y en la ecuación del árbol 2 (conducido).

El resultado se redondeará de 0,5 en 0,5 mm para estar acorde con la normalización de manera que el redondeo sea al superior para que el resultado sea el más favorable.

$$\phi_{\text{árbol}} = 12 \sqrt[4]{\frac{N \text{ (CV)}}{n \text{ (rpm)}}} = \text{cm}$$

- Relación de transmisión obtenida:

Para poder hacer el cálculo del segundo árbol se debe hacer según la relación de transmisión que obtengamos a partir del pliego de condiciones:

Con estas ecuaciones obtendremos la relación de transmisión de la reductora, por lo que también podremos saber las revoluciones de entrada “ $n_{entrada}$ ” y viceversa, de esta manera también podemos hallar el par de entrada y salida “ $Mt$ ”.

Los cálculos están realizados según las pautas del libro “**Máquinas prontuario, técnicas, máquinas y herramientas**” Por N. Larburu en el apartado **Cálculos de árboles de transmisión (torsión sin flexión o con flexión. Página 142**

Para los cálculos de relación de transmisión se siguen las pautas del mismo libro, **página 552, sección decimocuarta.**

$$i = \frac{Z2 \text{ (conducida)}}{Z1 \text{ (conductora)}}$$

$$i = \frac{Mt_{salida}}{Mt_{entrada}}$$

$$i = \frac{n_{entrada}}{n_{salida}}$$

$$Mt_{entrada} = \frac{N \cdot 716}{n_{entrada}} = Kgf \cdot m$$

$$Mt_{entrada} = \frac{7,5 \cdot 716}{1440} = 3,7292 Kgf \cdot m \quad Mt_{salida} = 7,5 Kgf \cdot m$$

$$i = \frac{7,5 Kgf \cdot m}{3,7292 Kgf \cdot m} = 2,011155_{/1}$$

Como podemos ir viendo a partir del resultado de la relación de transmisión podemos hallar todas las incógnitas restantes relacionadas con la “i” pero este cálculo es meramente ideal ya que a la hora de encontrar la relación de transmisión exacta para cumplir el mismo par de salida solicitado deberemos encontrar una rueda dentada ideal algo en la realidad no es capaz de hallarse, bien sea porque al hallar Z1 y Z2 salgan con dientes en decimales algo que es imposible de aplicar, también podría ser que el número de dientes en específico no los facilite ningún fabricante y si bien es verdad que podemos fabricarlas también podría darse el caso de que el par de ruedas aumente el volumen de la reductora por su diámetro exterior y/o ancho.

Por lo mencionado anteriormente de ahora en adelante se apartarán los cálculos ideales con la relación de transmisión ideal por los reales, siendo los resultados más favorables en dimensiones y par de salida solicitado.

La relación de transmisión será determinada por el siguiente par de ruedas:

$$i = \frac{59}{29} = 2,034482759_{/1}$$

- Árbol 1 (Conductor):

$$\varnothing_{\text{árbol1}} = 12 \sqrt[4]{\frac{7,5}{1440}} = 3,2237 \text{ cm} \text{ --- } 32,237 \text{ mm} \text{ --- } 35 \text{ mm}$$

- Árbol 2 (Conducido):

$$n_{salida} = \frac{n_{entrada}}{\left(\frac{Z_{conductora}}{Z_{conducida}}\right)} = rpm \quad \phi_{\text{árbol}2} = 12^4 \sqrt{\frac{N}{\left(\frac{Z_2}{Z_1}\right)}}$$

$$\phi_{\text{árbol}2} = 12^4 \sqrt{\frac{7,5}{\frac{1440}{\left(\frac{59}{29}\right)}}} = 3,85 \text{ cm} \text{ --- } 38,5 \text{ mm} \text{ --- } 40 \text{ mm}$$

Conclusión:

$$\phi_{\text{árbol}1} = 35 \text{ mm}$$

$$\phi_{\text{árbol}2} = 40 \text{ mm}$$

### 1.1 Cálculo de módulos y características básicas de las ruedas dentadas.

Para el cálculo de las características de las ruedas dentadas se siguen las pautas del libro “Máquinas prontuario, técnicas, máquinas y herramientas” Por N. Larburu página 552 a 553 sección decimocuarta (cálculos de ruedas dentadas). / página 322 sección novena (Denominaciones y relaciones en el dentado del sistema de módulo).

En este apartado es imprescindible hallar el módulo definitivo para las dos ruedas dentadas, en este caso son ruedas cilíndricas de dientes rectos y hacen uso de la siguiente ecuación:

$$m_{\text{rueda dentada}} = \sqrt[3]{\frac{448 \times 10^6}{\lambda \cdot Z^2 \cdot k'} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{N(CV)}{n(rpm)}}$$

Se puede apreciar que en la ecuación intervienen valores variables como son:

- $\lambda = \text{relación ancho/módulo}$ . Dicho valor se selecciona según las condiciones a las que vayan a estar sometidas las ruedas.

Para determinar el valor se usan las siguientes pautas:

**Relación práctica,**  $\lambda = \frac{b}{m}$  (ancho del diente y módulo)

$\lambda$ , 6 a 8 en dientes en bruto.

$\lambda$ , 10 a 15 para ruedas sobre soportes asentados en armazones corrientes.

$\lambda$ , 15 a 25 para ruedas con asiento en cajas de engrase.

$\lambda$ ,  $\leq 30$  para ruedas sobre soportes de rodamientos y árboles muy rígidos.

*Ilustración 1. Página 552 N. Larburu Máquinas prontuario, técnicas, máquinas y herramientas.*

- $z$  = Número de dientes de la rueda dentada.
- $k'$  = Presión de rodadura. Depende de la siguiente ecuación:

$$k' = k \cdot \psi$$

“ $k$ ” es el valor que adquiere cuando le asignamos determinado material a la rueda y las revoluciones por minuto a la que gira la rueda, a más revoluciones por minuto más golpes se llevará la rueda por lo que por consecuencia la “ $k$ ” es menor y “ $k'$ ” disminuirá (directamente proporcional), como el módulo es inversamente proporcional a “ $k'$ ” el módulo aumentará, siendo este más consistente para aguantar los golpes.

Si realizamos un cálculo y tenemos una “ $n$ ” situada entre dos valores de la tabla y no queremos interpolar lo lógico es coger la “ $n$ ” superior de esta manera “ $k$ ” será menor y el módulo aumentará cobrando sentido la ecuación.

- $\psi$  determina un factor en relación al número de horas de duración que le queramos dar a la rueda, si “ $\psi$ ” viendo las anteriores ecuaciones podemos observar que el módulo disminuirá ya que esta queda directamente proporcional con “ $k'$ ”, por consecuencia de estar “ $k'$ ” inversamente con el módulo, el módulo vuelve a aumentar de esta manera se ve que si queremos aumentar la duración de la rueda deberemos aumentar el módulo.
- Los demás factores de la ecuación ya se vieron anteriormente.

En estos cálculos como sabemos que van dedicados a una reductora podemos acordar en conseguir el par más cercano dentro de un ligero margen superior y no inferior, pudiendo así mejorar un poco más las dimensiones de las ruedas ya que como vimos, el módulo que hallemos tras haber concretado entre 3 soluciones posibles de número de dientes y modificando un poco los factores como pueden ser la lambda o la presión de rodadura (ya que ni la potencia ni las revoluciones son variables), obtendremos un módulo que determinará tanto el ancho como el diámetro exterior de la rueda que son factores importantes para posteriormente diseñar la caja de la reductora.

Por ello afinaremos lo máximo posible la reductora para que sean acorde tanto el par como unas dimensiones lógicas para no tener que encarecer el producto por tener que mecanizar mucho material.

$$B = \lambda \cdot m$$

$$\text{Diámetro exterior}_{\text{rueda}} = m \cdot (Z + 2)$$

$$d_{\text{fondo}} = m \cdot (z - 2,5)$$

Se elige para la reductora la opción de: sobre soportes de rodamientos y árboles muy rígidos.

por ello lambda no tendrá un valor inferior a 25 ni igual o superior a 30

$$25 \leq \lambda < 30$$

Por lo explicado anteriormente se realizan 3 líneas de cálculo en las que se han escogido el par de ruedas más favorecedores en par y dimensiones.

$$A) \frac{59}{29} = 2,034482759/1 \quad B) \frac{69}{34} = 2,029411765/1 \quad C) \frac{75}{37} = 2,02703/1$$

$$A) Mt_{\text{salida}} = \frac{7,5 \cdot 716}{\frac{1440}{\left(\frac{59}{29}\right)}} = 7,587 \text{ kgf} \cdot m \quad B) Mt_{\text{salida}} = \frac{7,5 \cdot 716}{\frac{1440}{\left(\frac{69}{34}\right)}} = 7,5680 \text{ kgf} \cdot m$$

$$C) Mt_{\text{salida}} = \frac{7,5 \cdot 716}{\frac{1440}{\left(\frac{75}{37}\right)}} = 7,55912 \text{ kgf} \cdot m$$

Se puede apreciar que el caso B es el que más se acerca al par pedido pero no es el que tiene las dimensiones menores ya que su corona es de 69 dientes, lo que quiere decirnos que de todas las opciones esa será la que más volumen nos ocupará, por ello hemos decidido optar por la opción de escoger el par de ruedas que tiene la corona de 59 ya que el par no se aleja mucho y utilizar una rueda de menos dientes nos puede ayudar a conseguir una altura de la caja menor pero tendremos que tener en cuenta que al disminuir el número de dientes aumentará el módulo al cuadrado por lo que también aumentará el diámetro exterior, por lo contrario si aumentamos el número de dientes también aumentará el diámetro exterior por ello es algo difícil concretar una perspectiva exacta sin cálculos por ello requerimos las 3 líneas de cálculo.



