

III.5.- Rotopala

III.5.1.- Reductor

III.5.1.1.- Engranajes

III.5.1.1.1.- Proceso cálculo engranajes

El proceso de cálculo de los engranajes es totalmente análogo al presentado en el apartado I.4.1.1.1.

III.5.1.1.2.- Tablas de Resultados

PRIMERA REDUCCIÓN (Engranaje cónico)

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
i	4.5	
n (rpm)	1475	333
F (KN)	4.88	

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)	2.3	
ϕ	20°	

Comprobaciones (valores finales):

A) Esfuerzos flexionantes:

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
ψ	12.53°	
m (mm)	4.5	
z	16	70
D (mm)	70	315
δ	12.9°	77.1°
K_a	1.25	1.25
K_s	1.00	1.00
K_m	1.15	1.1
Y_j	0.3	0.46
K_v	0.9	0.9
b_w (mm)	45	
σ_t (MPa)	115	160
σ_t^* (MPa)	380	

B) Esfuerzos de contacto:

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
R_x (mm)	9.7	

$W(KN)$	5.3	
ϕ_n	19.56°	
$E' (Pa)$	$2.275 \cdot 10^{11}$	
W'	$5.33 \cdot 10^{-5}$	
$P_H (N/m^2)$	$670 \cdot 10^6$	
$\sigma_c (GPa)$	0.83	0.85
$\sigma_c^* (GPa)$	1.2	

C) Razón de contacto

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$p_c(mm)$	14.15	
$r_o(mm)$	39.5	162
$r_b(mm)$	33	148
C_{rt}	1.9	

D) Juego mínimo

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$t_h(mm)$	7	
$b_l(mm)$	0.3	
$t_{ha}(mm)$	6.7	

E) Espesor película elastohidrodinámica

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$W (KN)$	5.3	
$\bar{u} (m/s)$	5.16	
W'	$5.33 \cdot 10^{-5}$	
U	$1.75 \cdot 10^{-10}$	
G	5005	
$h_{min}(\mu m)$	1.15	

F) Parámetro de película adimensional

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$h_{min}(\mu m)$	1.15	
$R_{qa}(\mu m)$	0.3	
$R_{qb}(\mu m)$	0.3	
Λ	3.3	

G) Ángulo de contacto

El nuevo ángulo de contacto es de 19° por lo que se da por bueno el diseño.

Definición del resto de parámetros geométricos

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$a (mm)$	4.5	
$b (mm)$	5.6	
$c (mm)$	1.1	
$D_o(mm)$	78.8	317
$G (mm)$	161.6	
$G(\text{complementarias}) (mm)$	36	705
γ	1.76°	1.6°
θ	1.85°	2°

φ_c	14.5°	78.7°
φ_f	10.4°	75.7°

SEGUNDA REDUCCIÓN (Engranaje paralelo)

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
i	4	
n (rpm)	333	83.3
F (KN)	17.6	

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)	95	
$m_{\text{mínimo}}$ (mm)	2	
ϕ	20°	

Comprobaciones (valores finales):

A) Esfuerzos flexionantes:

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
ψ	14.03°	
m (mm)	4	
z	22	88
D (mm)	88	352
K_a	1.25	1.25
K_s	1.00	1.00
K_m	1.25	1.2
Y_j	0.38	0.47
K_v	0.9	0.9
b_w (mm)	95	
σ_t (MPa)	305	250
σ_t^* (MPa)	380	

B) Esfuerzos de contacto:

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
R_x (mm)	12.00	
W (KN)	19.24	
ϕ_n	19.45°	
E' (Pa)	$2.275 \cdot 10^{11}$	
W'	$7.05 \cdot 10^{-5}$	
P_H (MPa)	762	
σ_c (GPa)	0.93	0.92
σ_c^* (GPa)	1.2	

C) Razón de contacto

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$p_c(mm)$		12.6
$r_o(mm)$	48	180
$r_b(mm)$	41.34	165.4
C_{rt}		1.6

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
$W(KN)$		19.24
$u(m/s)$		2.9
W'		$7.05 \cdot 10^{-5}$
U		$7.96 \cdot 10^{-11}$
G		5005
$h_{min}(\mu m)$		1.1

F) Parámetro de película adimensional

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$h_{min}(\mu m)$		1.1
$R_{qa}(\mu m)$		0.3
$R_{qb}(\mu m)$		0.3
Λ		3.35

G) Ángulo de contacto

El nuevo ángulo de contacto es de 19.02° por lo que se da por bueno el diseño.

Definición del resto de parámetros geométricos

PARÁMETROS	PIÑÓN	CORONA
$a(mm)$		4
$b(mm)$		5
$c(mm)$		1
$D_o(mm)$	96	360
$D_r(mm)$	78	342
$h_i(mm)$		9
$h_k(mm)$		8

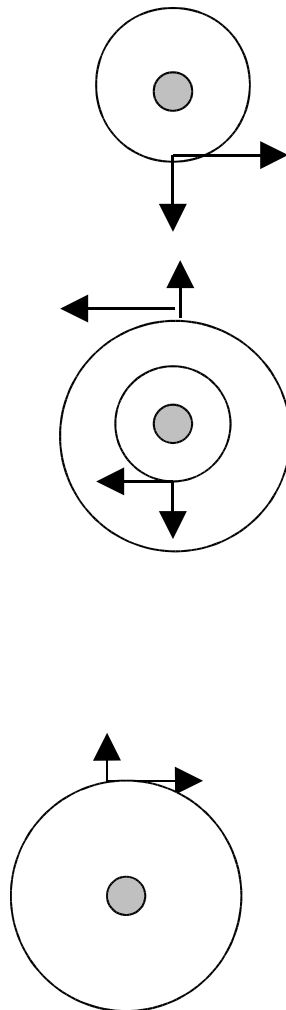
III.5.1.2.- Ejes

III.5.1.2.1.- 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.

En la primera figura se indica el eje, coloreado en gris, y el piñón cónico de la primera reducción visto desde la parte 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 plano vertical que contiene al eje

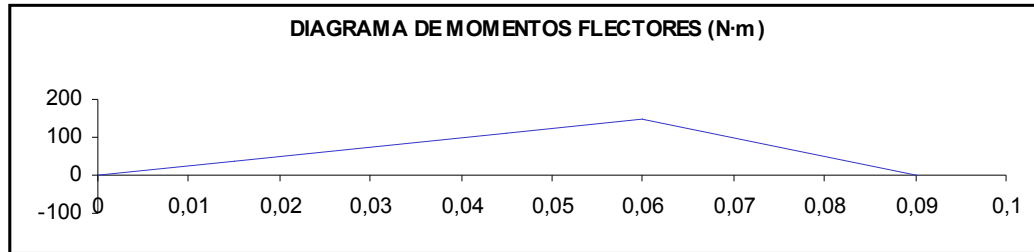


Diagrama de momentos en plano horizontal que contiene al eje

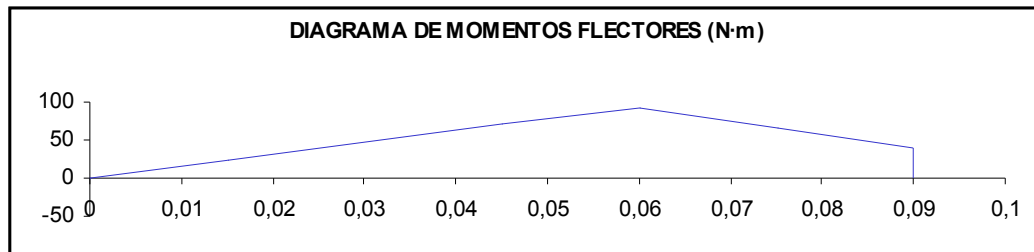


Diagrama del torsor

Torsor constante de valor $T = 0.17 \text{ KNm}$

EJE N°2

Diagrama de momentos en plano vertical que contiene al eje

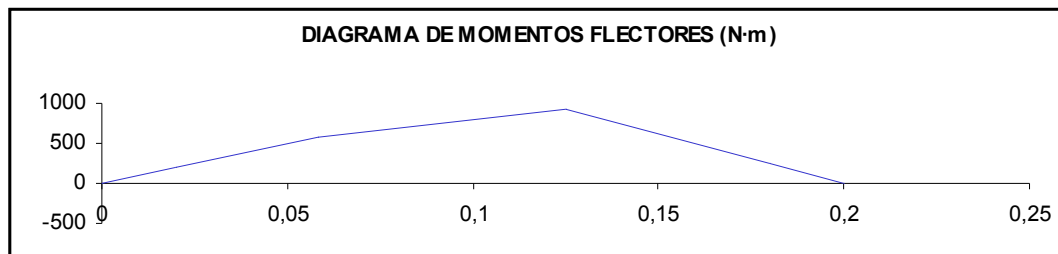


Diagrama de momentos en plano horizontal que contiene al eje

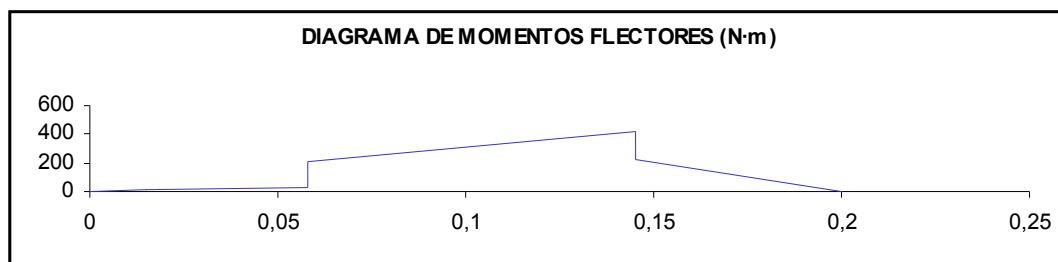


Diagrama del torsor

Torsor constante de valor $T=0.78$ KNm entre la corona y el piñón correspondientes a ese eje.



