

III.4.- Cinta C3-8

III.4.1.- Reductor

III.4.1.1.- Engranajes

III.4.1.1.1.- Proceso cálculo engranajes

Introducción

El objetivo de este anexo de cálculo es presentar con el nivel de detalle oportuno los pasos seguidos para la obtención del sistema completo de engranes.

Los siguientes cálculos se basan en un cálculo cinemático y dinámico de las características del diente. Para el desarrollo completo de los cálculos será necesario partir de unos datos de partida los cuales serán suministrados por la parte correspondiente.

Esos datos habrán de ser los siguientes:

- Potencia
- Velocidad de entrada
- Velocidad de salida
- Características geométricas de la carcasa

Nota: las características geométricas de la carcasa serán facilitadas siempre y cuando dicha carcasa no vaya a ser cambiada, es decir, únicamente van a ser sustituidos los engranajes del reductor, ejes y rodamientos pero no la carcasa exterior.

De igual manera, para el desarrollo de los cálculos posteriores será necesario conocer las características de los materiales empleados en la fabricación de los engranajes, debido a que dicho material limitará los esfuerzos que serán capaces de soportar los engranajes.

Estos materiales se indican en el apartado correspondiente con sus características propias.

Relación de transmisión total: $i = \frac{n_1}{n_4}$ para un reductor de tres reducciones,

donde n_1 es la frecuencia del eje de entrada al reductor, que coincide con la de la máquina impulsora, y n_4 es la frecuencia del eje de salida del reductor, que coincide, en este caso, con la del eje del tambor que acciona. Los engranajes habrán de cumplir la tabla 1.

Proceso de diseño realizado para engranajes paralelos:

Nota: los subíndices “p” y “c” hacen referencia al piñón y a la corona respectivamente.

El proceso seguido para el cálculo de los piñones y coronas es el siguiente:

Relación de reducción parcial (para la reducción genérica "i"):

$$i_i = \frac{n_p}{n_c}$$

La velocidad tangencial ha de ser igual para el piñón y para la corona en el punto de contacto de las circunferencias primitivas de ambos elementos:

$v_p = v_c$ en el punto de contacto de las circunferencias primitivas.

Como sabemos que:

$$v_p = \frac{\pi D_p n_p}{60}$$

$$v_c = \frac{\pi D_c n_c}{60}$$

donde las frecuencias "n" están en rpm, igualando estas dos ecuaciones obtenemos lo siguiente:

$$D_p \times n_p = D_c \times n_c$$

de donde podemos decir que:

$$i_i = \frac{n_p}{n_c} = \frac{D_c}{D_p}$$

No obstante, tenemos una ecuación adicional que proviene del reductor que hay instalado actualmente. Esta ecuación se debe a que la carcasa donde se van a colocar los correspondientes engranajes no va a cambiarse, por lo que las distancias entre los centros de las circunferencias primitivas han de respetarse. Así:

$$r_p + r_c = c_d$$

donde:

c_d : es la distancia entre los centros de las circunferencias primitivas.

D_p : diámetro del piñón

D_c : diámetro de la corona

r_p : radio del piñón

r_c : radio de la corona

n_p : frecuencia (rpm) del piñón
 n_c : frecuencia (rpm) de la corona

De esta forma, obtenemos otra ecuación que es función de los diámetros de la corona y del piñón, sin más que poner la ecuación anterior en función de los diámetros:

$$D_p + D_c = 2 \times c_d$$

como sabemos que:

$$D_c = i_i \times D_p$$

sustituyendo esta fórmula en la anterior, tenemos que:

$$D_p \times (1 + i_i) = 2 \times c_d$$

Así, eligiendo una relación de reducción tenemos fijado los diámetros correspondientes al piñón y a la corona de dicha reducción.

Predimensionado con la ecuación de Lewis:

Ecuación de Lewis:

$$\sigma_t = \frac{F \times p_d K_a K_s K_m}{b_w Y_j K_v}$$

donde los coeficientes K son:

K_a : factor de aplicación: función de la fuente de potencia y de la máquina impulsada. Ver tabla 6.

K_s : factor de tamaño. Ver tabla 8.

K_m : factor de distribución de carga. Ver tabla 7.

K_v : factor dinámico. Ver tabla 9.

Y_j : factor de la geometría. Ver tabla 10.

b_w : ancho del diente

p_d : paso diametral

En cuanto a la fuerza transmitida:

$$P = T \times w = F \times \frac{D}{2} \times w$$

siendo:

P: potencia transmitida

T: torsor

w: velocidad angular

F: fuerza transmitida

D: diámetro

De esta ecuación obtenemos la fuerza transmitida y el torsor, debido a que el resto de los parámetros son conocidos y poseemos dos ecuaciones.

Sustituyendo en la ecuación de Lewis esta fuerza y suponiendo para la primera iteración unos ciertos coeficientes K que tomarán los valores que el calculista crea oportuno dentro de sus rangos correspondientes, obtenemos una primera estimación para el módulo, ya que:

$$m = \frac{1}{P_d}$$

y sin olvidar que:

$$\sigma_t \leq \sigma_t^*$$

donde σ_t^* es función del material empleado en los engranajes.

Una vez obtenida la estimación para el módulo, elegimos un valor de éste para comenzar el diseño y las comprobaciones.

Tras todo esto, podemos definir ya el número de dientes de cada rueda, por lo que:

$$z_p = \frac{D_p}{m} \quad \text{y} \quad z_c = \frac{D_c}{m}$$

pero las comprobaciones se realizan con el número de dientes equivalentes debido a que los engranajes son helicoidales con ángulo de la hélice fijada por la tabla 2. Este número de dientes equivalentes es el que se utilizará para entrar en las tablas y en las gráficas cuando ello lo requiera. Dicho piñón habrá de cumplir un número de dientes mínimo para un correcto diseño. Este número de dientes se encuentra indicado en las tablas 11 y 12. Así:

$$z_{p-eq} = \frac{z_p}{\cos^3 \psi} \quad \text{y} \quad z_{c-eq} = \frac{z_c}{\cos^3 \psi}$$

Comprobaciones:

A) Esfuerzos flexionantes

Con la ecuación de Lewis y todos los coeficientes que en ella intervienen con sus respectivos valores, hemos de comprobar que:

$$\sigma_t = \frac{F \times p_d K_a K_s K_m}{b_w Y_j K_v} \leq \sigma_t^*$$

donde los coeficientes K toman valores constantes para el piñón y para la corona y donde algunos de ellos dependen del número de dientes de las ruedas. Es decir, habremos de comprobar por separado los esfuerzos flexionantes para el piñón y para la corona en función del número de dientes de cada uno de ellos, porque provocarán que algunos de esos coeficientes K no sean iguales para ambas ruedas.

De la misma forma σ_t^* es un valor que depende del material del que estén fabricadas las ruedas.

Por lo tanto, para ambas ruedas tendremos que cumplir que:

$$\sigma_t \leq \sigma_t^*$$

B) Esfuerzos de contacto

Las tensiones provocadas por los esfuerzos de contacto son las más críticas.

Habremos de comprobar que:

$$\sigma_c = p_H \times \left(\frac{K_a K_s K_m}{K_v} \right)^{1/2}$$

donde:

$$p_H = E' \times \left(\frac{W'}{2\pi} \right)^{1/2}$$

$$W' = \frac{W / b_w}{E' R_x}$$

$$W = \frac{F}{\cos\phi_n \times \cos\psi}$$

$$\frac{1}{R_x} = \left(\frac{1}{D_p} + \frac{1}{D_c} \right) \times \frac{2}{\sin\phi}$$

$$E' = \frac{2}{\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_c^2}{E_c}} = \frac{E}{1-\nu^2}$$

donde:

ν : módulo de Poisson

E' : módulo de elasticidad efectivo

E : módulo de elasticidad

R_x : radio efectivo

ϕ : ángulo de contacto (20° en primera aproximación)

ϕ_n : ángulo de presión normal

$$\operatorname{tg}\phi = \frac{\operatorname{tg}\phi_n}{\cos\psi}$$

Ψ : ángulo de la hélice

W' : carga adimensional

ρ_H : carga hertziana máxima en el contacto

De igual manera, habremos de comprobar por separado los esfuerzos de contacto para el piñón y para la corona en función del número de dientes de cada uno de ellos, porque provocarán que algunos de esos coeficientes K no sean iguales para ambas ruedas.

Los valores de σ_c calculados con los correspondientes coeficientes K de cada una de las ruedas no habrán de superar un valor límite especificado por las características del material del que estén fabricadas las ruedas dentadas. Es decir:

$$\sigma_c \leq \sigma_c^*$$

C) Razón de contacto

Para engranajes helicoidales habremos de cumplir lo siguiente:

$$C_{rt} = C_r + C_{ra} \geq 1.2$$

donde:

C_{rt} : razón de contacto total

C_r : razón de contacto circunferencial

C_{ra} : razón de contacto axial

Las correspondientes razones de contacto se calcularán con las siguientes ecuaciones:

Razón de contacto axial (C_{ra}):

$$C_{ra} = \frac{b_w \cdot \text{sen} \psi}{p_{cn}}$$

donde:

$$p_{cn} = p_c \times \cos \psi$$

$$p_c = \frac{\pi}{p_d}$$

Razón de contacto circunferencial (C_r):

$$C_r = \frac{1}{p_c \times \cos \phi} \left[\sqrt{r_{op}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{oc}^2 + r_{bc}^2} - \frac{c_d \times \text{tg} \phi}{p_c} \right]$$

con:

$$r_{op} = r_p + a$$

$$r_{oc} = r_c + a$$

$$r_{bp} = r_p \times \cos \phi$$

$$r_{bc} = r_c \times \cos \phi$$

siendo:

p_c : paso circular

r_{op} : radio exterior del piñón

r_{oc} : radio exterior de la corona

r_{bp} : radio base del piñón

r_{bc} : radio base de la corona

p_{cn} : paso circular normal

a : cabeza del diente

D) Juego mínimo

En teoría, el espesor circular de los dientes es la mitad del paso circular:

$$t_h = \frac{p_c}{2} = \frac{\pi}{2 \times p_d}$$

Debido a inexactitudes inevitables es necesario cortar los dientes ligeramente más delgados para proporcionar un poco de holgura, de manera que los engranes no se atasquen, sino que se acoplen suavemente uno a otro. A esta holgura medida sobre el círculo de paso se le denomina juego. Este juego es función de la distancia central y del paso diametral y, se obtiene de una tabla en la que se detalla el juego en función de estos dos parámetros. Ver tabla 5.

Así, cuando se conocen el espesor teórico circular del diente y el juego, podemos obtener el espesor circular real del diente con la siguiente expresión:

$$t_{ha} = t_h - b_l$$

siendo:

t_{ha} : espesor circular real del diente

t_h : espesor teórico circular del diente

b_l : juego

E) Espesor de la película elastohidrodinámica:

El espesor de la película elastohidrodinámica mínima para la correcta lubricación de los engranajes será calculada por la siguiente expresión:

$$H_{min} = \frac{h_{min}}{R_x} = 1.714 \times (W')^{-0.128} \times U^{0.694} \times G^{0.568}$$

con:

$$U = \frac{\eta_0 \times \bar{u}}{E' \times R_x}$$

$$\bar{u} = \frac{w_p r_p \cos \phi + w_c r_c \cos \phi}{2}$$

$$G = \xi \times E'$$

donde:

H_{min} : espesor de la película mínima adimensional

h_{min} : espesor de la película mínima

U : parámetro adimensional para la velocidad

G : parámetro adimensional para el material

η_0 : viscosidad del lubricante

ξ : coeficiente presión-viscosidad del lubricante

w_p : velocidad angular del piñón

w_c : velocidad angular de la corona

De esta forma, y con la correlación antes indicada podemos calcular el espesor de la película mínima adimensional y, a través de su expresión, despejar el espesor de la película elastohidrodinámica mínima para la correcta lubricación del sistema correspondiente.

Es recomendable que el espesor de la película sea del orden de $1\mu m$ para una buena lubricación.

F) Parámetro de película adimensional

El parámetro de película adimensional se define mediante la siguiente expresión:

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{\left(R_{qa}^2 + R_{qb}^2\right)^{1/2}}$$

siendo R_{qa} y R_{qb} la rugosidad superficial de los engranajes.

El parámetro de película adimensional ha de mantenerse entre los valores $[3,10]$, es decir, $3 \leq \Lambda \leq 10$ para un diseño óptimo de los elementos.

G) Ángulo de contacto

Por último, es muy recomendable la comprobación del ángulo de contacto del diseño final. En el comienzo del diseño hemos supuesto que el ángulo de contacto en el sistema de engranajes era de 20° ($\phi = 20^\circ$). Ahora hemos de comprobar que nuestro diseño cumple esa condición calculando el nuevo ángulo de contacto sin más que deducirlo de la geometría.

Definición del resto de parámetros geométricos

Cabeza: $a = m$

Raíz: $b = 1.25 \times m$

Holgura: $c = 0.25 \times m$

Diámetro exterior: $D_{oc} = D_c + 2a$
 $D_{op} = D_p + 2a$

Diámetro de la raíz: $D_{rc} = D_c - 2b$
 $D_{rp} = D_p - 2b$

Profundidad total del diente: $h_t = a+b$

Profundidad de trabajo: $h_k = 2a$

Proceso de diseño realizado para engranajes cónicos

El proceso seguido para el cálculo de los piñones y coronas es el siguiente:

Relación de reducción parcial (para la reducción genérica "i"):

$$i_i = \frac{n_p}{n_c}$$

Cada punto de las circunferencias rodantes máximas de dos conos tienen las mismas velocidades tangenciales:

$v_p = v_c$ en el punto de contacto.

Como sabemos que:

$$v_p = \frac{\pi D_p n_p}{60}$$

$$v_c = \frac{\pi D_c n_c}{60}$$

donde las frecuencias "n" están en rpm, igualando estas dos ecuaciones obtenemos lo siguiente:

$$D_p \times n_p = D_c \times n_c$$

de donde podemos decir que:

$$i_i = \frac{n_p}{n_c} = \frac{D_c}{D_p}$$

Debido a que el proceso de diseño que se muestra a continuación es para engranajes cónicos, la relación de reducción anterior también se puede igualar a:

$$i_i = \frac{n_p}{n_c} = \frac{D_c}{D_p} = \frac{\text{sen} \delta_c}{\text{sen} \delta_p}$$

siendo:

δ_c : ángulo primitivo de la corona

δ_p : ángulo primitivo del piñón

Predimensionado con la ecuación de Lewis:

Ecuación de Lewis:

$$\sigma_t = \frac{F \times p_d K_a K_s K_m}{b_w Y_j K_v}$$

donde todos los términos de la ecuación son explicados anteriormente.

En cuanto a la fuerza transmitida:

$$P = T \times \omega = F \times \frac{D}{2} \times \omega$$

De esta ecuación obtenemos la fuerza transmitida y el torsor, debido a que el resto de los parámetros son conocidos y poseemos dos ecuaciones.

Sustituyendo en la ecuación de Lewis esta fuerza y suponiendo para la primera iteración unos ciertos coeficientes K que tomarán los valores que el calculista crea oportuno dentro de sus rangos correspondientes, como igualmente se explicaba antes, obtenemos una primera estimación del módulo, ya que:

$$m = \frac{1}{p_d}$$

y sin olvidar que:

$$\sigma_t \leq \sigma_t^*$$

donde σ_t^* es función del material empleado en los engranajes.

Una vez obtenida la estimación para el módulo, elegimos un valor de éste para comenzar el diseño y las comprobaciones.

Para obtener los diámetros y el número de dientes de las ruedas es conveniente seguir las recomendaciones que se presentan en la Norma UNE-18051. De esta forma podemos definir en una primera aproximación los diámetros y el número de dientes del piñón y de la corona.

Una buena estimación para el ancho del diente es:

$$b_w \leq \frac{G}{3}$$

siendo "G" la generatriz del cono primitivo:

$$G = \frac{m}{2} \times \sqrt{z_p^2 + z_c^2}$$

A partir de aquí podemos definir las características de las ruedas frontales equivalentes:

$$r_{eq-p} = \frac{r_p}{\cos \delta_p} \quad \text{y} \quad r_{eq-c} = \frac{r_c}{\cos \delta_c}$$

$$z_{eq-p} = \frac{z_p}{\cos \delta_p} \quad \text{y} \quad z_{eq-c} = \frac{z_c}{\cos \delta_c}$$

Comprobaciones:

A) Número de dientes mínimo

La rueda cónica del menor número de dientes sin penetración se deduce de:

$$z_p = z_{eq-p} \times \cos \delta_p$$

Suponiendo un ángulo de contacto (ϕ) de 20°:

$$z_{\min} = 14 \times \cos \delta_p$$

de donde obtengo el número de dientes mínimo para la rueda.

El resto de las comprobaciones que debemos realizar son análogas a las realizadas para engranajes paralelos: esfuerzos flexionantes, esfuerzos de contacto, razón de contacto, juego mínimo, espesor de la película elastohidrodinámica, parámetro de película adimensional y ángulo de contacto.