## A. Primera línea de cálculo.

Se elige un acero F-1210 (37Cr4)

Vida útil = 72000 horas ~ 80000 por ende  $\psi = 0,4$

$n_{entrada} = 1440 \text{ rpm} \sim 1500 \text{ rpm}$

$n_{salida} = \frac{1440 \text{ rpm}}{2,034482759/1} = 707,79661 \text{ rpm} \sim 750 \text{ rpm}$

$z = 59 \quad Z = 69$

$i = 2,034482759/1$

$\lambda = 25$

Según los datos introducidos se mira en la tabla siguiente y se obtienen los nuevos datos.

VALORES DE k (kg/cm <sup>2</sup> ) PARA 5000 HORAS DE DURACION											TABLA 12 <sub>2</sub> . 14	
Material de la rueda o del piñón	Dureza Brinell DB	Revoluciones de la rueda o del piñón (n <sub>2</sub> o n <sub>1</sub> )										k <sub>min</sub>
		10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
Fundición gris de 21 kg	170	32	24	19	15	11	8,8	7,7				3,5
Fundición gris de 28 kg	200	60	44	35	28	21	16,5	14,4	13	11,5		7
Acero fundido o suave (F-112)	130	35	26	20	16	12	9,5	8,3	7,5	6,6	5,6	4,3
Acero semi-suave (F-113)	160	53	39	31	25	18	14	12,5	11,5	10	8,5	5,3
Acero semi-duro (F-114)	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11	6,7
Acero duro (F-115)	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18,5	15,5	9,0
Acero aleado (F-121)	230		87	69	55	41	32	28	26	22	19	12
Acero aleado (F-122)	260			89	70	52	41	36	33	28	24	20
Acero aleado (F-123) templado	400				210	155	120	105	95	83	70	60
Acero aleado (F-124) templado	600				370	270	215	190	170	150	125	80
Horas, h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000		
ψ	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,5	0,4		0,3	

Ilustración 1 Página 553 N. Larburu Máquinas prontuario, técnicas, máquinas y herramientas

$$k_1 = 22 \quad k_2 = 28 \quad \psi = 0,4$$

$$k_1' = 22 \cdot 0,4 = 8,8 \quad k_2' = 28 \cdot 0,4 = 11,2$$

" $k_1$ " se obtiene consecuentemente de las revoluciones a la que gira el piñón y por el acero elegido.

" $k_2$ " se obtiene consecuentemente de las revoluciones a la que gira el plato y por el acero elegido.

$$m_1 = \sqrt[3]{\frac{448 \times 10^6}{25 \cdot 29^2 \cdot 8,8'} \cdot \frac{2,034482759/1+1}{2,034482759/1} \cdot \frac{7,5}{1440}} = 2,659940 \sim 2,75$$

$$m_2 = \sqrt[3]{\frac{448 \times 10^6}{25 \cdot 59^2 \cdot 11,2} \cdot \frac{2,034482759/1+1}{2,034482759/1} \cdot \frac{7,5}{\frac{1440}{\left(\frac{59}{29}\right)}}} = 1,93 \sim 2$$

El módulo definitivo elegido es el superior ya que este será más robusto.

$$m_{1,2} = 2,75$$

#### B. Segunda línea de cálculo.

Se elige un acero F-1210 (37Cr4)

Vida útil = 72000 horas ~ 80000 horas por ende  $\psi = 0,4$

$n_{entrada} = 1440rpm \sim 1500 rpm$

$$n_{salida} = \frac{1440rpm}{2,034482759/1} = 707,79661 rpm \sim 750 rpm$$

$$z = 34 \quad Z = 69$$

$$i = 2,029411765/1$$

$$\lambda = 27$$

Según la tabla de valores de “k” obtenemos los siguientes valores:

$$k_1 = 22 \quad k_2 = 28 \quad \psi = 0,4$$

$$k_1' = 22 \cdot 0,4 = 8,8 \quad k_2' = 28 \cdot 0,4 = 11,2$$

$$m_1 = \sqrt[3]{\frac{448 \times 10^6}{27 \cdot 34^2 \cdot 8,8} \cdot \frac{2,029411765/1+1}{2,029411765} \cdot \frac{7,5}{1440}} = 2,332 \sim 2,5$$

$$m_2 = \sqrt[3]{\frac{448 \times 10^6}{27 \cdot 69^2 \cdot 11,2} \cdot \frac{2,029411765/1+1}{2,029411765} \cdot \frac{7,5}{\frac{1440}{\left(\frac{69}{34}\right)}}} = 1,69962 \sim 1,75$$

El módulo definitivo elegido es el superior ya que este será más robusto.

$$m_{1,2} = 2,5$$

## C. Tercera línea de cálculo

Se elige un acero F-1210 (37Cr4)

Vida útil = 72000 horas ~ 80000 horas por ende  $\psi = 0,4$

$n_{entrada} = 1440 \text{ rpm} \sim 1500 \text{ rpm}$

$n_{salida} = \frac{1440 \text{ rpm}}{2,02703/1} = 710,4 \text{ rpm} \sim 750 \text{ rpm}$

$z = 37 \quad Z = 75$

$i = 2,02703/1$

$\lambda = 29$

Según la tabla de valores de “k” obtenemos los siguientes valores:

$k_1 = 22 \quad k_2 = 28 \quad \psi = 0,4$

$k_1' = 22 \cdot 0,4 = 8,8 \quad k_2' = 28 \cdot 0,4 = 11,2$

$$m_1 = \sqrt[3]{\frac{448 \times 10^6}{29 \cdot 37^2 \cdot 8,8'} \cdot \frac{2,02703/1+1}{2,02703/1} \cdot \frac{7,5}{1440}} = 2,15253 \sim 2,25$$

$$m_2 = \sqrt[3]{\frac{448 \times 10^6}{29 \cdot 75^2 \cdot 11,2'} \cdot \frac{2,02703/1+1}{2,02703/1} \cdot \frac{7,5}{\frac{1440}{\left(\frac{75}{32}\right)}}} = 1,6473 \sim 1,75$$

El módulo definitivo elegido es el superior ya que este será más robusto.

$$m_{1,2} = 2,25$$

Se puede observar las 3 líneas de la siguiente manera:

Si queremos conseguir el menor volumen posible podemos hacer que la rueda tenga el diámetro exterior lo menor posible, por tanto, se comparan los casos anteriores para ver cual convendría más en términos de altura de la caja que será modificada según sea el módulo y el número de dientes de nuestra rueda.

$$De = m \cdot (Z + 2) \quad B = \lambda \cdot m$$

- A)  $De = 2,75 \cdot (59 + 2) = 167,75 \quad B = 25 \cdot 2,75 = 68,75 \sim 69$   
 B)  $De = 2,5 \cdot (69 + 2) = 177,5 \quad B = 27 \cdot 2,5 = 67,5 \sim 68$   
 C)  $De = 2,25 \cdot (75 + 2) = 173,25 \quad B = 29 \cdot 2,25 = 65,25 \sim 66$

Observando los resultados anteriores se escoge el caso A) ya que atenderemos a hallar el menor volumen posible.

A continuación, se exponen las características de la rueda dentada elegida.

Acero 37Cr4 (F-1210) en ambas ruedas.