EJE N°3

Diagrama de momentos en plano vertical que contiene al eje

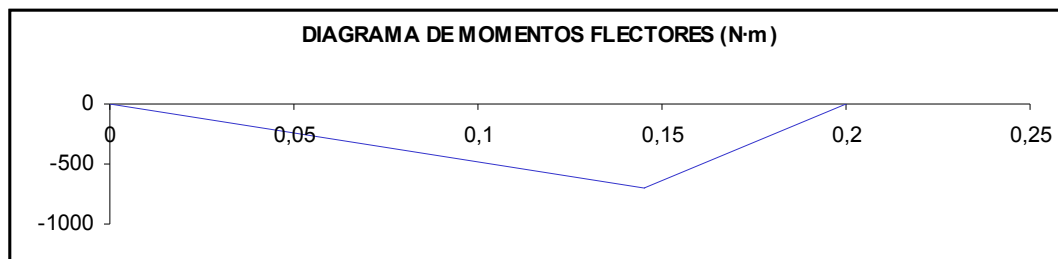


Diagrama de momentos en plano horizontal que contiene al eje

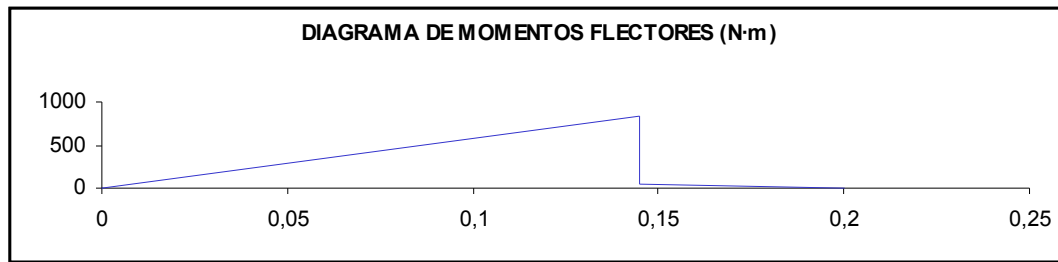
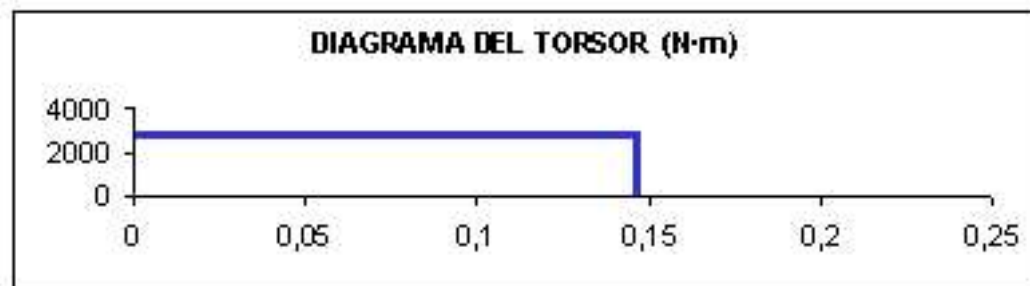


Diagrama del torsor

Torsor constante de valor $T=3.1\text{KNm}$ entre la corona y la dirección de la transmisión de la potencia.



III.5.1.2.2.- Diseño a torsión y fatiga

EJE N°1

Predimensionado mediante deformación torsional

$$T=0.17 \text{ KNm}$$

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

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.

$$M_2=0.16 \text{ KNm}$$

$$T_2=0.17 \text{ KNm}$$

Para la primera iteración tomaremos:

$$k_a=0.9$$
$$k_b=1.00$$

$$k_c=0.814$$
$$k_d=k_e=k_g=1$$
$$k_f=0.52$$

Se ha tomado $k_f=0.52$ debido a que el eje se centra en el cojinete en caliente.

$$\text{De aquí se obtiene que: } S_f=217 \text{ MPa}$$

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

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

Segunda iteración:

$$k_a=0.9$$
$$k_b=0.96$$
$$k_c=0.814$$
$$k_d=k_e=k_g=1$$
$$k_f=0.52$$

$$\text{De aquí se obtiene que: } S_f=208 \text{ MPa}$$

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

$$D_2=41 \text{ mm}$$

Tercera iteración:

$$k_a=0.9$$
$$k_b=0.94$$
$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$
$$k_f=0.52$$

$$S_f=202 \text{ MPa}$$

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

$$D_2=43 \text{ mm}$$

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 esa sección.

Sección 3:

$$M_3=0.08 \text{ KNm}$$

$$T_3=0.17 \text{ KNm}$$

Para la primera iteración tomaremos:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=1.00$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

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

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

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.4$

$$S_f=202 \text{ MPa}$$

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

Segunda iteración:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=0.93$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$\frac{r}{d} = 0.027$$

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

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.4$

$$S_f=189 \text{ MPa}$$

$$D_3=38 \text{ mm}$$

Tomaremos $D_3= 40 \text{ mm}$ para esa sección.

EJE N°2

Predimensionado mediante deformación torsional:

$$T=0.78 \text{ KNm}$$

$$D_{\min}=60 \text{ mm}$$

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.

$$M_5=1.1 \text{ KNm}$$

$$T_5=0.78 \text{ KNm}$$

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.

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:

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

Segunda iteración:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=0.88$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$k_f=1.00$$

De aquí se obtiene que: $S_f=306 \text{ MPa}$

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 70 mm. Para ello habremos de conocer el momento en dicho punto. Este momento se extrae del anterior estudio de flexión presentado.

$$M_4 = 0.84 \text{ KNm}$$

$$T_4 = 0.78 \text{ KNm}$$

$$k_a = 0.9$$

$$k_b = 1.00$$

$$k_c = 0.814$$

$$k_d = k_e = k_g = 1$$

Se ha tomado $k_f = 0.625$ debido a que se utilizará una chaveta para fijación de la corona.

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

$$\text{De esta manera: } D_4 = 52 \text{ mm}$$

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:

$$D_4 = 55 \text{ mm}$$

$$\text{Tomaremos } D_4 = 65 \text{ mm}$$

Sección 3:

$$M_3 = 0.21 \text{ KNm}$$

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

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

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

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.1$

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

EJE N°3

Predimensionado mediante deformación torsional:

$$T = 3.1 \text{ KNm}$$

$$D_{\min} = 100 \text{ mm}$$

De esta manera, necesitamos un diámetro mínimo de 100 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.

$$M_4 = 0.13 \text{ KNm}$$

$$T_4 = 3.1 \text{ KNm}$$

Para la primera iteración tomaremos:

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

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: $D_4=69$ mm

Segunda iteración:

$k_a=0.9$
 $k_b=0.83$
 $k_c=0.814$
 $k_d=k_e=k_g=1$
 $k_f=0.625$

De aquí se obtiene que: $S_f=180$ MPa

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

$D_4=71$ mm

Tercera iteración:

$k_a=0.9$
 $k_b=0.82$
 $k_c=0.814$
 $k_d=k_e=k_g=1$
 $k_f=0.625$

De aquí se obtiene que: $S_f=178$ MPa

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

$D_4=73$ mm

Este valor es menor de 100 mm que es el obtenido de la restricción del giro por torsión. No obstante se tomará un diámetro de 110 mm, $D_4=110$ mm, para hacer la reducción a la entrada del rodamiento y una segunda reducción donde se coloque la chaveta en 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.

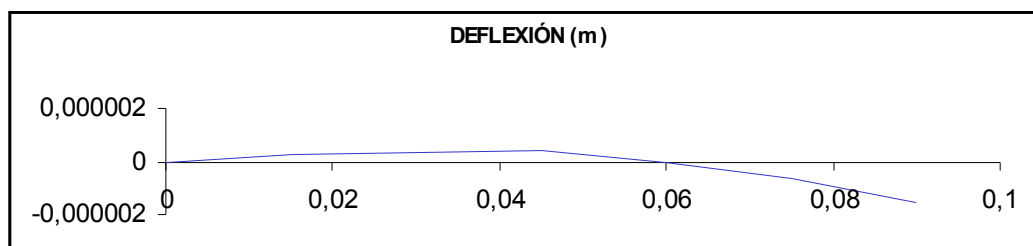
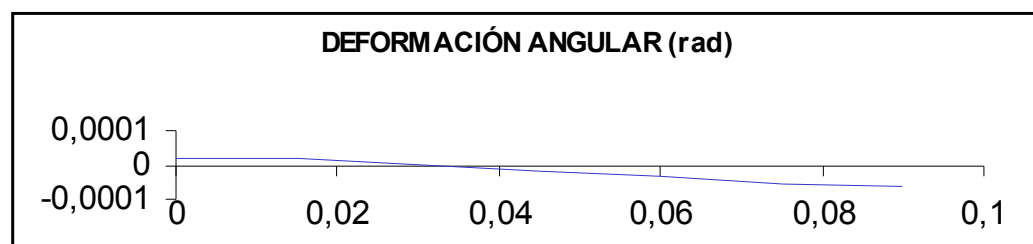
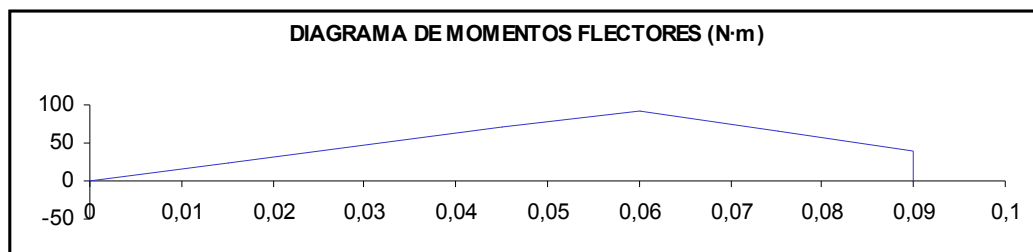
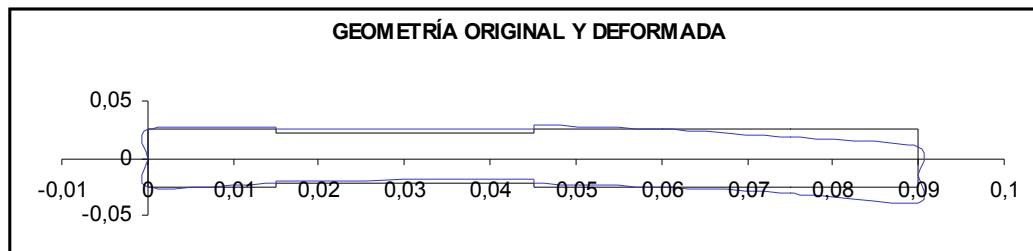
Por tanto, queda comprobado que si los ejes tienen las secciones anteriormente indicadas, las comprobaciones a fatiga y a giro por torsión serán cumplidas. Seguidamente se indican las comprobaciones que corresponden a la deflexión lateral del eje así como a las comprobaciones referentes a las velocidades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

