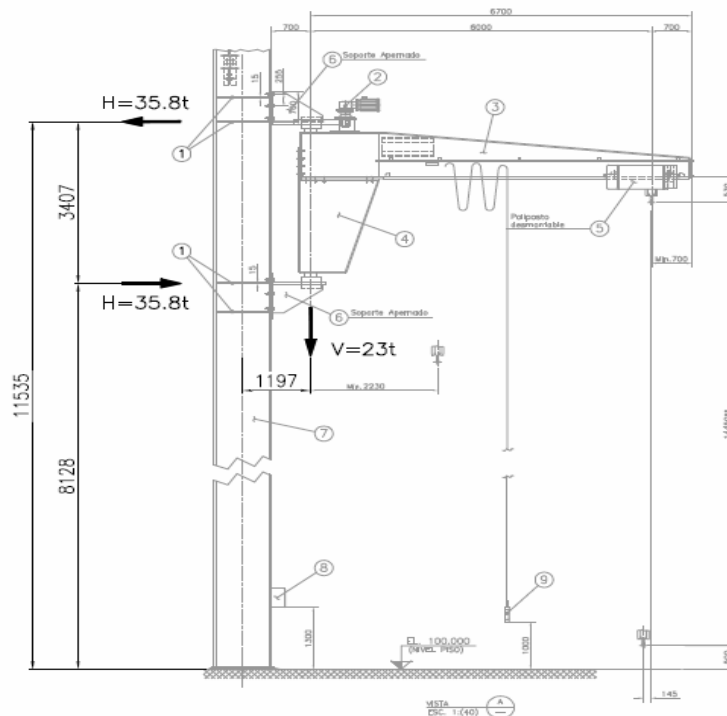
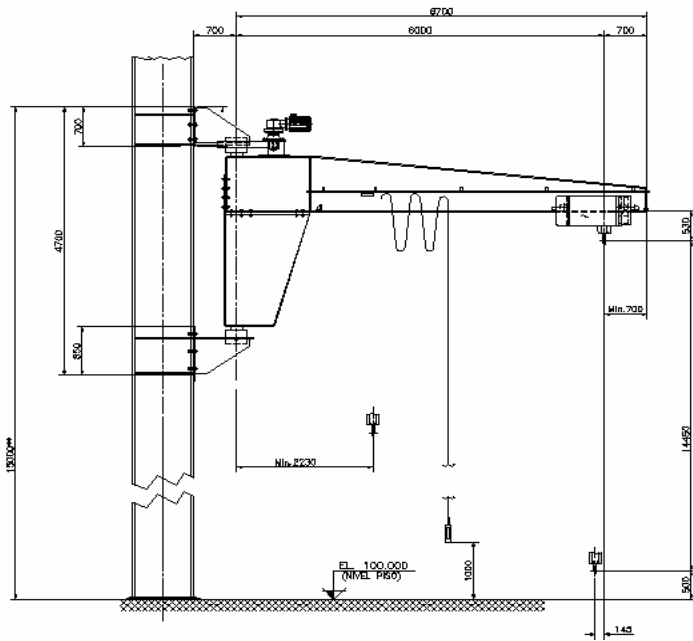


# INFORME TÉCNICO.

## GIRO DE PLUMA PESCANTE 10 tn.

### DATOS.

|                                                    |            |       |
|----------------------------------------------------|------------|-------|
| _ Peso de la carga                                 | Q = 10000  | kg    |
| _ Peso de la pluma                                 | A = 9500   | kg    |
| _ Peso del polipasto                               | O = 700    | kg    |
| _ Peso de accesorios                               | R = 500    | kg    |
|                                                    |            |       |
| _ Distancia máxima a la carga                      | Dc = 6     | m     |
| _ Distancia al peso propio de la pluma             | Dp = 3     | m     |
|                                                    |            |       |
| _ Velocidad de elevación máxima                    | Ve = 5     | m/min |
| _ Velocidad de elevación mínima                    | Ve = 0.83  | m/min |
|                                                    |            |       |
| _ Fuerzas radiales producidas por el par de vuelco | Fh = 36000 | kg    |



## SELECCIÓN DE RODAMIENTOS COLUMNA-PLUMA.

### CALCULO DE SOLICITACIONES AXIALES.

Según Aparatos de Elevación y Transporte de Larrodé, Miravete (1996, pág. 275).