### Piñón

$$m_{1,2} = 2,75 \quad \lambda = 25 \quad z = 29$$

$$b = 25 \cdot 2,75 = 68,75 \sim 69$$

$$d_{\text{exterior}} = 2,75 \cdot (29 + 2) = 85,25 \quad d_{\text{primitivo}} = 2,75 \cdot 29 = 79,75$$

$$d_{\text{fondo}} = 2,75 \cdot (29 - 2,5) = 72,875$$

### Corona

$$m_{1,2} = 2,75 \quad \lambda = 25 \quad Z = 59$$

$$B = 25 \cdot 2,75 = 68,75 \sim 69$$

$$D_{\text{exterior}} = 2,75 \cdot (59 + 2) = 167,75 \quad D_{\text{primitivo}} = 2,75 \cdot 59 = 162,25$$

$$d_{\text{fondo}} = 2,75 \cdot (59 - 2,5) = 155,375$$

## 1.3 Cálculo de volumen y peso de las ruedas dentadas.

Calculamos el peso de la rueda según su volumen con el fin de obtener exactitud al calcular la fuerza tangencial que recibirá el árbol, en el apartado de cálculos de esfuerzos de los árboles tendremos en cuenta que a la fuerza tangencial le deberemos añadir la masa de la rueda que en el caso de esta reductora ambos vectores de fuerza están en el mismo sentido de dirección, por lo tanto se suman dando como resultado una fuerza total que intentará cortar el árbol justo por la mitad, por ello las fuerzas de reacción que se den en los rodamientos deberán ser equitativas

Para los cálculos se siguen las pautas del libro “Máquinas prontuario, técnicas, máquinas y herramientas” Por N. Larburu página 41, Volumen de sólidos geométricos, cuerpos cilíndricos y cónicos. Sección primera.

Para calcular el volumen se usa una densidad media del acero.

Ambas ruedas irán acopladas al árbol transmisor con ajustes, además se le retirará material de las caras laterales con el fin de reducir su peso.

$$\rho_{\text{acero}} = 7850 \text{ Kg/m}^3$$

Ecuación básica para hallar el volumen:

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot h$$

Ecuación básica para hallar la masa:

$$m = V \cdot \rho$$

Ecuación deducida para hallar la masa directamente:

$$\begin{aligned} \phi &= r \cdot 2 & r^2 &= r \cdot r \\ r &= \frac{\phi}{2} & r^2 &= \frac{\phi}{2} \cdot \frac{\phi}{2} & r^2 &= \frac{\phi^2}{4} \end{aligned}$$

$$V = \pi \cdot (r_1^2(mm) - r_2^2(mm)) \cdot h(mm) = mm^3$$

$$V = \pi \cdot \frac{\phi^2(mm)}{4} - \frac{\phi^2(mm)}{4} \cdot h(mm) = mm^3$$

$$V = \pi \cdot \frac{\phi_1^2(mm) - \phi_2^2(mm)}{4} \cdot h(mm) = mm^3$$

Se obtiene la masa dejando el volumen en mm<sup>3</sup> y pasando la masa de Kg/m<sup>3</sup> a kg/mm<sup>3</sup>, mm<sup>3</sup> quedan dividiéndose entre sí por tanto se anulan quedando sola la unidad de Kg.

$$m = \pi \cdot \frac{\phi_1^2(mm) - \phi_2^2(mm)}{4} \cdot h(mm) \cdot \rho(kg/m^3) \times 10^{-9} = Kg$$

Una vez realizada esta operación se obtiene el volumen anulándole el diámetro del interior de la rueda donde iría el árbol de transmisión, por tanto, para hallar la masa final ya que hay que retirar material de las caras de la rueda dentada se realizan 2 masas parciales, es decir una masa perteneciente a la rueda retirándole el volumen donde se halla el árbol y otra masa que es la que se retira de las caras, restándose queda la masa total.

Piñón:

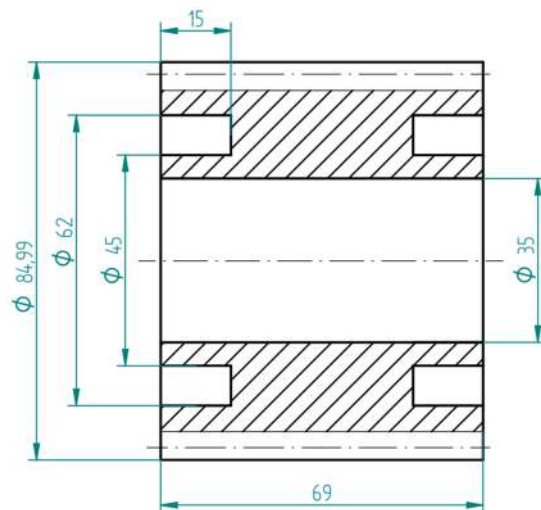
$$d_{\text{exterior}} = 85,25 \quad \phi_{\text{árbol 1}} = 35$$

$$\phi_{\text{real}} = d_{\text{exterior}} - \phi_{\text{árbol 1}}$$

$$\phi_{1 \text{ a retirar}} = 62 \quad \phi_{2 \text{ a retirar}} = 45$$

$$\phi_{\text{a retirar}} = \phi_{1 \text{ a retirar}} - \phi_{2 \text{ a retirar}}$$

Profundidad de mecanizado = 15



$$masa\ piñón_1 = \pi \cdot \frac{85,25^2 - 35^2}{4} \cdot 69 \cdot 7850 \times 10^{-9} = 2,5705\ Kg$$

$$masa\ piñón_2 = \pi \cdot \frac{62^2 - 45^2}{4} \cdot 15 \cdot 7850 \times 10^{-9} = 0,16823\ Kg$$

$$masa\ piñón_{total} = masa\ piñón_1 - (masa\ piñón_2 \cdot 2\ veces)$$

$$masa\ piñón_{total} = 2,5705 - (0,16823 \cdot 2) = 2,23406\ Kg$$

### Corona:

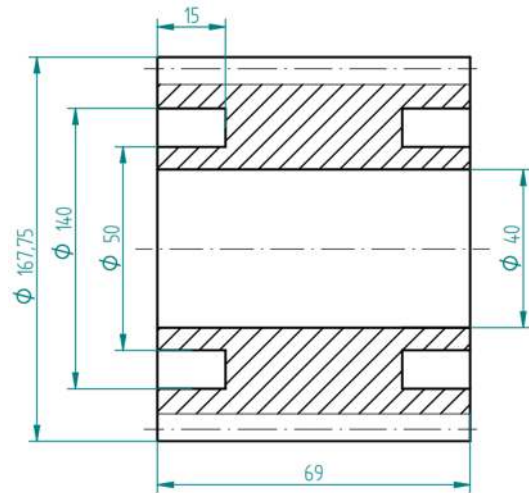
$$D_{exterior} = 167,75 \quad \phi_{árbol\ 1} = 40$$

$$\phi_{real} = d_{exterior} - \phi_{árbol\ 2}$$

$$\phi_{1\ a\ retirar} = 140 \quad \phi_{2\ a\ retirar} = 50$$

$$\phi_{a\ retirar} = \phi_{1\ a\ retirar} - \phi_{2\ a\ retirar}$$

$$Profundidad\ de\ mecanizado = 15$$



$$masa\ corona_1 = \pi \cdot \frac{167,75^2 - 40^2}{4} \cdot 69 \cdot 7850 \times 10^{-9} = 11,29\ Kg$$

$$masa\ corona_2 = \pi \cdot \frac{140^2 - 50^2}{4} \cdot 15 \cdot 7850 \times 10^{-9} = 1,58142\ Kg$$

$$masa\ corona_{total} = masa\ corona_1 - (masa\ corona_2 \cdot 2\ veces)$$

$$masa\ corona_{total} = 11,29 - (1,58142 \cdot 2) = 8,12716\ Kg$$

Conclusión:

$$masa\ piñón_{total} = 2,23406\ Kg \quad masa\ corona_{total} = 8,12716\ Kg$$

## 2.0 Cálculos esfuerzos de los árboles de transmisión.

Para hacer los cálculos de los esfuerzos de los árboles se hace uso del libro “Máquinas prontuario, técnicas, máquinas y herramientas” Por N. Larburu página 184. Tensiones compuestas. Sección sexta, Resistencia de materiales.

Para comparar los resultados obtenidos deberemos hacer uso de una tabla de materiales que especifique la resistencia a la tracción, dato al que le añadiremos un factor de seguridad según se especifica en el pliego de condiciones. La tabla usada pertenece a ThyssenKrupp Materials Ibérica. Esta empresa facilita una tabla para aceros de construcción. A continuación, se deja el enlace para obtener la tabla: [https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/aceros\\_construccion\\_ThyssenKrupp.pdf](https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/aceros_construccion_ThyssenKrupp.pdf)

- [Para determinar si el material elegido es apto](#) se hará uso de las siguientes ecuaciones

Ecuaciones de esfuerzos por flexión (tracción y compresión) causados por una fuerza cortante y esfuerzos provocados por el momento de torsión.