III.5.1.2.3.- Resultados finales

EJE N° 1

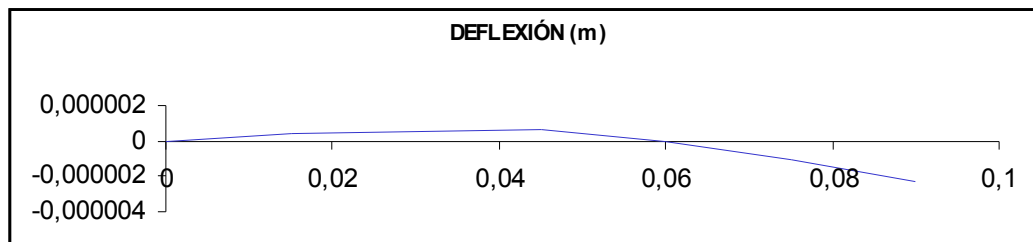
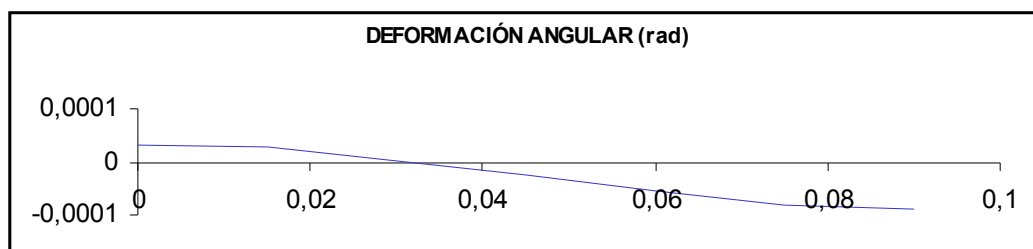
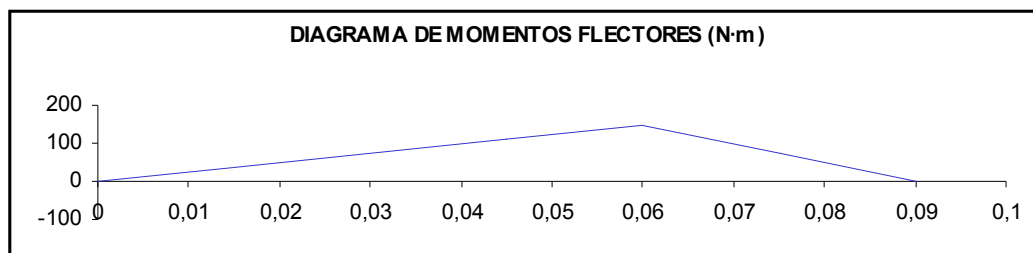
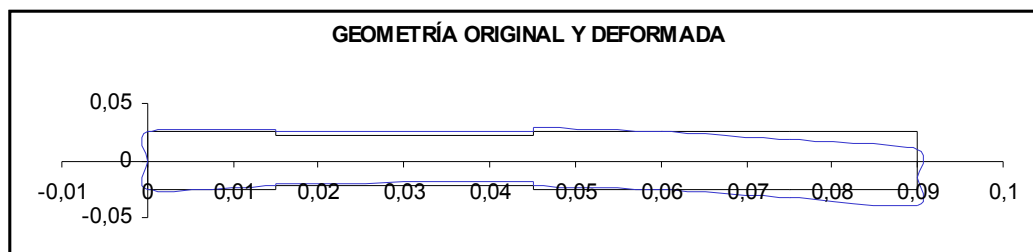
Plano horizontal

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)	-1555,17	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	4	Reacc en B(N)	3332,17		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	1,97E-05	0,000E+00
2	0,01500	0,04000	0,00	0,00	23,33	23,33	1,70E-05	2,820E-07
3	0,04500	0,04500	0,00	0,00	69,98	69,98	-1,61E-05	3,777E-07
4	0,06000	0,04500	0,00	0,00	93,31	93,31	-3,51E-05	0,000E+00
5	0,07500	0,04500	0,00	0,00	66,66	66,66	-5,38E-05	-6,744E-07
6	0,09000		-1777,00	40,00	40,00	0,00	-6,62E-05	-1,582E-06



Plano vertical

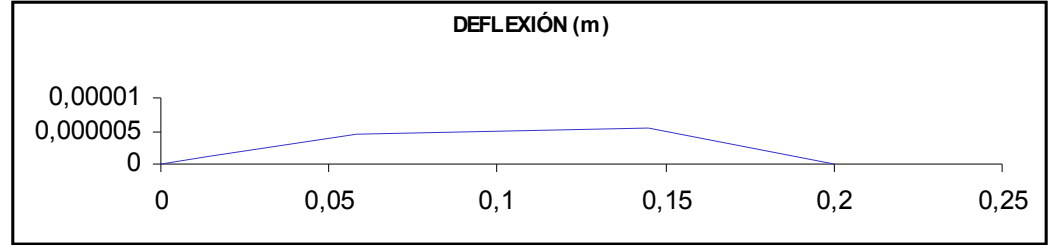
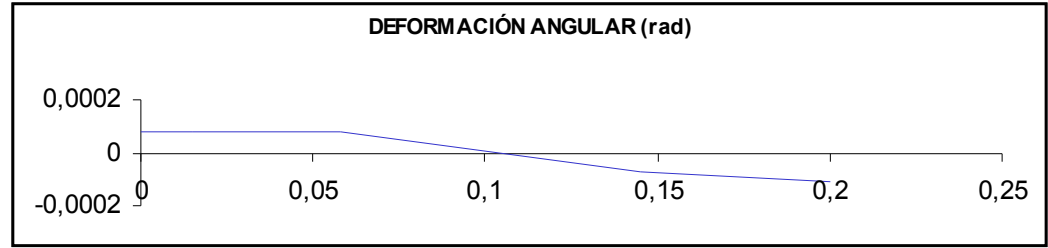
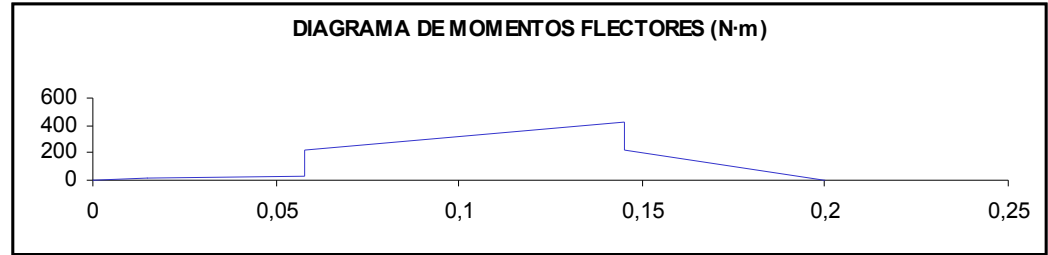
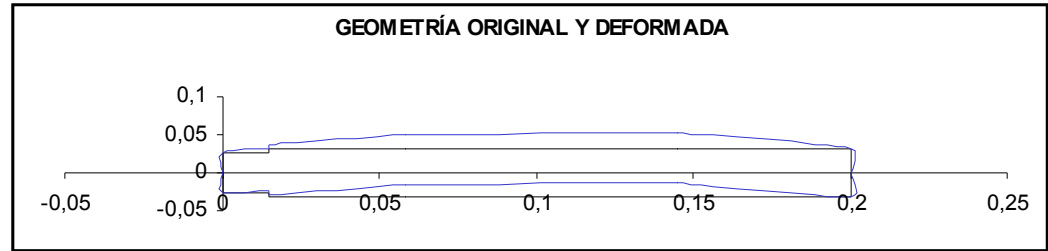
E(N/m^2) 2,1000E+11			Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.					
Factor Def -1,00		(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo				
Num Secciones 6								
Secc Rod A 1		Reacc en A(N)	-2440,50	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B 4		Reacc en B(N)	7321,50		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	
					anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,09E-05	0,000E+00
2	0,01500	0,04000	0,00	0,00	36,61	36,61	2,67E-05	4,425E-07
3	0,04500	0,04500	0,00	0,00	109,82	109,82	-2,53E-05	5,926E-07
4	0,06000	0,04500	0,00	0,00	146,43	146,43	-5,51E-05	0,000E+00
5	0,07500	0,04500	0,00	0,00	73,22	73,22	-8,07E-05	-1,040E-06
6	0,09000		-4881,00	0,00	0,00	0,00	-8,92E-05	-2,336E-06



EJE N° 2

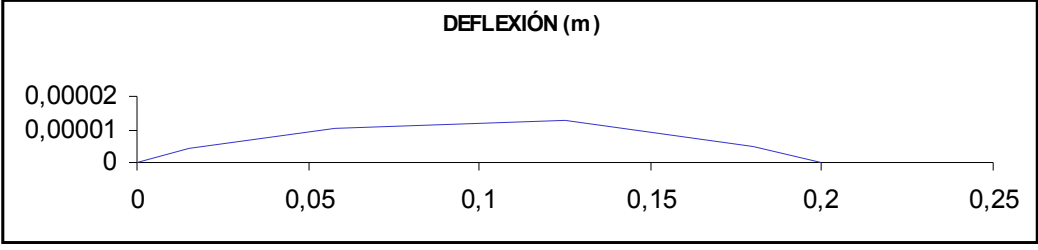
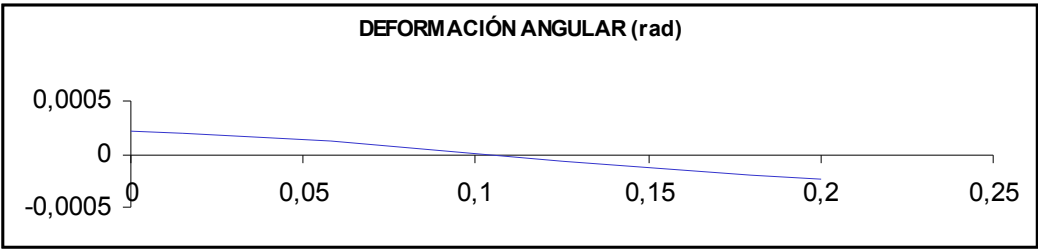
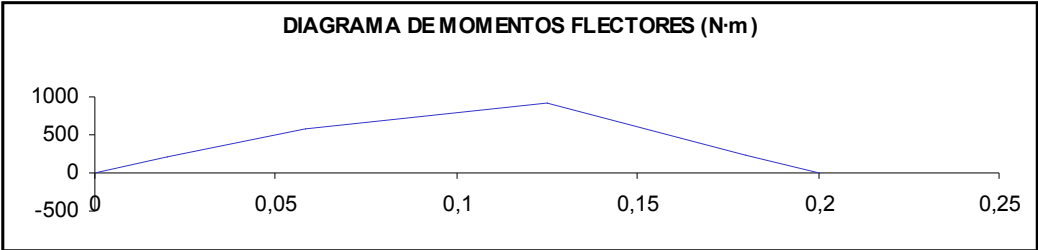
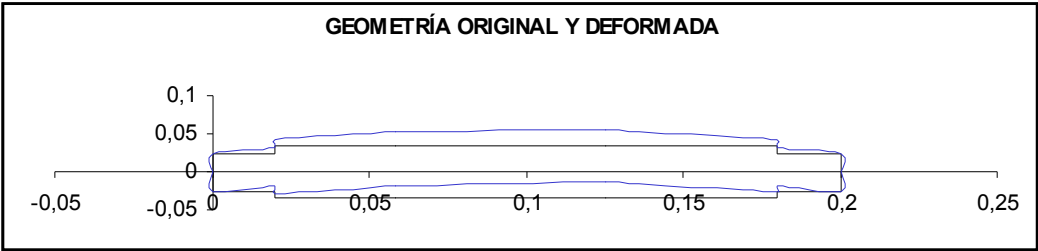
Plano horizontal