El cual sigue la norma UNE 58-102-74 bajo el título de Aparatos pesados de elevación.

Reglas para el cálculo de las estructuras, para el cálculo de estructuras de aparatos de elevación, además de la normativa de la FEM.

\_ Vida útil del mecanismo Categoría D 6300 horas

\_ Estado de carga 4  $k = 0.5$

\_ Clasificación del aparato M6

En cuanto al estado de carga, la grúa levantará aproximadamente con la misma frecuencia cargas pequeñas, medianas y máximas.

#### **Solicitaciones debido al peso propio de los elementos.**

\_ Peso propio de los elementos  $Q_u = 20200$  kg

#### **Solicitaciones debido a movimientos verticales.**

Teniendo en cuenta que, según las prestaciones de la grúa en estudio,  $V_e$  es igual a 0.08 m/s en su valor máximo.

\_ Coeficiente dinámico  $C_4 = 1.14$

La normativa indica el valor del coeficiente a utilizar dependiendo de la clasificación del aparato de elevación. Según la tabla el valor a escoger es:

$$\gamma = 1.06$$

Carga máxima de servicio sin carga por viento.  $F_a = Q + A + O$

\_ Carga axial

$$F_a = 23529.88 \text{ kg}$$

$$F_a = 230828 \text{ N}$$

\_ Momento de vuelco

$$M_v = 107789.3 \text{ kg m}$$

$$M_v = 1057413 \text{ N m}$$

#### **Factores de carga a utilizar en la grúa.**

\_ Coeficiente de seguridad estática  $f_{est} = 1.25$

\_ Coeficiente de vida útil  $f_l = 1.15$

\_ Vida útil, giros a plena carga  $giros = 45000$

#### **Capacidad de carga estática del rodamiento.**

$$F_{a \text{ est}} = 288535.2 \text{ N}$$

$$M_v = 1321766 \text{ N m}$$

#### **Capacidad de carga dinámica del rodamiento.**

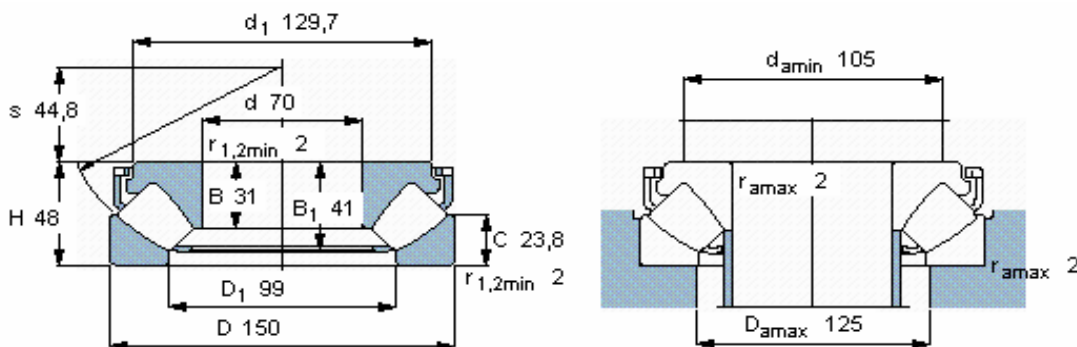
$$F_{a \text{ din}} = 230828 \text{ N}$$

$$M_v = 1057413 \text{ N m}$$

Rodamiento axial de rodillos a rótula.