Por flexión:

$$\sigma_F = \frac{32 \cdot M_{flector}(kgf \cdot mm)}{\pi \cdot \phi_{árbol}^3(mm)} = Kg/mm^2$$

Por fuerza cortante:

$$\tau_C = \frac{4 \cdot F_{cortante}(Kg)}{\pi \cdot \phi_{árbol}^2(mm)} = Kg/mm^2$$

Por momento de torsión:

$$\tau_T = \frac{16 \cdot M_{torsor} (Kgf \cdot mm)}{\pi \cdot \phi_{\text{árbol}}^3 (mm)} = Kgf/mm^2$$

Para calcular el esfuerzo total al que es sometido el árbol hacemos uso de sigma reducida.

$$\sigma_{Reducida} = \sqrt{\sigma_F^2 + 1,57 \cdot \tau_T^2} = Kgf/mm^2$$

Por lo general la fuerza cortante es tan pequeña que es despreciable, pero esta si es notable deberá sumarse con el esfuerzo de momento de torsión, al tener vectores en direcciones diferentes esta suma será vectorial, a esta se le hará por último la reducida.

- [Para determinar la fuerza de reacción del árbol](#) tendremos en cuenta que la fuerza que corta verticalmente a este no solo será la fuerza tangencial, sino que será la fuerza tangencial más la masa de la rueda, esta pesa de manera notable así que se aprecia en el cálculo. En los próximos apartados calcularemos la vida útil de los rodamientos con la carga que se recibe en RA y RB.

$$F_{\text{tangencial rueda}} = \frac{M_{torsor} (Kgf \cdot mm)}{\text{radio}_{\text{primitivo rueda}} (mm)} = Kgf$$

$$RA + RB = F$$

$$RA \cdot L = F \cdot \text{distancia parcial a } F$$

Los datos con los que contamos son:

$$\phi_{\text{árbol1}} = 35 \text{ mm}$$

$$\phi_{\text{árbol2}} = 40 \text{ mm}$$



$$Mt_{entrada} = 3,7292 \text{Kgf} \cdot m \quad Mt_{salida} = \frac{7,5 \cdot 716}{\frac{1440}{\left(\frac{59}{29}\right)}} = 7,586925287 \text{kgf} \cdot m$$

$$B_{piñón} = 69$$

$$B_{corona} = 69$$

$$\text{Longitud casquillo separador} = 15$$

$$S = 3$$

Acero 37CrMo4 (F-1250)

Rodamiento elegido: SKF 16007

$$B = 9$$

Según la tabla de ThyssenKrupp el acero 37CrMo4 con un diámetro comprendido entre 16 y 40 se obtiene un valor mínimo de resistencia de 900 N/mm<sup>2</sup> y un valor máximo de 1100 N/mm<sup>2</sup>. Se utiliza el más favorable que sería 900 N/mm<sup>2</sup>.

$$\sigma_{Límite} = 900 \text{ N/mm}^2 = 90 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{admisible} = \frac{\sigma_{Límite}}{S} = \frac{90}{3} = 30 \text{ Kgf/mm}^2$$

Para ver que el material elegido es aceptable debe cumplirse que:

$$\sigma_{Reducida} < \sigma_{admisible}$$

	16 < D ≤ 40	40 < D ≤ 100
	900 - 1100	800 - 950
	800 - 950	750 - 850
34CrMo4	900 - 1100	800 - 950

Extracto de tabla ThyssenKrupp

- Esfuerzos en el árbol 1 (35mm):

$$F_{tangencial \text{ piñón}} = \frac{3729,2}{\left(\frac{\text{módulo} \cdot z}{2}\right)} = \frac{3729,2}{\left(\frac{2,75 \cdot 29}{2}\right)} = 93,53 \text{ Kgf}$$

$$F_{total} = F_{tangencial \text{ piñón}} + masa_{piñón}$$

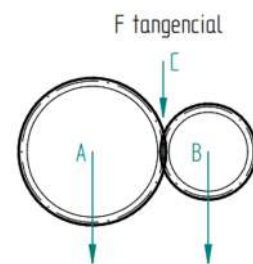


Ilustración Ftangencial.

$$F_{total} = 93,53 + 2,23406 = 95,76406 \text{ Kgf}$$

$$RA = \frac{95,76406 \cdot 58,5}{117} = 47,882 \text{ Kgf}$$

$$RB = F_{total} - RA = 95,76406 - 47,882 = 47,882 \text{ Kgf}$$

$$RA = RB \quad F_{cortante} = 47,882 \text{ Kgf}$$

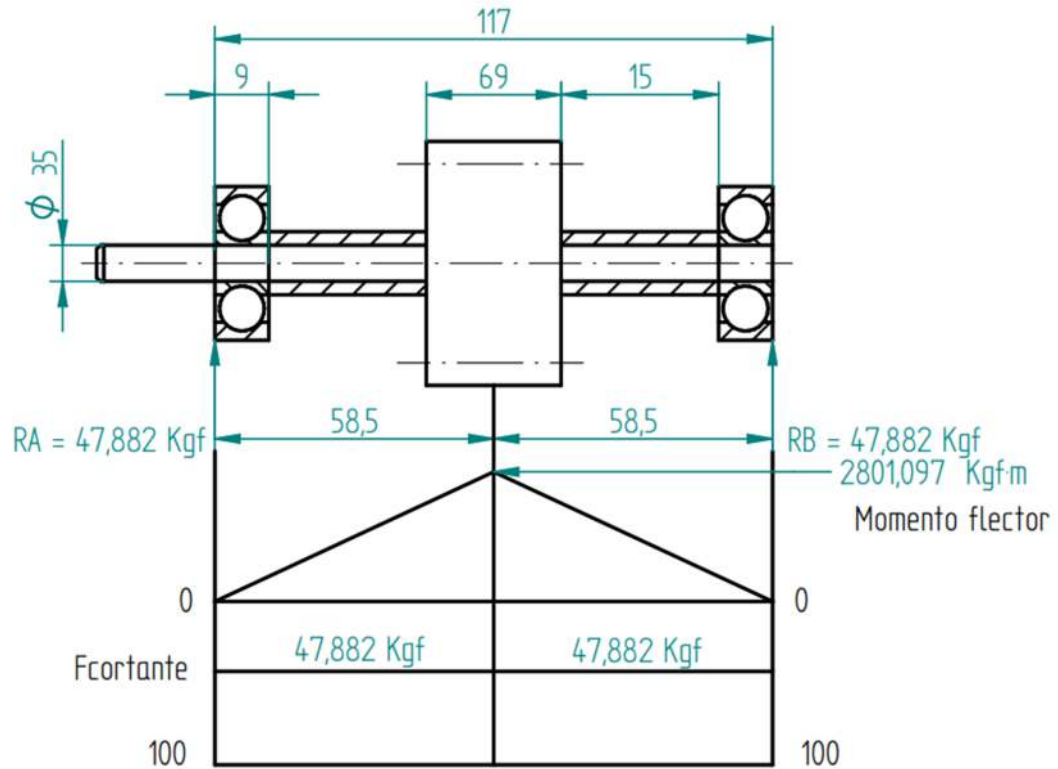
Al estar los apoyos separados equidistantemente se puede prever que  $RA=RB$  ya que la fuerza que corta al árbol está situada justo en el centro del árbol, por ello en este caso se podría decir que  $RB=RA/2$

Para obtener el momento flector deberemos multiplicar la fuerza por la distancia desde cualquier extremo del árbol, en este caso que es tan simple, ya que solo hay una fuerza cortando el árbol se podrá realizar en este simple paso, al igual que a la hora de obtener  $RA$  y  $RB$  coinciden con que son las fuerzas cortantes.

$$Mf = RA \text{ (Kgf)} \cdot d(mm) = Kgf \cdot mm$$

$$M_{flector} = 47,882 \cdot 58,5 = 2801,097 \text{ Kgf} \cdot mm$$

En el siguiente dibujo se exponen el diagrama de momento flector y de fuerza cortante que queda al realizar los cálculos.