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 5								
Secc Rod A 1		Reacc en A(N)	-599,98	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B 5		Reacc en B(N)	-4029,02	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	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,14E-05	0,000E+00
2	0,01500	0,06500	0,00	0,00	9,00	9,00	8,07E-05	1,217E-06
3	0,05800	0,06500	-1777,00	-180,00	34,80	214,80	7,55E-05	4,597E-06
4	0,14500	0,06500	6406,00	200,00	421,60	221,60	-7,49E-05	5,334E-06
5	0,20000		0,00	0,00	0,00	0,00	-1,08E-04	0,000E+00
6					0,00	0,00	-8,32E-05	0,000E+00



Plano vertical

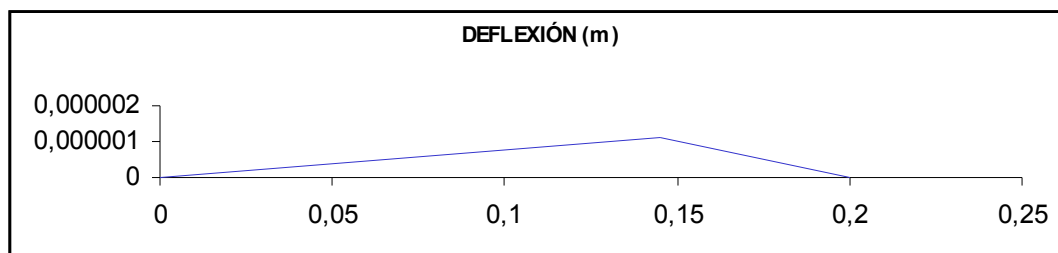
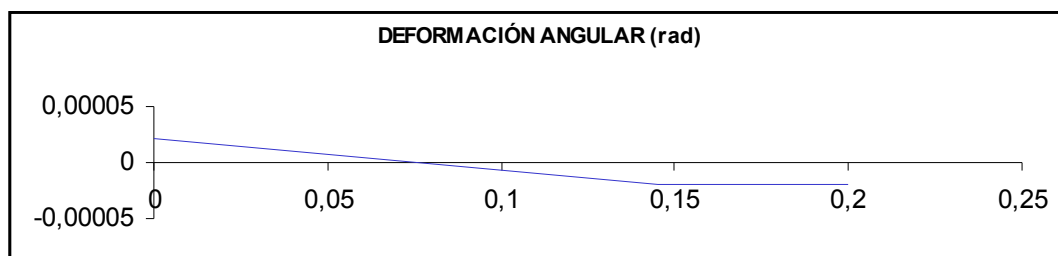
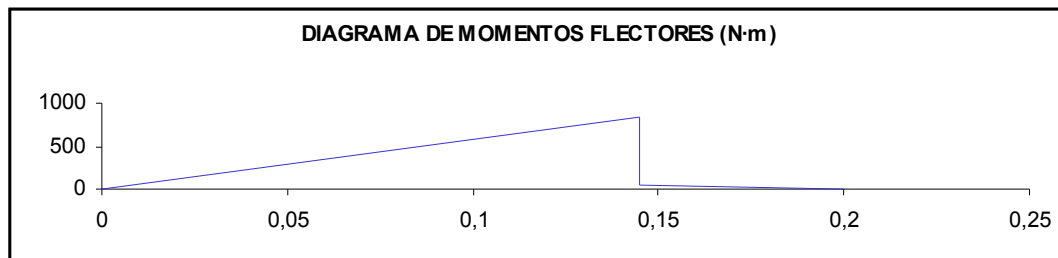
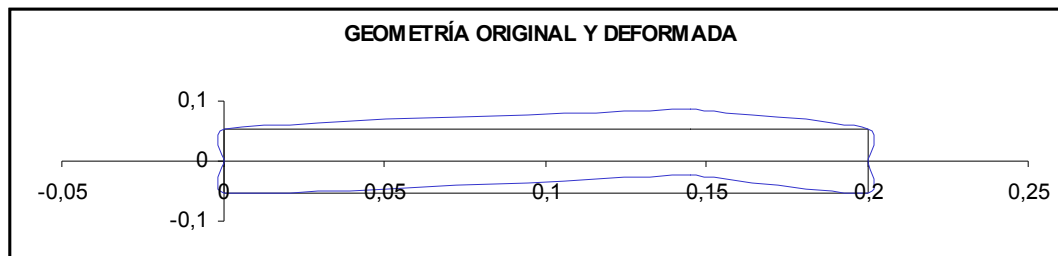
E(N/m^2) 2,1000E+11				Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.				
Factor Def -1,00		(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo				
Num Secciones 6								
Secc Rod A 1		Reacc en A(N) -10064,80		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
Secc Rod B 6		Reacc en B(N) -12415,20		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	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,23E-04	0,000E+00
2	0,01500	0,06500	0,00	0,00	201,30	201,30	1,91E-04	4,242E-06
3	0,05800	0,06500	4880,00	0,00	583,76	583,76	1,31E-04	1,055E-05
4	0,12500	0,06500	17600,00	0,00	931,14	931,14	-7,40E-05	1,299E-05
5	0,18000	0,05500	0,00	0,00	248,30	248,30	-2,05E-04	4,615E-06
6	0,20000		0,00	0,00	0,00	0,00	-2,44E-04	0,000E+00



EJE N° 3

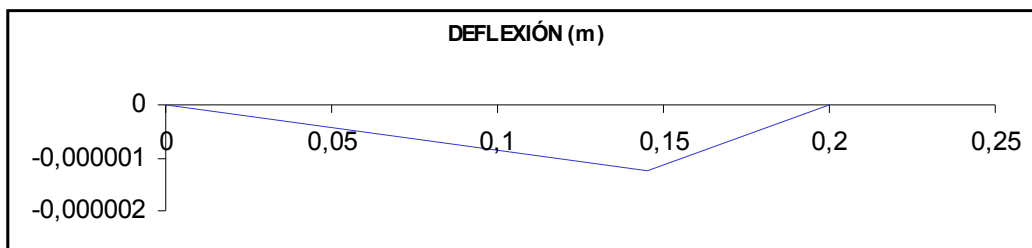
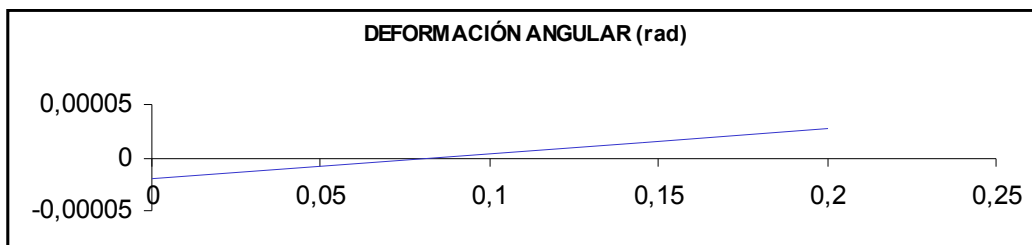
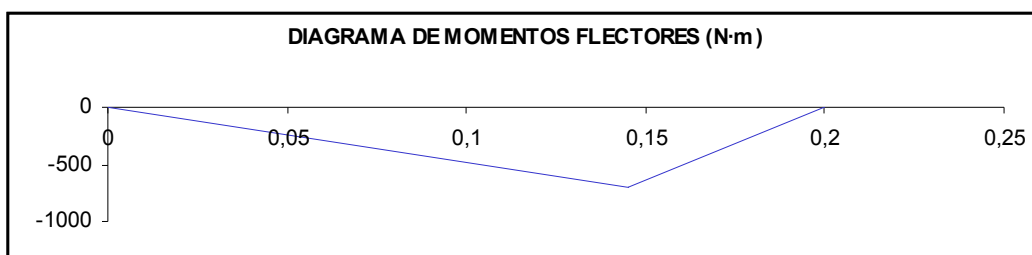
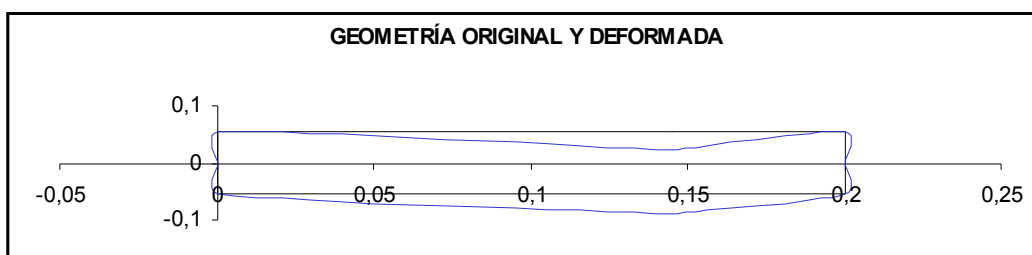
Plano horizontal

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	3							
Secc Rod A	1	Reacc en A(N)	-5761,65	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	3	Reacc en B(N)	-644,35		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	0,11000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,09E-05	0,000E+00
2	0,14500	0,11000	6406,00	800,00	835,44	35,44	-1,93E-05	1,084E-06
3	0,20000		0,00	0,00	0,00	0,00	-1,99E-05	0,000E+00
4					0,00	0,00	-2,03E-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 3								
Secc Rod A 1		Reacc en A(N)	4840,00	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B 3		Reacc en B(N)	12760,00		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		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,11000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,98E-05	0,000E+00
2	0,14500	0,11000	-17600,00	0,00	-701,80	-701,80	1,40E-05	-1,236E-06
3	0,20000		0,00	0,00	0,00	0,00	2,67E-05	0,000E+00
4					0,00	0,00	4,34E-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 mm/m .

