

## Sumario

<b>SUMARIO</b>	<b>1</b>
<b>B. PRESUPUESTO</b>	<b>3</b>
B.1. Desglose de costes .....	3
B.2. Precio de venta .....	5
<b>C. CÁLCULOS</b>	<b>7</b>
C.1. Fijación del cable en el tambor .....	7
C.2. Selección del motoreductor de elevación .....	9
C.2.1. Determinación del factor de servicio $f_s$ .....	9
C.2.2. Potencia nominal .....	10
C.2.3. Velocidad de salida $n_2$ .....	12
C.2.4. Par requerido $M_{r2}$ .....	12
C.2.5. Par de cálculo $M_{c2}$ .....	13
C.2.6. Relación de reducción $i$ .....	13
C.3. Cálculo del eje del tambor del cable .....	14
C.3.1. Solicitaciones .....	14
C.3.2. Verificación respecto a la rotura .....	20
C.3.3. Verificación respecto a la fatiga .....	21
C.4. Selección del tamaño del rodamiento .....	29
C.4.1. Carga dinámica equivalente .....	32
C.4.2. Carga estática equivalente .....	33
C.5. Cálculo de las vigas principales del puente .....	34
C.5.1. Solicitaciones principales .....	35
C.5.2. Solicitaciones debidas a los movimientos verticales .....	38
C.5.3. Solicitaciones debidas a los movimientos horizontales .....	39
C.5.4. Momentos resistentes del perfil de la viga principal .....	42
C.5.5. Comprobación general de las tensiones .....	43
C.5.6. Deformación máxima. Flecha .....	45
C.6. Unión atornillada de las vigas principales con los testeros .....	47
<b>D. CATÁLOGOS DIFERENTES ELEMENTOS UTILIZADOS</b>	<b>49</b>





## B. Presupuesto

### B.1. Desglose de costes

#### Diseño puente grúa

	<i>Material</i>	<i>MOD</i>	<i>Gastos indirectos</i>	<i>Coste total</i>
- Ingeniero		2890,99	1556,69	4447,68
- Delineante		1204,58	648,62	1853,20
- Secretaria		626,38	337,28	963,66
- Material oficina	96,37		51,89	148,26
<b>Total diseño puente grúa</b>	<b>96,37</b>	<b>4721,95</b>	<b>2594,48</b>	<b>7412,80</b>

#### Polipasto de doble salida

	<i>Material</i>	<i>MOD</i>	<i>Gastos indirectos</i>	<i>Coste total</i>
- Tambor del cable	340,49	212,81	297,93	851,24
- Pletina tambor del cable	130,96	81,85	114,59	327,40
- Cable de acero DIN 655 (6x19) Diam. 8mm Long. 30m	127,69		68,75	196,44
- Bastidor del polipasto	261,92	163,70	229,18	654,80
- Varillas fijación guías del cable	104,77	65,48	91,67	261,92
- Guía del cable 1	117,86	73,66	103,13	294,66
- Guía del cable 2	117,86	73,66	103,13	294,66
- Eje del tambor del cable	91,67	57,29	80,21	229,18
- Arandela fijación rodamiento al tambor	35,36	22,10	30,94	88,40
- Pieza fijación eje al bastidor	47,15	29,47	41,25	117,86
- Arandela fijación rodamiento al eje	35,36	22,10	30,94	88,40
- Motor Bonfiglioli BM112M	680,99		366,69	1047,68
- Reductor Bonfiglioli C803 F197,9 P112	553,30		297,93	851,24
- Rodamiento SKF 6012-2RS1	170,25		91,67	261,92
- Material ferretería	127,69		68,75	196,44
- Operaciones de montaje		510,74	275,01	785,76
<b>Total polipasto de doble salida</b>	<b>2943,31</b>	<b>1312,87</b>	<b>2291,79</b>	<b>6547,97</b>



**Carro giratorio**

	<i>Material</i>	<i>MOD</i>	<i>Gastos indirectos</i>	<i>Coste total</i>
- Bastidor carro giratorio	856,18	535,11	749,16	2140,45
- Soportes ruedas carro	437,60	273,50	382,90	1094,01
- Anclajes cable Stahl 04 430 01 48 0	154,59		83,24	237,83
- Soportes anclajes cable	57,08	35,67	49,94	142,70
- Poleas de reenvío Stahl 03 330 21 25 0	340,09		183,13	523,22
- Ruedas libres Stahl LW-S 125.0	1329,45		715,86	2045,31
- Rueda motriz Stahl LW-S 125.9	340,09		183,13	523,22
- Motoreductor Stahl SF15226	525,60		283,01	808,61
- Tope parte giratoria del carro	45,66	28,54	39,95	114,16
- Ganchos de elevación Stahl 01 430 35 59 0	482,31		259,71	742,02
- Material de ferretería	92,75		49,94	142,70
- Operaciones de montaje		649,27	349,61	998,87
<b>Total carro giratorio</b>	<b>4661,41</b>	<b>1522,09</b>	<b>3329,58</b>	<b>9513,09</b>

**Carro movimiento transversal**

	<i>Material</i>	<i>MOD</i>	<i>Gastos indirectos</i>	<i>Coste total</i>
- Bastidor carro mov transversal	973,86	608,67	852,13	2434,66
- Soporte topes carro giratorio	75,02	46,89	65,64	187,54
- Topes elásticos Stahl 577 416 0	83,12		44,75	127,87
- Soportes ruedas carro	593,32	370,83	519,16	1483,30
- Ruedas libres Stahl LW-S 125.0	1320,13		710,84	2030,96
- Rueda motriz Stahl LW-S 125.9	337,71		181,84	519,55
- Motoreductor Stahl SF15226	521,91		281,03	802,93
- Material ferretería	83,12		44,75	127,87
- Operaciones de montaje		526,40	283,45	809,85
<b>Total carro mov. transversal</b>	<b>3988,17</b>	<b>1552,78</b>	<b>2983,59</b>	<b>8524,54</b>



### Puente birraíl

	<i>Material</i>	<i>MOD</i>	<i>Gastos indirectos</i>	<i>Coste total</i>
- Vigas principales del puente	1710,65	1069,16	1496,82	4276,63
- Soporte testero 1 del puente	965,07	603,17	844,44	2412,68
- Soporte testero 2 del puente	965,07	603,17	844,44	2412,68
- Ruedas libres Stahl LW-S 160.0	2304,24		1240,74	3544,98
- Ruedas motrices Stahl LW-S 160.9	492,55		265,22	757,77
- Motoreductores Stahl SF25222-313	832,24		448,13	1280,38
- Soportes topes carro transv.	268,27	167,67	234,74	670,67
- Topes elásticos Stahl 577 417 0	169,85		91,46	261,30
- Material ferretería	113,23		60,97	174,20
- Operaciones de montaje		1058,70	570,07	1628,78
<b>Total puente birraíl</b>	<b>7821,18</b>	<b>3501,87</b>	<b>6097,02</b>	<b>17420,07</b>

## B.2. Precio de venta

### Coste total

Diseño puente grúa	7.412,80 euros
Polipasto de doble salida	6.547,97 euros
Carro giratorio	9.513,09 euros
Carro movimiento transversal	8.524,54 euros
Puente birraíl	17.420,07 euros
<b>Total coste</b>	<b>49.418,47 euros</b>
<b>Beneficio industrial (15%)</b>	<b>7.412,77 euros</b>
<b>PRECIO DE VENTA (sin IVA)</b>	<b>56.831,24 euros</b>
<b>IVA (16%)</b>	<b>9.092,99 euros</b>
<b>PRECIO DE VENTA (IVA incluido)</b>	<b>65.924,23 euros</b>





## C. Cálculos

### C.1. Fijación del cable en el tambor

Según la norma UNE 58-915-3:1992, la fijación del cable al tambor deberá ser tal que, teniendo en cuenta la fricción de las espiras de seguridad sobre el mismo, el conjunto de fijación del cable al tambor resista 2,5 veces la carga nominal sobre el cable.

Por lo tanto el conjunto de fijación del cable ha de soportar una fuerza de:

$$F = 5500 \cdot 2,5 = 13750 \text{ N}$$

Esta fuerza es consecuencia del rozamiento entre el cable y el tambor. El coeficiente de fricción entre el cable y tambor se toma  $\mu = 0,1$ .

Esta fijación es fácilmente accesible y permite cambiar rápidamente el cable.

La fuerza de rozamiento entre el cable y el tambor la proporciona la compresión que ejercen los cuatro tornillos de fijación, por lo tanto:

Fuerza de rozamiento por cada tornillo:

$$\frac{F}{\text{tornillo}} = \frac{13750}{4} = 3437,5 \text{ N} = F_{\text{roz}} = \mu N \quad (\text{Ec. C.1.1})$$

$$N = \frac{F_{\text{roz}}}{\mu} = \frac{3437,5}{0,1} = 34375 \text{ N}$$

Tornillos M16  $\rightarrow A_{\text{núcleo}} = 1,41 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Calidad del tornillo: 10 - 9  $\rightarrow \sigma_R = 10000 \times 10^5 \text{ N/m}^2$

$$\sigma_F = 9000 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$



Esfuerzo de compresión  $N = 34375 \text{ N}$

Par de apriete: Rosca lubricada:

$$M \approx 0,14Nd = 0,14 * 34375 * 0,016 = 77 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. C.1.2})$$

Donde:

M Par de apriete, en [Nm];

N Fuerza de compresión, en [N];

d Diámetro nominal, en [m].