A continuación se comprueban los esfuerzos y si es válido el material.

$$\sigma_F = \frac{32 \cdot 2801,097}{\pi \cdot 35^3} = 0,66546 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\tau_C = \frac{4 \cdot 47,585}{\pi \cdot 35^2} = 0,049768 \text{ Kgf/mm}^2$$

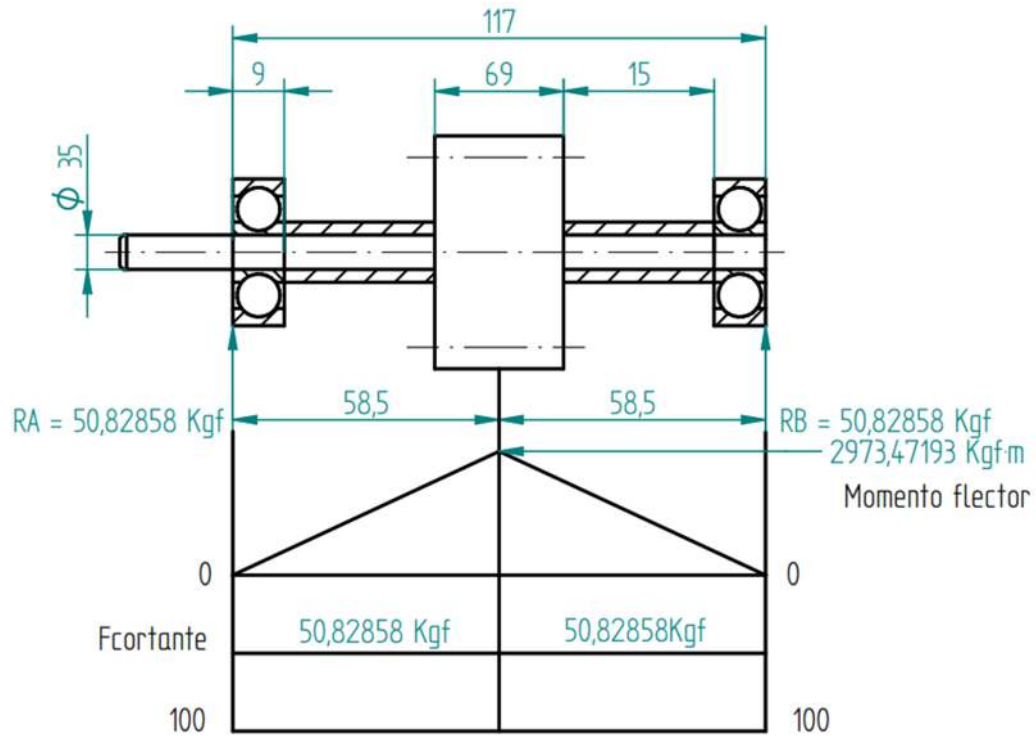
$$\tau_T = \frac{16 \cdot 3729,2}{\pi \cdot 35^3} = 0,44298 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{Reducida} = \sqrt{0,66546^2 + 1,57 \cdot 0,44298^2} = 0,86656 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{Reducida} < \sigma_{admisible}$$

- Esfuerzos en el árbol 2 (40mm):

$$F_{tangencial\ corona} = \frac{7586,925287}{\left(\frac{2,75 \cdot 59}{2}\right)} = 93,53 \text{ Kgf}$$



En la ilustración de la fuerza tangencial se aprecia como la fuerza tangencial es una fuerza sola que afecta de manera igual a cada uno de los árboles, por ello

$$F_{\text{tangencial piñón}} = F_{\text{tangencial corona}}$$

$$F_{\text{total}} = F_{\text{tangencial piñón}} + \text{masa}_{\text{corona}}$$

$$F_{\text{total}} = 93,53 + 8,12716 = 101,65716 \text{ Kgf}$$

$$R_A = \frac{101,65716 \cdot 58,5}{117} = 50,82858 \text{ Kgf}$$

$$R_B = F_{\text{total}} - R_A = 101,65716 - 50,82858 = 50,82858 \text{ Kgf}$$

$$R_A = R_B$$

$$F_{\text{cortante}} = 50,82858 \text{ Kgf}$$

$$M_{\text{flector}} = 50,82858 \cdot 58,5 = 2973,47193 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_F = \frac{32 \cdot 2973,47193}{\pi \cdot 40^3} = 0,473243 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\tau_C = \frac{4 \cdot 50,82858}{\pi \cdot 40^2} = 0,04045 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\tau_T = \frac{16 \cdot 7586,925287}{\pi \cdot 40^3} = 0,60375 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{Reducida} = \sqrt{0,473243^2 + 1,57 \cdot 0,60375^2} = 0,892326 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{Reducida} < \sigma_{admisible}$$

### 3 Cálculos esfuerzos de chavetas.

Para calcular las chavetas se seguirán las pautas del libro “Máquinas prontuario, técnicas, máquinas y herramientas” Por N. Larburu página 184. Tensiones compuestas. Sección sexta, Resistencia de materiales. / “Enrique Ortea, elementos de máquinas. Capítulo 13, chavetas y pasadores página 154.

Para seleccionar las chavetas se usará el libro “Enrique Ortea, Representación gráfica. Capítulo 14, elementos de arrastre y transmisión de movimiento página 218.

También se hace uso de las siguientes páginas para determinar el sigma límite.

<https://www.makeitfrom-com.translate.goog/material-properties/EN-1.1192-C45EC-Non-Alloy-Steel? x tr sl=auto& x tr tl=es& x tr hl=es& x tr pto=nui>

<https://www.kippusa.com/us/es/Servicio/Resumen-de-materiales/Stahl/1-1192-Vergütungsstahl.html#>

Catálogo de Norelem:

[https://www.norelem.com/xs\\_db/DOKUMENT\\_DB/www/NORELEM/DataSheet/es/03/03288\\_Datasheet\\_2776\\_Muelles\\_de\\_ajuste\\_DIN\\_6885\\_A--es.pdf](https://www.norelem.com/xs_db/DOKUMENT_DB/www/NORELEM/DataSheet/es/03/03288_Datasheet_2776_Muelles_de_ajuste_DIN_6885_A--es.pdf)

Las chavetas que se elegirán seguirán la norma DIN 6885A / ISO 773A

- Árbol 1 (35mm):

Chaveta tipo A  $\varnothing_{\text{árbol } 1} = 35$

$b = 10$   $h = 8$   $t_1 = 4,7$   $t_2 = 3,3$   $L = 25 \text{ a } 110 = 56$

Acero C45EC

$$\sigma_{\text{límite}} = 580 \text{ N/mm}^2 = 58 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{\sigma_{\text{límite}}}{S} = \frac{58}{3} = 19,33 \text{ Kgf/mm}^2$$

El fabricante expone que para la chaveta elegida, el acero es el mostrado anteriormente, C45EC (Nº1.1192).

Un acero C45EC es similar a un F-1140 (C45E) (Nº1191) siendo su resistencia a la tracción algo inferior.

### 1.1192 Acero templado y revenido

Resistencia a la extensión  
Rm [N/mm<sup>2</sup>]

≤ 580

Extracto tabla kippusa de acero C45EC

### 03288 Muelles de ajuste DIN 6885 A

norelem

#### Descripción del artículo/Imágenes del producto



#### Descripción

##### Material:

Acero 1.1192 o acero inoxidable 1.4571.

##### Versión:

Acabado natural.

Referencia	Material del cuerpo de base	B	H	L = longitud
03288-10X56	Acero	10	8	56
03288-12X56	Acero	12	8	56

Extracto catálogo de norelem Chavetas DIN 6885A

### Chavetas paralelas DIN 6885

**Forma "A"**  
Con extremos redondos

**Forma "B"**  
Con extremos rectos

**Forma "C"**  
Con extremos redondos para tornillo de retención

**Forma "D"**  
Con extremos rectos para tornillo de retención

**Forma "E"**  
Con extremos redondos, dos tornillos de retención y 1 o 2 de extracción

**Forma "F"**  
Con extremos rectos, dos tornillos de retención y 1 o 2 de extracción

**Forma "G"**  
Con extremos rectos, tornillo de retención y chafán

**Forma "H"**  
Con extremos rectos, 2 tornillos de retención y chafán

Sección lengueta	Anchura b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	
Para diámetro del eje d	Altura h más de	6	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	
	hasta	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	
Profundidad chavetero eje t <sub>1</sub>		1,1	1,7	2,4	1,9	2,2	5,3	5,3	3,1	4,1	3,7	4,7	3,9	4,9	4,0	
Profundidad chavetero cubo t <sub>2</sub>	Con juego en el lomo	0,9	1,3	1,6	1,1	1,2	1,1	6,2	5,1	1,9	2,9	3,3	2,1	3,1	2,0	
	Con aprieto	0,7	1,1	1,4	0,9	1,1	1,2	2,2	1,4	2,5	1,9	2,9	1,7	2,7	1,6	
Redondeado del fondo r		0,20	0,20	0,40	0,20	0,4	0,4	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	
Dimensiones para los tornillos de retención y de presión	d <sub>2</sub>							5,9	5,9	7,4	9,4	9,4	10,4	10,4	13,5	
	d <sub>4</sub>							3,2	3,2	4,3	5,3	5,3	6,4	6,4	8,4	
	c							2,5	2,3	3,5	4	5	6	6	7	
	e							-	-	-	2	2	4	5	7	
	t <sub>2</sub>							7	8	10	10	10	12	12	13	14
Tornillo de retención	d <sub>3</sub> x l <sub>2</sub>							M3x8	M3x10	M4x10	M5x10	M5x10	M6x12	M6x12	M6x15	M8x15

Extracto del libro Interpretación Gráfica, Erque Ortea.