Definición del resto de parámetros geométricos

Cabeza: $a = m$

Raíz: $b = 1.25 \times m$

Holgura: $c = 0.25 \times m$

Diámetro exterior: $D_{oc} = D_c + 2m \times \cos\delta_c$
 $D_{op} = D_p + 2m \times \cos\delta_p$

Generatriz : $G = \frac{m}{2} \times \sqrt{z_p^2 + z_c^2}$

Generatrices complementarias:

$$G_p = \frac{D_p}{2 \times \cos\delta_p}$$

$$G_c = \frac{D_c}{2 \times \cos\delta_c}$$

Ángulo de la cabeza: $\gamma = \arctan \frac{a}{G}$

Ángulo de la raíz: $\theta = \arctan \frac{1.188 \times a}{G}$

Ángulo de la cara: $\varphi_{c-c} = \delta_c + \gamma$

$$\varphi_{c-p} = \delta_p + \gamma$$

Ángulo de fondo: $\varphi_{f-c} = \delta_c + \theta$

$$\varphi_{f-p} = \delta_p + \theta$$

III.4.1.1.2.- Tablas de resultados

PRIMERA REDUCCIÓN (Engranaje cónico)

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
i		4.3
n (rpm)	1475	345
F (KN)		5.7

Predimensionado con ecuación de Lewis (valores estimados):

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
K_a		1.25
K_s		1.00
K_m		1.2
Y_j		0.4
K_v		0.9
b_w (mm)		30

$m_{\text{mínimo}} (mm)$	2.5
ϕ	20°

Comprobaciones (valores finales):

A) Esfuerzos flexionantes:

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
ψ	13.1°	
$m(mm)$	4	
z	15	65
$D(mm)$	60	260
δ	13°	77°
K_a	1.25	1.25
K_s	1.00	1.00
K_m	1.15	1.1
Y_j	0.275	0.46
K_v	0.9	0.9
$b_w (mm)$	35	
$\sigma_t (MPa)$	237	136
$\sigma_t^* (MPa)$	380	

B) Esfuerzos de contacto:

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$R_x(mm)$	8.3	
$W(KN)$	6.21	
ϕ_n	19.52°	
$E' (Pa)$	$2.275 \cdot 10^{11}$	
W'	$9.4 \cdot 10^{-5}$	
$P_H (N/m^2)$	$879.94 \cdot 10^6$	
$\sigma_c (GPa)$	0.93	0.9
$\sigma_c^* (GPa)$	1.2	

C) Razón de contacto

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$\rho_c(mm)$	12.6	
$r_o(mm)$	35	134
$r_b(mm)$	28.2	122.16
C_{rt}	1.4	

D) Juego mínimo

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$t_h(mm)$	6.3	
$b_i(mm)$	0.3	
$t_{ha}(mm)$	6	

E) Espesor película elastohidrodinámica

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$W (KN)$	6.21	
$\bar{u} (m/s)$	4.42	
W'	$9.4 \cdot 10^{-5}$	

U	$1.76 \cdot 10^{-10}$
G	5005
$h_{min} (\mu m)$	1.4

F) Parámetro de película adimensional

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$h_{min} (\mu m)$		1.4
$R_{qa} (\mu m)$		0.3
$R_{qb} (\mu m)$		0.3
Λ		3.3

G) Ángulo de contacto

El nuevo ángulo de contacto es de 19.97° por lo que se da por bueno el diseño.

Definición del resto de parámetros geométricos

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$a (mm)$		4
$b (mm)$		4.25
$c (mm)$		1
$D_o (mm)$	67.8	261.8
$G (mm)$		133.42
$G(\text{complementarias}) (mm)$	30.8	578
γ	1.72°	1.1°
θ	1.8°	2.2°
φ_c	14.72°	78.72°
φ_f	11.2°	74.8°

SEGUNDA REDUCCIÓN (Engranaje paralelo)

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
i		2.3
$n (rpm)$	345	150
$F (KN)$		13

Predimensionado con ecuación de Lewis (valores estimados):

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
K_a		1.25
K_s		1.00
K_m		1.3
Y_j		0.5
K_v		0.9
$b_w (mm)$		60
$m_{minimo} (mm)$		1.1
ϕ		20°

Comprobaciones (valores finales):

A) Esfuerzos flexionantes:

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
ψ		23.8°
$m(mm)$		3
z	39	90
$D(mm)$	118	272
K_a	1.25	1.25
K_s	1.00	1.00
K_m	1.18	1.1
Y_j	0.42	0.48
K_v	0.9	0.9
$b_w (mm)$		60
$\sigma_t (MPa)$	281	229
$\sigma_t^* (MPa)$		380

B) Esfuerzos de contacto:

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$R_x(mm)$		12.00
$W(KN)$		15
ϕ_n		18.42°
$E' (Pa)$		$2.275 \cdot 10^{11}$
W'		$1.05 \cdot 10^{-4}$
$P_H (MPa)$		860
$\sigma_c (GPa)$	0.9	0.9
$\sigma_c^* (GPa)$		1.2

C) Razón de contacto

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$\rho_c(mm)$		9.4
$r_o(mm)$	53	118
$r_b(mm)$	47	108
C_{rt}		1.7

D) Juego mínimo

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$t_h(mm)$		4.7
$b_f(mm)$		0.25
$t_{ha}(mm)$		4.45

E) Espesor película elastohidrodinámica

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$W (KN)$		17.28
$\bar{u} (m/s)$		1.7
W'		$1.05 \cdot 10^{-4}$
U		$4.67 \cdot 10^{-11}$
G		5005
$h_{min} (\mu m)$		1.3

F) Parámetro de película adimensional

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$h_{min} (\mu m)$		1.3
$R_{qa} (\mu m)$		0.3
$R_{qb} (\mu m)$		0.3
Λ		3.1

G) Ángulo de contacto

El nuevo ángulo de contacto es de 19.95° por lo que se da por bueno el diseño.

Definición del resto de parámetros geométricos

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$a (mm)$		3
$b (mm)$		4
$c (mm)$		0.75
$D_o (mm)$	124	278
$D_r (mm)$	110	264
$h_i (mm)$		7
$h_k (mm)$		6

TERCERA REDUCCIÓN (Engranaje paralelo)

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
i		2.5
$n (rpm)$	150	60
$F (KN)$		28

Predimensionado con ecuación de Lewis (valores estimados):

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
K_a		1.25
K_s		1.00
K_m		1.3
Y_j		0.5
K_v		0.9
$b_w (mm)$		100
$m_{minimo} (mm)$		1.4
ϕ		20°

Comprobaciones (valores finales):

A) Esfuerzos flexionantes:

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
ψ		21.8°
$m (mm)$		4
z	30	75
$D (mm)$	123	307
K_a	1.25	1.25
K_s	1.00	1.00
K_m	1.27	1.23
Y_j	0.43	0.47
K_v	0.9	0.9

b_w (mm)		100	
σ_t (MPa)	290		254
σ_t^* (MPa)		380	

B) Esfuerzos de contacto:

PARÁMETROS	PIÑÓN		CORONA
R_s (mm)		15.00	
W (KN)		31.8	
ϕ_n		18.67°	
E' (Pa)		$2.275 \cdot 10^{11}$	
W'		$9.3 \cdot 10^{-5}$	
P_H (N/m ²)		$875 \cdot 10^6$	
σ_c (GPa)	0.91		0.9
σ_c^* (GPa)		1.2	

C) Razón de contacto

PARÁMETROS	PIÑÓN		CORONA
p_c (mm)		12.6	
r_o (mm)	63.5		155.5
r_b (mm)	57.8		144.25
C_{rt}		4	

D) Juego mínimo

PARÁMETROS	PIÑÓN		CORONA
t_h (mm)		6.3	
b_i (mm)		0.3	
t_{ha} (mm)		6	

E) Espesor película elastohidrodinámica

PARÁMETROS	PIÑÓN		CORONA
W (KN)		31.8	
\bar{u} (m/s)		1.81	
W'		$9.3 \cdot 10^{-5}$	
U		$4.0 \cdot 10^{-11}$	
G		5005	
h_{min} (μm)		1.5	

F) Parámetro de película adimensional

PARÁMETROS	PIÑÓN		CORONA
h_{min} (μm)		1.5	
R_{qa} (μm)		0.3	
R_{qb} (μm)		0.3	
Λ		3.5	

G) Ángulo de contacto

El nuevo ángulo de contacto es de 19.96° por lo que se da por bueno el diseño.

Definición del resto de parámetros geométricos

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
a (mm)		4
b (mm)		4.25
c (mm)		1
D_o (mm)	131	315
D_r (mm)	114.5	298.5
h_t (mm)		8.25
h_k (mm)		8

III.4.1.2.- Ejes

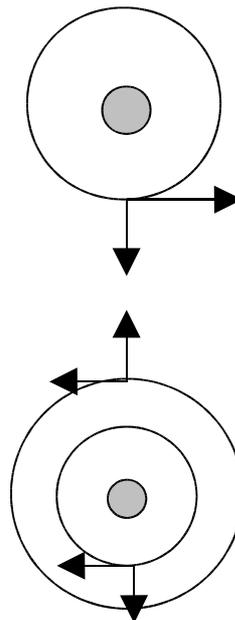
III.4.1.2.1.- Esfuerzos en ejes

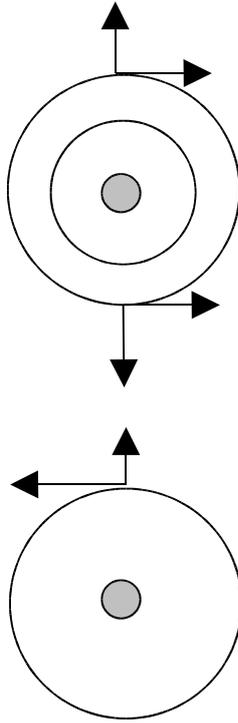
Los engranajes y ejes serán tal y como indica el siguiente esquema y el sentido de giro será horario en el eje de entrada.

El significado de las siguientes figuras es el siguiente:

En la primera figura se indica el eje, coloreado en gris, y el piñón cónico de la primera reducción visto desde la parte frontal del motor. Las flechas indican las reacciones que se producen en el punto de contacto entre ese piñón y la corona correspondiente. Esa corona se encuentra dibujada en la segunda figura con el piñón de la segunda reducción y el eje en gris, visto desde el costado del reductor. Igualmente se presentan en esa figura las reacciones de la corona de la primera reducción, las cuales tiene sentidos contrarios a las reacciones que se producen en el piñón cónico de la primera reducción. Análogamente, se presentan así todas las reducciones del reductor.

Las fuerzas representadas en estos esquemas son la tangencial y la radial.





EJE N°1

Diagrama de momentos en el plano vertical que contiene al eje

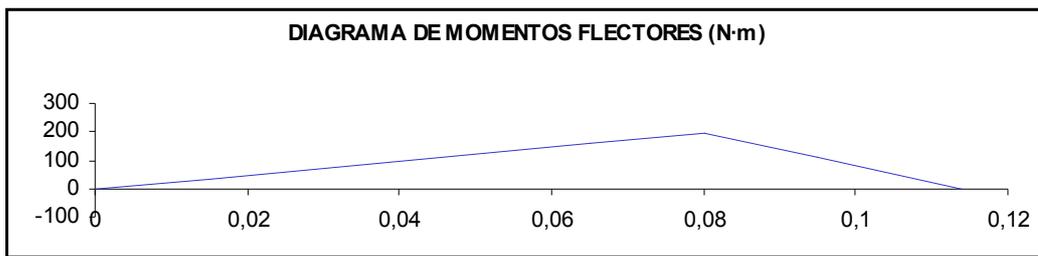


Diagrama de momentos en el plano horizontal que contiene al eje

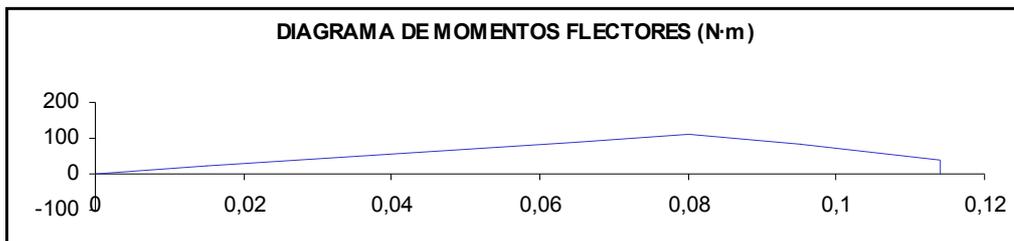


Diagrama del torsor

Torsor constante de valor $T = 0.18 \text{ KNm}$

EJE N°2

Diagrama de momentos en plano vertical que contiene al eje

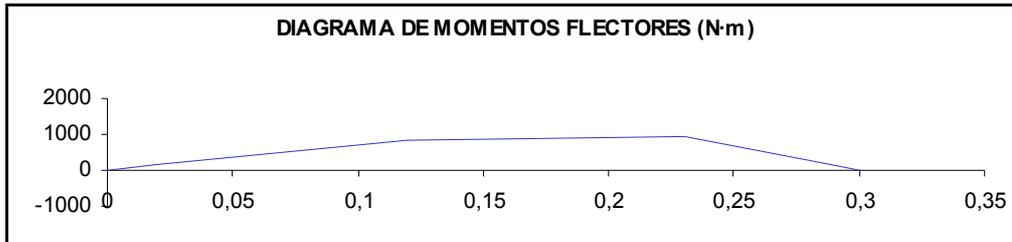


Diagrama de momentos en plano horizontal que contiene al eje

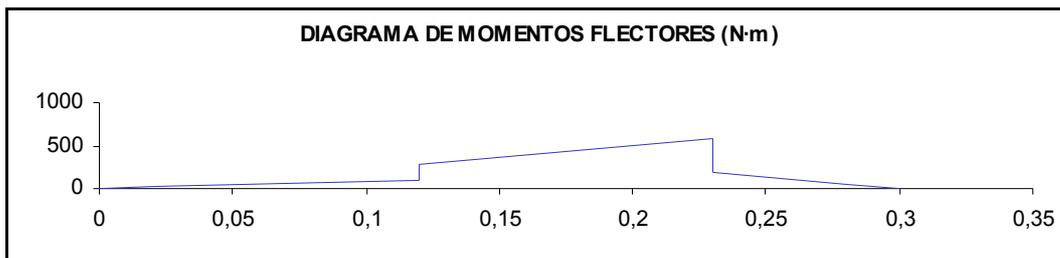
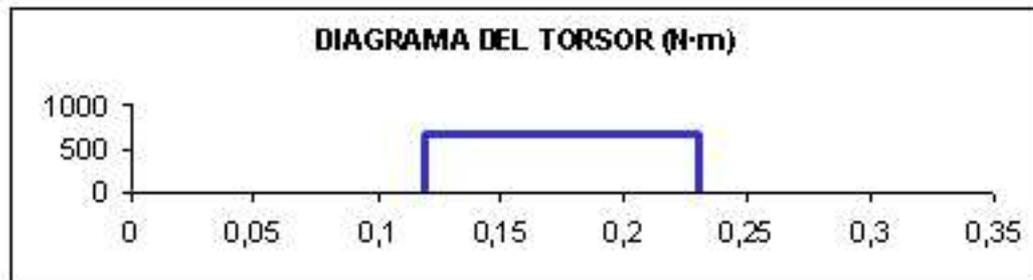


Diagrama del torsor

Torsor constante de valor $T=0.75 \text{ KNm}$ entre la corona y el piñón.



EJE N°3

Diagrama de momentos en plano vertical que contiene al eje

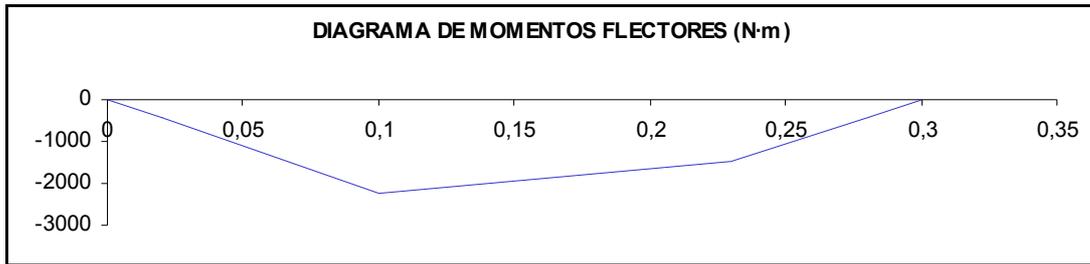


Diagrama de momentos en plano horizontal que contiene al eje

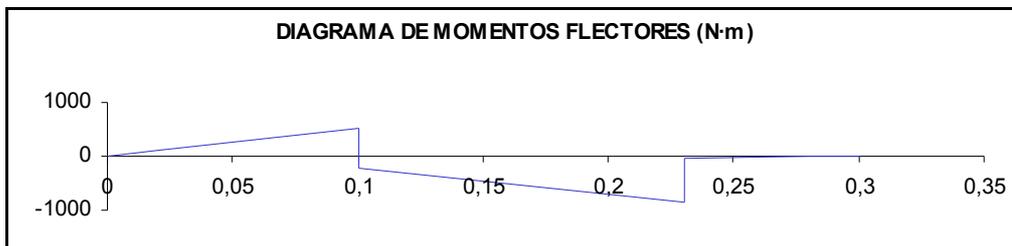


Diagrama del torsor

Torsor constante de valor $T=1.72$ KNm entre la corona y el piñón.