Tensión que soporta el tornillo:

$$\sigma_{comb} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \tau^2} \quad (\text{Ec. C.1.3})$$

Donde:

$\sigma$  Tensión normal producida por el esfuerzo de compresión, en [N/m<sup>2</sup>];

$\tau$  Tensión tangencial producida por el momento torsor, en [N/m<sup>2</sup>].

$$\sigma = \frac{N}{A_{nucleo}} = \frac{34375}{1,41 \times 10^{-4}} = 2,438 \times 10^8 \text{ N/m}^2 \quad (\text{Ec. C.1.4})$$

$$\tau = \frac{M}{0,2d_1^3} = \frac{77}{0,2 * 0,0134^3} = 1,6 \times 10^8 \text{ N/m}^2 \quad (\text{Ec. C.1.5})$$

$$\sigma_{comb} = \sqrt{(2,438 \times 10^8)^2 + 4 * (1,6 \times 10^8)^2} = 4122 \times 10^5 \text{ N/m}^2 < 9\ 000 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = \sigma_{adm}$$

Por lo tanto vemos que cada ramal de cable se fijará al tambor mediante cuatro tornillos de métrica 16, calidad 10-9, con rosca lubricada y con un par de apriete de 77 Nm.





## C.2. Selección del motoreductor de elevación

Para una correcta selección de un motoreductor, es necesario disponer de algunos datos fundamentales. Los pasos a seguir son los siguientes.

### C.2.1. Determinación del factor de servicio $f_s$

Es el factor que tiene en consideración, con suficiente aproximación, la variabilidad de la carga y los eventuales golpes a los que pueda estar sometido el motoreductor en un determinado tipo de servicio.

En el gráfico de la Fig. C.1, en la intersección de la línea correspondiente al número de inserciones (arranques y paradas) con una de las curvas (K1, K2, K3), que identifican la naturaleza de la carga en función del factor de aceleración de las masas K, se podrá leer el factor de servicio  $f_s$ , según el número de horas de funcionamiento diarias.

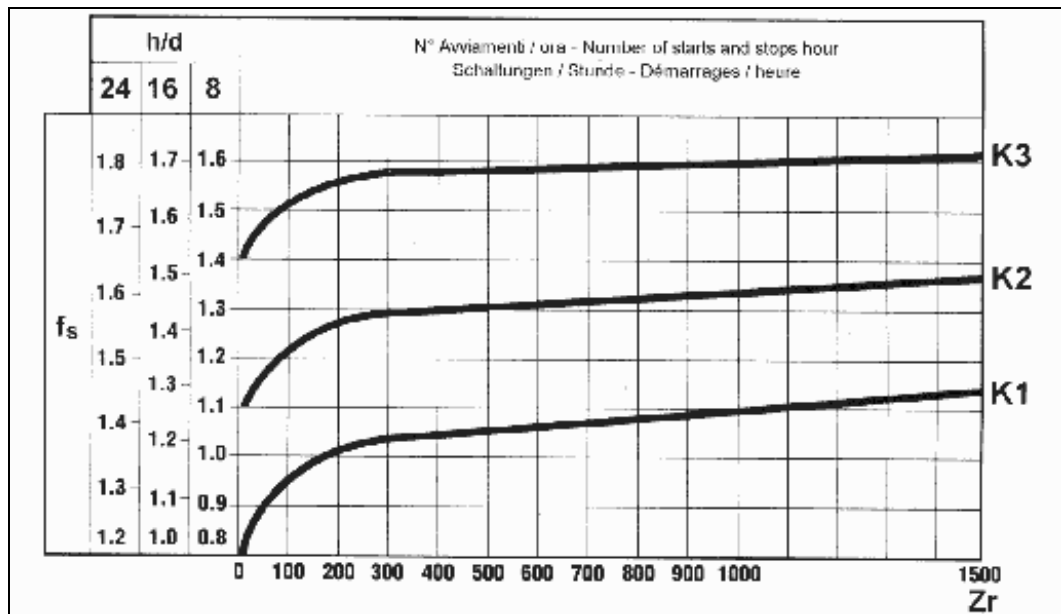


Fig. C.1. Determinación factor de servicio.



Para un número de 240 arranques/hora (según norma UNE 58-915-6:1992, para un grupo de clasificación del mecanismo M5 y un servicio intermitente), 16 horas diarias de funcionamiento y un factor de aceleración de las masas K3 (carga con golpes fuertes):

$$f_s = 1,68$$

### C.2.2. Potencia nominal

Para elegir el tipo de motor hemos de basarnos en la potencia de régimen, es decir, la potencia que da el motor para levantar o desplazar la plena carga a velocidad normal de régimen, después del período de aceleración.

La potencia nominal del motor de elevación, según norma UNE 58-915-6:1992, se calcula por:

$$P_n = \frac{L \cdot V}{6120 \cdot \eta} \quad (\text{Ec. C.2.2.1})$$

Donde:

$P_n$  es la potencia nominal en [kW];

$L$  es la fuerza de elevación admisible en [daN];

$V$  es la velocidad de elevación, en [m/min];

$\eta$  es el rendimiento total del mecanismo de accionamiento y el aparejado de cable o cadena.

Por lo tanto:

Elevación rápida:

$$V = 8 \text{ m/min}$$

$$L = 2070 \text{ daN}$$

$$\eta = 0.9$$

$$P_n = \frac{2070 \cdot 8}{6120 \cdot 0,9} = 3 \text{ kW}$$



Elevación lenta:

$$V = 2 \text{ m/min}$$

$$L = 2070 \text{ daN}$$

$$\eta = 0.9$$

$$P_n = \frac{2070 * 2}{6120 * 0,9} = 0,75 \text{ kW}$$

Por lo tanto, escogemos un motor eléctrico asíncrono trifásico, modelo

BN 112M 2/8 230/400-50 IP54 CLF B5 FD 40 SB 220SA, de la empresa Bonfiglioli.

Los datos técnicos de este motor son:

Tipo	Nº Polos	Pn kW	n min <sup>-1</sup>	Mn Nm	$\eta$ %	Cos $\phi$	In A	Is/In	Ms/ Mn	Ma/ Mn	Freno	Mb Nm
BN 112M	2	3.0	2910	9.9	78	0.87	6.4	6.3	2.0	1.9	FD06S	40
	8	0.75	690	10.4	62	0.6	2.9	2.5	1.6	1.6		



### C.2.3. Velocidad de salida $n_2$

Es el número de revoluciones que necesitamos en la salida del reductor, para conseguir las velocidades requeridas.

$$\text{Número de revoluciones del tambor a: } 8 \text{ m/min} \rightarrow n_2 = \frac{2 * 8}{0.35 * \pi} = 14,56 \text{ min}^{-1}$$

$$2 \text{ m/min} \rightarrow n_2 = \frac{2 * 2}{0.35 * \pi} = 3,64 \text{ min}^{-1}$$

### C.2.4. Par requerido $M_{r2}$

Representa el par requerido para la aplicación y deberá siempre ser igual o inferior al par nominal de salida  $M_{n2}$  del reductor seleccionado.

Se calcula mediante la expresión:

$$M_{r2} = 9550 \frac{P}{n_2} \quad (\text{Ec. C.2.4.1})$$

Donde:

$M_{r2}$  par requerido para la aplicación, en [Nm];

P potencia, en [kW];

$n_2$  velocidad de salida, en [ $\text{min}^{-1}$ ].

Por lo tanto, en el caso más desfavorable:

$$P = 3 \text{ kW}$$

$$n_2 = 14,56 \text{ min}^{-1}$$

$$M_{r2} = 1968 \text{ Nm}$$



### C.2.5. Par de cálculo $M_{c2}$

Es el valor del par necesario para la selección del reductor considerando el par requerido  $M_{r2}$  y el factor de servicio  $f_s$  y se obtiene con la fórmula:

$$M_{c2} = M_{r2} * f_s \quad (\text{Ec. C.2.5.1})$$

$$M_{c2} = 1968 * 1,68 = 3306 Nm$$

### C.2.6. Relación de reducción $i$

Es una característica del reductor que se obtiene en base a la velocidad de salida  $n_2$  requerida y la velocidad  $n_1$  disponible, se calcula mediante la relación:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{3000}{14,56} = \frac{750}{3,64} = 206$$

Conociendo los datos  $M_{c2}$  e  $i$ , se busca, en las tablas correspondientes a la velocidad  $n_1$ , el reductor que, en función de la relación de reducción más cercana a la calculada dé un par nominal:

$$M_{n2} \geq M_{c2}$$

Por lo tanto, escogemos un reductor coaxial, modelo C 803 F 197,9 P112 B5, de la empresa Bonfiglioli.

Los datos técnicos de este reductor son:

Número de trenes de reducción: 3

Relación de reducción ( $i$ ): 197,9

$M_{n2}$  : 3740 Nm



### C.3. Cálculo del eje del tambor del cable

Para el dimensionado del eje del tambor del cable, primero determinaremos las solicitaciones a las que está sometido, y posteriormente verificaremos que presentan una seguridad suficiente respecto a la rotura y a la fatiga.

#### C.3.1. Solicitaciones

Las solicitaciones y casos de solicitaciones que deben intervenir en el cálculo de los mecanismos de los aparatos de elevación están definidas en la norma UNE 58132-2:2005.

##### **Solicitaciones del tipo $S_M$**

Son las solicitaciones que dependen directamente de los pares ejercidos sobre los mecanismos, por los motores.

$S_{ML}$

Es la solicitación que corresponde al desplazamiento vertical de la carga de servicio, o sea la carga útil más el peso de los accesorios (aparejo, gancho, cable,...).