Se escoge de longitud de la chaveta 56 porque el fabricante no vende chavetas más cercanas a 69, ya que la longitud dela chaveta no puede ser superior a 69.

$$L_{chaveta} < B_{rueda\ dentada}$$

Las ecuaciones utilizadas son las siguientes:

$$t_1 = \text{Profundidad chavetero eje} \quad t_2 = \text{Profundidad chavetero con cubo}$$

Se elige con juego en el lomo ya que favorece al resultado (más superficie de contacto)

$$F_{tangencial} = \frac{Mt_1 (Kgf \cdot mm)}{\text{radio}_{\text{árbol 1}} (mm)} = Kgf \quad S_1 = b \cdot l \quad S_2 = t_2 \cdot l$$

$$\sigma_c = \frac{F_{tangencial} (Kgf)}{S_2 (mm^2)} = Kgf/mm^2 \quad \tau_c = \frac{F_{tangencial} (Kgf)}{S_1 (mm^2)} = Kgf/mm^2$$

$$\sigma_{Reducida} = \sqrt{\sigma_c + 1,57 \cdot \tau_c} = Kgf/mm^2$$

$$F_{tangencial} = \frac{3729,167}{\left(\frac{35}{2}\right)} = 213,0953 Kgf$$

$$S_1 = 10 \cdot 56 = 560 mm^2 \quad S_2 = 3,3 \cdot 56 = 184,8 mm^2$$

$$\sigma_c = \frac{213,0953}{184,8} = 1,1531 Kgf/mm^2 \quad \tau_c = \frac{213,0953}{560} = 0,3805 Kgf/mm^2$$

$$\sigma_{Reducida} = \sqrt{1,1531^2 + 1,57 \cdot 0,3805^2} = 1,24778 Kgf/mm^2$$

$$\sigma_{Reducida} < \sigma_{Admisible}$$

### Árbol 2 (40mm):

De características es igual a la chaveta del árbol 1 exceptuando por sus dimensiones.

$$\text{Chaveta tipo A} \quad \emptyset_{\text{árbol 1}} = 40$$

$$b = 12 \quad h = 8 \quad t_1 = 4,9 \quad t_2 = 3,1 \quad L = 25 \text{ a } 110 = 56$$



Acero C45EC

$$\sigma_{\text{Límite}} = 580 \text{ N/mm}^2 = 58 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{\sigma_{\text{Límite}}}{S} = \frac{58}{3} = 19,33 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$F_{\text{tangencial}} = \frac{Mt_2 (\text{Kgf} \cdot \text{mm})}{\text{radio}_{\text{árbol2}} (\text{mm})} = \frac{7586,92529}{\left(\frac{40}{2}\right)} = 379,3462645 \text{ Kgf}$$

$$S_1 = 12 \cdot 56 = 672 \text{ mm}^2 \quad S_2 = 3,1 \cdot 56 = 173,6 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_c = \frac{379,35}{173,6} = 2,1852 \text{ Kgf/mm}^2 \quad \tau_c = \frac{379,35}{672} = 0,56451 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{Reducida}} = \sqrt{2,1852^2 + 1,57 \cdot 0,56451^2} = 2,29683 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{Reducida}} < \sigma_{\text{Admisible}}$$

#### 4 Cálculos de la vida útil de los rodamientos.

Los cálculos siguientes seguirán las pautas según un extracto de catálogo de **JNS NOSE SEIKO CO. LTD. Capítulo 1-5, 1-7, 1-7-1, 1-7-2, 1-7-3**. En este se describen los diferentes factores de seguridad y como se deben aplicar, así como las ecuaciones para hallar la vida útil final del rodamiento. Se ha usado también un **extracto del catálogo de SKF** para obtener las características del rodamiento elegido, **página 274**.

<https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000-1-ES-tcm-201-121486.pdf>

Las ecuaciones necesarias son las siguientes:

$$L_{10} = \left( \frac{Cr}{Pr} \right)^{\frac{10}{3}} = \text{Millones de vueltas.}$$

$Cr$  = Capacidad de carga dinámica básica (Kgf)

$Pr$  = Carga radial dinámica equivalente (Kgf)

$Pr$  es la carga radial que recibe el rodamiento, en este caso será  $RA$  y  $RB$  ya que son los que ejecutan la carga radial al rodamiento.

$L_{10}$  es la vida útil básica, posteriormente se le efectuarán 3 factores,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$ , de ellos solo tendremos en cuenta el factor de fiabilidad que es  $a_1$ , la fiabilidad será de un 98% por lo que  $a_1$  será 0,33.  $L_{10}$  pasa a ser  $L_{na}$ , esta significa que es el ajuste de la vida útil efectiva.

Tabla 2 Factor de fiabilidad  $a_1$

Fiabilidad (%)	$L_n$	$a_1$
90	$L_{10}$	1
95	$L_5$	0,62
96	$L_4$	0,53
97	$L_3$	0,44
98	$L_2$	0,33
99	$L_1$	0,21

NOSE SEIKO CO LTD JNS

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3$$

La vida útil final expresada en horas será:

$$L_h = \frac{L_{na} \times 10^6}{60 \cdot n} = \text{horas de trabajo efectivas}$$

En conclusión la vida útil del rodamiento debe ser superior a la vida útil pedida en el pliego de condiciones, es decir 72000h.

$$L_h > 72000h$$

El rodamiento elegido para los árboles serán:

SKF 16007 (árbol 1, 35mm)

$$d = 35 \quad D = 62 \quad B = 9 \quad C = 13 \text{ KN} = 1300 \text{ Kgf}$$

SKF 16008 (árbol 2, 40mm)

$$d = 40 \quad D = 68 \quad B = 9 \quad C = 13,8 \text{ KN} = 1380 \text{ Kgf}$$

- Árbol 1 (35mm):

$$n_{entrada} = 1440 \text{ rpm}$$

$$RA = RB = Pr = 47,882 \text{ Kgf} \quad C = 13000 \text{ Kgf} \quad a1 = 93\% = 0,33$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite <sup>1)</sup>		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado <sup>1)</sup>
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	
35	47	7	4,36	3,35	0,14	–	8 500	0,022	► 61807-2RS1	–
	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	15 000	0,03	► 61807-2RZ	–
	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029	► 61807	–
	55	10	10,8	7,8	0,325	–	7 500	0,08	► 61907-2RS1	–
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	13 000	0,08	► 61907-2RZ	–
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	► 61907	–
	62	9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	► 16007	–

Extracto tabla rodamientos SKF

$$L_{10} = \left( \frac{1300}{47,882} \right)^{\frac{10}{3}} = 60150,17566 \text{ Millones de vueltas.}$$

$$L_{na} = 60150,17566 \cdot 0,33 \cdot 1 \cdot 1 = 19849,55797 \text{ Millones de vueltas.}$$

$$L_h = \frac{19849,55797 \times 10^6}{60 \cdot 1440} = 229740^{\circ} 15'15'' \text{ horas de trabajo efectivas}$$

$$L_h > 72000h$$

- Árbol 2 (40mm):

$$n_{salida} = 710,4 \text{ rpm}$$

$$RA = RB = Pr = 50,82858 \text{ Kgf} \quad C = 1380 \text{ Kgf} \quad a1 = 93\% = 0,33$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite <sup>1)</sup>		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado <sup>1)</sup>
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	
40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	13 000	0,034	► 61808-2RZ	–
	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	► 61808	–
	62	12	13,8	10	0,425	–	6 700	0,12	► 61908-2RS1	–
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	12 000	0,12	► 61908-2RZ	–
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	► 61908	–
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	► 16008	–

Extracto tabla de rodamientos SKF

$$L_{10} = \left( \frac{1380}{50,82858} \right)^{\frac{10}{3}} = 60150,19387 \text{ Millones de vueltas.}$$

$$L_{na} = 60150,19387 \cdot 0,33 \cdot 1 \cdot 1 = 19849,56398 \text{ Millones de vueltas.}$$

$$L_h = \frac{19849,56398 \times 10^6}{60 \cdot 710,4} = 465689^{\circ} 50'44'' \text{ horas de trabajo efectivas}$$

$$L_h > 72000$$

## 5. Determinación del lubricante adecuado para los rodamientos.

Para determinar el lubricante se deben seguir las pautas marcadas por el libro “**Enrique Ortea, elementos de máquinas. Capítulo 2, Lubricación y lubricantes.**” Página 24 y 25.