EJE	Flecha máxima (mm)	Flecha relativa (mm/m)	Flecha relativa permitida (mm/m)
1	3.1E-03	0.01	0,16
			CUMPLE
2	1,40E-02	0,08	0,16
			CUMPLE
3	2.8E-03	0,014	0,16
			CUMPLE

III.5.1.2.4.- Cálculo de velocidades críticas

EJE N°1

Cargas en secciones:

$$P_1 = 10N$$

Flechas en la sección 1:

$$\delta_1 = 4.78 \cdot 10^{-9} m$$

Resultado:

$$\omega_{cr} = 430 \cdot 10^3 rpm$$

EJE N°2

Cargas en secciones:

$$P_4 = 184N$$

$$P_5 = 46N$$

Flechas en secciones:

$$\delta_4 = 1.45 \cdot 10^{-7} m$$

$$\delta_5 = 1.52 \cdot 10^{-7} m$$

Método de Rayleigh:

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

Método de Dunkerley:

$$\omega_{cr,4} = 78000rpm$$

$$\omega_{cr,5} = 75000rpm$$

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

EJE N°3**Cargas en secciones:**

$$P_3 = 726N$$

Flechas en secciones:

$$\delta_3 = 1.03 \cdot 10^{-7} m$$

Resultado:

$$\omega_{cr} = 93000rpm$$

III.5.1.2.5.- 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.

$$\sigma_y = 750MPa$$

La fuerza que actúa sobre la sección transversal de la chaveta es la siguiente:

$$F = \frac{T}{d/2}$$

siendo:

T: torsor actuante sobre el eje

d: diámetro del eje

Tensión normal:

$$\frac{F}{\frac{h}{2} \times l} \leq \frac{\sigma_y}{FS}$$

Por lo que:

$$l_{compresión} \geq \frac{FS \cdot F}{S_y \cdot \frac{h}{2}}$$

Tensión tangencial:

$$\frac{F}{b \times l} \leq \frac{\tau_y}{FS}$$

Por lo que:

$$l_{cor tante} \geq \frac{FS \cdot F}{\frac{S_y}{\sqrt{3}} \cdot b}$$

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	170

Longitudes críticas

	A compresión	A cortante
Lcrít.(mm)	13	8

Longitud Final mínima

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

Cálculo de la chaveta del eje de salida (eje nº3)

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

Para un eje de diámetro 100 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	-----	100	-----	-----
Chaveta	700000000	4	-----	28	16

Análisis tensional en los elementos

Tensión tangencial (Pa)	Tensión normal (Pa)	Torsor en la sección (Nm)
404145189	700000000	3100

Longitudes críticas

	A compresión	A cortante
Lcrít.(mm)	45	22

Longitud Final mínima

L (mm)	45
--------	----

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	780

Longitudes críticas

	A compresión	A cortante
Lcrít.(mm)	24	13

Longitud Final mínima

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

Corona en eje nº 3

Características de los elementos

	Resistencia a la fluencia (Pa)	Factor de seguridad	Diámetro (mm)	Ancho w(mm)	Alto h(mm)
Eje	750000000	-----	110	-----	-----
Chaveta	700000000	4	-----	28	16

Análisis tensional en los elementos

Tensión tangencial (Pa)	Tensión normal (Pa)	Torsor en la sección (Nm)
404145189	700000000	3100

Longitudes críticas

	A compresión	A cortante
Lcrít.(mm)	45	22

Longitud Final mínima

L (mm)	45
--------	----

III.5.1.3.- Rodamientos

III.5.1.3.1.- Cálculo de rodamientos del reductor

EJE N° 1

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

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

$$R_2 = F_{rII} = 805 \text{ Kg.}$$

$$K_a = 114 \text{ Kg.}$$

Rodamientos de las secciones 4 y 2 del eje n° 1:

Se utilizará un rodamiento de rodillos cónicos.

$$f = 1500 \text{ rpm}$$

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

Donde:

f: velocidad del eje

d: diámetro del eje

L_h: horas de vida de funcionamiento

F_r: carga radial

K_a: carga axial

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

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

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

$$\frac{F_{rII}}{Y_{II}} = \frac{805}{1.75} = 460 \text{ Kg}$$

$$K_a < 0.5 \cdot \left(\frac{F_{rII}}{Y_{II}} - \frac{F_{rI}}{Y_I} \right) = 134 \text{ Kg}$$

Por tanto:

$$F_{aII} = \frac{0.5 \cdot F_{rII}}{Y_{II}} = 230 \text{ Kg.}$$

$$F_{aI} = F_{aII} - K_a = 116 \text{ Kg.}$$

Como $\frac{F_{aI}}{F_{rI}} = \frac{116}{290} = 0.40$ es menor que el factor “e” de la tabla correspondiente:

$$P_I = 290 \text{ Kg.}$$

La seguridad de carga para el rodamiento I es de $\frac{C}{P_I} = \frac{5850}{290} = 20$

Para el rodamiento II:

$$\frac{F_{aII}}{F_{rII}} = \frac{230}{805} = 0.28 \text{ es menor que el coeficiente “e”, por lo que:}$$

$$P_{II} = 805 \text{ Kg.}$$

La seguridad de carga para el rodamiento II es de $\frac{C}{P_{II}} = \frac{9300}{805} = 11.5$

EJE N° 2

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

$$R_2 = F_{rI} = 1290 \text{ Kg}$$

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

$$K_a = 331 \text{ Kg.}$$

Rodamientos de las secciones 2 y 6 del eje n° 2:

Se utilizará un rodamiento de rodillos cónicos:

$$f = 333 \text{ rpm}$$

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

$$\text{Seguridad de carga mínima: } \frac{C}{P} = 5.98$$

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

$$\frac{F_{rI}}{Y_I} = \frac{1290}{1.75} = 737Kg.$$

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

$$K_a > 0.5 \cdot \left(\frac{F_{rII}}{Y_{II}} - \frac{F_{rI}}{Y_I} \right) = 40Kg$$

Por tanto:

$$F_{aI} = \frac{0.5 \cdot F_{rI}}{Y_I} = 370Kg.$$

$$F_{aII} = F_{aI} + K_a = 701Kg.$$

Como $\frac{F_{aI}}{F_{rI}} = \frac{199}{1290} = 0.16$ 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:

$$P_I = 1290 Kg.$$

La seguridad de carga para el rodamiento I es de $\frac{C}{P_I} = \frac{11000}{1290} = 8.5$

Para el rodamiento II:

$$\frac{F_{aII}}{F_{rII}} = \frac{701}{1420} = 0.5 \text{ es mayor que el coeficiente “e”, por lo que:}$$

$$P_{II} = 0.4 \cdot 1420 + 1.75 \cdot 701 = 1795Kg.$$

La seguridad de carga para el rodamiento II es de $\frac{C}{P_{II}} = \frac{11000}{1795} = 6.2$

EJE N° 3

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

$$R_2 = F_{rI} = 703 Kg$$

$$R_5 = F_{rII} = 1171 Kg$$

$$K_a = 440 Kg.$$

Rodamientos de las secciones 2 y 4 del eje n° 3:

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 30318 para el rodamiento de la sección 2 con una capacidad de carga dinámica de $C = 28500 \text{ Kg.}$ e $Y = 1.75$, y con un rodamiento 30321 para el rodamiento de la sección 4 con una carga dinámica de $C = 30000 \text{ Kg.}$ e $Y = 1.75$

$$\frac{F_{rI}}{Y_I} = \frac{703}{1.75} = 402 \text{ Kg.}$$

$$\frac{F_{rII}}{Y_{II}} = \frac{1171}{1.75} = 670 \text{ Kg}$$

$$K_a > 0.5 \cdot \left(\frac{F_{rII}}{Y_{II}} - \frac{F_{rI}}{Y_I} \right) = 135 \text{ Kg}$$

Así:

$$F_{aI} = \frac{0.5 \cdot F_{rI}}{Y_I} = 201 \text{ Kg.}$$

$$F_{aII} = F_{aI} + K_a = 641 \text{ Kg.}$$

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:

$$P_I = 703 \text{ Kg.}$$

La seguridad de carga para el rodamiento I es de $\frac{C}{P_I} = \frac{28500}{703} = 40$

Para el rodamiento II:

$$\frac{F_{aII}}{F_{rII}} = \frac{641}{1171} = 0.55 \text{ es mayor que el coeficiente “e”, por lo que:}$$

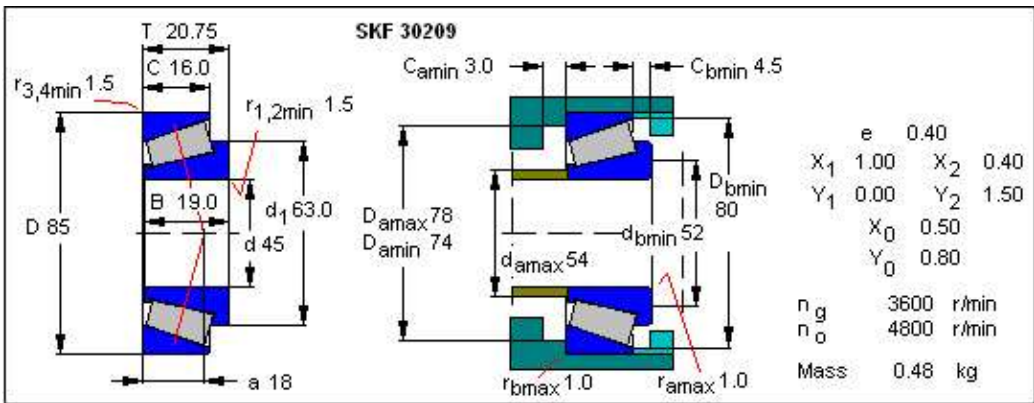
$$P_{II} = 0.4 \cdot 1171 + 1.75 \cdot 641 = 1590 \text{ Kg.}$$

La seguridad de carga para el rodamiento II es de $\frac{C}{P_{II}} = \frac{30000}{1590} = 19$