EJE N°4

Diagrama de momentos en plano vertical que contiene al eje

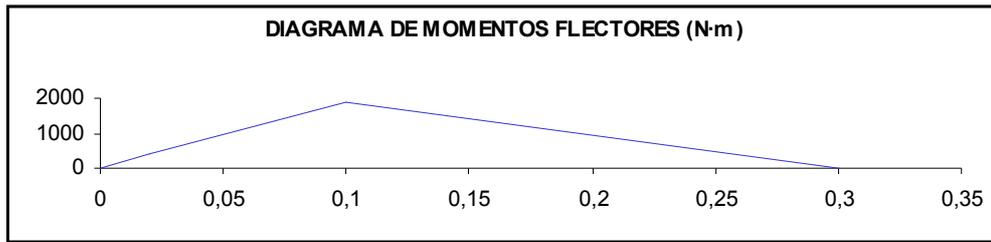


Diagrama de momentos en plano horizontal que contiene al eje

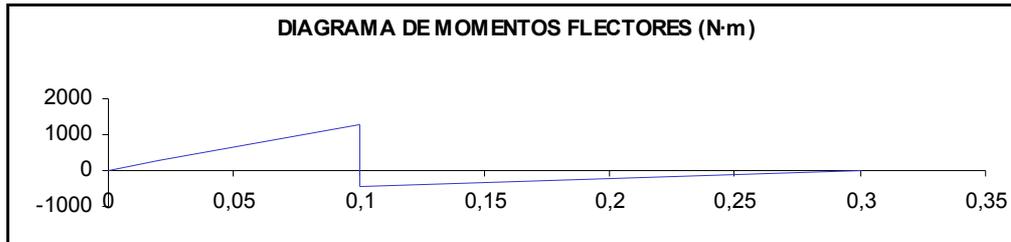
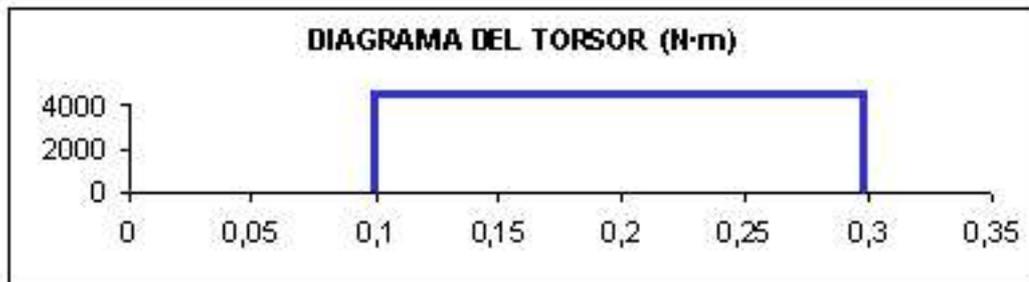


Diagrama del torsor

Torsor constante de valor $T=4.3$ KNm entre la corona y la dirección de la transmisión de potencia.



III.4.1.2.2.- Diseño a torsión y fatiga

EJE N°1

Predimensionado mediante deformación torsional

$$T=0.18 \text{ KNm}$$

$$D_{\min}=40 \text{ mm}$$

De esta manera, necesitamos un diámetro mínimo de 40 mm para asegurar que las deformaciones debidas al giro por torsión no son excesivas.

Dimensionado a fatiga

En primer lugar necesitaremos el momento en la sección 2 y el valor de la torsión que anteriormente indicamos.

$$M_2=0.23 \text{ KNm}$$

$$T_2=0.18 \text{ KNm}$$

Para la primera iteración tomaremos:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=1.00$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$k_f=0.53$$

Se ha tomado $k_f=0.53$ debido a que el eje se centra en el cojinete mediante ajuste a presión, lo que produce un efecto de concentrador de tensiones de valor $K_f=1.9$, y como k_f es su inversa, obtenemos ese valor.

De aquí se obtiene que: $S_f=190 \text{ MPa}$

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_2=38 \text{ mm}$$

Segunda iteración:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=0.95$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$k_f=0.53$$

De aquí se obtiene que: $S_f=180.5 \text{ MPa}$

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_2=40 \text{ mm}$$

Tercera iteración:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=0.93$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$k_f=0.625$$

$$S_f=178 \text{ MPa}$$

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_2=42 \text{ mm}$$

Este valor es mayor que 40 mm que es el obtenido de la restricción del giro por torsión, por lo que tomaremos 45 mm para la sección 2.

A continuación se estudiará la sección comprendida entre ambos rodamientos (sección 3):

$$M_3=0.20 \text{ KNm}$$

$$T_3=0.18 \text{ KNm}$$

$$k_a=0.9$$

$$k_b=1.00$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$\frac{r}{d} = 0.025$$

$$\frac{D}{d} = 1.1$$

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.2$

$$S_f=159 \text{ MPa}$$

$$D_3 = 36 \text{ mm}$$

Segunda iteración:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=0.94$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$\frac{r}{d} = 0.03$$

$$\frac{D}{d} = 1.1$$

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.2$

$$S_f=150 \text{ MPa}$$

$$D_3 = 37 \text{ mm}$$

Se tomará $D_3 = 40 \text{ mm}$

EJE N°2

Predimensionado mediante deformación torsional:

$$T=0.75 \text{ KNm}$$

$$D_{\text{mín}}=60 \text{ mm}$$

De esta manera, necesitamos un diámetro mínimo de 60 mm para asegurar que las deformaciones debidas al giro por torsión no son excesivas.

Dimensionado a fatiga

En primer lugar necesitaremos el momento máximo, que se produce en la sección 5, y el valor de la torsión que anteriormente indicamos.

$$M_5=1.2 \text{ KNm}$$

$$T_5=0.75 \text{ KNm}$$

Para la primera iteración tomaremos:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=1.00$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$k_f=1$$

Se ha tomado $k_f=1$ debido a que el piñón se encuentra solidario con el eje, es decir, es un piñón eje.

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_5=57 \text{ mm}$$

Segunda iteración:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=0.88$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$k_f=1.00$$

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_5=61 \text{ mm}$$

Este valor es mayor de 60 mm que es el obtenido de la restricción del giro por torsión por lo que, tomaremos un diámetro de 65 mm para la sección 5.

A continuación se estudiará la sección 4 debido a que en dicho punto se colocará la corona mediante una chaveta, lo que produce un concentrador de tensiones que puede provocar un diámetro mayor a 60 mm. Para ello habremos de conocer el momento en dicho punto. Este momento se extrae del anterior estudio de flexión presentado.

$$M_4 = 0.83 \text{ KNm}$$
$$T_4 = 0.75 \text{ KNm}$$

$$k_a = 0.9$$
$$k_b = 1.00$$
$$k_c = 0.814$$
$$k_d = k_e = k_g = 1$$

Se ha tomado $k_f = 0.625$ debido a que se utilizará una chaveta para fijación de la corona, lo que produce un efecto de concentrador de tensiones de valor $K_f = 1.6$, y como k_f es su inversa, obtenemos ese valor.

$$\text{De aquí se obtiene que: } S_f = 218 \text{ MPa}$$

$$\text{De esta manera: } D_4 = 57 \text{ mm}$$

Segunda iteración:

$$k_a = 0.9$$
$$k_b = 0.87$$
$$k_c = 0.814$$
$$k_d = k_e = k_g = 1$$
$$k_f = 0.625$$

$$\text{De aquí se obtiene que: } S_f = 190 \text{ MPa}$$

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_4 = 60 \text{ mm}$$

Tomaremos para esta sección un valor de 65 mm.

Sección 3:

$$M_3 = 0.14 \text{ KNm}$$

$$k_a = 0.9$$
$$k_b = 1.00$$
$$k_c = 0.814$$
$$k_d = k_e = k_g = 1$$

$$\frac{r}{d} = 0.035$$

$$\frac{D}{d} = 1.2$$

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.1$

Introduciendo estos valores en la fórmula correspondiente, obtenemos un diámetro de 51 mm. Sin embargo, por cuestiones de normalización tomaremos un diámetro de 55 mm.

Sección 6:

$$M_6 = 0.28 \text{ KNm}$$

$$k_a = 0.9$$

$$k_b = 1.00$$

$$k_c = 0.814$$

$$k_d = k_e = k_g = 1$$

$$\frac{r}{d} = 0.035$$

$$\frac{D}{d} = 1.2$$

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.1$

Obtenemos un valor del diámetro de 54 mm. Por cuestiones de normalización, tomaremos un diámetro de 55 mm.

EJE N° 3

Predimensionado mediante deformación torsional:

$$T = 1.72 \text{ KNm}$$

$$D_{\min} = 70 \text{ mm}$$

De esta manera, necesitamos un diámetro mínimo de 70 mm para asegurar que las deformaciones debidas al giro por torsión no son excesivas.

Dimensionado a fatiga

En primer lugar necesitaremos el momento máximo, que se produce en la sección 4, y el valor de la torsión que anteriormente indicamos.

$$M_4 = 2.27 \text{ KNm}$$

$$T_4 = 1.72 \text{ KNm}$$

Para la primera iteración tomaremos:

$$\begin{aligned}k_a &= 0.9 \\k_b &= 1.00 \\k_c &= 0.814 \\k_d &= k_e = k_g = 1 \\k_f &= 1\end{aligned}$$

Se ha tomado $k_f=1$ debido a que el piñón se encuentra solidario con el eje, es decir, es un piñón eje.

$$\text{De aquí se obtiene que: } S_f = 348 \text{ MPa}$$

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_4 = 67 \text{ mm}$$

Segunda iteración:

$$\begin{aligned}k_a &= 0.9 \\k_b &= 0.84 \\k_c &= 0.814 \\k_d &= k_e = k_g = 1 \\k_f &= 1.00\end{aligned}$$

$$\text{De aquí se obtiene que: } S_f = 296 \text{ MPa}$$

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_4 = 70 \text{ mm}$$

Tercera iteración:

$$\begin{aligned}k_a &= 0.9 \\k_b &= 0.83 \\k_c &= 0.814 \\k_d &= k_e = k_g = 1 \\k_f &= 1.00\end{aligned}$$

$$\text{De aquí se obtiene que: } S_f = 292 \text{ MPa}$$

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_4 = 72 \text{ mm}$$

Este valor es mayor de 70 mm que es el obtenido de la restricción del giro por torsión por lo que, tomaremos un diámetro de 75 mm para la sección 4.

A continuación se estudiará la sección 5 debido a que en dicho punto se colocará una corona con chaveta, por lo que podría producir un concentrador de tensiones que produjese un diámetro mayor a 70 mm. Para ello habremos de conocer el momento en dicho punto. Este momento se extrae del anterior estudio de flexión presentado.

$$M_5=1.73 \text{ KNm}$$

$$T_5=1.72 \text{ KNm}$$

$$k_a=0.9$$

$$k_b=1.00$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

Se ha tomado $k_f=0.625$ debido a que la corona irá con chavetero, lo que produce un efecto de concentrador de tensiones de valor $K_f=1.6$, y como k_f es su inversa, obtenemos ese valor.

$$\text{De aquí se obtiene que: } S_f=217.5 \text{ MPa}$$

$$\text{De esta manera: } D_5 = 69 \text{ mm}$$

Segunda iteración:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=0.84$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$k_f=0.625$$

$$\text{De aquí se obtiene que: } S_f=183 \text{ MPa}$$

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_5=71 \text{ mm}$$

Tercera iteración:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=0.83$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$k_f=0.625$$

$$\text{De aquí se obtiene que: } S_f=180 \text{ MPa}$$

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_5 = 73 \text{ mm}$$

Tomaremos un valor para D_5 de 75 mm

Sección 3:

$$M_3 = 0.45 \text{ KNm}$$

$$k_a = 0.9$$

$$k_b = 1.00$$

$$k_c = 0.814$$

$$k_d = k_e = k_g = 1$$

$$\frac{r}{d} = 0.03$$

$$\frac{D}{d} = 1.2$$

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.2$

Obtenemos un valor del diámetro de 62 mm. Por cuestiones de normalización, tomaremos un diámetro de 65 mm.

Sección 6:

$$M_6 = 0.41 \text{ KNm}$$

$$k_a = 0.9$$

$$k_b = 1.00$$

$$k_c = 0.814$$

$$k_d = k_e = k_g = 1$$

$$\frac{r}{d} = 0.035$$

$$\frac{D}{d} = 1.4$$

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.3$

Introduciendo estos valores en la fórmula correspondiente, obtenemos un diámetro de 52 mm. Por cuestiones de normalización tomaremos un diámetro de 55 mm para la entrada del eje en este rodamiento.

EJE N°4

Predimensionado mediante deformación torsional:

$$T=4.3 \text{ KNm}$$

$$D_{\text{mín}}=105 \text{ mm}$$

De esta manera, necesitamos un diámetro mínimo de 105 mm para asegurar que las deformaciones debidas al giro por torsión no son excesivas.

Dimensionado a fatiga

En primer lugar necesitaremos el momento máximo, que se produce en la sección 4, y el valor de la torsión que anteriormente indicamos.

$$M_4=1.98 \text{ KNm}$$

$$T_4=4.3 \text{ KNm}$$

Para la primera iteración tomaremos:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=1.00$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

Se ha tomado $k_f=0.625$ debido a que la corona entra en el eje mediante chavetero. De aquí se obtiene que: $S_f=217 \text{ MPa}$

De esta manera: $D_4=75 \text{ mm}$

Segunda iteración:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=0.0.82$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$k_f=0.625$$

De aquí se obtiene que: $S_f=177 \text{ MPa}$

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_4=77 \text{ mm}$$

Tercera iteración:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=0.77$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$k_f=0.625$$

De aquí se obtiene que: $S_f=176 \text{ MPa}$

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_4 = 78 \text{ mm}$$

Este valor es menor de 105 mm que es el obtenido de la restricción del giro por torsión por lo que, tomaremos un diámetro de 115 mm para la sección 4 para luego hacer la reducción donde se coloque el rodamiento y una segunda reducción donde se coloque el acoplamiento elástico.

Sección 3:

$$M_C = 0.5 \text{ KNm}$$

$$k_a = 0.9$$

$$k_b = 1.00$$

$$k_c = 0.814$$

$$k_d = k_e = k_g = 1$$

$$k_f = 0.5$$

$$\frac{r}{d} = 0.02$$

$$\frac{D}{d} = 1.05$$

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.3$

$$S_f = 109 \text{ MPa}$$

Tomaremos un diámetro de 100 mm.

CONCLUSIÓN

Todos estos cálculos se han referido a la resistencia del eje en cuanto a fatiga se refiere, así como a la restricción del máximo giro por torsión permitido en la sección transversal del eje.

Por tanto, queda comprobado que si los ejes tienen las secciones anteriormente indicadas, las comprobaciones a fatiga y a giro por torsión serán cumplidas. Seguidamente se indican las comprobaciones que corresponden a la deflexión lateral del eje así como a las comprobaciones referentes a las velocidades críticas de los ejes.

III.4.1.2.3.- Resultados finales

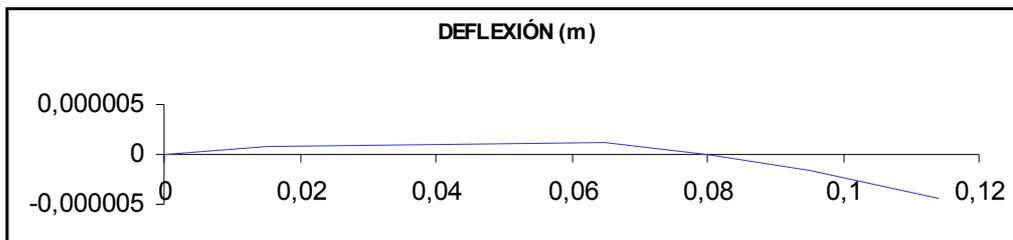
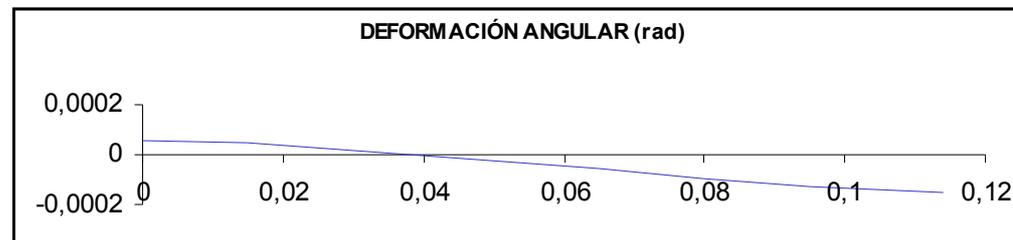
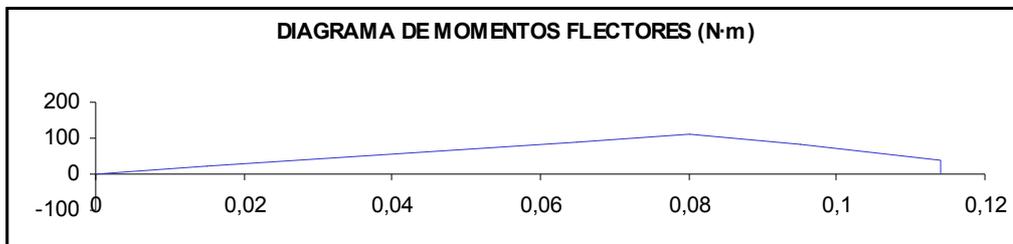
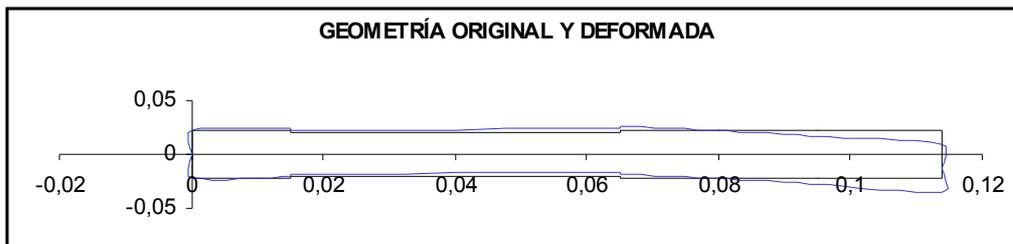
Resumen de resultados en ejes