Por lo tanto, como:

$$M = 9550 \frac{P}{n} \quad (\text{Ec. C.3.1.1})$$

Donde:

M par, en [Nm];

P potencia, en [kW];

n velocidad, en [ $\text{min}^{-1}$ ].

$$P = 3 \text{ kW}$$

$$n = 14,56 \text{ min}^{-1}$$

$$M = 1968 \text{ Nm}$$



Entonces, como se puede ver en la Fig. C.2.:

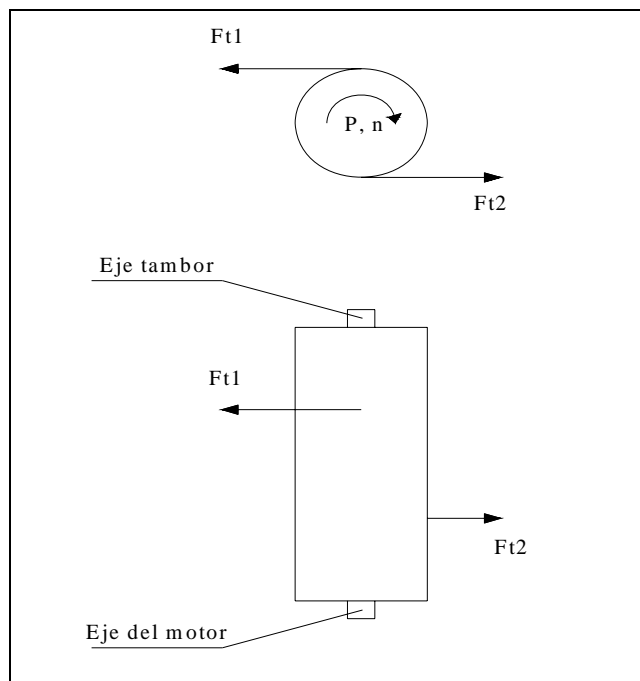


Fig. C.2. Solicitación elevación de la carga de servicio.

$$F_{t1} + F_{t2} = \frac{M}{d/2} \quad (\text{Ec. C.3.1.2})$$

Donde:

$F_{t1}$  y  $F_{t2}$  solicitaciones en [N];

d diámetro del tambor en [m];

$$M = 1968 \text{ Nm}$$

$$d = 0,35 \text{ m}$$

$$F_{t1} + F_{t2} = 11246 \text{ N}$$

$$F_{t1} = F_{t2} \rightarrow F_{t1} = 5623 \text{ N}$$



Por lo tanto la sollicitación que soporta el eje del tambor es:

$$S_{ML} = F_{t1} = 5623 \text{ N}$$

$S_{MA}$

Es la sollicitación que corresponde a las aceleraciones o deceleraciones del movimiento.

El par de aceleración medio del motor es 1,9 el par nominal ( $M_a/M_n$ ; ver pag. 25 memoria\_datos tecnicos motor), por lo tanto la sollicitación correspondiente a la aceleración del movimiento es 0,9 veces la sollicitación de elevación de la carga de servicio.

$$S_{MA} = 0,9 \cdot 5623 = 5061 \text{ N}$$

### **Sollicitaciones del tipo $S_R$**

Son las sollicitaciones que no dependen de la acción de los motores.

$S_{RG}$

Es la sollicitación debida al peso propio de los elementos que actúan sobre la pieza considerada. O sea el peso del tambor del cable, más el peso de las guías del cable, más el peso de los tornillos de sujeción del cable, más el peso del rodamiento. Haciendo una aproximación por exceso:

$$S_{RG} = 1000 \text{ N}$$

### **Casos de sollicitaciones a considerar**

#### *Caso I. Servicio normal sin viento*

Una vez calculadas las distintas sollicitaciones, para tener en cuenta la probabilidad de superar la tensión calculada, debido a imperfecciones de cálculo o a imprevistos, se mayorarán aquellas mediante la aplicación de un coeficiente  $Y_m$  dependiente del grupo en el





cual está clasificado el mecanismo. Para el grupo de clasificación de nuestro mecanismo de elevación:

$$M5 \rightarrow Y_m = 1,16$$

#### *Solicitaciones del tipo $S_M$*

La sollicitación máxima  $S_{Mmax I}$  del tipo  $S_M$  se determina combinando las sollicitaciones según la relación:

$$S_{Mmax I} = (S_{ML} + S_{MA}) Y_m \quad (\text{Ec. C.3.1.3})$$

Por lo tanto:

$$S_{Mmax I} = (5623 + 5061) * 1,16 = 12393N$$

#### *Solicitaciones del tipo $S_R$*

La sollicitación máxima  $S_{Rmax I}$  del tipo  $S_R$  se determina según la relación:

$$S_{Rmax I} = S_{RG} \cdot Y_m \quad (\text{Ec. C.3.1.4})$$

Por lo tanto:

$$S_{Rmax I} = 1000 * 1,16 = 1160N$$

#### *Caso II. Servicio normal con viento*

No lo tenemos en cuenta para nuestro aparato de elevación, por estar pensado para interiores.



### Caso III. Solicitaciones excepcionales

#### Solicitaciones del tipo $S_M$

La sollicitación máxima  $S_{MmaxIII}$  del tipo  $S_M$  se determina considerando la sollicitación máxima que el motor puede transmitir al mecanismo, teniendo en cuenta las limitaciones que resultan de las condiciones prácticas de funcionamiento.

El par máximo del motor es 2 veces el par nominal ( $M_s/M_n$ ; ver pag. 25 memoria\_datos tecnicos motor).

$$S_{M \max III} = 2 * S_{ML} \quad (\text{Ec. C.3.1.5})$$

Por lo tanto:

$$S_{M \max III} = 2 * 5623 = 11246N$$

En definitiva, el estado más desfavorable se produce en el caso I de sollicitación, con unas sollicitaciones igual a:

$$S_{Mmax} = 12393 \text{ N}$$

$$S_{Rmax} = 1160 \text{ N}$$

Estas fuerzas variarán entre un máximo y un mínimo:

- El caso máximo se dará cuando la carga esté subiendo:

$$S_{max} = S_{Mmax} + S_{Rmax} = 13553 \text{ N}$$

Y este caso de sollicitación máxima genera un momento flector máximo cuando la carga esté en el punto más alto, donde  $x$  será igual a 0,215m.

Por lo tanto:

$$M_{max} = 0.215 * 13553 = 2914 \text{ Nm}$$



- El caso mínimo se dará cuando no esté cargado, y solamente soporte el peso del tambor, del cable,...

$$S_{\min} = S_{R\max} = 1160 \text{ N}$$

Y este esfuerzo mínimo genera un momento flector mínimo:

$$M_{\min} = 0.215 * 1160 = 249 \text{ Nm}$$

Estos momentos flectores generan unas tensiones normales, según la fórmula:

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad (\text{Ec. C.3.1.6})$$

Donde:

$\sigma$  tensión normal, en  $[\text{N}/\text{m}^2]$ ;

M momento flector, en  $[\text{Nm}]$ ;

W momento resistente, en  $[\text{m}^3]$ , para el círculo  $W = 0,1d^3$ .

La sección que será más crítica en el eje es la del cambio de sección que está al lado del ajuste con la pared del bastidor del polipasto.



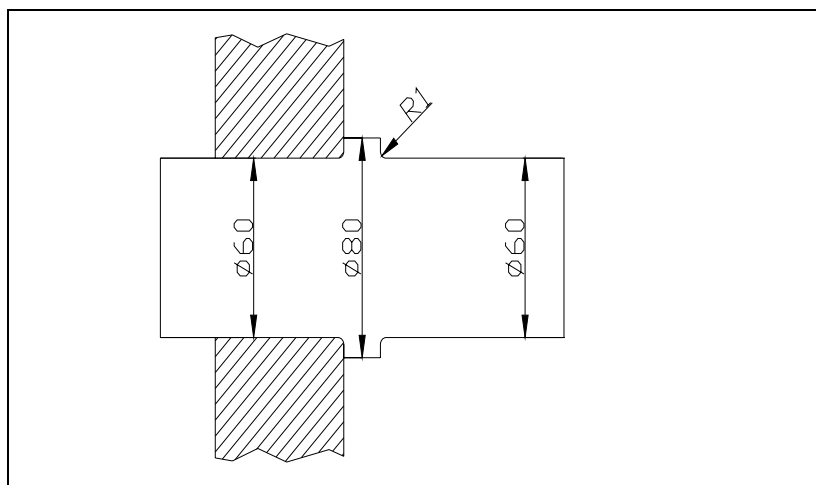


Fig. C.3. Sección crítica eje del tambor.

Por lo tanto:

$$\sigma_{\max} = \frac{2914}{0,1 * 0,06^3} = 135 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{\min} = \frac{249}{0,1 * 0,06^3} = 11,5 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

### C.3.2. Verificación respecto a la rotura

La verificación de los elementos de los mecanismos con respecto a la rotura se efectúa controlando que la tensión calculada no sobrepase una tensión límite, que depende de la carga de rotura del material utilizado.

Según la norma UNE 58132-4:2000, el valor de la tensión límite admisible  $\sigma_a$  viene dada por la fórmula siguiente:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_R}{U_R} \quad (\text{Ec. C.3.2.1})$$



$\sigma_R$  es la carga de rotura del material;

$u_R$  es un coeficiente de seguridad

Por lo tanto en nuestro caso:

Acero F1510  $\rightarrow \sigma_{Rmin} = 440 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

Caso de sollicitación I  $\rightarrow u_R = 2,2$

$$\sigma_a = \frac{440 \times 10^6}{2,2} = 200 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{max} = 135 \times 10^6 \text{ N/m}^2 < 200 \times 10^6 \text{ N/m}^2 = \sigma_a$$

### C.3.3. Verificación respecto a la fatiga

Esta verificación será realizada según se indica en la norma UNE 58132-4:2000.

La resistencia a la fatiga de un elemento dado está determinada esencialmente por:

- el material en que está fabricado;
- la forma, el estado superficial, corrosión, las dimensiones (efecto de entalla) así como otros factores que provocan concentración de tensiones;
- la relación, entre las tensiones mínima y máxima de los diversos ciclos de tensiones;
- el espectro de tensiones;
- el número de ciclos de las tensiones.