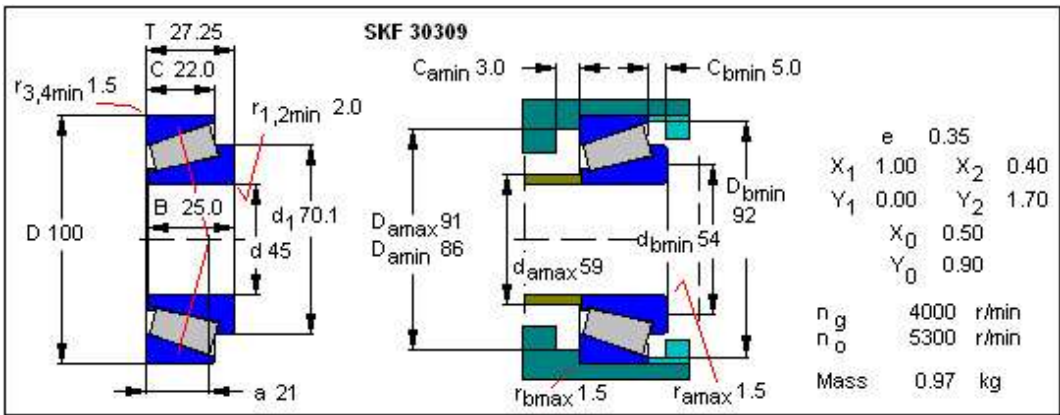
III.5.1.3.2.- Resumen de resultados

EJE N° 1

Apoyo sección 4: Rodamiento de rodillos cónicos

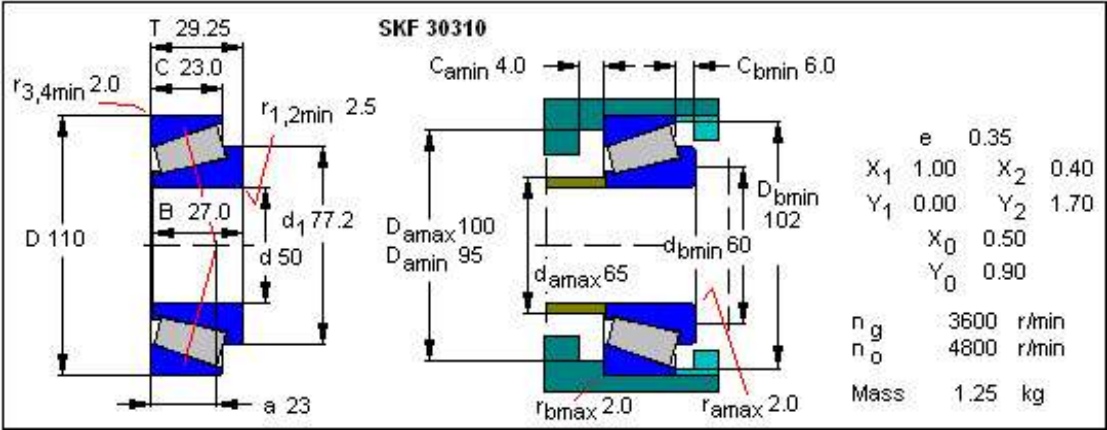


Apoyo sección 2: Rodamiento de rodillos cónicos

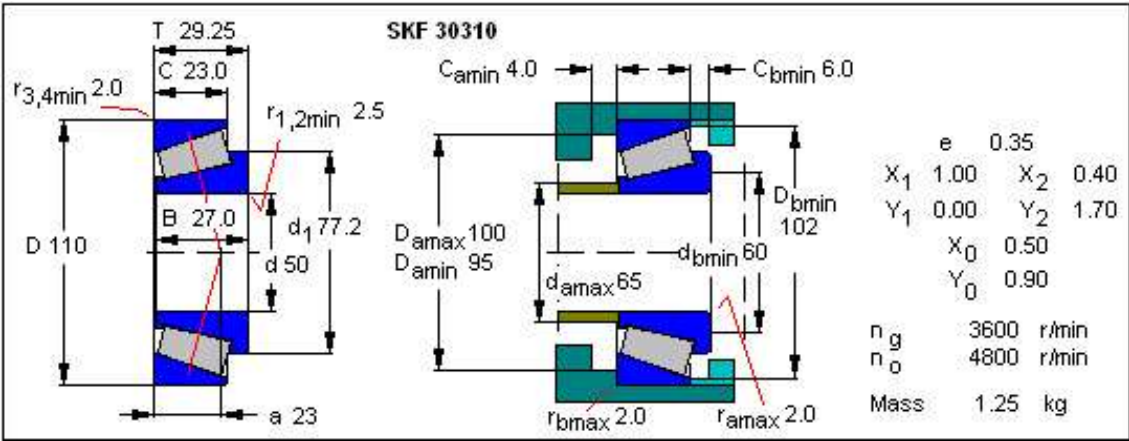


EJE N° 2

Apoyo sección 2: Rodamiento de rodillos cónicos

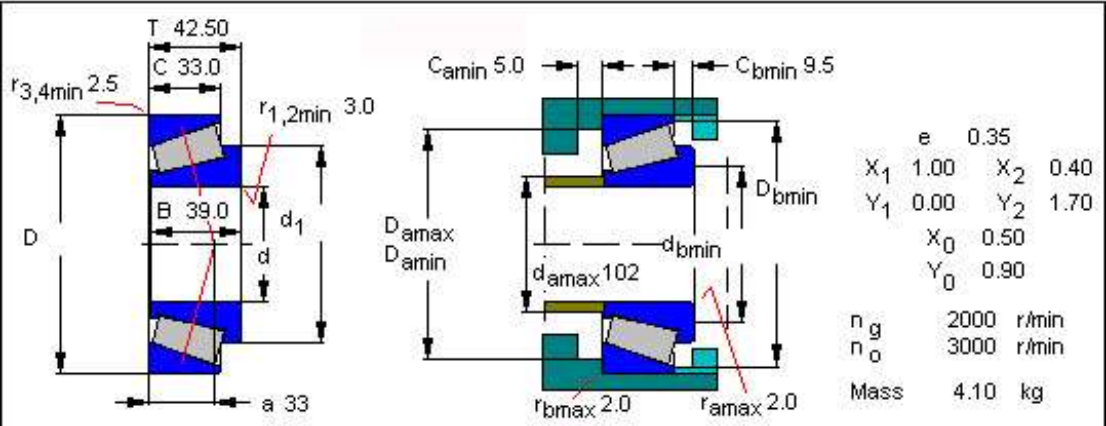


Apoyo sección 6: Rodamiento de rodillos cónicos

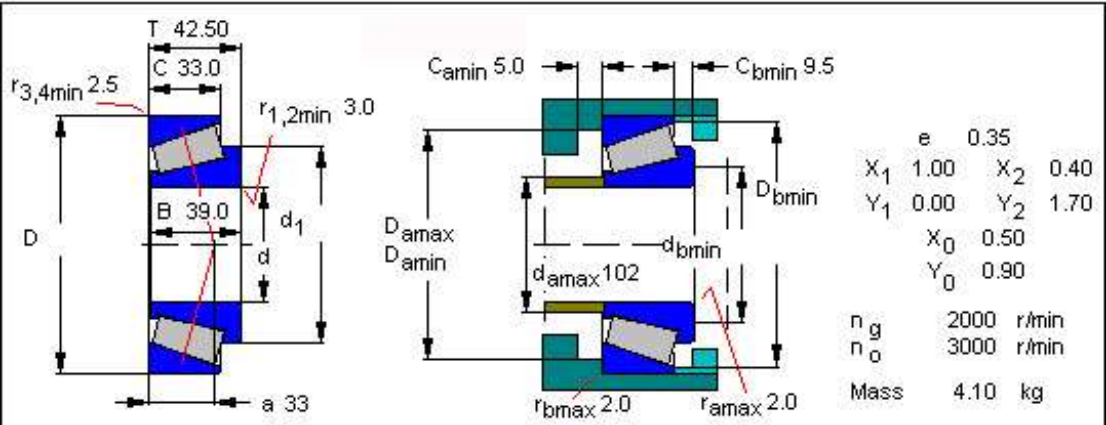


EJE N° 3

Apoyo sección 2: Rodamiento de rodillos cónicos

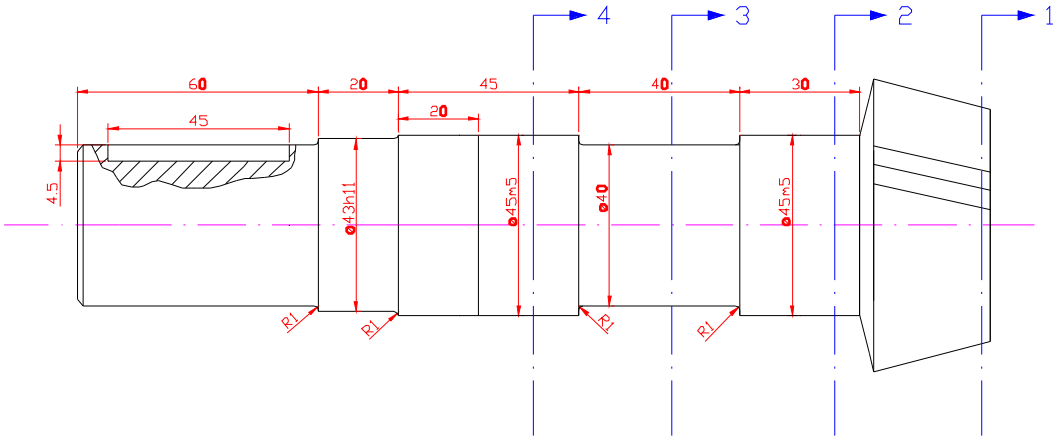


Apoyo sección 4: Rodamiento de rodillos cónicos

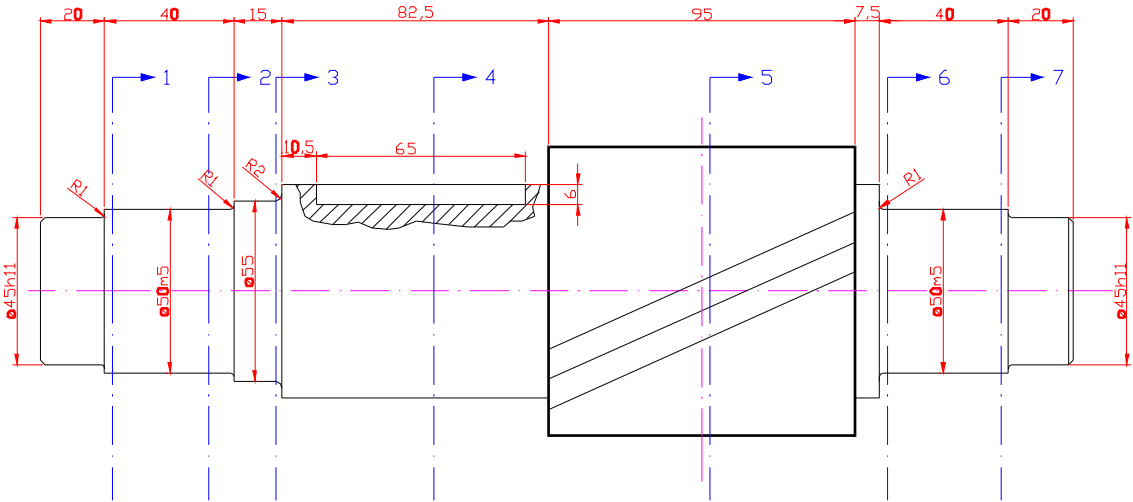


III.5.1.4.- Esquemas de ejes

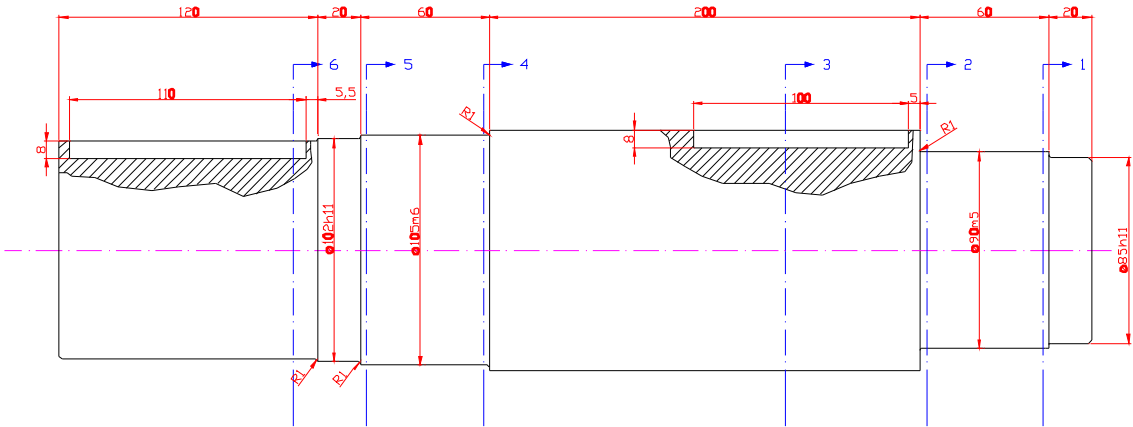
Eje N° 1



Eje N° 2



Eje N° 3



III.5.2.- Tambor

III.5.2.1.- Eje

III.5.2.1.1.- Esfuerzos en eje

Cargas en plano vertical

Carga de carbón: $q = 150 \text{ Kg} / \text{m}$

Peso propio tambor: 380 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°)