EJE N° 1

Plano horizontal

E(N/m²) 2,1000E+11			Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.	
Factor Def -1,00	(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo	
Num Secciones 6				
Secc Rod A 1	Reacc en A(N) -1402,03		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba	
Secc Rod B 4	Reacc en B(N) 3495,03		Momentos positivos en sentido horario	

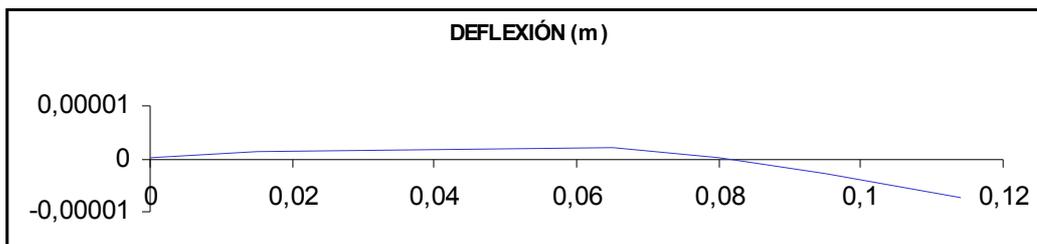
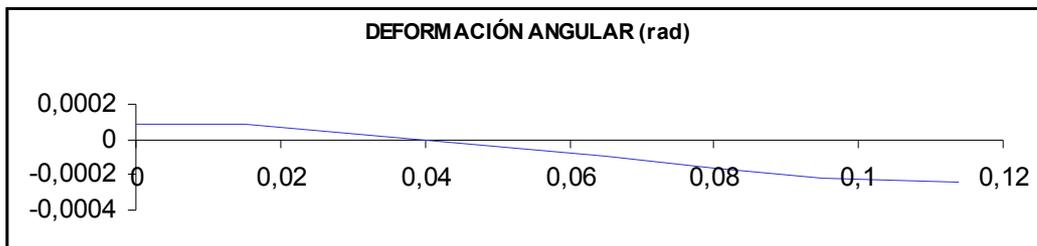
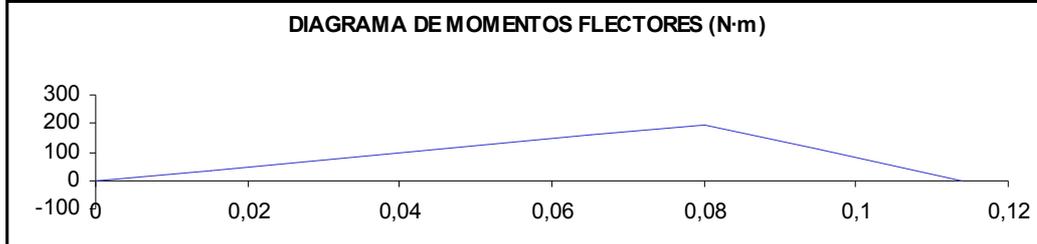
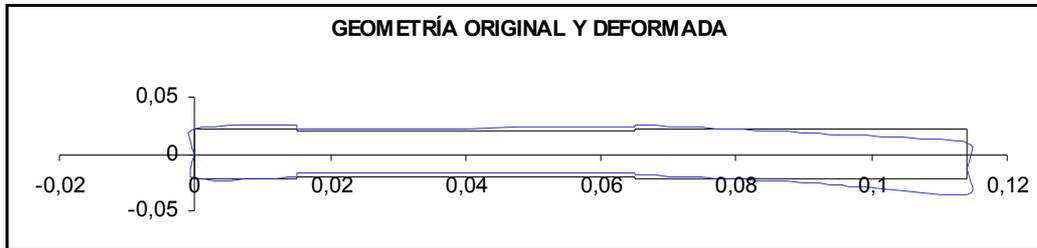
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,27E-05	0,000E+00
2	0,01500	0,04000	0,00	0,00	21,03	21,03	4,90E-05	7,725E-07
3	0,06500	0,04500	0,00	0,00	91,13	91,13	-5,72E-05	1,120E-06
4	0,08000	0,04500	0,00	0,00	112,16	112,16	-9,33E-05	0,000E+00
5	0,09500	0,04500	0,00	0,00	80,77	80,77	-1,28E-04	-1,670E-06
6	0,11400	0,04500	-2093,00	41,00	41,00	0,00	-1,55E-04	-4,382E-06



Plano vertical

$E(N/m^2)$ 2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def -1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones 6				
Secc Rod A 1	Reacc en A(N)	-2443,75	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B 4	Reacc en B(N)	8193,75		Momentos positivos en sentido horario

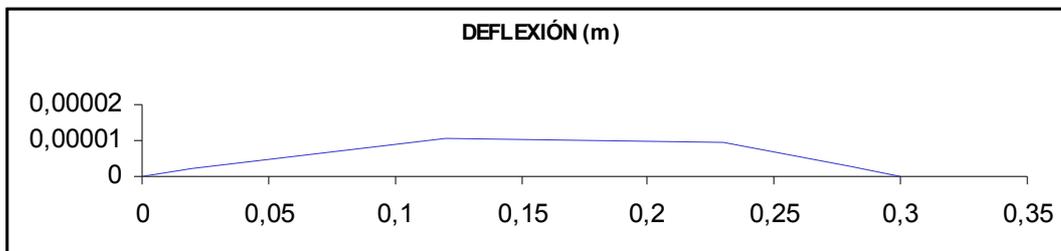
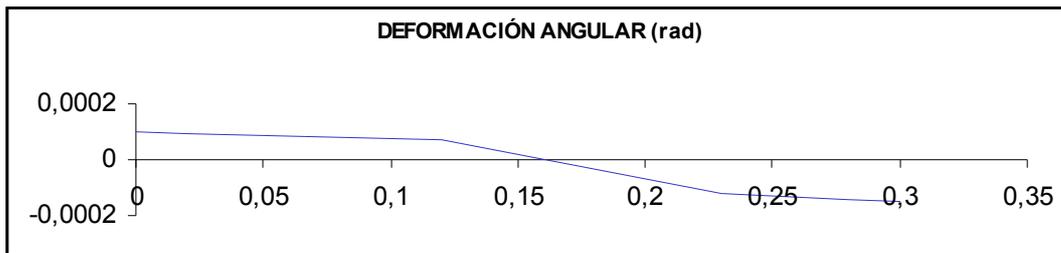
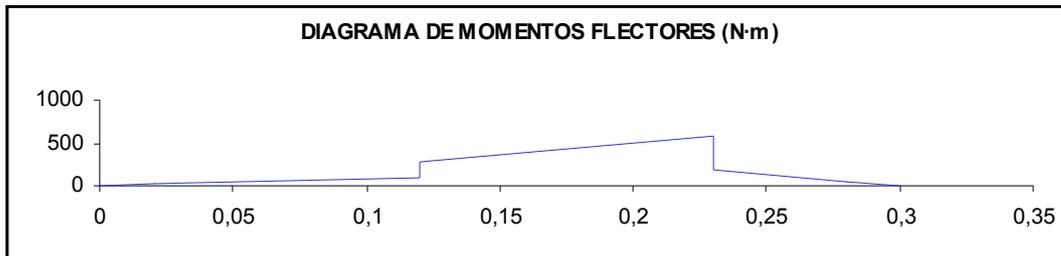
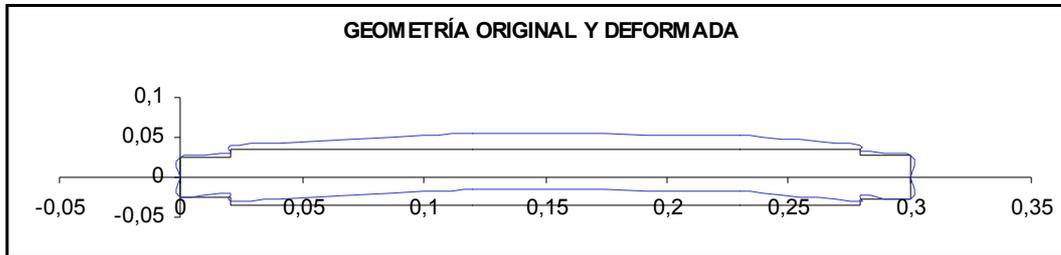
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	9,19E-05	0,000E+00
2	0,01500	0,04000	0,00	0,00	36,66	36,66	8,54E-05	1,346E-06
3	0,06500	0,04500	0,00	0,00	158,84	158,84	-9,98E-05	1,952E-06
4	0,08000	0,04500	0,00	0,00	195,50	195,50	-1,63E-04	0,000E+00
5	0,09500	0,04500	0,00	0,00	109,25	109,25	-2,17E-04	-2,884E-06
6	0,11400	0,04500	-5750,00	0,00	0,00	0,00	-2,41E-04	-7,312E-06



EJE N° 2

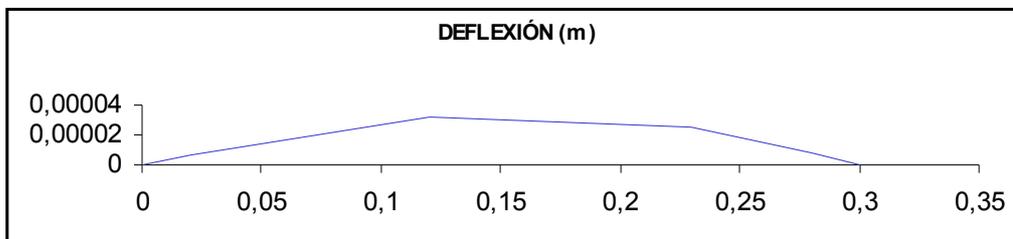
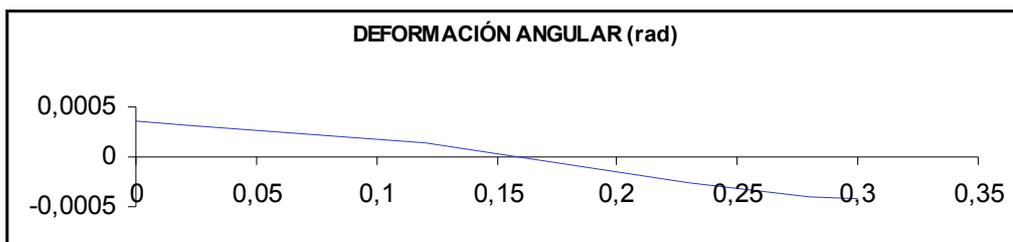
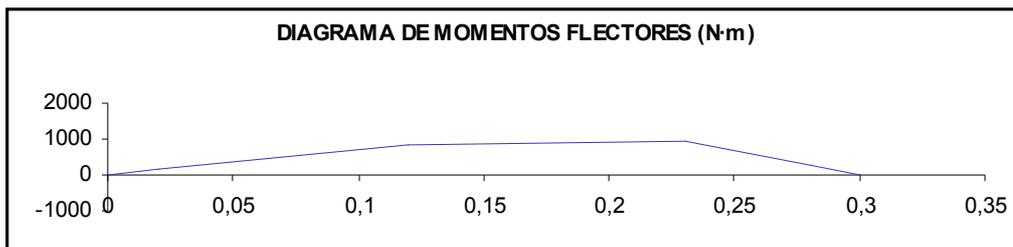
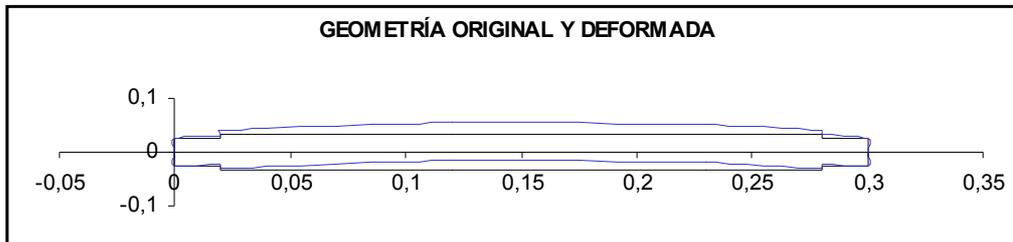
Plano horizontal

$E(N/m^2)$	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Num Secciones	6							
Secc Rod A	1	Reacc en A(N)	-784,87	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	6	Reacc en B(N)	-2582,13		Momentos positivos en sentido horario			
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	0,00000	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	9,84E-05	0,000E+00
2	0,02000	0,06500	0,00	0,00	15,70	15,70	9,59E-05	1,951E-06
3	0,12000	0,06500	-2093,00	-180,00	94,18	274,18	7,37E-05	1,070E-05
4	0,23000	0,06500	5460,00	410,00	590,75	180,75	-1,18E-04	9,530E-06
5	0,28000	0,05500	0,00	0,00	51,64	51,64	-1,42E-04	2,912E-06
6	0,30000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,47E-04	0,000E+00



Plano vertical

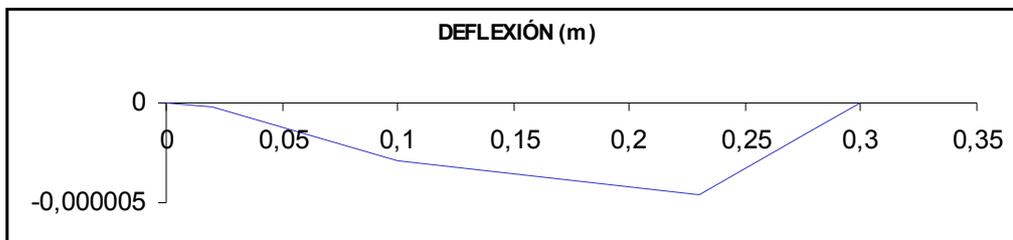
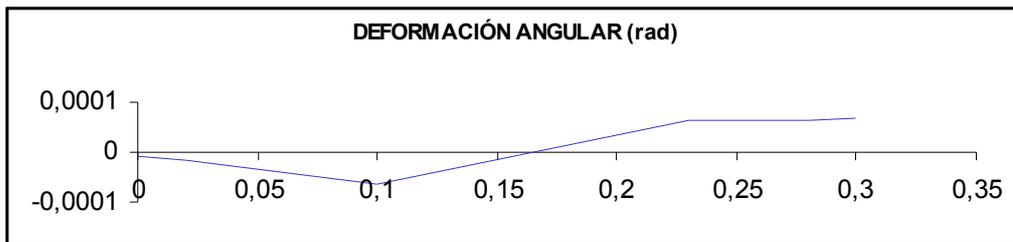
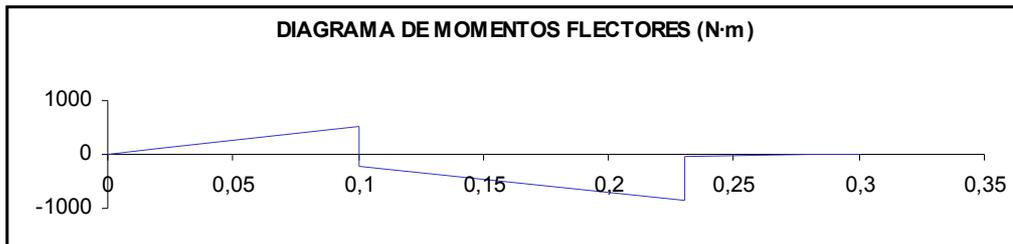
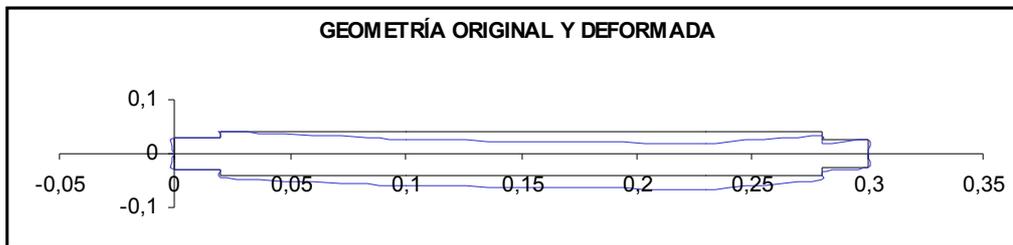
$E(N/m^2)$	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Num Secciones	6							
Secc Rod A	1	Reacc en A(N)	-6950,00	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	6	Reacc en B(N)	-13800,00		Momentos positivos en sentido horario			
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 anterior (N·m)	Diagrama de momentos posterior (N·m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,50E-04	0,000E+00
2	0,02000	0,06500	0,00	0,00	139,00	139,00	3,29E-04	6,865E-06
3	0,12000	0,06500	5750,00	0,00	834,00	834,00	1,32E-04	3,226E-05
4	0,23000	0,06500	15000,00	0,00	966,00	966,00	-2,68E-04	2,535E-05
5	0,28000	0,05500	0,00	0,00	276,00	276,00	-3,93E-04	8,253E-06
6	0,30000		0,00	0,00	0,00	0,00	-4,22E-04	0,000E+00