**Límite de resistencia de una probeta pulida sometida a sollicitaciones alternativas**



Para los aceros al carbono de uso corriente en la fabricación de elementos mecánicos, se puede admitir:

$$\sigma_{bw} = 0,5 * \sigma_R \quad (\text{Ec. C.3.3.1})$$

Donde:

$\sigma_R$  es la resistencia mínima a la rotura;

Por lo tanto;

$$\sigma_{bw} = 0,5 * 440 \times 10^6 \text{ N} / \text{m}^2 = 220 \times 10^6 \text{ N} / \text{m}^2$$

### **Influencia de la forma, dimensiones y estado superficial**

La forma, dimensiones y el estado superficial, dan lugar a una disminución del límite de resistencia a sollicitaciones alternativas con relación al caso ideal de la probeta pulida.

Esta influencia se tiene en cuenta mediante la adopción de los factores respectivos  $K_s$ ,  $K_d$  y  $K_u$ .

Los límites de resistencia a sollicitaciones alternativas  $\sigma_{wk}$  del elemento considerado se deduce para la tracción, compresión y flexión por la siguiente relación:

$$\sigma_{wk} = \frac{\sigma_{bw}}{K_s \times K_d \times K_u} \quad (\text{Ec. C.3.3.2})$$

En nuestro caso:



**$K_s$  Coeficiente de concentración de tensiones provocadas por los cambios de sección con curvas de enlace.**

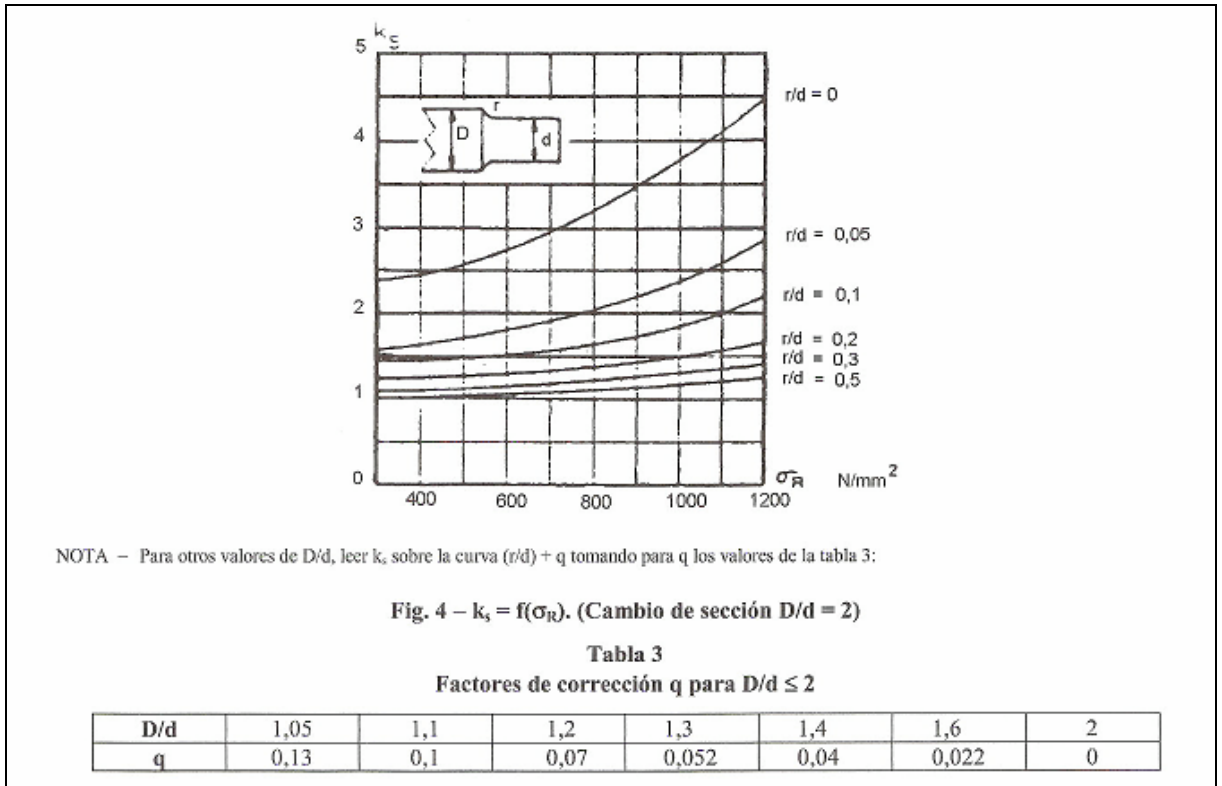


Fig. C.4. Coeficiente de concentración de tensiones ( $K_s$ ).

Por lo tanto:

$$D/d = 1,33$$

$$q = 0,048$$

$$r/d + q = 0,065$$

$$\sigma_R = 440 \text{ N/mm}^2$$

$$K_s = 1,6$$

**$K_d$  Coeficiente de dimensión**



d mm	10	20	30	50	100	200	400
$k_d$	1	1,1	1,25	1,45	1,65	1,75	1,8

Fig. C.5. Coeficiente de dimensión ( $K_d$ ).

Por lo tanto para  $d = 60$

$$K_d = 1,49$$

**$K_u$  Coeficiente del estado superficial**

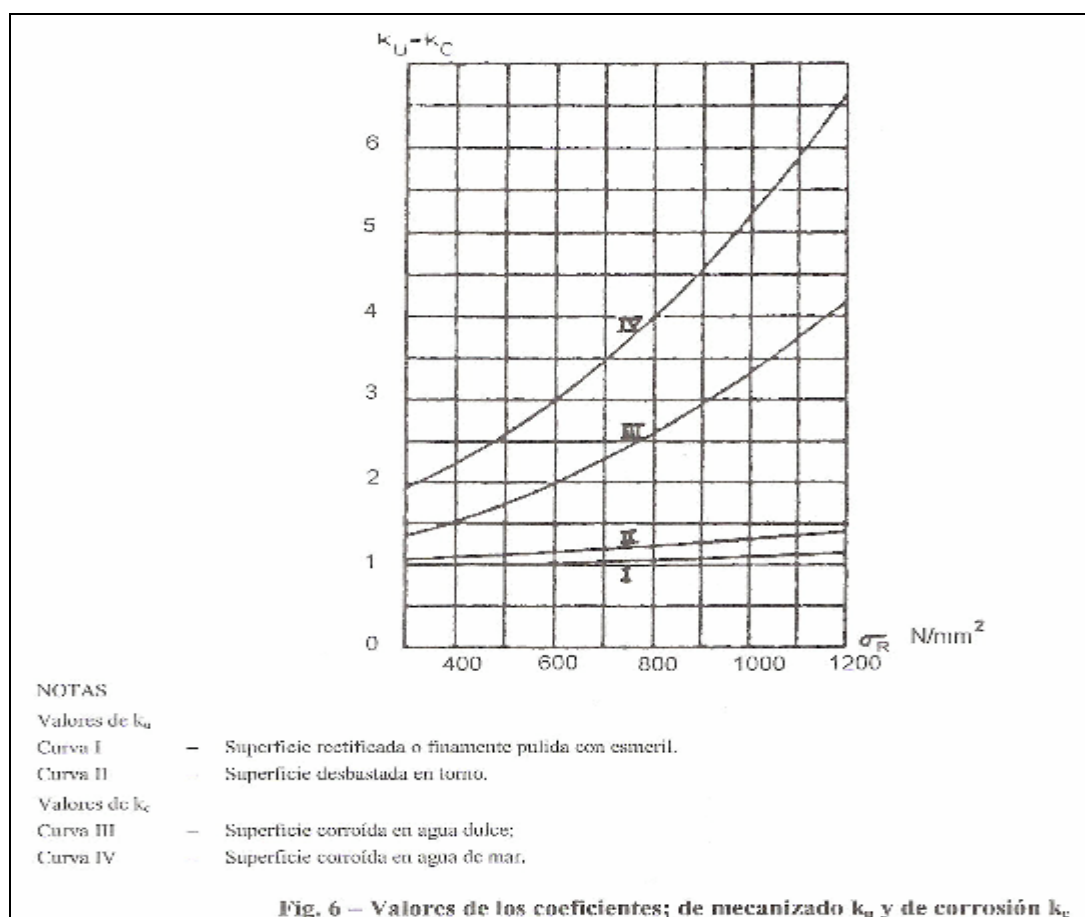


Fig. C.6. Coeficiente de estado superficial ( $K_u$ ).





Por lo tanto para superficie rectificada o finamente pulida con esmeril:

$$K_u = 1,05$$

De los valores anteriores se deduce:

$$\sigma_{wk} = \frac{\sigma_{bw}}{K_s \times K_d \times K_u} = \frac{220 \times 10^6}{1,6 \times 1,49 \times 1,05} = 92,5 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

**Límite de resistencia en función de k,  $\sigma_R$  y  $\sigma_{wk}$ .**

La fig C.7, bajo forma de diagrama de SMITH, traduce las hipótesis hechas con respecto a las relaciones entre el límite de resistencia  $\sigma_d$ , la relación k entre tensiones extremas, la resistencia a la tracción  $\sigma_R$  y el límite de resistencia a sollicitaciones alternativas  $\sigma_{wk}$ .