$$F_1 = 16.2 \text{ KN}$$

$$F_2 = 6 \text{ KN}$$

Diagrama de momentos en el plano vertical

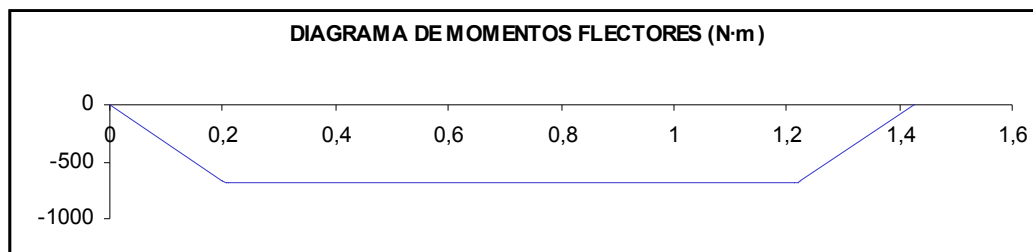


Diagrama de momentos en el plano horizontal

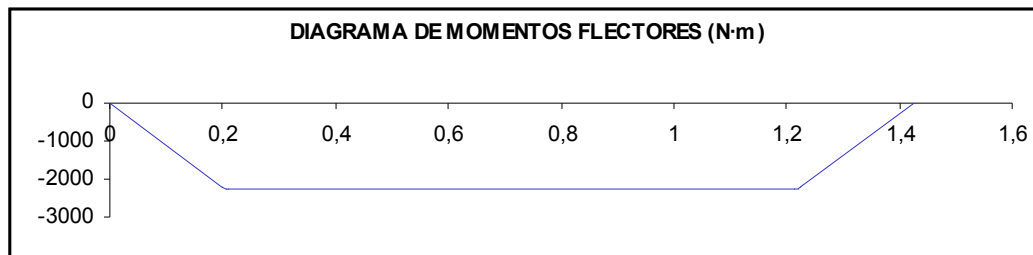


Diagrama del torsor

Torsor constante de valor $T=3.1\text{KNm}$ entre la parte de la chaveta con el acoplamiento flexacier y el ajuste más alejado del reductor.

III.5.2.1.2.- Diseño a torsión y fatiga

Predimensionado mediante deformación torsional:

$$T=3.1 \text{ KNm}$$

$$D_{\min}=100 \text{ mm}$$

De esta manera, necesitamos un diámetro mínimo de 100 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.

$$M_4=2.4 \text{ KNm}$$

$$T_4=3.1 \text{ KNm}$$

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 $k_f=0.5$ debido. De esta manera: $D_4=130$ mm

Segunda iteración:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=0.73$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$k_f=0.5$$

De aquí se obtiene que: $S_f=76$ MPa

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

$$D_4=135$$
 mm

Tercera iteración:

$$k_a=0.9$$

$$k_b=0.73$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d=k_e=k_g=1$$

$$k_f=0.5$$

De aquí se obtiene que: $S_f=76$ MPa

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

$$D_4=135$$
 mm

Este valor es mayor de 100 mm que es el obtenido de la restricción del giro por torsión por lo que, tomaremos un diámetro de 135 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 135 mm.

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

$$M_3 = 2.4 \text{ KNm}$$

$$T_3 = 3.1 \text{ KNm}$$

$$k_a=0.9$$

$$k_b=1.00$$

$$k_c=0.814$$

$$k_d = k_e = k_g = 1$$

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

$$\frac{D}{d} = 1.03$$

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.4$

$$D_3 = 122 \text{ mm}$$

Segunda iteración:

$$k_a = 0.9$$

$$k_b = 0.74$$

$$k_c = 0.814$$

$$k_d = k_e = k_g = 1$$

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

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

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.5$

$$D_3 = 126 \text{ mm}$$

Se tomará en este tramo un diámetro de 130 mm.

Sección 5:

$$M_5 = 2.2 \text{ KNm}$$

$$T_5 = 3.1 \text{ KNm}$$

$$k_a = 0.9$$

$$k_b = 1.00$$

$$k_c = 0.814$$

$$k_d = k_e = k_g = 1$$

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

$$\frac{D}{d} = 1.13$$

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.3$

Obtenemos en esta primera iteración un valor del diámetro de 115 mm., sin olvidar, por supuesto, que el eje entra en el rodamiento mediante ajuste a presión.

2ª iteración:

$$\begin{aligned}k_a &= 0.9 \\k_b &= 0.85 \\k_c &= 0.814 \\k_d &= k_e = k_g = 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{r}{d} &= 0.03 \\ \frac{D}{d} &= 1.6 \\ q &= 0.8\end{aligned}\quad \text{con lo que: } K_c = 2.4$$

En esta segunda iteración obtenemos un valor del diámetro de 117 mm.
Se tomará en este tramo un diámetro de 120 mm.

Sección 1:

$$M_1 = 2.2 \text{ KNm}$$

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

$$\begin{aligned}\frac{r}{d} &= 0.022 \\ \frac{D}{d} &= 1.5 \\ q &= 0.8\end{aligned}\quad \text{con lo que: } K_c = 2.5$$

Obtenemos en esta primera iteración un valor del diámetro de 100 mm., sin olvidar, por supuesto, que el eje entra en el rodamiento mediante ajuste a presión.

2ª iteración:

$$\begin{aligned}k_a &= 0.9 \\k_b &= 0.85 \\k_c &= 0.814 \\k_d &= k_e = k_g = 1\end{aligned}$$

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

$$\frac{D}{d} = 1.35$$

$$q = 0.8$$

con lo que: $K_c = 2.4$

En esta segunda iteración obtenemos un valor del diámetro de 105 mm. Se tomará en este tramo un diámetro de 120 mm para hacer el eje simétrico y usar el mismo tipo de soporte en ambos lados del tambor.

CONCLUSIÓN

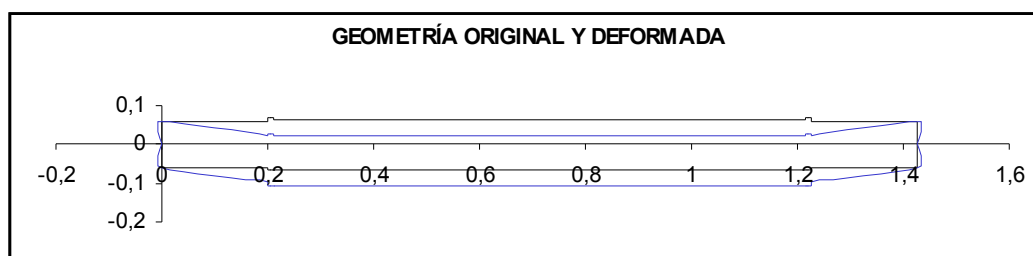
Todos estos cálculos se han referido a la resistencia del eje en cuanto a fatiga se refiere, así como a la restricción del máximo giro por torsión permitido en la sección transversal del eje.

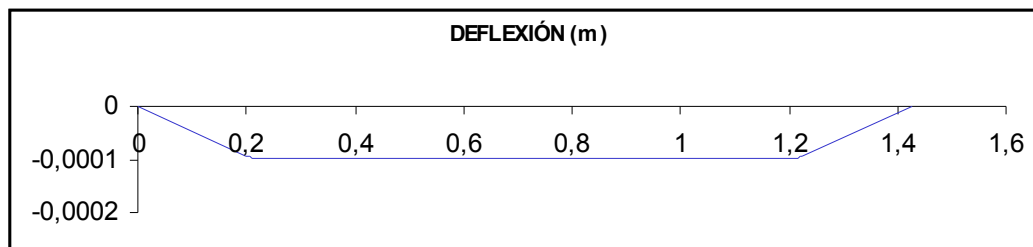
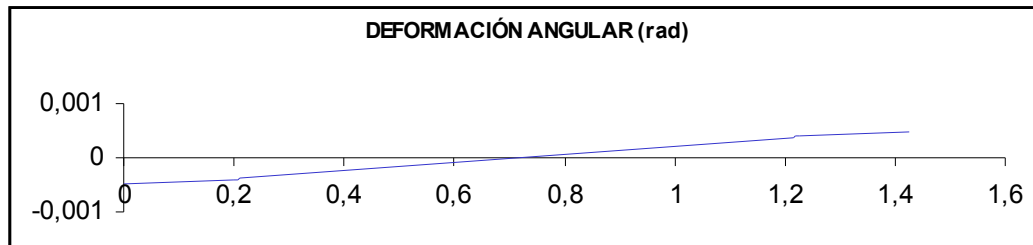
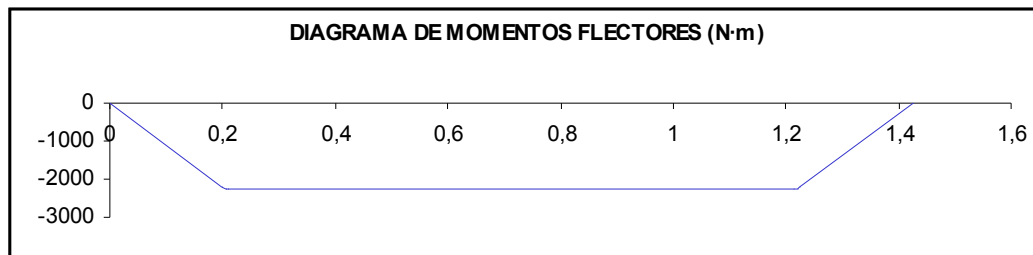
Por tanto, queda comprobado que si los ejes tienen las secciones anteriormente indicadas, las comprobaciones a fatiga y a giro por torsión serán cumplidas. Seguidamente se indican las comprobaciones que corresponden a la deflexión lateral del eje así como a las comprobaciones referentes a las velocidades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