EJE N° 3

Plano horizontal

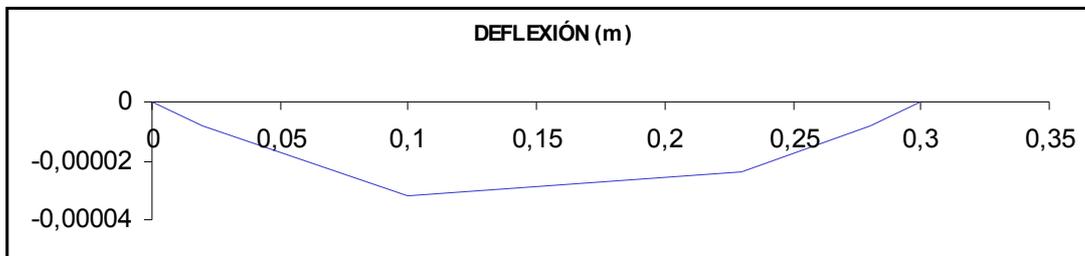
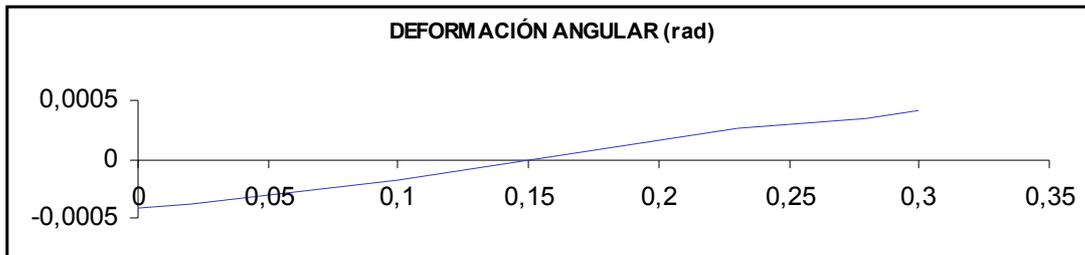
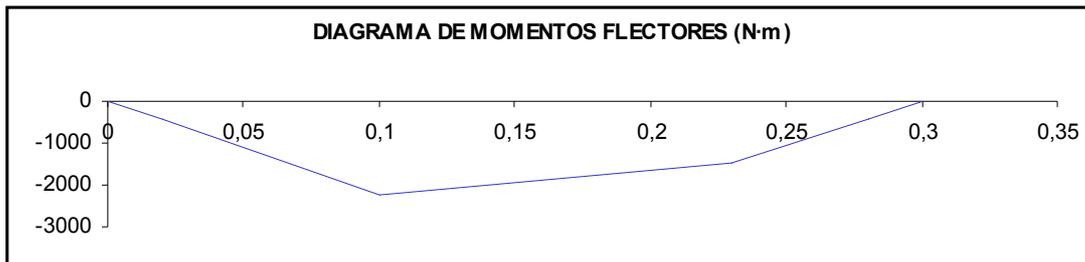
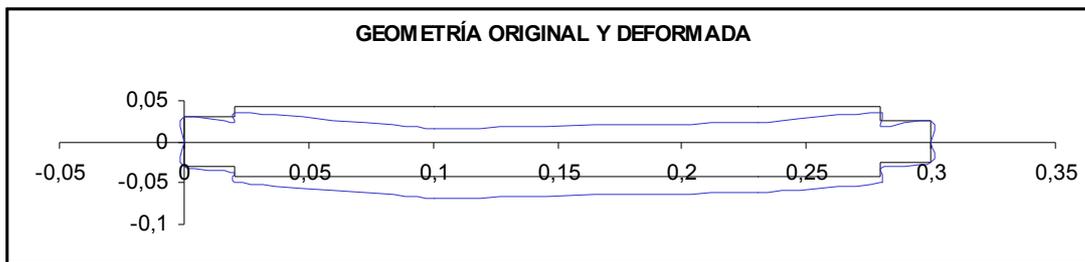
E(N/m ²) 2,1000E+11				Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.				
Factor Def -1,00		(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo				
Num Secciones 6								
Secc Rod A 1		Reacc en A(N) -5320,00		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
Secc Rod B 6		Reacc en B(N) 589,00		Momentos positivos en sentido horario				
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 anterior (N·m)	Diagrama de momentos posterior (N·m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,83E-06	0,000E+00
2	0,02000	0,07500	0,00	0,00	106,40	106,40	-1,58E-05	-2,097E-07
3	0,10000	0,07500	10191,00	740,00	532,00	-208,00	-6,32E-05	-2,950E-06
4	0,23000	0,07500	-5460,00	-800,00	-841,23	-41,23	6,35E-05	-4,591E-06
5	0,28000	0,05500	0,00	0,00	-11,78	-11,78	6,60E-05	-1,343E-06
6	0,30000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	6,78E-05	0,000E+00



Plano vertical

$E(N/m^2)$ 2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.		
Factor Def -1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo		
Num Secciones 6						
Secc Rod A 1		Reacc en A(N)	22166,67	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba	
Secc Rod B 6		Reacc en B(N)	20833,33		Momentos positivos en sentido horario	

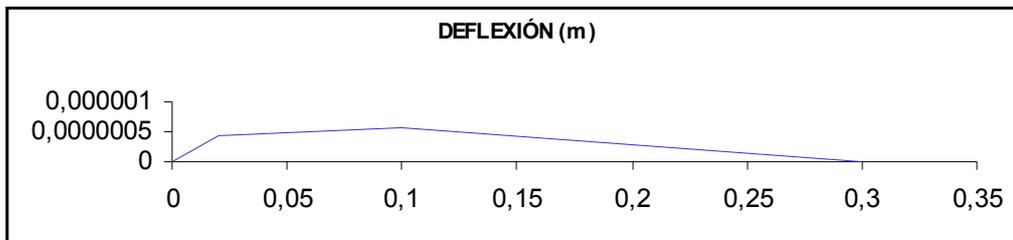
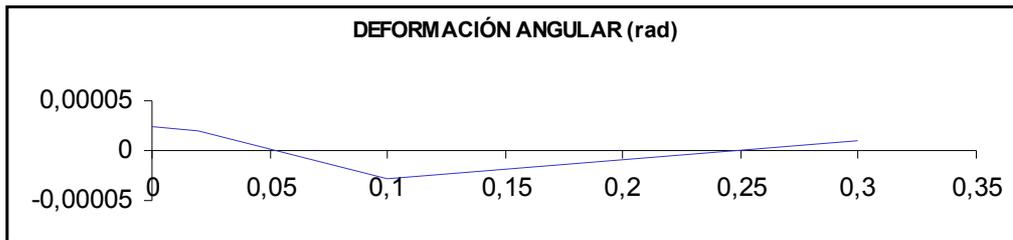
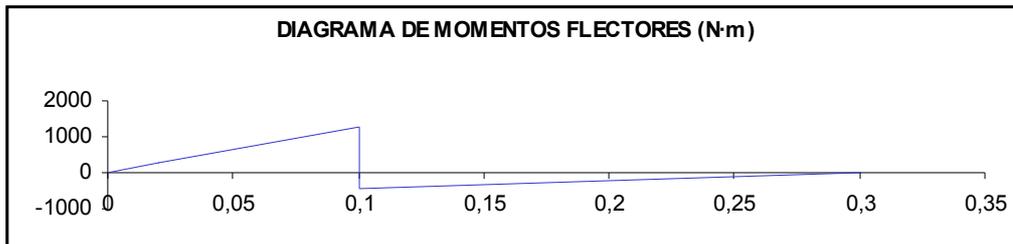
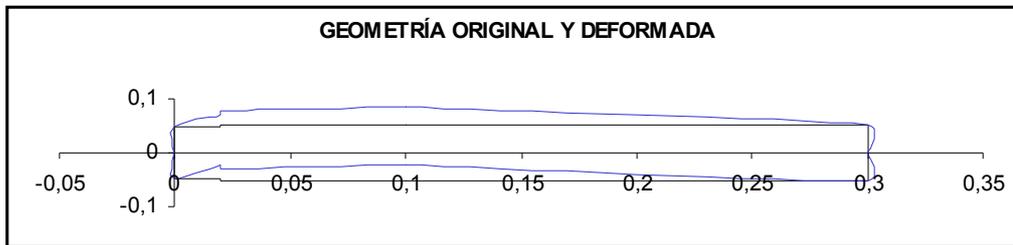
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,08E-04	0,000E+00
2	0,02000	0,07500	0,00	0,00	-443,33	-443,33	-3,75E-04	-7,933E-06
3	0,10000	0,07500	-28000,00	0,00	-2216,67	-2216,67	-1,77E-04	-3,174E-05
4	0,23000	0,07500	-15000,00	0,00	-1458,33	-1458,33	2,67E-04	-2,389E-05
5	0,28000	0,05500	0,00	0,00	-416,67	-416,67	3,54E-04	-7,947E-06
6	0,30000		0,00	0,00	0,00	0,00	4,19E-04	0,000E+00



EJE N° 4

Plano horizontal

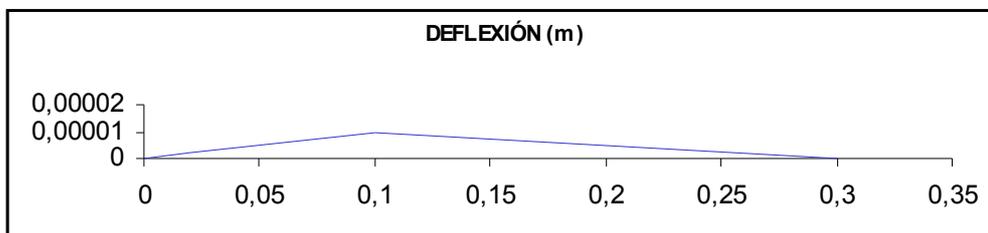
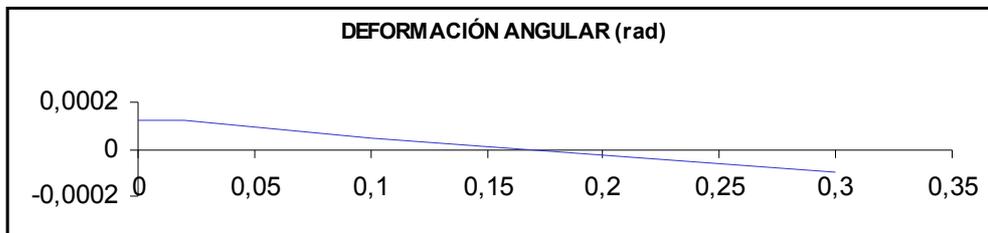
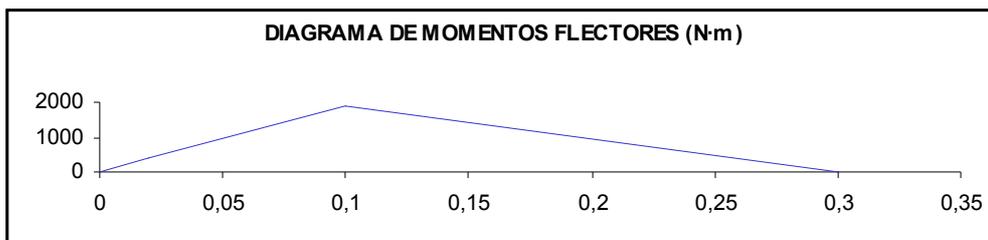
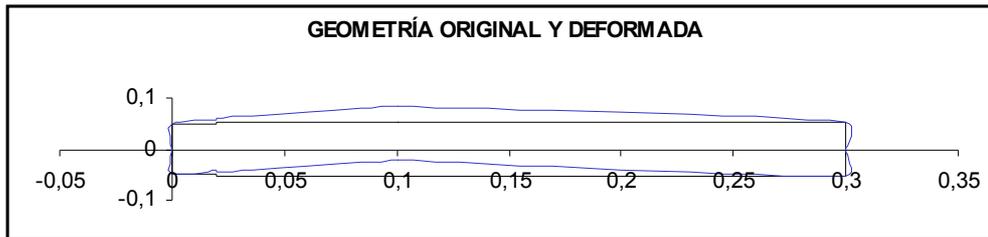
E(N/m ²) 2,1000E+11				Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.				
Factor Def -1,00		(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo				
Num Secciones 4								
Secc Rod A 1		Reacc en A(N)	-12533,33	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B 4		Reacc en B(N)	2333,33	Momentos positivos en sentido horario				
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)
1	0,00000	0,10000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,33E-05	0,000E+00
2	0,02000	0,11500	0,00	0,00	250,67	250,67	2,03E-05	4,459E-07
3	0,10000	0,11500	10200,00	1720,00	1253,33	-466,67	-2,77E-05	5,763E-07
4	0,30000		0,00	0,00	0,00	0,00	9,53E-06	0,000E+00



Plano vertical

$E(N/m^2)$	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Num Secciones	4							
Secc Rod A	1		Reacc en A(N)	-18666,67	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba		
Secc Rod B	4		Reacc en B(N)	-9333,33		Momentos positivos en sentido horario		

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	0,10000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,26E-04	0,000E+00
2	0,02000	0,11500	0,00	0,00	373,33	373,33	1,21E-04	2,481E-06
3	0,10000	0,11500	28000,00	0,00	1866,67	1866,67	4,96E-05	9,945E-06
4	0,30000		0,00	0,00	0,00	0,00	-9,94E-05	0,000E+00



COMPROBACIONES DE DEFLEXIÓN LATERAL

A continuación se muestra una tabla con las deflexiones máximas de los ejes en uno u otro plano, con el objetivo de comprobar si esas deflexiones son mayores de la deflexión máxima relativa permitida $0.16\text{mm} / \text{m}$.

EJE	Flecha máxima (mm)	Flecha relativa (mm/m)	Flecha relativa permitida (mm/m)
1	8.1E-03	0,027	0,16
			CUMPLE
2	3,4E-02	0,113	0,16
			CUMPLE
3	3,17E-02	0,106	0,16
			CUMPLE
4	1,06E-02	0,035	0,16
			CUMPLE

III.4.1.2.4.- Cálculo de velocidades críticas

EJE N°1

Cargas en secciones:

$$P_1 = 7N$$

Flechas en la sección 1:

$$\delta_1 = 8.9 \cdot 10^{-9} m$$

Resultado:

$$\omega_{cr} = 315 \cdot 10^3 \text{ rpm}$$

EJE N°2

Cargas en secciones:

$$P_4 = 125N$$

$$P_5 = 52N$$

Flechas en secciones:

$$\delta_4 = 4.46 \cdot 10^{-7} m$$

$$\delta_5 = 3.07 \cdot 10^{-7} m$$

Método de Rayleigh:

$$\omega_{cr} = 45000rpm$$

Método de Dunkerley:

$$\omega_{cr,4} = 45000rpm$$

$$\omega_{cr,5} = 54000rpm$$

$$\omega_{cr} = 34500rpm$$

EJE N°3

Cargas en secciones:

$$P_4 = 100N$$

$$P_5 = 274N$$

Flechas en secciones:

$$\delta_4 = 3.84 \cdot 10^{-7} m$$

$$\delta_5 = 3.35 \cdot 10^{-7} m$$

Método de Rayleigh:

$$\omega_{cr} = 46000rpm$$

Método de Dunkerley:

$$\omega_{cr,4} = 48000rpm$$

$$\omega_{cr,5} = 51500rpm$$

$$\omega_{cr} = 35000rpm$$

EJE N°4

Cargas en secciones:

$$P_4 = 582N$$

Flechas en secciones:

$$\delta_4 = 2 \cdot 10^{-7} m$$

Resultado:

$$\omega_{cr} = 65000rpm$$

III.4.1.2.5.- Cálculo de chavetas

Cálculo de la chaveta del eje de entrada (eje n°1)

Para un eje de diámetro 40 mm:

Ancho de la chaveta: w=12 mm

Alto de la chaveta: h=8 mm

La resistencia a la fluencia del eje será de 750 MPa.

$$\sigma_y = 750MPa$$

Características de los elementos

	Resistencia a la fluencia (Pa)	Factor de seguridad	Diámetro (mm)	Ancho w(mm)	Alto h(mm)
Eje	750000000	-----	40	-----	-----
Chaveta	700000000	4	-----	12	8

Análisis tensional en los elementos

Tensión tangencial (Pa)	Tensión normal (Pa)	Torsor en la sección (Nm)
404145189	700000000	180

Longitudes críticas

	A compresión	A cortante
Lcrít.	13	8

Longitud Final

L (mm)	13
--------	----

Cálculo de la chaveta del eje de salida (eje nº4)

El fallo de las chavetas se debe principalmente a fallos por cortante o por compresión, como anteriormente se indicaba.