Para determinar los lubricantes correspondientes para cada par de rodamientos se utilizan los siguientes datos:

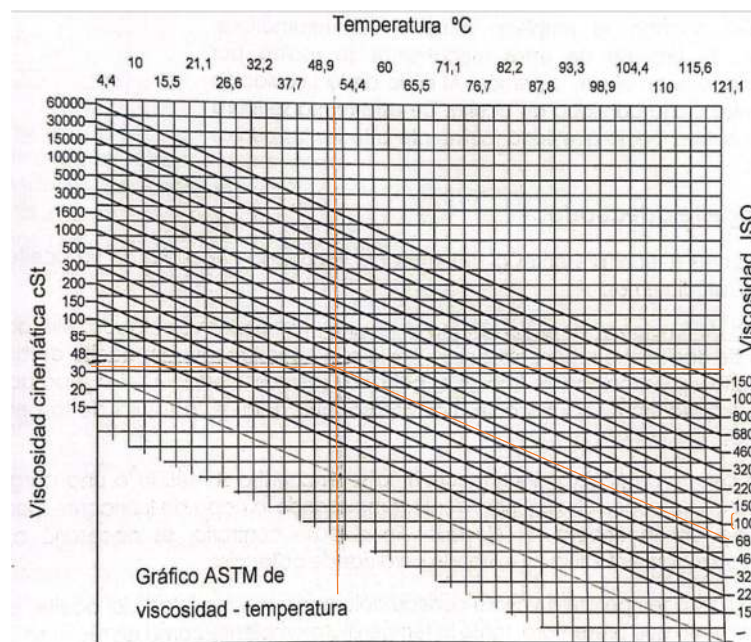
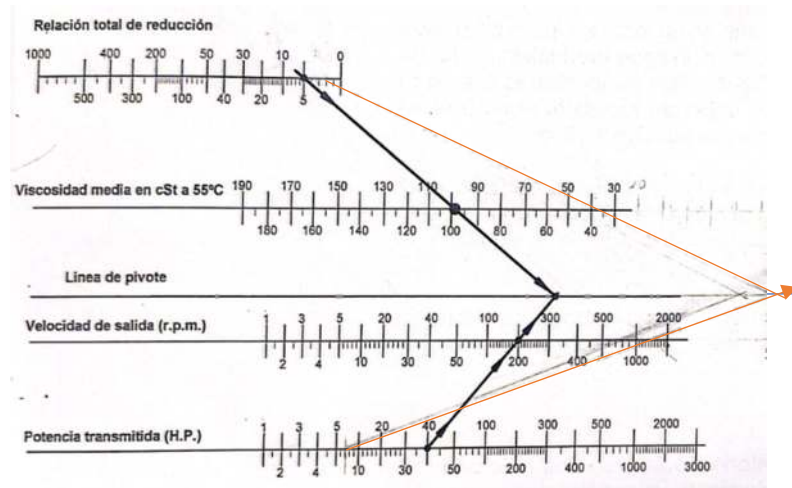
$$\begin{aligned} \text{Relación total de reducción} &= i = 2,035 & P &= 7,5 \text{ CV} \\ n_{\text{entrada}} &= 1440 \text{ rpm} & n_{\text{salida}} &= 710,4 \text{ rpm} \\ \text{Temperatura de funcionamiento} &= 50^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Para determinar la viscosidad cinemática a 50°C se deberá determinar primeramente la viscosidad media en cSt a 55°C. Esto se hace con los siguientes nomogramas:

Para rodamientos SKF 16007:

$$n_{\text{entrada}} = 1440 \text{ rpm} \quad P = 7,5 \text{ CV} \quad \text{Temperatura de funcionamiento} = 50^\circ\text{C}$$

$$i = 2,035$$



Según nomograma 1: *Viscosidad media a 55°C = 35 cSt*

Según nomograma 2: *Viscosidad ISO a 50°C = 100*

Se escoge 100 por ser el más favorecedor ya que el valor real queda entre 100 y 68.

Un Grado ISO 100 equivale en Grado SAE a 25W (siendo “w” un lubricante multigrado apto para todas las estaciones del año)

*Tabla 6*

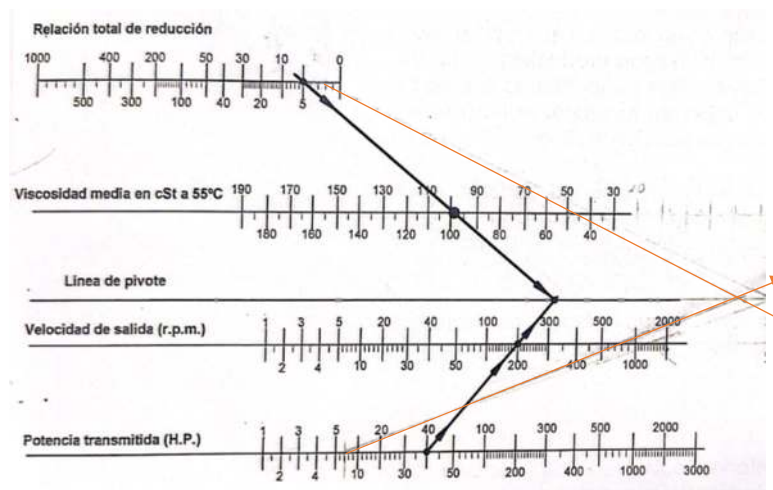
Grado SAE	Grado ISO VG
0W	15-22
5W	22
10W	22-23
15W	32-46
20W	46-68
25W	100
20	46-68
30	100
40	150
50	220
60	320

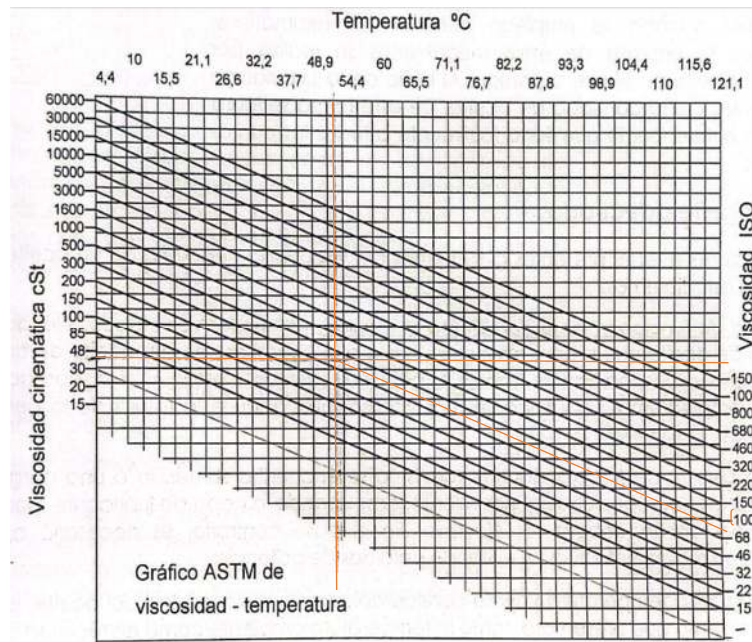
*Libro elementos de máquinas, Enrique Ortea, Lubricantes*

Para rodamientos SKF 16008:

$$n_{salida} = 710,4 \text{ rpm} \quad P = 7,5 \text{ CV} \quad \text{Temperatura de funcionamiento} = 50^{\circ}\text{C}$$

$$i = 2,035$$





Según nomograma 1: *Viscosidad media a 55°C = 45 cSt*

Según nomograma 2: *Viscosidad ISO a 50°C = 100*

Se escoge 100 por ser el más favorecedor ya que el valor real queda entre 100 y 68.

Un Grado ISO 100 se puede comprar como aceite para engranajes, es vendido pero también se puede buscar su equivalencia en otro tipo de nombre en vez de ISO de aceites para engranajes.



## 6. Elección de retenes de engrase.

Para elegir los retenes de engrase se hace uso del catálogo “**norelem, The big green book volumen 1**”. Se sigue la normalización ISO 6194/1. (DIN 3760).

Se elegirá un retén estándar forma A.

Retenes existen de diversos materiales, clasificándose en elastómeros o TP.

Se elegirá un retén elastómero NBR (Caucho de Acrilo nitrilo butadieno), este tiene una resistencia a la abrasión moderada. Además, cumple con las temperaturas de funcionamiento, desde  $-40^{\circ}\text{C}$  a  $+100^{\circ}\text{C}$ . Por lo que se puede ver las condiciones a las que nosotros vamos a someter el retén (temperatura, fluidos y abrasión) no requieren de un retén más específico.