III.5.2.1.3.- Resultados finales

Plano horizontal

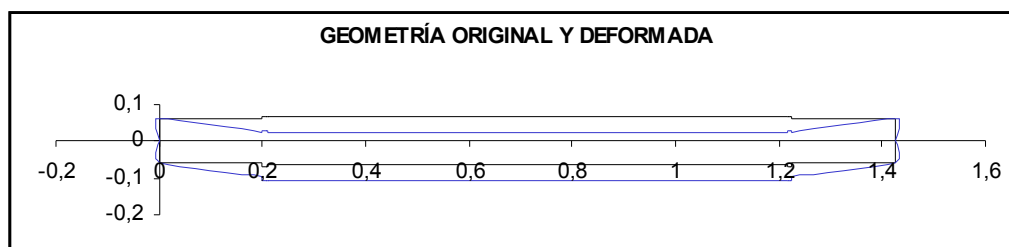
E(N/m^2) 2,1000E+11			Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.					
Factor Def -1,00		(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo				
Num Secciones 8								
Secc Rod A 1		Reacc en A(N)	11100,00	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B 8		Reacc en B(N)	11100,00		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		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,12000	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,99E-04	0,000E+00
2	0,20000	0,13500	0,00	0,00	-2220,00	-2220,00	-3,95E-04	-9,284E-05
3	0,20500	0,13500	-11100,00	0,00	-2275,50	-2275,50	-3,92E-04	-9,481E-05
4	0,21000	0,13000	0,00	0,00	-2275,50	-2275,50	-3,88E-04	-9,676E-05
5	1,21500	0,13500	0,00	0,00	-2275,50	-2275,50	3,88E-04	-9,676E-05
6	1,22000	0,13500	-11100,00	0,00	-2275,50	-2275,50	3,92E-04	-9,481E-05
7	1,22500	0,12000	0,00	0,00	-2220,00	-2220,00	3,95E-04	-9,284E-05
8	1,42500	0,12000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000498837	0,000E+00

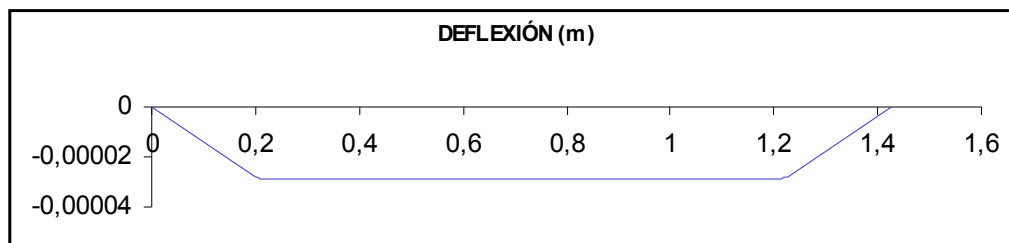
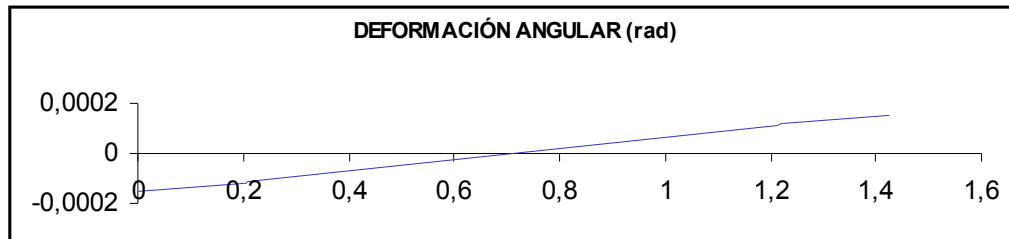
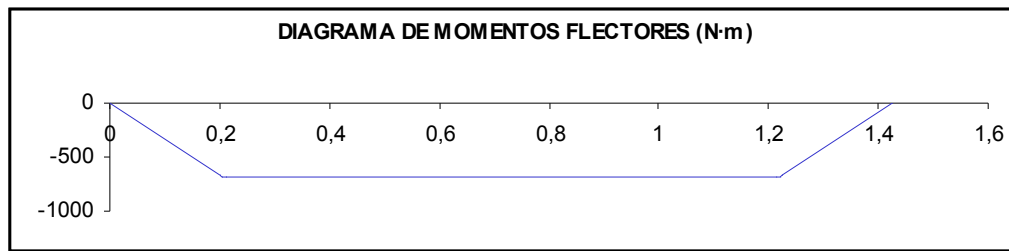




Plano vertical

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 8								
Secc Rod A 1	Reacc en A(N)	3300,00	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
Secc Rod B 8	Reacc en B(N)	3300,00		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		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,12000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,48E-04	0,000E+00
2	0,20000	0,13500	0,00	0,00	-660,00	-660,00	-1,17E-04	-2,760E-05
3	0,20500	0,13500	-3300,00	0,00	-676,50	-676,50	-1,16E-04	-2,819E-05
4	0,21000	0,13000	0,00	0,00	-676,50	-676,50	-1,15E-04	-2,877E-05
5	1,21500	0,13500	0,00	0,00	-676,50	-676,50	1,15E-04	-2,877E-05
6	1,22000	0,13500	-3300,00	0,00	-676,50	-676,50	1,16E-04	-2,819E-05
7	1,22500	0,12000	0,00	0,00	-660,00	-660,00	1,17E-04	-2,760E-05
8	1,42500	0,12000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000148303	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 mm/m .

EJE	Flecha máxima (mm)	Flecha relativa (mm/m)	Flecha relativa permitida (mm/m)
1	1.1E-01	0,08	0,83
			CUMPLE

III.5.2.1.4.- Cálculo de las velocidades críticas

Cargas en secciones:

$$P_2 = 2550 \text{ N}$$

$$P_4 = 2550 \text{ N}$$

Flechas en secciones:

$$\delta_2 = 2.18 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

$$\delta_4 = 2.18 \cdot 10^{-5} m$$

Método de Rayleigh:

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

Método de Dunkerley:

$$\omega_{cr,2} = 6500rpm$$

$$\omega_{cr,4} = 6500rpm$$

$$\omega_{cr} = 4600rpm$$

III.5.2.1.5.- 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	750000000	-----	100	----- --	----- ---
Chaveta	700000000	4	-----	28	16

Análisis tensional en los elementos

Tensión tangencial (Pa)	Tensión normal (Pa)	Torsor en la sección (Nm)
404145189	700000000	3100

Longitudes críticas

	A compresión	A cortante
Lcrít.(mm)	45	22

Longitud Final mínima

L (mm)	45
--------	----

III.5.2.2.-Rodamientos

III.5.2.2.1.- Cálculo de rodamientos

Rodamiento de la sección 1 del eje:

Se utilizará un rodamiento de rodillos a rótula.

$f = 83.3 \text{ rpm}$
 $d = 120 \text{ mm}$
 $L_h = 20000 \text{ horas}$
 $P_r = 681 \text{ Kg.}$

Carga equivalente (P):

$$P = P_r = 681 \text{ Kg.}$$

Seguridad de carga:

$$\frac{C}{P} = 4.5 \quad \text{de donde se obtiene que: } C = 3065 \text{ Kg.}$$

siendo:

C: carga dinámica equivalente
P: carga equivalente

El rodamiento 23024CK cumple este requisito con una carga dinámica equivalente (C) de 26500 Kg.

Rodamiento de la sección 5 del eje:

Se utilizará un rodamiento de rodillos a rótula.

$f = 83.3 \text{ rpm}$
 $d = 120 \text{ mm}$
 $L_h = 20000 \text{ horas}$
 $P_r = 681 \text{ Kg.}$

Carga equivalente:

$$P = P_r = 681 \text{ Kg.}$$

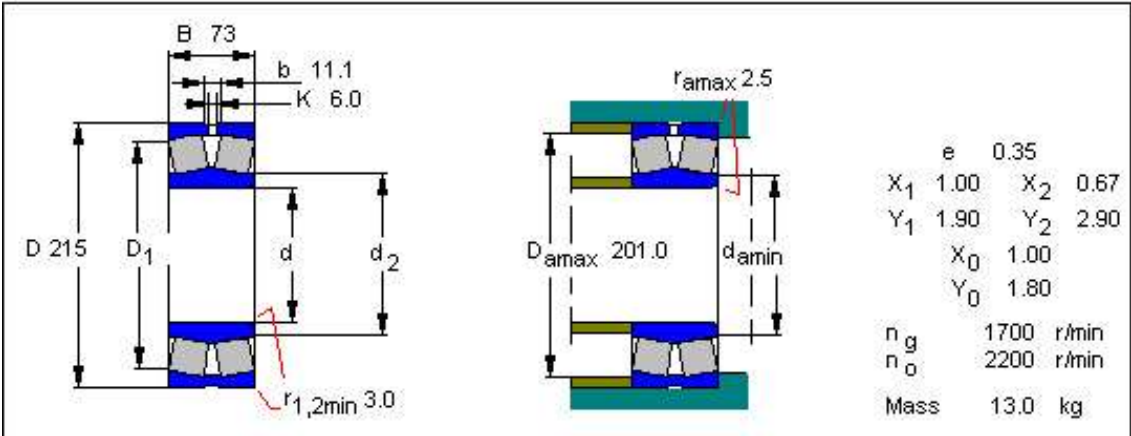
Seguridad de carga:

$$\frac{C}{P} = 4.5 \quad \text{de donde se obtiene que: } C = 3065 \text{ Kg.}$$

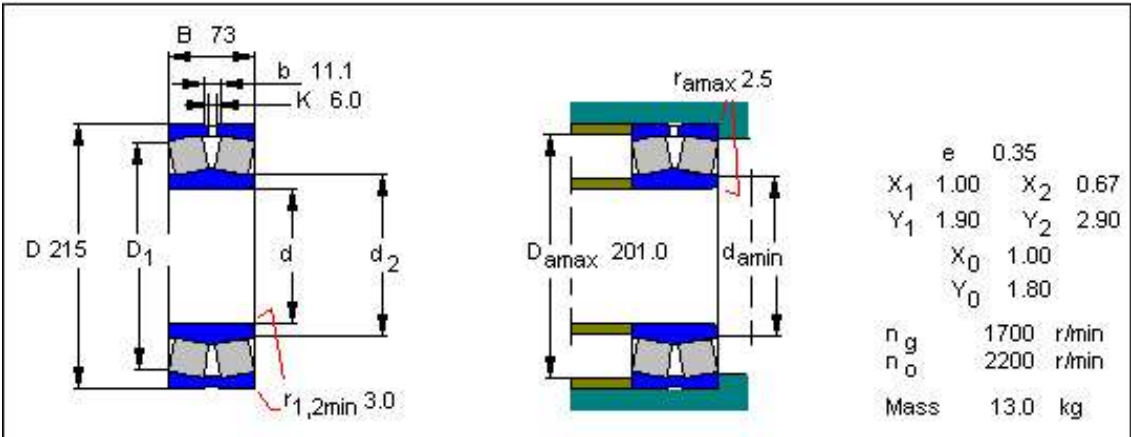
El rodamiento 23024CK cumple este requisito con una carga dinámica equivalente (C) de 26500 Kg.

III.5.2.2.2.- Resumen de resultados

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



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



III.5.2.3.- Esquema Eje