Para un eje de diámetro 105 mm:

Ancho de la chaveta: $w=28$ mm

Alto de la chaveta: $h=16$ mm

Características de los elementos

	Resistencia a la fluencia (Pa)	Factor de seguridad	Diámetro (mm)	Ancho w(mm)	Alto h(mm)
Eje	800000000	-----	105	----- --	----- --
Chaveta	700000000	4	-----	28	16

Análisis tensional en los elementos

Tensión tangencial (Pa)	Tensión normal (Pa)	Torsor en la sección (Nm)
404145189	700000000	4300

Longitudes críticas

	A compresión	A cortante
Lcrít.(mm)	59	29

Longitud Final mínima

L (mm)	59
--------	----

Cálculo de las chavetas de los ejes intermedios

Corona en eje nº 2

Características de los elementos

	Resistencia a la fluencia (Pa)	Factor de seguridad	Diámetro (mm)	Ancho w(mm)	Alto h(mm)
Eje	750000000	-----	65	-----	-----
Chaveta	700000000	4	-----	18	11

Análisis tensional en los elementos

Tensión tangencial (Pa)	Tensión normal (Pa)	Torsor en la sección (Nm)
404145189	700000000	750

Longitudes críticas

Lcrít.(mm)	A compresión	A cortante
	24	13

Longitud Final mínima

L (mm)	24
--------	----

Corona en eje n° 3

Características de los elementos

	Resistencia a la fluencia (Pa)	Factor de seguridad	Diámetro (mm)	Ancho w(mm)	Alto h(mm)
Eje	750000000	-----	75	-----	-----
Chaveta	700000000	4	-----	22	14

Análisis tensional en los elementos

Tensión tangencial (Pa)	Tensión normal (Pa)	Torsor en la sección (Nm)
404145189	700000000	1720

Longitudes críticas

Lcrít.(mm)	A compresión	A cortante
	38	19

Longitud Final mínima

L (mm)	38
--------	----

Corona en eje n° 4

Características de los elementos

	Resistencia a la fluencia (Pa)	Factor de seguridad	Diámetro (mm)	Ancho w(mm)	Alto h(mm)
Eje	750000000	-----	115	-----	-----
Chaveta	700000000	4	-----	32	18

Análisis tensional en los elementos

Tensión tangencial (Pa)	Tensión normal (Pa)	Torsor en la sección (Nm)
404145189	700000000	4300

Longitudes críticas

	A compresión	A cortante
Lcrít.(mm)	59	29

Longitud Final mínima

L (mm)	59
--------	----

III.4.1.3.- Rodamientos

III.4.1.3.1.- Cálculo de rodamientos

EJE N° 1

Del análisis de esfuerzos, indicado en apartados anteriores, obtenemos que:

$$R_4 = F_{r1} = 290 \text{ Kg.}$$

$$R_2 = F_{r11} = 890 \text{ Kg.}$$

$$K_a = 137 \text{ Kg.}$$

Rodamiento de las secciones 4 y

Se utilizará un rodamiento de rodillos cónicos.

f = 1500 rpm
L_h = 20000 horas

Donde:

f: velocidad del eje
d: diámetro del eje
L_h: horas de vida de funcionamiento
F_r: carga radial
K_a: carga axial

Seguridad de carga mínima: $\frac{C}{P} = 9.6$

Se probará con un rodamiento 30209 en la sección 4, con una capacidad de carga dinámica de C = 5850 Kg. e Y = 1.5 y con un rodamiento 30309 para el rodamiento de la sección 2 con una capacidad de carga dinámica de C = 9300 Kg e Y = 1.75

$$\frac{F_{rI}}{Y_I} = \frac{290}{1.5} = 193Kg.$$

$$\frac{F_{rII}}{Y_{II}} = \frac{890}{1.75} = 509Kg$$

$$K_a < 0.5 \cdot \left(\frac{F_{rII}}{Y_{II}} - \frac{F_{rI}}{Y_I} \right) = 158Kg$$

Por tanto:

$$F_{aII} = \frac{0.5 \cdot F_{rII}}{Y_{II}} = 255Kg.$$

$$F_{aI} = F_{aII} - K_a = 120Kg.$$

Como $\frac{F_{aI}}{F_{rI}} = \frac{120}{290} = 0.42$ es mayor que el factor “e” de la tabla correspondiente:

$$P_I = 0.4 \cdot 290 + 1.5 \cdot 120 = 296Kg.$$

La seguridad de carga para el rodamiento I es de $\frac{C}{P_I} = \frac{5850}{296} = 19.5$

Para el rodamiento II:

$$\frac{F_{aII}}{F_{rII}} = \frac{255}{890} = 0.29 \text{ es menor que el coeficiente “e”, por lo que:}$$

$$P_{II} = 890 \text{ Kg.}$$

La seguridad de carga para el rodamiento II es de $\frac{C}{P_{II}} = \frac{9300}{890} = 10.5$

EJE N° 2

Del análisis de esfuerzos, indicado en apartados anteriores, obtenemos que:

$$R_2 = F_{rI} = 695 \text{ Kg.}$$

$$R_7 = F_{rII} = 1420 \text{ Kg.}$$

$$K_a = 528 \text{ Kg.}$$

Rodamiento de las secciones 2 y 7 del eje n° 2:

Se utilizará un rodamiento de rodillos cónicos.

$$f = 345 \text{ rpm}$$

$$L_h = 20000 \text{ horas}$$

Seguridad de carga mínima: $\frac{C}{P} = 6.1$

Se probará con un rodamiento 30310 en ambos lados con una capacidad de carga dinámica de $C = 11000 \text{ Kg.}$ e $Y = 1.75$

$$\frac{F_{rI}}{Y_I} = \frac{695}{1.75} = 397 \text{ Kg.}$$

$$\frac{F_{rII}}{Y_{II}} = \frac{1420}{1.75} = 811.4 \text{ Kg}$$

$$K_a > 0.5 \cdot \left(\frac{F_{rII}}{Y_{II}} - \frac{F_{rI}}{Y_I} \right) = 207.2 \text{ Kg}$$

Por tanto:

$$F_{aI} = \frac{0.5 \cdot F_{rI}}{Y_I} = 199 \text{ Kg.}$$

$$F_{aII} = F_{aI} + K_a = 727 \text{ Kg.}$$

Como $\frac{F_{aI}}{F_{rI}} = \frac{199}{695} = 0.28$ es menor que el factor "e" de la tabla

correspondiente la carga axial no tiene influencia en la carga equivalente del rodamiento I.

Por ello:

$$P_I = 695 \text{ Kg.}$$

La seguridad de carga para el rodamiento I es de $\frac{C}{P_I} = \frac{11000}{695} = 15$

Para el rodamiento II:

$$\frac{F_{aII}}{F_{rII}} = \frac{727}{1420} = 0.5 \text{ es mayor que el coeficiente "e", por lo que:}$$

$$P_{II} = 0.4 \cdot 1420 + 1.75 \cdot 727 = 1800 \text{ Kg.}$$

La seguridad de carga para el rodamiento II es de $\frac{C}{P_{II}} = \frac{11000}{1800} = 5.8$

EJE N° 3

Del análisis de esfuerzos, indicado en apartados anteriores, obtenemos que:

$$R_2 = F_{rI} = 2285 \text{ Kg}$$

$$R_7 = F_{rII} = 2084 \text{ Kg}$$

$$P_a = 450 \text{ Kg.}$$

Rodamientos de las secciones 2 y 7 del eje n° 3:

Se utilizará un rodamiento de rodillos cónicos.

$$f = 150 \text{ rpm}$$

$$L_h = 20000 \text{ horas}$$

Seguridad de carga mínima: $\frac{C}{P} = 4.8$

Se probará con un rodamiento 30312 para el rodamiento de la sección 2 con una capacidad de carga dinámica de $C = 14600 \text{ Kg.}$ e $Y = 1.75$, y con un rodamiento 32310 para el rodamiento de la sección 7 con una carga dinámica de $C = 15000 \text{ Kg.}$ e $Y = 1.75$

$$\frac{F_{rI}}{Y_I} = \frac{2285}{1.75} = 1305 \text{ Kg.}$$

$$\frac{F_{rII}}{Y_{II}} = \frac{2084}{1.75} = 1190 \text{ Kg}$$

Así:

$$F_{al} = \frac{0.5 \cdot F_{rl}}{Y_I} = 652.5 \text{Kg.}$$

$$F_{all} = F_{al} + K_a = 1102.5 \text{Kg.}$$

Como $\frac{F_{al}}{F_{rl}} = \frac{652.5}{2285} = 0.28$ es menor que el factor “e” de la tabla correspondiente la carga axial no tiene influencia en la carga equivalente del rodamiento I.

Por ello:

$$P_I = 2285 \text{ Kg.}$$

La seguridad de carga para el rodamiento I es de $\frac{C}{P_I} = \frac{14600}{2285} = 6.4$

Para el rodamiento II:

$\frac{F_{all}}{F_{rII}} = \frac{1102.5}{2084} = 0.52$ es mayor que el coeficiente “e”, por lo que:

$$P_{II} = 0.4 \cdot 2084 + 1.75 \cdot 1102.5 = 2763 \text{Kg.}$$

La seguridad de carga para el rodamiento II es de $\frac{C}{P_{II}} = \frac{15000}{2763} = 5.43$

EJE N° 4

Del análisis de esfuerzos, indicado en apartados anteriores, obtenemos que:

$$R_2 = F_{rl} = 1990 \text{ Kg}$$

$$R_5 = F_{rII} = 990 \text{ Kg}$$

$$K_a = 1120 \text{ Kg.}$$

Rodamientos de las secciones 2 y 5 del eje n° 4:

Se utilizará un rodamiento de rodillos cónicos.

$$f = 60 \text{ rpm}$$

$$L_h = 20000 \text{ horas}$$

Seguridad de carga mínima: $\frac{C}{P} = 3.5$

Se probará con un rodamiento 30319 para el rodamiento de la sección 2 con una capacidad de carga dinámica de $C = 32000 \text{ Kg.}$ e $Y = 1.75$, y con un

rodamiento 30322 para el rodamiento de la sección 5 con una carga dinámica de $C = 41500 \text{ Kg.}$ e $Y = 1.75$

$$\frac{F_{rI}}{Y_I} = \frac{1190}{1.75} = 680 \text{Kg.}$$

$$\frac{F_{rII}}{Y_{II}} = \frac{990}{1.75} = 566 \text{Kg}$$

Así:

$$F_{aI} = \frac{0.5 \cdot F_{rI}}{Y_I} = 340 \text{Kg.}$$

$$F_{aII} = F_{aI} + K_a = 1460 \text{Kg.}$$

Como $\frac{F_{aI}}{F_{rI}} = \frac{340}{1190} = 0.28$ es menor que el factor "e" de la tabla correspondiente la carga axial no tiene influencia en la carga equivalente del rodamiento I.

Por ello:

$$P_I = 1190 \text{ Kg.}$$

La seguridad de carga para el rodamiento I es de $\frac{C}{P_I} = \frac{32000}{1190} = 25$

Para el rodamiento II:

$\frac{F_{aII}}{F_{rII}} = \frac{1460}{990} = 1.47$ es mayor que el coeficiente "e", por lo que:

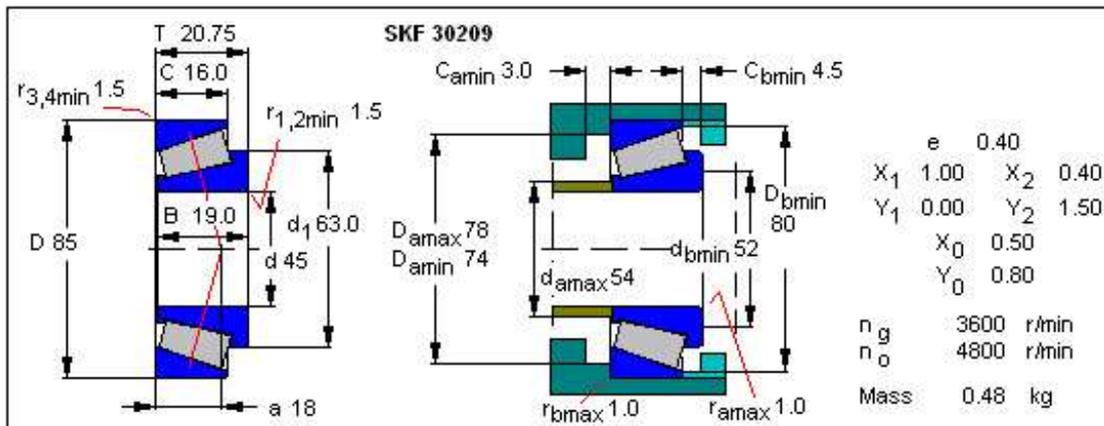
$$P_{II} = 0.4 \cdot 990 + 1.75 \cdot 1460 = 2951 \text{Kg.}$$

La seguridad de carga para el rodamiento II es de $\frac{C}{P_{II}} = \frac{41500}{2951} = 14$