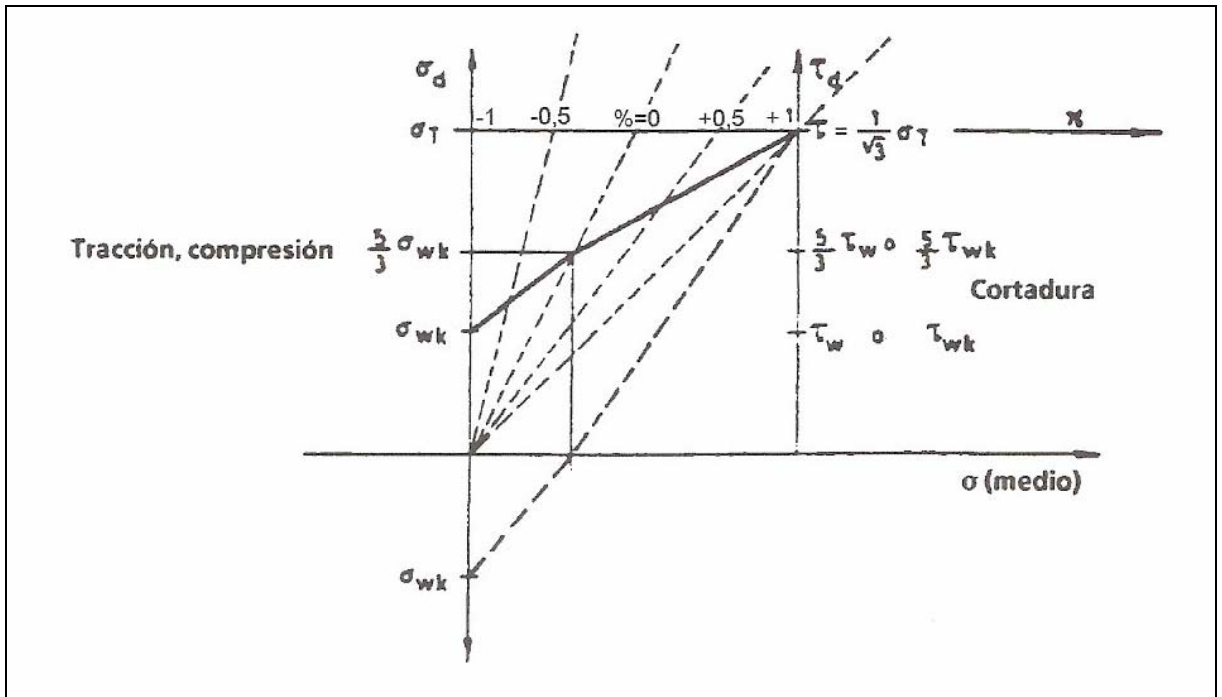


Fig. C.7. Diagrama de Smith.

Para  $0 \leq k \leq 1$



$$\sigma_d = \frac{\frac{5}{3}\sigma_{wk}}{1 - \left(1 - \frac{\frac{5}{3}\sigma_{wk}}{\sigma_R}\right) \cdot k} \quad (\text{Ec. C.3.3.3})$$

En nuestro caso

$$k = 0,086$$

$$\sigma_{wk} = 92,5 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_R = 440 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_d = 163,3 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

### Curva de WÖHLER

En este contexto, la curva de Wöhler (Fig. C.8) muestra el número de ciclos de tensiones  $n$  que puede resistir antes de la rotura por fatiga, en función de la tensión máxima  $\sigma$ , mientras los ciclos de tensiones presenten la misma amplitud y la misma relación entre valores extremos.



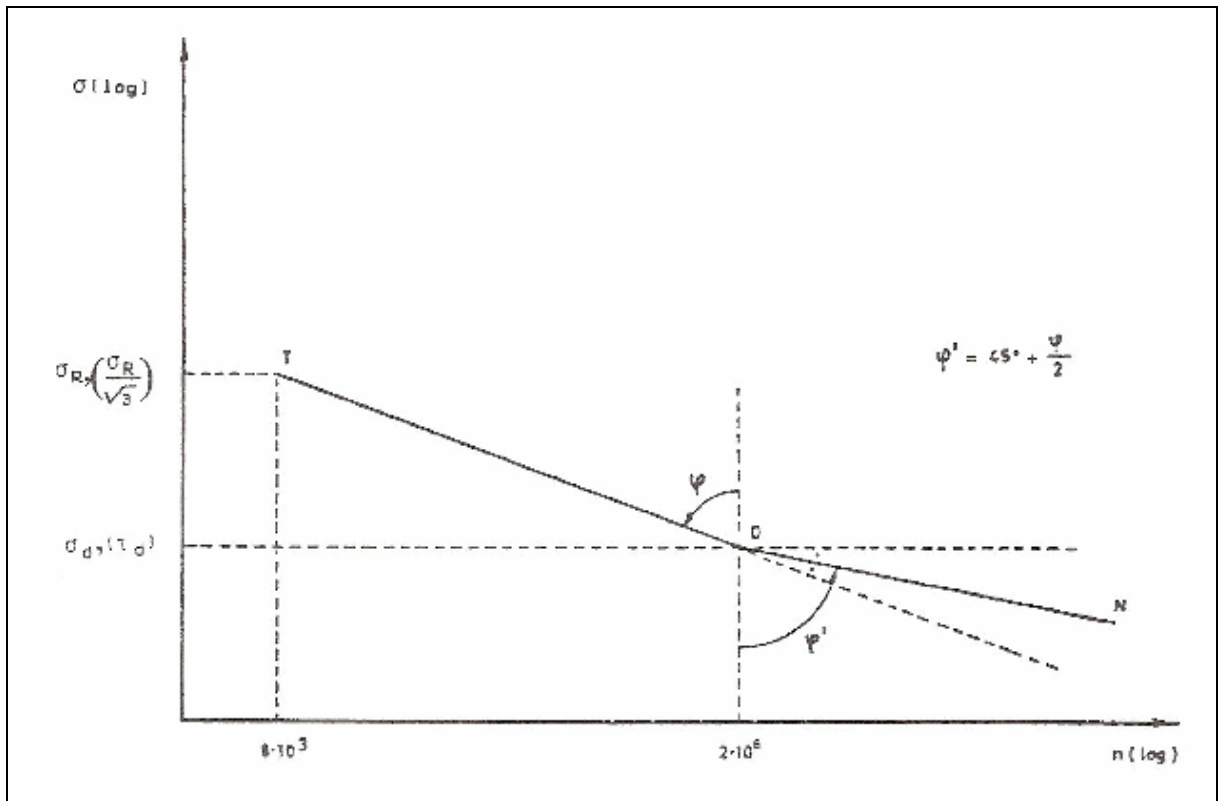


Fig. C.8. Curva de Wöhler.

$$c = \operatorname{tg} \varphi = \frac{\log 2 \times 10^6 - \log 8 \times 10^3}{\log \sigma_R - \log \sigma_d} \quad (\text{Ec. C.3.3.4})$$

Para  $n > 2 \times 10^6$ , campo llamado de resistencia prolongada, la función está representada, en el mismo sistema de referencia anterior, por la recta DN, bisectriz del ángulo formado por la prolongación de TD y la paralela al eje de las  $n$ , pasando por D.

La pendiente de la curva de Wöhler para  $n \geq 2 \times 10^6$ , está caracterizada por el factor:

$$c' = \operatorname{tg} \varphi' = c + \sqrt{c^2 + 1} \quad (\text{Ec. C.3.3.5})$$



Un valor de  $c$  inferior a 2,5 es el índice de una concepción deficiente del elemento considerado. Tal elemento no debe ser fabricado.

$$c = \operatorname{tg} \varphi = \frac{\log 2 \times 10^6 - \log 8 \times 10^3}{\log 440 - \log 163,3} = 5,57 > 2,5$$

$$c' = \operatorname{tg} \varphi' = 5,57 + \sqrt{5,57^2 + 1} = 11,23$$

### Resistencia a la fatiga de un elemento mecánico

La resistencia a la fatiga,  $\sigma_k$ , deberá determinarse por la siguiente expresión:

$$\sigma_k = \frac{\sigma_d}{\left( k_{sp} \cdot \frac{n}{2 \times 10^6} \right)^{1/c'}} \quad (\text{Ec C.3.3.6})$$

Donde:

$k_{sp}$  espectro de tensiones, en nuestro caso 0,25

$n$  número de ciclos previsto, en nuestro caso  $4 \times 10^6$

Por lo tanto:

$$\sigma_k = \frac{163,3 \times 10^6}{\left( 0,25 \cdot \frac{4 \times 10^6}{2 \times 10^6} \right)^{1/11,23}} = 173,7 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

### Tensión admisible y cálculos de verificación



La tensión admisible  $\sigma_{af}$  se obtiene dividiendo la tensión  $\sigma_k$ , definida en el apartado anterior, por el factor de seguridad  $u_k$ , donde:

$$u_k = 3,2^{\frac{1}{c}} \quad (\text{Ec. C.3.3.7})$$

En nuestro caso:

$$u_k = 3,2^{\frac{1}{11,23}} = 1,11$$

Por lo tanto la tensión admisible será:

$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_k}{u_k} = \frac{173,7 \times 10^6}{1,11} = 156,5 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Y se verifica que:

$$\sigma_{\max} = 135 \times 10^6 \text{ N/m}^2 < 156,5 \times 10^6 \text{ N/m}^2 = \sigma_{af}$$

Donde:

$\sigma_{\max}$  es la máxima tensión normal suministrada por los cálculos;

## C.4. Selección del tamaño del rodamiento

El tamaño del rodamiento se selecciona sobre la base de las cargas que ha de soportar y de los requisitos que se imponen en lo referente a su duración y fiabilidad. En los cálculos se usa un valor numérico denominado la carga básica del rodamiento.



### **Cargas básicas**

Se usa la carga básica dinámica  $C$  para los cálculos en que intervienen rodamientos giratorios sometidos a carga. Expresa la carga constante en N, bajo la cual la duración nominal prevista del rodamiento es de 1 000 000 de revoluciones.