Esta elección se hace en base al catálogo de epidor Seals and Rubber Technology:


ENTORNO DEL RETÉN		Materiales adecuados	Grasa/aceite	Agua/glicol	Exterior/ ozono
		FPM	SI	SI	SI
		HNBR	SI	SI	NO
		FVMQ	SI	NO	SI
		NBR	SI	NO	NO

Tabla 2. Rangos de temperatura de materiales \*

	Material	T / °C	T <sub>PICO</sub> / °C
Elastómero	Caucho de Acrilo nitrilo butadieno (NBR)	-40 ...+100	+125
	Caucho de Acrilo nitrilo butadieno hidrogenado (HNBR)	-30 ...+150	+180
	Caucho de Fluorcarbono (FPM)	-30 ...+205	+235
	Caucho de Silicona (VMQ)	-60 ...+180	+205
	Caucho de Fluorsilicona (FVMQ)	-60 ...+150	+205
TP**	PTFE	-80 ...+150	+200
	PTFE reestructurado	-90 ...+250	+260



**Tabla 3. Resistencia química de diversos materiales \***

	Material	Fluido de proceso
Elastómero	Caucho de Acrilo nitrilo butadieno (NBR)	Lubricantes en general. Aceites para motor, EL, L, engranajes, engranajes hipoides, ATF y grasas. Líquidos hidráulicos HFA, HFB, HFC y HFD. No recomendado para agua ni líquidos jabonosos.
	Caucho de Acrilo nitrilo butadieno hidrogenado (HNBR)	Inercia química como la del nitrilo (NBR).
	Caucho de Fluorcarbono (FPM)	Resistencia química como la del nitrilo (NBR) ampliada a disolventes orgánicos. No recomendado para fluidos en base a ésteres fosfóricos (p.e. Pydraul 10E).
	Caucho de Silicona (VMQ)	Aceites vegetales, aceites de alto índice de anilina, aceites para motores, engranajes. Resistencia moderada al hinchamiento en aceites minerales y grasas. No recomendado para hidrocarburos aromáticos ni alifáticos.
	Caucho de Fluorsilicona (FVMQ)	Mejora la resistencia al hinchamiento de la silicona en los aceites minerales y sintéticos. No recomendado para hidrocarburos aromáticos ni alifáticos.
TP**	PTFE	Inercia química casi universal.
	PTFE reestructurado	Inercia química casi universal.

**Tabla 4. Resistencia a la abrasión de diversos materiales \***

	Material	Abrasión
Elastómero	Caucho de Acrilo nitrilo butadieno (NBR)	Moderada
	Caucho de Acrilo nitrilo butadieno hidrogenado (HNBR)	Muy buena
	Caucho de Fluorcarbono (FPM)	Buena
	Caucho de Silicona (VMQ)	Mala
	Caucho de Fluorsilicona (FVMQ)	Mala
TP**	PTFE	Regular
	PTFE reestructurado	Buena según la carga

\* Formulaciones específicas para retenes

\*\* Termoplástico

*Extractos de catálogo de retenes. Tabla de Epidor*

- Para el árbol de 35mm de diámetro usaremos un diámetro interior de 35mm, por lo que en las demás medidas estamos condicionados a escoger medidas de 45 de diámetro exterior como mínimo y un ancho mínimo de 7. Para reducir costes se intentará usar siempre las menores medidas posibles disponibles.

$$D1 = 35 \quad D2 = 45 \quad B = 7$$

- De la misma manera se escogerá un retén para árbol de 40mm de diámetro.

$$D1 = 40 \quad D2 = 52 \quad B = 7$$

Referencia	Forma	D1	D2	B
23915-11354507	A	35	45	7
23915-11405207	A	40	52	7

*Extracto catálogo de norelem. Retenes NBR*

En base al retén y rodamiento escogido para cada árbol la tapeta cobrará forma, ya que esta inmovilizará al rodamiento de manera que no se pueda mover axialmente, también hará de habitáculo para el retén.

## 7. Diseño geométrico de carcasa y distintos elementos constructivos.

En este apartado se señalará como se diseñará la carcasa, así como los elementos que empiezan a materializarse por consecuencia de la elección de retenes, tapetas etc..., así como el método de sujeción de la propia caja.

La carcasa tiene características rectangulares donde su base descansará esta con métodos de uniones desmontables. Esta base deberá fijarse de manera que la base sea paralela al suelo, ya que así el propio vector de fuerza de la masa de las ruedas dentadas no influirá en la fuerza total que corta al árbol.

- Tapeta

Como consecuencia de la elección de los retenes como se habló en el apartado anterior, estos deben estar en su habitáculo donde la tapeta hace ese papel además de dejar fijado el rodamiento, por ello la tapeta tendrá unas dimensiones que dependerán de las dimensiones exteriores de los rodamientos y de las dimensiones de los retenes, incluso de la longitud de los tornillos.  
(Ver en el capítulo de planos)

- **Tapón de llenado y vaciado**

Al estar la carcasa orientada con la base paralela al suelo situaremos un tapón de llenado en la parte superior de esta, así como un tapón de vaciado en la parte inferior.

El grosor de la pared estará determinado por la longitud mínima del tapón de llenado.

(Ver en capítulo de planos)

- **Para los casquillos** separadores estableceremos una longitud de 15mm, de esta manera reducimos lo máximo posible la longitud del árbol, de esta manera este sufrirá menos, además la carcasa será menos voluminosa afectando de manera positiva en la cantidad de aceite a depositar, así como al mecanizado. El espesor del casquillo lo determinaremos con el diámetro de la pista interior del rodamiento, de este modo las superficies estarán en contacto. El rodamiento no sufrirá movimientos axiales por lo que tampoco es un punto para preocuparse.
- **Para hacer estanca la carcasa** usaremos un PERMATEX, este fluido viscoso sirve para mantener una estanqueidad entre superficies que no tienen juntas tóricas, este es resistente al aceite, la temperatura de funcionamiento es de -54°C a 260°C, apto para las condiciones de temperatura de la reductora.
- **La tornillería elegida para las tapetas y la unión de la parte superior e inferior** estará formada por tornillos con cabeza cilíndrica o de boquilla normalizados en métrica. Esta la podemos encontrar en el catálogo de norelem.

**La tornillería elegida para la fijación de la carcasa serán** tornillos de cabeza hexagonal normalizados en métrica.

Esta la podemos encontrar en el catálogo de norelem.

- **Por último, para determinar las dimensiones** que se le ha de dar al segmento de los árboles con acanaladuras se utiliza un extracto de tabla del libro “Interpretación gráfica, Enrique Ortea. Capítulo 14, elementos de arrastre y transmisión de movimiento, página 232.

Para realizar la normalización correcta de las acanaladuras según UNE-18-072-84 debemos atender a que las características de las acanaladuras dependerán

del diámetro nominal del árbol, como los diámetros que se hacen siguen el mismo método para escoger árboles, es decir de 0,5 en 0,5mm nos vemos obligados a escoger un diámetro menor al que hemos aproximado pero superior al calculado, es decir:

$$\varnothing_{calculado} \leq \varnothing_{acanaladuras} \leq \varnothing_{aproximado}$$

El diámetro escogido para las acanaladuras debe ser igual o superior al calculado porque si escogiéramos

Se escogen los siguientes:

### Árbol de 35mm:

El diámetro escogido en tabla como diámetro nominal donde se mecanizarán las acanaladuras será de 34 mm

Escogido en la serie media el siguiente superior a 32 para cumplir con los cálculos

$$12 \cdot \sqrt[4]{\frac{7,5}{1440}} = 3,2237 \text{ cm} \approx 34 \text{ mm} \quad \text{Escogido el siguiente superior a 32 para cumplir con los cálculos}$$

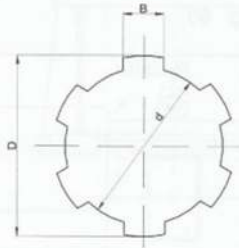
### Árbol de 40mm:

El diámetro escogido en tabla como diámetro nominal donde se mecanizarán las acanaladuras será de 40 mm

Escogido en la serie ligera el diámetro justo necesario al aproximado.

$$12 \cdot \sqrt[4]{\frac{7,5}{\frac{59}{29}}} = 3,85 \text{ cm} \approx 40 \text{ mm}$$

**Acanaladuras cilíndricas de flancos paralelos**  
**UNE 18-072-84**



d	Serie ligera				Serie media			
	Designación	N	D	B	Designación	N	D	B
11					6 x 11 x 14	6	14	3
13					6 x 13 x 16	6	16	3,5
16					6 x 16 x 20	6	20	4
18					6 x 18 x 22	6	22	5
21					6 x 21 x 25	6	25	5
23	6 x 23 x 26	6	26	6	6 x 23 x 28	6	28	6
26	6 x 26 x 30	6	30	6	6 x 26 x 32	6	32	6
28	6 x 28 x 32	6	32	7	6 x 28 x 34	6	34	7
32	8 x 32 x 36	8	36	6	8 x 32 x 38	8	38	6
36	8 x 32 x 40	8	40	7	8 x 36 x 42	8	42	7