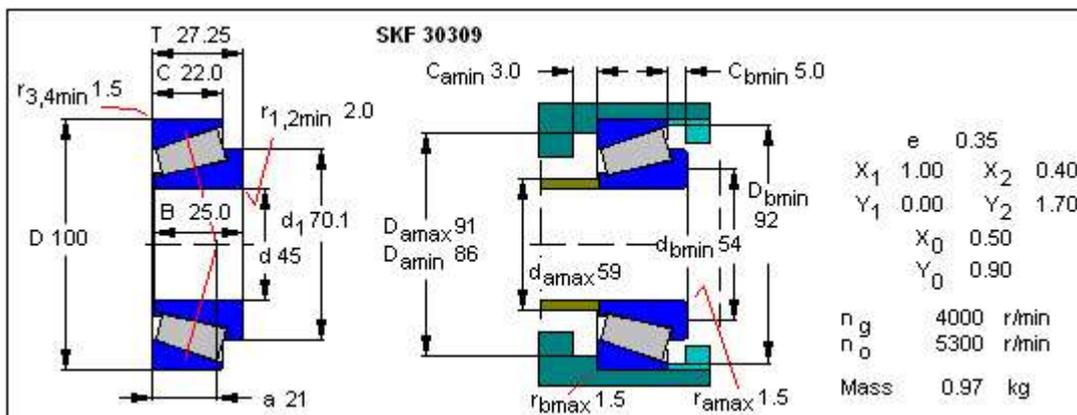
III.4.1.3.2.- Resumen de resultados

EJE N° 1

Apoyo sección 4: Rodamiento de rodillos cónicos

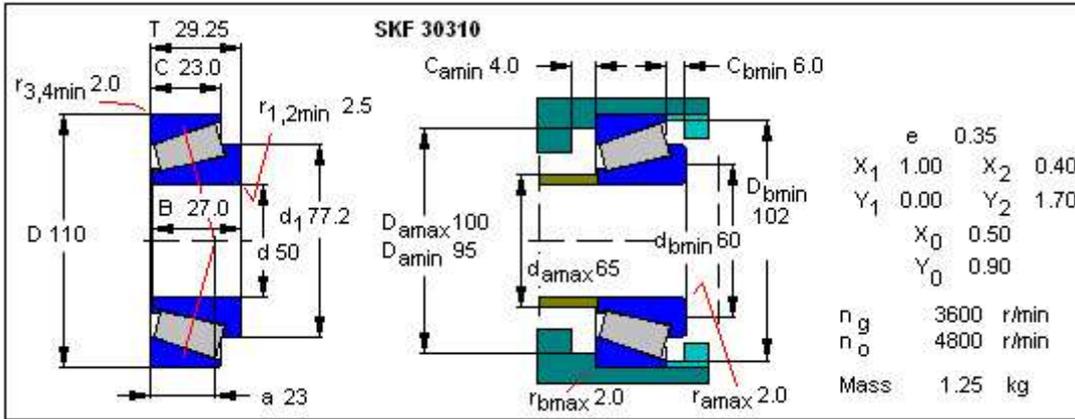


Apoyo sección 2: Rodamiento de rodillos cónicos

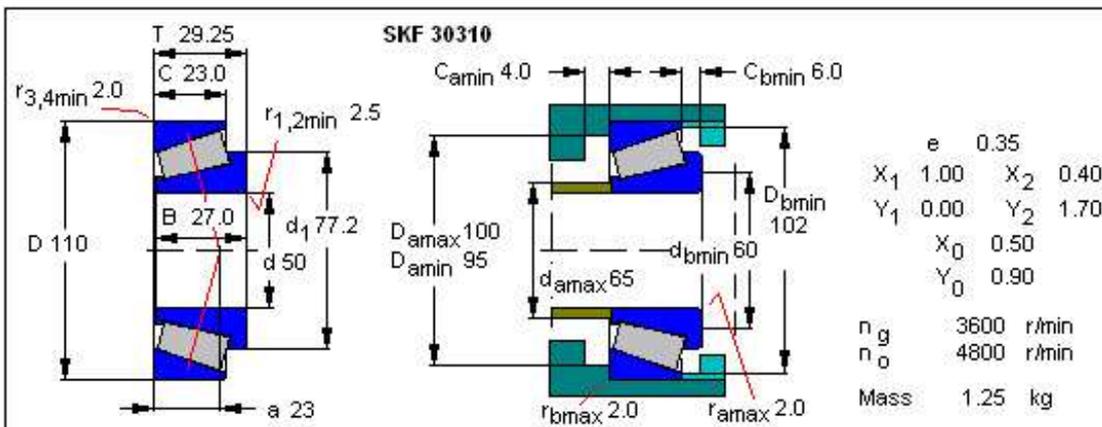


EJE N° 2

Apoyo sección 2: Rodamiento de rodillos cónicos

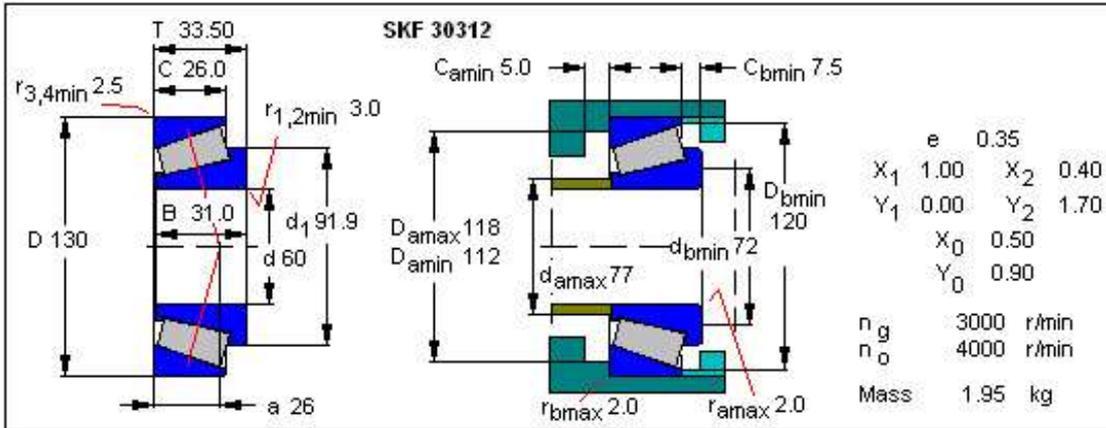


Apoyo sección 7: Rodamiento de rodillos cónicos

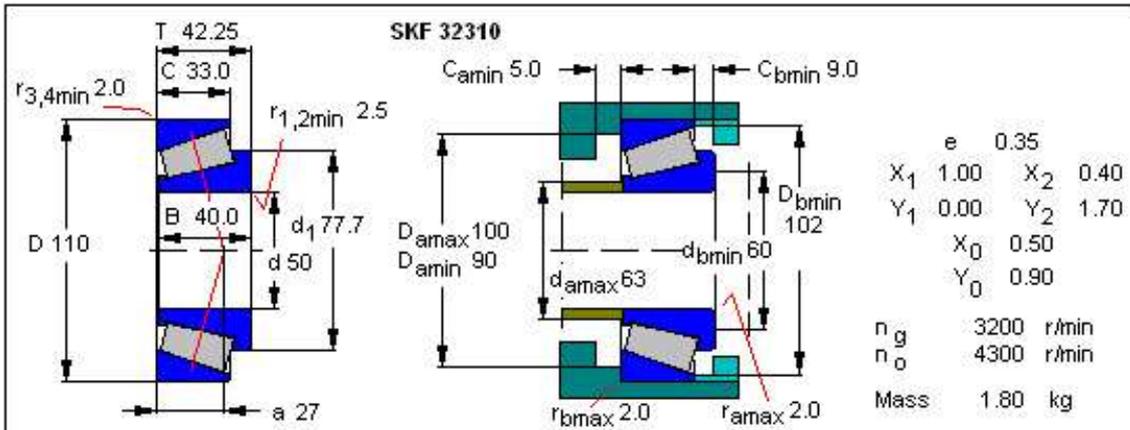


EJE N° 3

Apoyo sección 2: Rodamiento de rodillos cónicos

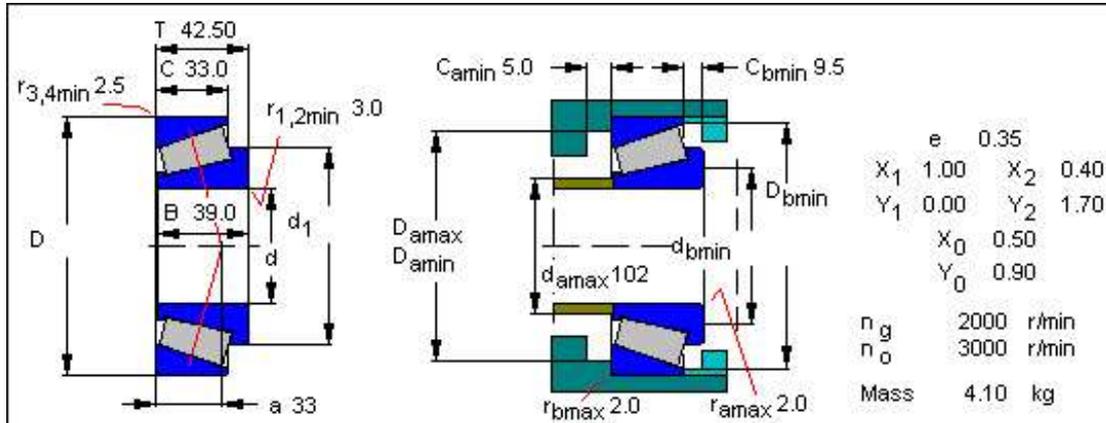


Apoyo sección 7: Rodamiento de rodillos cónicos

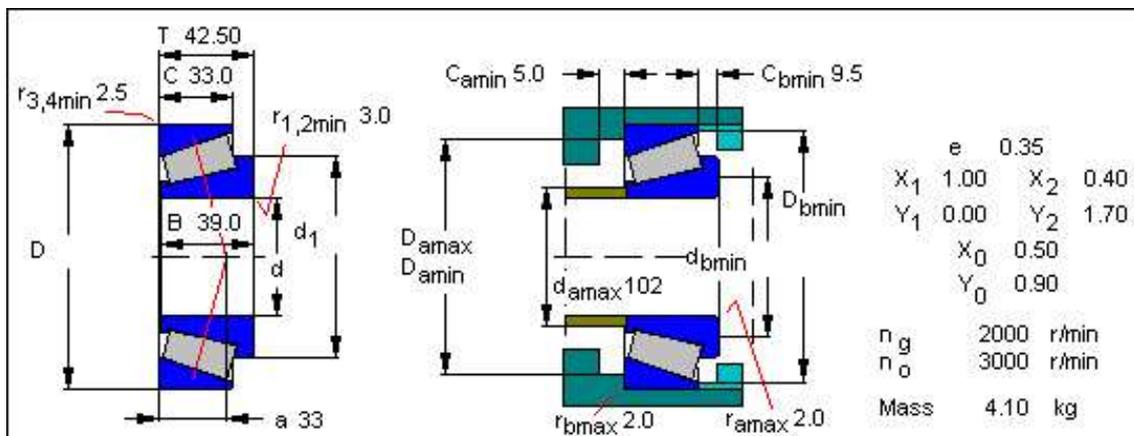


EJE N° 4

Apoyo sección 2: Rodamiento de rodillos cónicos

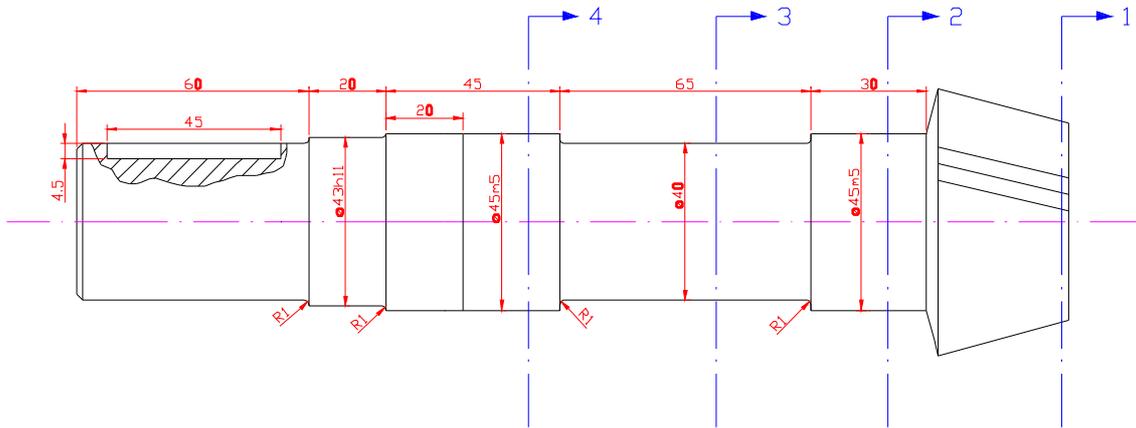


Apoyo sección 5: Rodamiento de rodillos cónicos

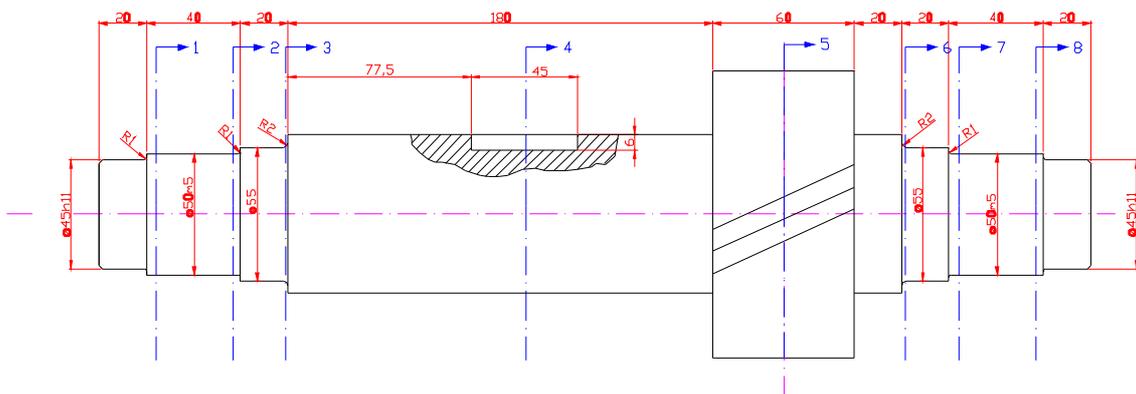


III.4.1.4.- Esquemas ejes

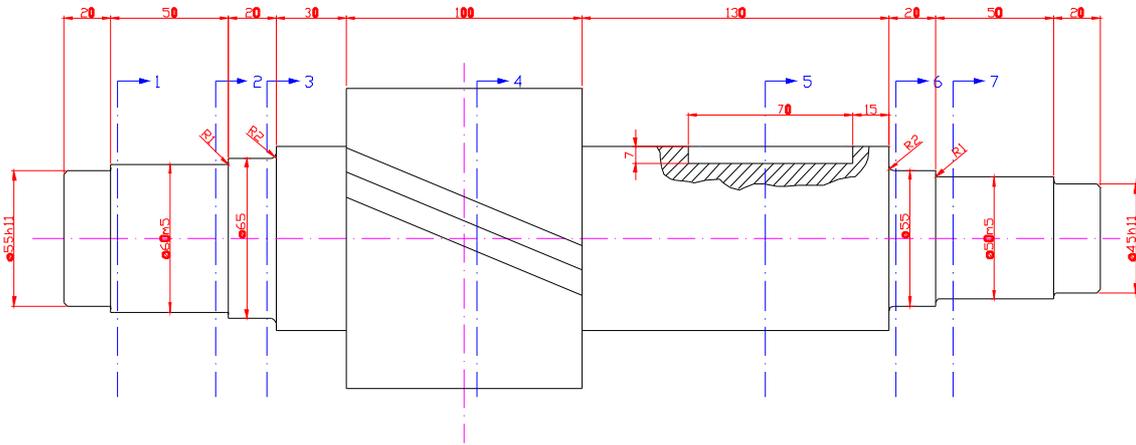
Eje N°1



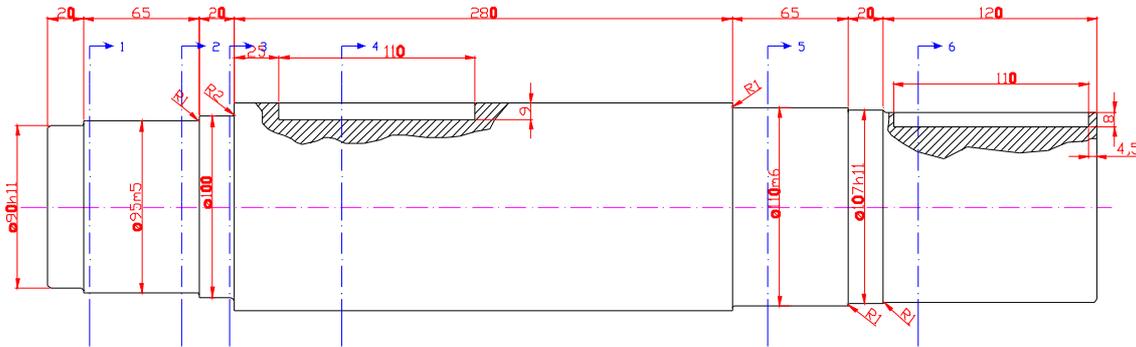
Eje N°2



Eje N°3



Eje N° 4



III.4.2.- Tambor de la cinta C3-8

III.4.2.1.- Eje

III.4.2.1.1.- Esfuerzos en eje

Cargas en plano vertical

Carga de carbón: $q = 140 \text{ Kg} / \text{m}$

Peso propio tambor: 320 Kg.

Cargas en plano horizontal

Tensión en la cinta: $P = (F_1 - F_2) \cdot v$

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\frac{\mu \cdot \phi \cdot \pi}{180}}$$

siendo:

P: potencia

F_1 y F_2 : fuerzas de tensión en la cinta

V: velocidad de la cinta

μ : Coeficiente de fricción (0.3)

ϕ : ángulo cubierto (195°)

$$F_1 = 21.5 \text{ KN}$$

$$F_2 = 7.95 \text{ KN}$$

Diagrama de momentos en el plano vertical

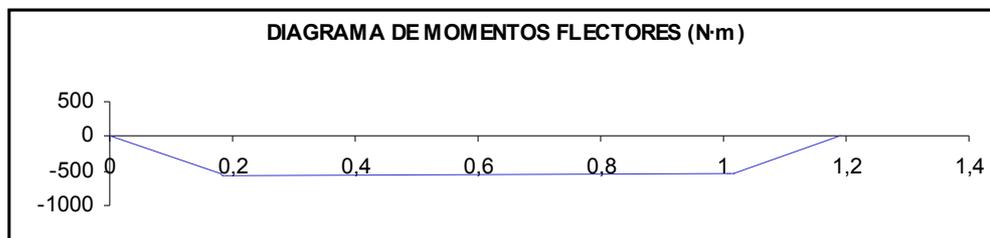


Diagrama de momentos en el plano horizontal

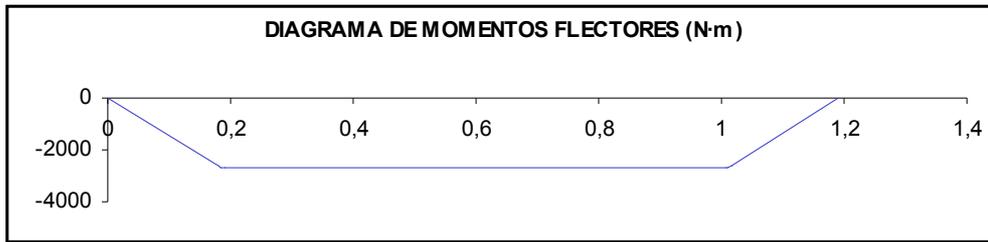


Diagrama del torsor

Torsor constante de valor $T = 4.3 \text{ KNm}$ entre la parte de la chaveta con el acoplamiento flexacier y el ajuste más alejado del reductor.



III.4.2.1.2.- Diseño a torsión y fatiga

Predimensionado mediante deformación torsional:

$$T=4.3 \text{ KNm}$$

$$D_{\min}=105 \text{ mm}$$

De esta manera, necesitamos un diámetro mínimo de 105 mm para asegurar que las deformaciones debidas al giro por torsión no son excesivas.

Dimensionado a fatiga

En primer lugar necesitaremos el momento máximo, que se produce en la sección 4, y el valor de la torsión que anteriormente indicamos.

$$M_4 = 2.66 \text{ KNm}$$

$$T_4 = 4.3 \text{ KNm}$$

Para la primera iteración tomaremos:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=1.00$$

$$k_c=0.814$$
$$k_d=k_e=k_g=1$$

Se ha tomado $k_f=0.5$.
De esta manera: $D_4=105$ mm

Segunda iteración:

$$k_a=0.9$$
$$k_b=0.73$$
$$k_c=0.814$$
$$k_d=k_e=k_g=1$$
$$k_f=0.5$$

Sustituyendo estos valores en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_4=109$$
 mm

Tercera iteración:

$$k_a=0.9$$
$$k_b=0.73$$
$$k_c=0.814$$
$$k_d=k_e=k_g=1$$
$$k_f=0.5$$

Sustituyendo este valor en la fórmula correspondiente obtenemos el valor del diámetro para soportar la fatiga:

$$D_4=111$$
 mm

Este valor es mayor de 105 mm que es el obtenido de la restricción del giro por torsión por lo que, tomaremos un diámetro de 115 mm para la sección 4.

La sección 2 es totalmente simétrica a la sección 4 en cuanto a esfuerzos se refiere por lo que su diámetro será también de 115 mm.

A continuación estudiaremos la sección 3 debido a que puede ser posible realizar un rebaje para ahorrar material:

$$M_3 = 2.66$$
 KNm
$$T_3 = 4.3$$
 KNm

$$k_a=0.9$$
$$k_b=1.00$$
$$k_c=0.814$$
$$k_d = k_e = k_g = 1$$

$$\frac{r}{d} = 0.01$$

$$\frac{D}{d} = 1.04$$

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.4$

$$D_3 = 104 \text{ mm}$$

Segunda iteración:

$$k_a = 0.9$$

$$k_b = 0.74$$

$$k_c = 0.814$$

$$k_d = k_e = k_g = 1$$

$$\frac{r}{d} = 0.018$$

$$\frac{D}{d} = 1.045$$

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.4$

$$D_3 = 106 \text{ mm}$$

Se tomará en este tramo un diámetro de 110 mm.

Sección 5:

$$M_5 = 2 \text{ KNm}$$

$$T_5 = 4.3 \text{ KNm}$$

$$k_a = 0.9$$

$$k_b = 1.00$$

$$k_c = 0.814$$

$$k_d = k_e = k_g = 1$$

$$\frac{r}{d} = 0.02$$

$$\frac{D}{d} = 1.05$$

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.4$

Obtenemos en esta primera iteración un valor del diámetro de 105 mm., sin olvidar, por supuesto, que el eje entra en el rodamiento mediante ajuste a presión.