Se usa la carga básica estática  $C_0$  en los cálculos, cuando los rodamientos han de ser estacionarios, de marcha muy lenta, o sometidos a movimientos lentos de oscilación. También ha de tomarse en consideración  $C_0$  cuando actúan cargas transmitidas por choque, de corta duración, sobre un rodamiento que gira (cargado dinámicamente). La carga básica estática  $C_0$  que se da en las tablas de rodamientos es aquella carga que producirá una deformación permanente máxima de 0,0001 del diámetro del elemento rodante en el punto de contacto sometido a mayor esfuerzo.

### **Carga básica dinámica y duración**

La duración de un rodamiento se define como el número de revoluciones (o el número de horas de funcionamiento a una velocidad constante dada) que puede soportar el rodamiento antes de que se evidencie fatiga (desconchado) en uno de sus aros o de sus elementos rodantes.

Las cargas básicas dinámicas  $C$  que se dan en las tablas de los rodamientos, constituyen un requisito fundamental para el cálculo de la duración nominal. Son válidas para cargas constantes, tanto en magnitud como en dirección, radiales para rodamientos radiales, y axiales centradas para rodamientos axiales.

### **Relación entre carga y duración**

La relación existente entre la duración nominal, la carga básica dinámica y la carga aplicada al rodamiento, viene expresada por la ecuación:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (\text{Ec. C.4.1})$$



Donde:

L duración nominal, en millones de revoluciones;

C carga básica dinámica, en [N];

P carga equivalente sobre el rodamiento, en [N];

C/P seguridad de carga;

p exponente de la fórmula de la duración siendo:

p=3 para los rodamientos de bolas

p=10/3 para los rodamientos de rodillos.

Para rodamientos que funcionan a velocidad constante, es más conveniente expresar la duración en horas de funcionamiento, usando para ello la ecuación:

$$L_h = \frac{1000000}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (\text{Ec. C.4.2})$$

Donde:

L<sub>h</sub> duración nominal en horas de funcionamiento;

n velocidad constante de rotación, en [min<sup>-1</sup>].

### **Duración nominal requerida**

Para determinar el tamaño de un rodamiento, es esencial conocer la duración requerida del rodamiento para la aplicación prevista. Tal duración depende del tipo de máquina y de las exigencias en lo referente a tiempo de servicio y a fiabilidad.



Para un puente grúa de taller se requiere una duración,  $L_h$ , entre 8 000 y 12 000 horas de funcionamiento. Por lo tanto nosotros realizaremos los cálculos con una duración de 10 000 horas.

#### C.4.1. Carga dinámica equivalente

Todas las cargas que actúan sobre el rodamiento y que no son constantes, tanto en magnitud como en dirección, deben convertirse en una carga dinámica equivalente.

La carga dinámica equivalente se define como la carga radial constante hipotética, que aplicada produce el mismo efecto que las cargas reales, sobre la duración del rodamiento.

#### Carga fluctuante

La carga sobre un rodamiento suele fluctuar, y para calcular la carga equivalente debe determinarse una carga media constante  $F_m$ , que produzca sobre el rodamiento el mismo efecto que la carga fluctuante real.

Cuando la velocidad del rodamiento y la dirección de la carga son constantes, y la magnitud de la carga fluctúa linealmente entre  $F_{min}$  y  $F_{max}$ , se obtiene la carga media de la ecuación:

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3} \quad (\text{Ec. C.4.1.1})$$

Por lo tanto:

$$F_m = \frac{1160 + 2 * 13553}{3} = 9422N$$

Como:

$$L_h = 10\ 000 \text{ horas}$$

$$n = 14,56 \text{ min}^{-1}$$





$$P = 9422 \text{ N}$$

$$p=3$$

$$L_h = \frac{1000000}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \Rightarrow C = 19405 \text{ N}$$

#### C.4.2. Carga estática equivalente

En el caso de una carga aplicada a un rodamiento que permanece estacionario, o que efectúa lentos movimientos de oscilación, o que gira a velocidad muy baja, el valor admisible de la carga no viene determinado por la fatiga del material, sino por la deformación permanente en los puntos de contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura. En general, las deformaciones permanentes que se producen en un rodamiento estacionario, originadas por una carga equivalente a la carga básica estática  $C_0$ , son de efectos despreciables en sus características de funcionamiento subsiguiente.

#### Carga básica estática necesaria

La carga básica estática necesaria  $C_0$  de un rodamiento puede determinarse por medio de la ecuación:

$$C_0 = s_0 P \quad (\text{Ec. C.4.2.1})$$

Donde:

$C_0$  carga básica estática, en [N];

$P$  carga estática equivalente, en [N];

$s_0$  coeficiente de seguridad estático.

*Rodamientos en rotación*



Cuando la carga aplicada experimenta grandes fluctuaciones y, en particular, cuando se producen importantes cargas de impacto durante parte de una revolución, es esencial verificar que la carga básica estática del rodamiento es la adecuada. Las cargas de impacto que excedan de la carga básica estática, pueden originar marcas grandes e irregularmente distribuidas alrededor de los caminos de rodadura, las cuales supondrán un grave perjuicio para el buen funcionamiento del rodamiento.

De ellos se sigue que, según sean las condiciones de funcionamiento, el valor máximo de la carga estática no deberá exceder de un cierto valor determinado por el coeficiente de seguridad  $s_0$ .

En nuestro caso: Cargas de impacto acusadas  $\rightarrow s_0 = 1,5 - 2$

Por tanto:

$$s_0 = 1,75$$

$$C_0 = 1,75 * 9422 = 16489 \text{ N}$$

## C.5. Cálculo de las vigas principales del puente

Para el cálculo de las vigas de este puente, lo descompondremos en dos vigas independientes, y realizaremos el cálculo de una de ellas, y la otra será igual, puesto que el



carro está apoyado en cuatro ruedas, dos apoyan en una de las dos vigas del puente y las otras dos en la otra viga. Por lo tanto, los esfuerzos a los que está sometida una viga son exactamente iguales a los de la otra.

Para la realización de éste cálculo, según las normas UNE 58132-2:2005 y UNE 58132-3:2005, se consideran las solicitaciones siguientes:

- a) Las solicitaciones principales actuando sobre la estructura del aparato supuesto inmóvil, en el estado de carga más desfavorable.
- b) Las solicitaciones debidas a los movimientos verticales.
- c) Las solicitaciones debidas a los movimientos horizontales.

### **C.5.1. Solicitaciones principales**

Las solicitaciones principales comprenden, ver fig. C.9:

- a) Las solicitaciones debidas a los pesos propios de los elementos  $S_G$ :

Peso propio de la viga principal:  $155 \text{ kg/m} * 24 \text{ m} = 3720 \text{ kg} \rightarrow 37200 \text{ N}$

Peso propio del carro:  $1400/2 \text{ kg} = 700 \text{ kg} \rightarrow 7000 \text{ N}$

- b) Las solicitaciones debidas a la carga de servicio  $S_L$ :

Carga de servicio:  $2000/2 \text{ kg} = 1000 \text{ kg} \rightarrow 10000 \text{ N}$



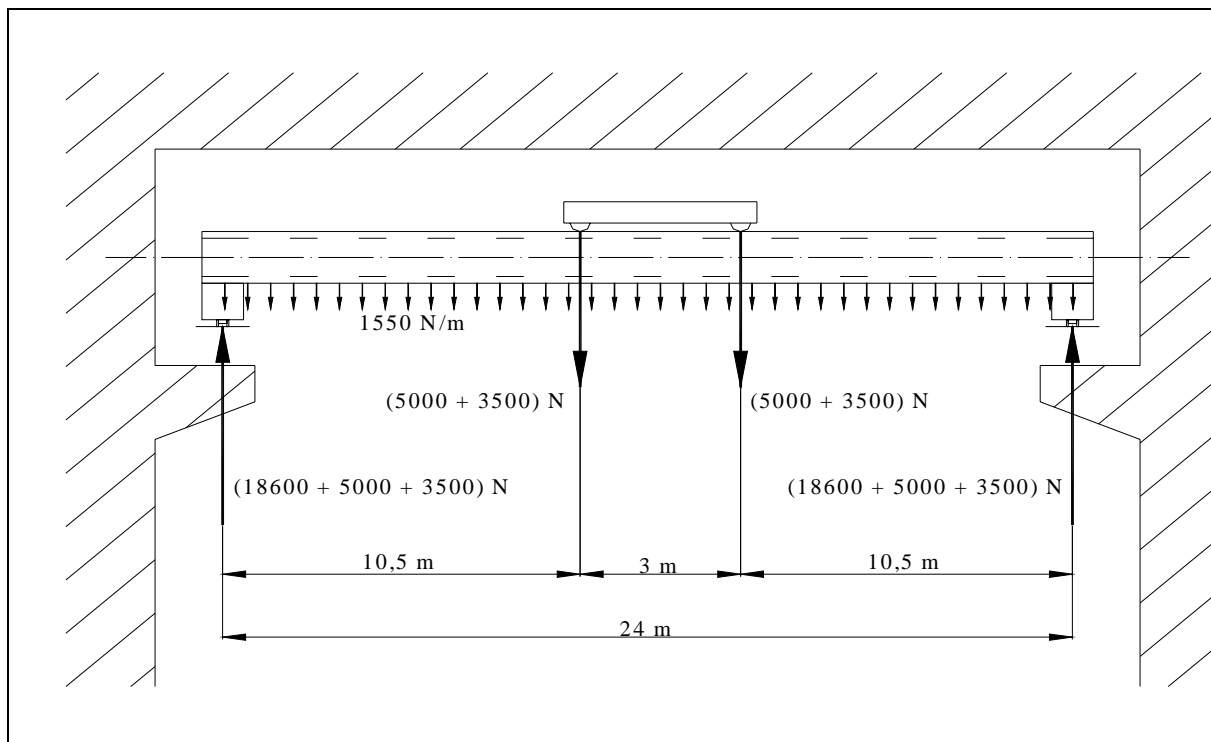


Fig. C.9. Distribución de solicitaciones principales sobre una viga del puente.

Estos pesos se suponen inmóviles en la posición más desfavorable, el centro de la viga principal. Por lo tanto provocarán un momento de flexión en la dirección x, como se indica en la figura C.10.

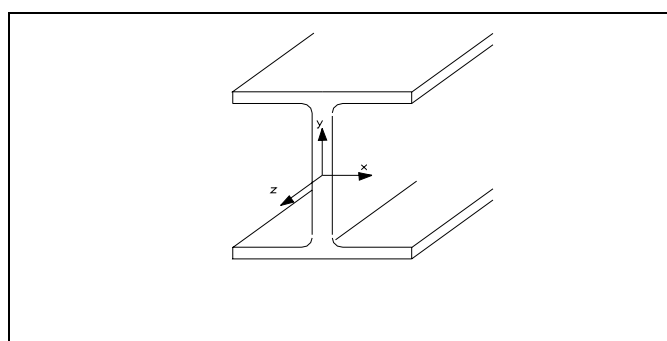


Fig. C.10. Direcciones de referencia sobre la viga.

Momentos de flexión en la dirección x:



*Componente del peso propio de la viga principal*

Este momento será máximo, en el centro de la viga principal, y de valor:

$$M_{x(Gvp)} = \frac{1}{8} q \cdot l^2 = \frac{1}{8} 1550 \cdot 24^2 = 111600 Nm \quad (\text{Ec. C.5.1.1})$$

*Componente del peso propio del carro*

Este momento será máximo, y constante, entre las dos ruedas del carro cuando éste esté en el centro de la viga, y de valor:

$$M_{x(Gc)} = P \cdot a = 3500 \cdot 10,5 = 36750 Nm \quad (\text{Ec. C.5.1.2})$$

*Componente de la carga a elevar*

Este momento será máximo, y constante, entre las dos ruedas del carro cuando éste esté en el centro de la viga, y de valor:

$$M_{x(L)} = P \cdot a = 5000 \cdot 10,5 = 52500 Nm \quad (\text{Ec. C.5.1.3})$$



### C.5.2. Solicitaciones debidas a los movimientos verticales

Estas sollicitaciones provienen del levantamiento más o menos brusco de la carga de servicio, de las aceleraciones (o deceleraciones) en el movimiento de elevación y de los choques verticales debidos a la rodadura sobre las vías.

Se tiene en cuenta las oscilaciones producidas por la elevación de la carga, multiplicando las sollicitaciones debidas a la carga de servicio por un factor llamado coef. dinámico  $\psi$ .

*Coeficiente dinámico  $\psi$*

El valor del coeficiente dinámico a aplicar a la sollicitación debida a la carga de servicio, viene dado por la expresión:

$$\psi = 1 + \xi V_L \quad (\text{Ec. C.5.2.1})$$

Donde:

$V_L$  es la velocidad de elevación en m/s;

$\xi$  es un coeficiente experimental, resultado de numerosas mediciones efectuadas en diferentes tipos de aparatos. Se toma  $\xi = 0,6$  para las grúas puente.

Por lo tanto para una velocidad de elevación de  $V_L = 8 \text{ m/min} = 0,13 \text{ m/s}$ :

$$\psi = 1 + 0,6 * 0,13 = 1,08$$

Pero el valor del coeficiente  $\psi$  a aplicar en los cálculos no puede ser inferior a 1,15 por lo tanto:

$$\psi = 1,15$$



El coeficiente  $\psi$  tiene en cuenta la elevación más o menos brusca de la carga de servicio, que constituye el choque más importante. Las solicitaciones debidas a las aceleraciones del movimiento de elevación se desprecian, así como las reacciones verticales debidas a la rodadura sobre las vías correctamente montadas.

### **C.5.3. Solicitaciones debidas a los movimientos horizontales**

Las solicitaciones debidas a los movimientos horizontales son:

- a) Los efectos de inercia debidos a las aceleraciones (o deceleraciones) de los movimientos de traslación del carro y del aparato de elevación, calculables en función de estas aceleraciones (o deceleraciones).
- b) Los efectos de choque.

#### **Efectos horizontales debidos a las aceleraciones (o deceleraciones)**

A partir de las aceleraciones aplicadas a los elementos móviles durante los arranques o frenadas, se calculan las solicitaciones resultantes en los diferentes elementos de la estructura.

##### *Caso de movimientos de traslación del carro o del aparato de elevación*

Para estos movimientos, este cálculo se efectúa considerando un esfuerzo horizontal aplicado a la llanta de las ruedas motrices paralelamente al carril de rodadura.

Los esfuerzos deben calcularse en función de la duración de la aceleración (o deceleración) admitida, según las condiciones de operación del aparato y las velocidades a alcanzar.

Se deduce de esto el valor de la aceleración que sirve para el cálculo del esfuerzo horizontal según las masas a poner en movimiento.

En la norma UNE 58-132-2:2005 se dan los valores de duración de las aceleraciones y las deceleraciones para estas tres condiciones:

Traslación del carro



Velocidad a obtener: 0,40 m/s; Velocidad media y rápida (aplicación corriente);

- Duración de la aceleración 2,5 s

- Aceleración 0,16 m/s<sup>2</sup>

- Fuerza a considerar  $\frac{F_c}{4} = \frac{2000 + 1400}{4} * 0,16 = 136N$

Dichas fuerzas de inercia, como puede verse en la fig. C.11, generan unas tensiones normales de compresión de valor despreciable.

Traslación del puente

Velocidad a obtener: 0,63 m/s; Velocidad media y rápida (aplicación corriente);

- Duración de la aceleración 3,2 s

- Aceleración 0,19 m/s<sup>2</sup>

- Fuerza a considerar  $\frac{F_p}{4} = \frac{2000 + 7440 + 1400}{4} * 0,19 = 515N$

Dichas fuerzas de inercia, como puede verse en la fig. C.11, generan un momento flector en la dirección y, de valor:

$$M_{y(pv)} = \frac{F_p}{4} * a = 515 * 10,5 = 5407,5Nm \quad (\text{Ec. C.5.3.1})$$





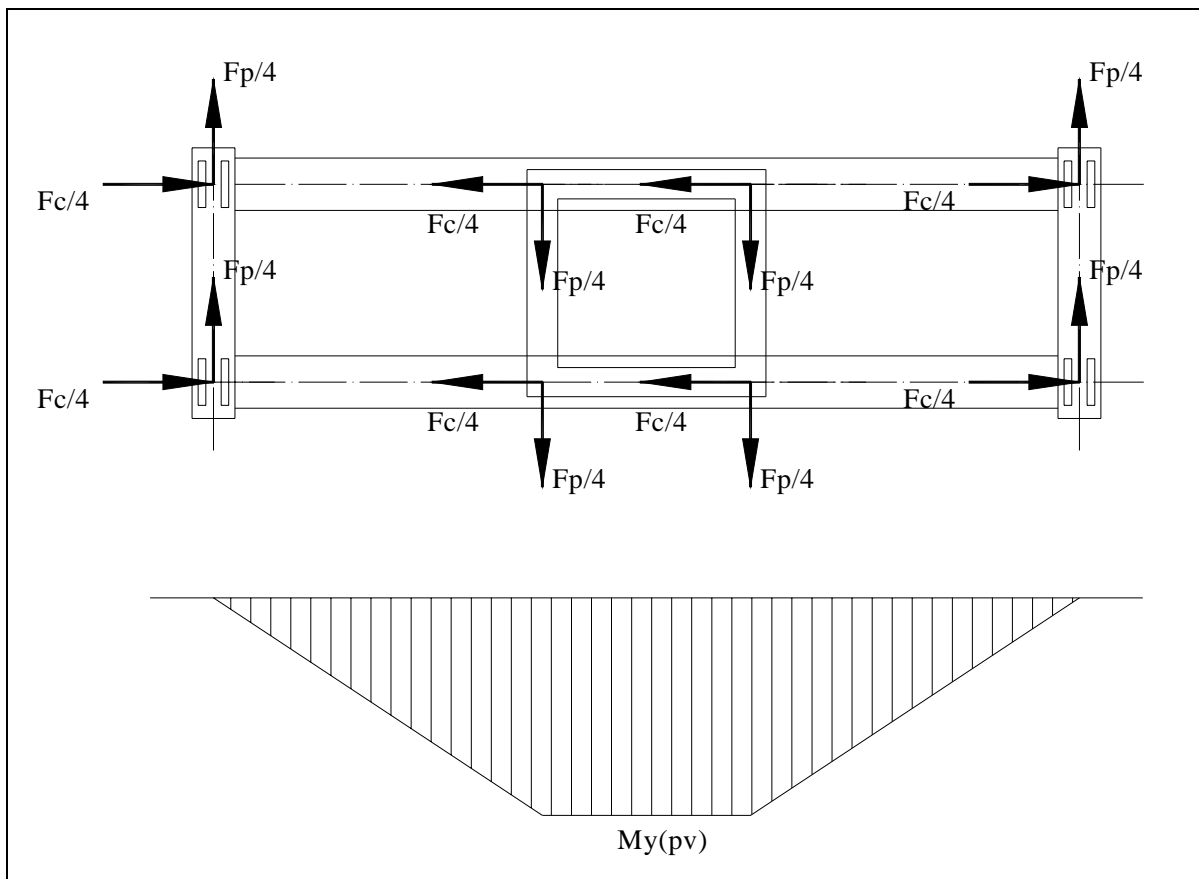


Fig. C.11. Componente de las fuerzas de inercia de la traslación del puente.