2ª iteración:

$$k_a = 0.9$$

$$k_b = 0.85$$

$$k_c = 0.814$$

$$k_d = k_e = k_g = 1$$

$$\frac{r}{d} = 0.018$$

$$\frac{D}{d} = 1.045 \quad \text{con lo que: } K_c = 2.4$$

$$q = 0.8$$

En esta segunda iteración obtenemos un valor del diámetro de 107 mm.
Se tomará un diámetro de 110 mm.

Sección 1:

$$M_1 = 2 \text{ KNm}$$

$$k_a = 0.9$$

$$k_b = 1.00$$

$$k_c = 0.814$$

$$k_d = k_e = k_g = 1$$

$$\frac{r}{d} = 0.02$$

$$\frac{D}{d} = 1.05 \quad \text{con lo que: } K_c = 2.4$$

$$q = 0.8$$

Obtenemos en esta primera iteración un valor del diámetro de 90 mm., sin olvidar, por supuesto, que el eje entra en el rodamiento mediante ajuste a presión.

2ª iteración:

$$k_a = 0.9$$

$$k_b = 0.85$$

$$k_c = 0.814$$

$$k_d = k_e = k_g = 1$$

$$\frac{r}{d} = 0.018$$

$$\frac{D}{d} = 1.045 \quad \text{con lo que: } K_c = 2.4$$

$$q = 0.8$$

En esta segunda iteración obtenemos un valor del diámetro de 95 mm. Se tomará un diámetro de 110 mm para realizar los ejes simétricos en la medida de lo posible y usar los mismos soportes.

CONCLUSIÓN

Todos estos cálculos se han referido a la resistencia del eje en cuanto a fatiga se refiere, así como a la restricción del máximo giro por torsión permitido en la sección transversal del eje.

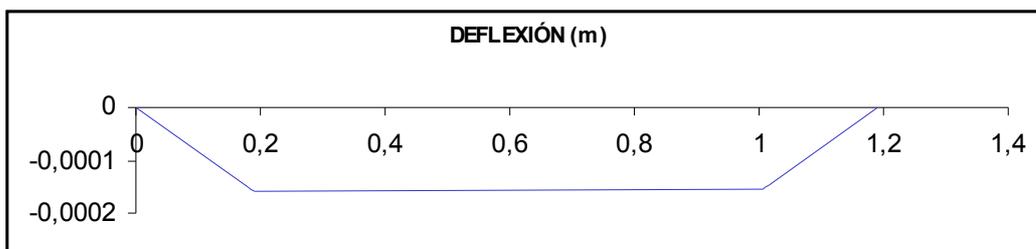
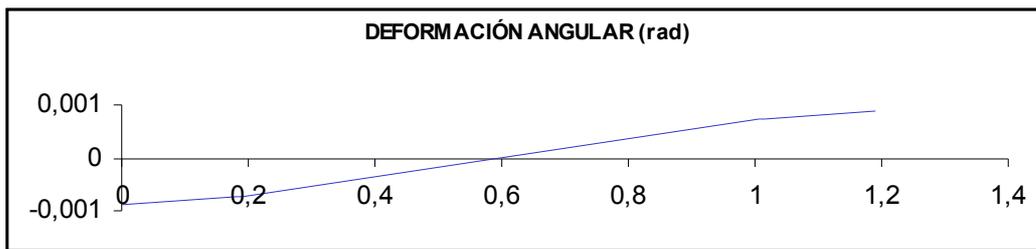
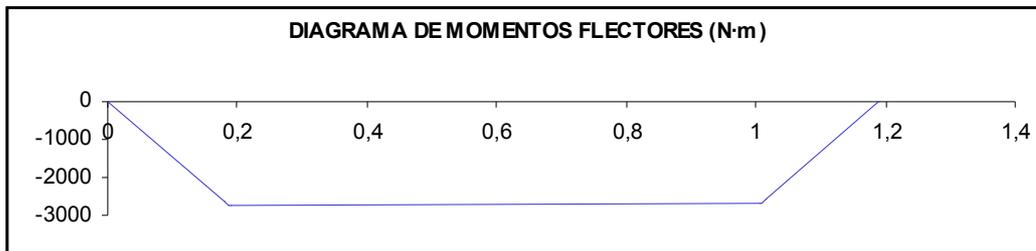
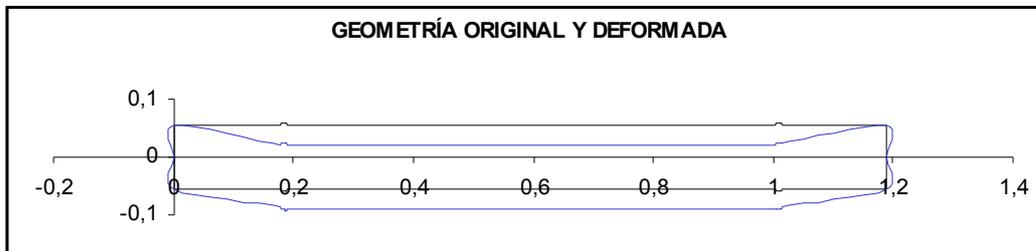
Por tanto, queda comprobado que si los ejes tienen las secciones anteriormente indicadas, las comprobaciones a fatiga y a giro por torsión serán cumplidas. Seguidamente se indican las comprobaciones que corresponden a la deflexión lateral del eje así como a las comprobaciones referentes a las velocidades críticas de los ejes.

III.4.2.1.3.- Resultados finales

Plano horizontal

$E(N/m^2)$	2,1000E+11				Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.		
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)				2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo		
Num Secciones	8							
Secc Rod A	1	Reacc en A(N)	14663,13	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	14786,87		Momentos positivos en sentido horario			

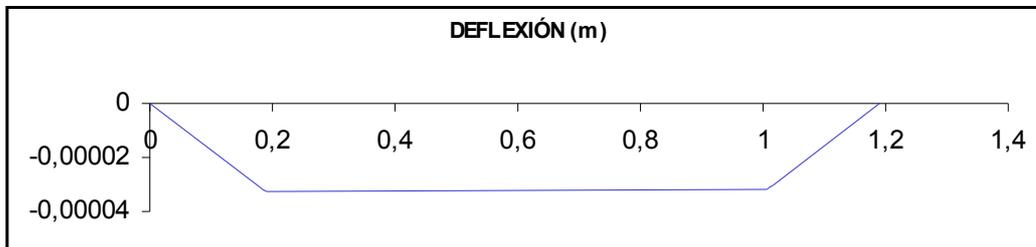
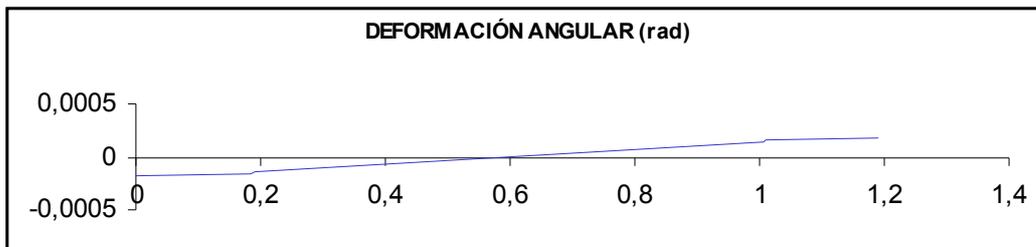
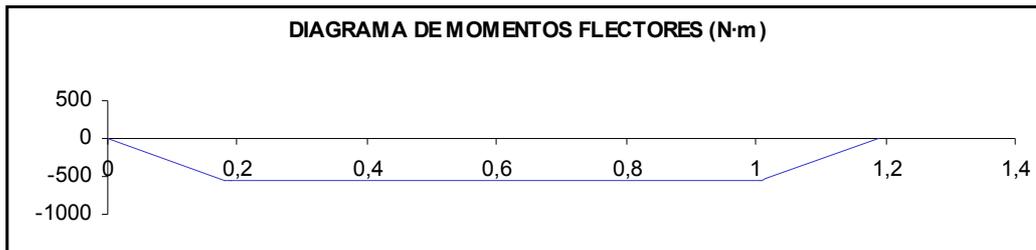
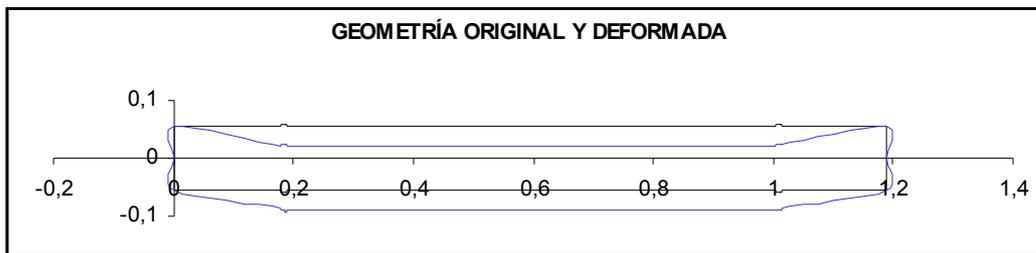
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos anterior (N-m)	Diagrama de momentos posterior (N-m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,11000	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,95E-04	0,000E+00
2	0,18000	0,11500	0,00	0,00	-2639,36	-2639,36	-7,38E-04	-1,517E-04
3	0,18500	0,11500	-14725,00	0,00	-2712,68	-2712,68	-7,30E-04	-1,553E-04
4	0,19000	0,11000	0,00	0,00	-2712,37	-2712,37	-7,23E-04	-1,590E-04
5	1,00500	0,11500	0,00	0,00	-2661,95	-2661,95	7,28E-04	-1,549E-04
6	1,01000	0,11500	-14725,00	0,00	-2661,64	-2661,64	7,36E-04	-1,512E-04
7	1,01500	0,11000	0,00	0,00	-2587,70	-2587,70	7,43E-04	-1,475E-04
8	1,19000	0,11000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000892988	0,000E+00



Plano vertical

E(N/m ²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Num Secciones	8							
Secc Rod A	1	Reacc en A(N)	3037,18	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	3062,82		Momentos positivos en sentido horario			

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 anterior (N·m)	Diagrama de momentos posterior (N·m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,11000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,85E-04	0,000E+00
2	0,18000	0,11500	0,00	0,00	-546,69	-546,69	-1,53E-04	-3,142E-05
3	0,18500	0,11500	-3100,00	0,00	-561,88	-561,88	-1,51E-04	-3,218E-05
4	0,19000	0,11000	0,00	0,00	-561,82	-561,82	-1,50E-04	-3,293E-05
5	1,00500	0,11500	0,00	0,00	-551,37	-551,37	-1,51E-04	-3,208E-05
6	1,01000	0,11500	-3100,00	0,00	-551,31	-551,31	-1,52E-04	-3,132E-05
7	1,01500	0,11000	0,00	0,00	-535,99	-535,99	-1,54E-04	-3,056E-05
8	1,19000	0,11000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000184965	0,000E+00



COMPROBACIONES DE DEFLEXIÓN LATERAL

A continuación se muestra una tabla con las deflexiones máximas de los ejes en uno u otro plano, con el objetivo de comprobar si esas deflexiones son mayores de la deflexión máxima relativa permitida $0.83\text{mm} / m$.

EJE	Flecha máxima (mm)	Flecha relativa (mm/m)	Flecha relativa permitida (mm/m)
TAMBO R	1.6E-1	0.13	0,83
			CUMPLE

III.4.2.1.4.- Cálculo de las velocidades críticas

Cargas en secciones:

$$P_2 = 2400N$$

$$P_4 = 2400N$$

Flechas en secciones:

$$\delta_2 = 2.5 \cdot 10^{-5} m$$

$$\delta_4 = 2.5 \cdot 10^{-5} m$$

Método de Rayleigh:

$$\omega_{cr} = 6500rpm$$

Método de Dunkerley:

$$\omega_{cr,2} = 6000rpm$$

$$\omega_{cr,4} = 6000rpm$$

$$\omega_{cr} = 4250rpm$$

III.4.2.1.5.- Cálculo de la chaveta

Características de los elementos

	Resistencia a la fluencia (Pa)	Factor de seguridad	Diámetro (mm)	Ancho w(mm)	Alto h(mm)
Eje	850000000	-----	105	----- --	----- ---
Chaveta	700000000	4	-----	28	16

Análisis tensional en los elementos

Tensión tangencial (Pa)	Tensión normal (Pa)	Torsor en la sección (Nm)
404145189	700000000	4300

Longitudes críticas

	A compresión	A cortante
Lcrít.(mm)	59	29

Longitud Final mínima

L (mm)	59
--------	----

III.4.2.2.- Rodamientos

III.4.2.2.1.- Cálculo de rodamientos

Eje tambor

Rodamiento de la sección 1 del eje:

Se utilizará un rodamiento de rodillos a rótula.

$f = 60$ rpm

$d = 110$ mm

$L_h = 20000$ horas

$P_r = 740$ Kg.

Carga equivalente (P):

$P = P_r = 740$ Kg.

Seguridad de carga:

$$\frac{C}{P} = 4.2 \quad \text{de donde se obtiene que: } C = 3108 \text{ Kg.}$$

siendo:

C: carga dinámica equivalente

P: carga equivalente

El rodamiento 23122CK cumple este requisito con una carga dinámica equivalente (C) de 33500 Kg.

Rodamiento de la sección 5 del eje:

Se utilizará un rodamiento de rodillos a rótula.

$$f = 60 \text{ rpm}$$

$$d = 110 \text{ mm}$$

$$L_h = 20000 \text{ horas}$$

$$P_r = 740 \text{ Kg.}$$

Carga equivalente:

$$P = P_r = 740 \text{ Kg.}$$

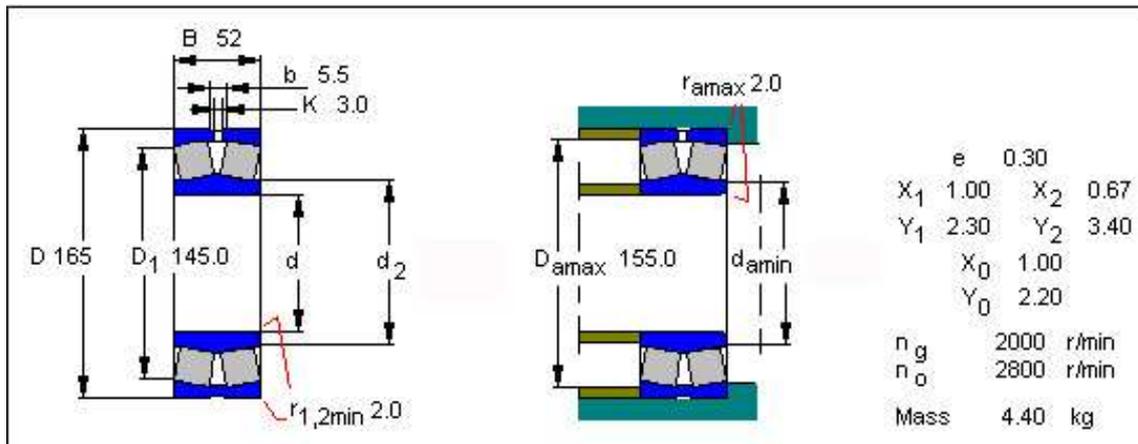
Seguridad de carga:

$$\frac{C}{P} = 4.2 \quad \text{de donde se obtiene que: } C = 3108 \text{ Kg.}$$

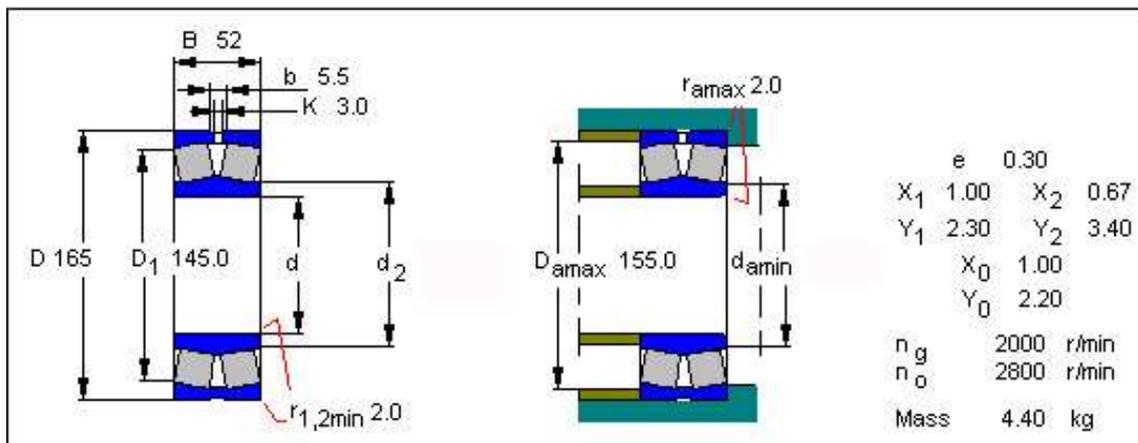
El rodamiento 23122CK cumple este requisito con una carga dinámica equivalente (C) de 33500 Kg.

III.4.2.2.2.- Resumen de resultados

Apoyo sección 1: Rodamiento de rodillos cilíndricos (extremo fijo)



Apoyo sección 5: Rodamiento de rodillos cilíndricos (extremo libre)



III.4.2.3.- Esquema Eje