### Efectos del choque

Para la velocidad de desplazamiento horizontal inferior a 0,7 m/s no se tiene en cuenta el efecto de colisión.



#### C.5.4. Momentos resistentes del perfil de la viga principal

La viga principal es un perfil laminado HE-A 500 (según norma UNE 36.526:1973).

La designación de las variables se toman en la figura C.12:

$$h = 490 \text{ mm}$$

$$b = 300 \text{ mm}$$

$$s = 12 \text{ mm}$$

$$t = 23 \text{ mm}$$

$$\text{Sección} = 19800 \text{ mm}^2$$

$$\text{Peso} = 155 \text{ kg/m}$$

$$I_x = 86970 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 10370 \text{ cm}^4$$

$$W_x = 3,55 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$$W_y = 0,691 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

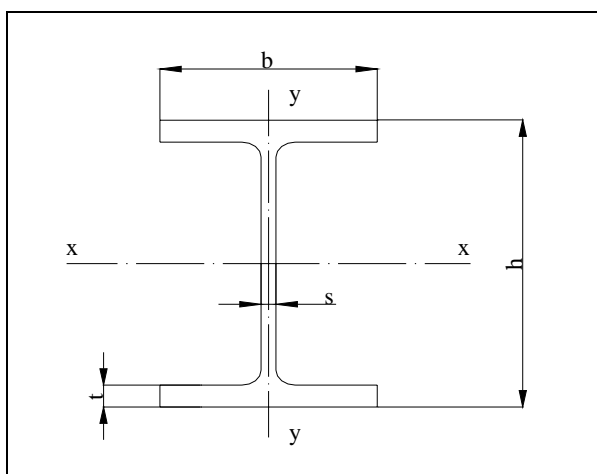


Fig. C.12. Perfil de las vigas principales HE-A 500.



### C.5.5. Comprobación general de las tensiones

Una vez que hemos calculado las diversas sollicitaciones, se tiene en cuenta cierta probabilidad de superar la tensión calculada debido a imperfecciones de cálculo o a imprevistos, mediante la aplicación de un coeficiente de mayoración  $Y_c$  dependiente del grupo en el que está clasificado el aparato:

Aparato clasificado  $\rightarrow$  A4  $\rightarrow Y_c = 1,08$

El conjunto de estas sollicitaciones deberá multiplicarse por el coeficiente de mayoración  $Y_c$ , o sea:

$$Y_c (S_G + \psi S_L + S_H) \quad (\text{Ec. C.5.5.1})$$

Momento de flexión dirección x:

$$M_{xT} = (M_{x(Gvp)} + M_{x(Gc)} + M_{x(L)} * \psi) Y_c \quad (\text{Ec. C.5.5.2})$$

$$M_{xT} = (111600 + 36750 + 52500 * 1,15) 1,08$$

$$M_{xT} = 225423 Nm$$

Momento de flexión dirección y:

$$M_{yT} = M_{y(pv)} * Y_c \quad (\text{Ec. C.5.5.3})$$

$$M_{yT} = 5407,5 * 1,08$$

$$M_{yT} = 5840 Nm$$

*Tensión admisible*



Caso de aceros para los cuales la relación entre el límite elástico  $\sigma_E$  y la carga de rotura  $\sigma_R$  es menor que 0,7. La tensión calculada  $\sigma$  no debe pasar la tensión límite admisible  $\sigma_a$  obtenida dividiendo la tensión del límite elástico  $\sigma_E$  por un coeficiente  $v_E$  dependiendo del caso de sollicitación definido en la norma UNE 58-132-2:2005.

### Caso de sollicitación I $\rightarrow v_R = 1,5$

Por lo tanto, para acero AE 235:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_E}{v_R} = \frac{235}{1,5} = 160 \text{ N/mm}^2$$

Para los aceros al carbono de elaboración corriente el límite elástico  $\sigma_E$  es convencionalmente el que corresponde a un alargamiento del 0,2%, estando especificado para cada tipo en la norma UNE 36-080.

### Tensiones

$$\sigma_z = \frac{M_{xT}}{W_x} + \frac{M_{yT}}{W_y} \quad (\text{Ec. C.5.5.4})$$

$$\sigma_z = \frac{225 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{3,55 \cdot 10^6 \text{ mm}^3} + \frac{5,84 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{0,691 \cdot 10^6 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_z = 63,38 + 8,45 = 71,83 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_z = 71,83 \text{ N/mm}^2 < 160 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{adm}$$

$\tau_{(0)} \approx 0$  (Es despreciable)



### C.5.6. Deformación máxima. Flecha

La deformación máxima que puede tener cualquier elemento de la estructura, es igual a:

$$f_{\max} = \frac{l}{1000} \quad (\text{Ec. C.5.6.1})$$

Por lo tanto para la viga principal de nuestro caso:

$$f_{\max} = \frac{24000}{1000} = 24\text{mm}$$

La flecha producida por las cargas puntuales situadas en las dos ruedas del carro, la calculamos suponiendo dos cargas puntuales sobre la viga biapoyada en sus extremos, mediante la fórmula:

$$f_{\max} = \frac{P \cdot a}{24EI} (3l^2 - 4a^2) \quad (\text{Ec. C.5.6.2})$$

Donde:

$f_{\max}$  flecha máxima producida por las cargas puntuales, en [mm];

P carga puntual en el punto a, en [N];

a punto de aplicación de la carga P, en [mm];

l longitud de la viga, en [mm];

E módulo de elasticidad, en [N/mm<sup>2</sup>];

I momento de inercia, en [mm<sup>4</sup>].



Para el punto medio de la viga. O sea:

$$P = 8500 \text{ N}$$

$$a = 10500 \text{ mm}$$

$$l = 24000 \text{ mm}$$

$$E = 2,1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$I_x = 8,697 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$$

$$f_{\max} = \frac{8500 * 10500}{24 * 2,1 * 10^5 * 8,697 \cdot 10^8} \cdot (3 \cdot 24000^2 - 4 \cdot 10500^2) = 20,2 \text{ mm}$$

$$f_{\max} = 20,2 \text{ mm} < 24 \text{ mm}$$



## C.6. Unión atornillada de las vigas principales con los testeros

Una unión con apriete controlado es una unión en la que el esfuerzo principal se encuentra en el sentido del eje del tornillo, que ha sufrido el efecto de apriete un control en ausencia de toda tensión exterior. Este tipo de unión está particularmente recomendado para uniones sometidas a fatiga.

Cada uno de los cuatro tornillos soporta una cuarta parte de la fuerza de tracción soportada en la cartela, como puede verse en la figura C.12:

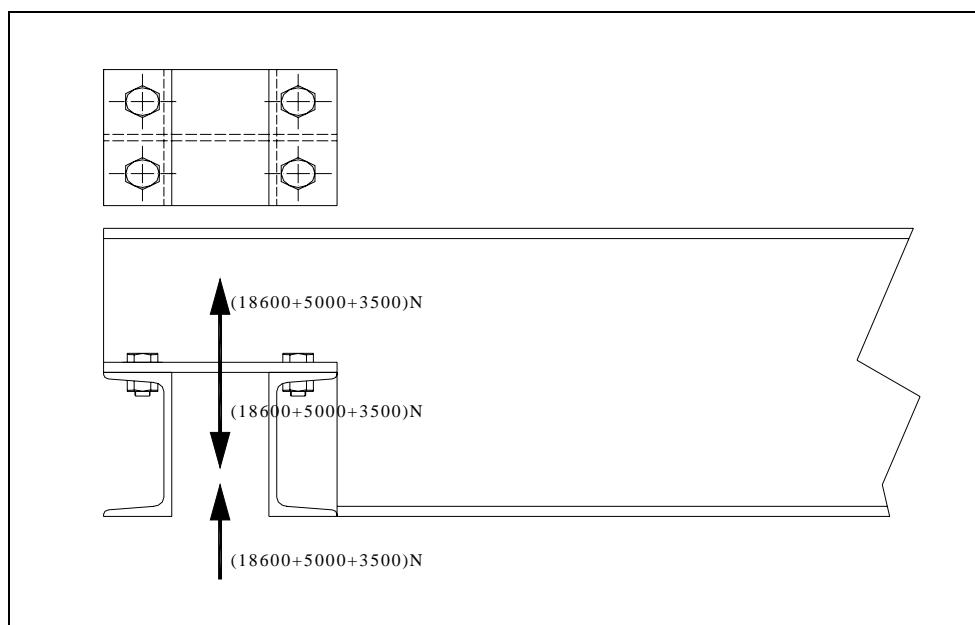


Fig. C.12. Unión por tornillos con apriete controlado de la viga principal y el testero.



Por lo tanto, cada tornillo soporta una fuerza de tracción de:

$$T = \frac{(18600 + 5000 * 1,15 + 3500)1,08}{4} = 7520N$$

- 4 tornillos M16 →  $A_{\text{núcleo}} = 144 \text{ mm}^2$

- Calidad del tornillo: 8-8 →  $\sigma_R = 800 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_F = 640 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{T}{A_{\text{núcleo}}} = \frac{7520}{144} = 52,2 \text{ N/mm}^2 < 291 \text{ N/mm}^2 = \frac{640}{2,2} = \frac{\sigma_F}{v_R} = \sigma_{adm} \quad (\text{Ec. C.6.1})$$

Par de apriete: Rosca lubricada ( $\mu=0.1$  y  $\alpha_{\text{hélice}}=2,5^\circ$ ):

$$M \approx 0,14Td = 0,14 * 5720 * 0,016 = 13Nm \quad (\text{Ec. C.6.2})$$





## **D. Catálogos diferentes elementos utilizados**