SKF 29414 E

| Dimensiones principales |     |    | Capacidades de carga |       | Carga límite de fatiga<br>$P_u$ | Factor de carga mínima | Velocidades             |                  | Masa | Designación |
|-------------------------|-----|----|----------------------|-------|---------------------------------|------------------------|-------------------------|------------------|------|-------------|
| d                       | D   | H  | C                    | $C_0$ |                                 |                        | Velocidad de referencia | Velocidad límite |      |             |
| mm                      |     |    | kN                   |       | kN                              | -                      | rpm                     |                  | kg   | * - Roda    |
| 70                      | 150 | 48 | 520                  | 1250  | 153                             | 0,15                   | 2400                    | 4300             | 3,90 | 29414 E *   |



### CALCULO DE SOLICITACIONES RADIALES.

Adoptamos rodamiento de rodillos a rotula con agujero cilíndrico

SKF 2222 E

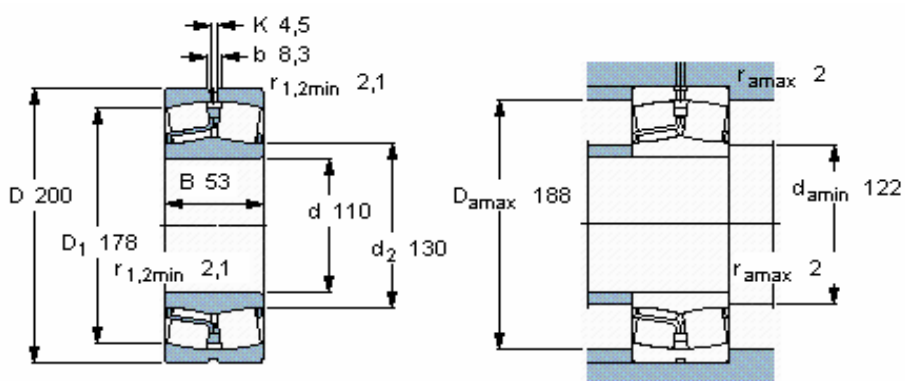
Capacidad de carga estática del rodamiento.

$$P_o = F_r + Y_o \cdot F_a$$

$$P_o = 353160 \text{ N}$$

Donde  $F_a$  se desprecia ya que la carga axial es absorbida por el rodamiento de rodillos a rotulas axial.

| Dimensiones principales |     |    | Capacidades de carga |       | Carga límite de fatiga<br>$P_u$ | Velocidades             |                  | Masa | Designación |
|-------------------------|-----|----|----------------------|-------|---------------------------------|-------------------------|------------------|------|-------------|
| d                       | D   | B  | C                    | $C_0$ |                                 | Velocidad de referencia | Velocidad límite |      |             |
| mm                      |     |    | kN                   |       | kN                              | rpm                     |                  | kg   | * - Roda    |
| 110                     | 200 | 53 | 560                  | 640   | 63                              | 3000                    | 4000             | 7,00 | 2222 E *    |



### VERIFICACIÓN DEL EJE A LAS SOLICITACIONES.

\_ Material adoptado SAE 1010

$$\sigma_{rot} = 500 \text{ N/mm}^2$$

### TENSIONES ADMISIBLES.

SAE 1010.

### Tensión en eje liso.

$\sigma_w = 260 \text{ N/mm}^2$   
 $F_c = 1$   
 $F_s = 1.5$   
 $b_0 = 0.8$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_w}{F_s \times F_c}$$

$\sigma_{adm} = 139 \text{ N/mm}^2$   
 $\sigma_{adm} = 1387 \text{ kg/cm}^2$

### Tensión en el cambio de sección.

$\sigma_w = 130 \text{ N/mm}^2$

$\sigma_{adm} = 69 \text{ N/mm}^2$   
 $\sigma_{adm} = 693 \text{ kg/cm}^2$

### Tensión en el chavetero.

$\sigma_w = 150 \text{ N/mm}^2$

$\sigma_{adm} = 80 \text{ N/mm}^2$   
 $\sigma_{adm} = 800 \text{ kg/cm}^2$

## VERIFICACIÓN A FLEXIÓN.

$$\sigma = \frac{M_f \text{ max}}{W_x}$$

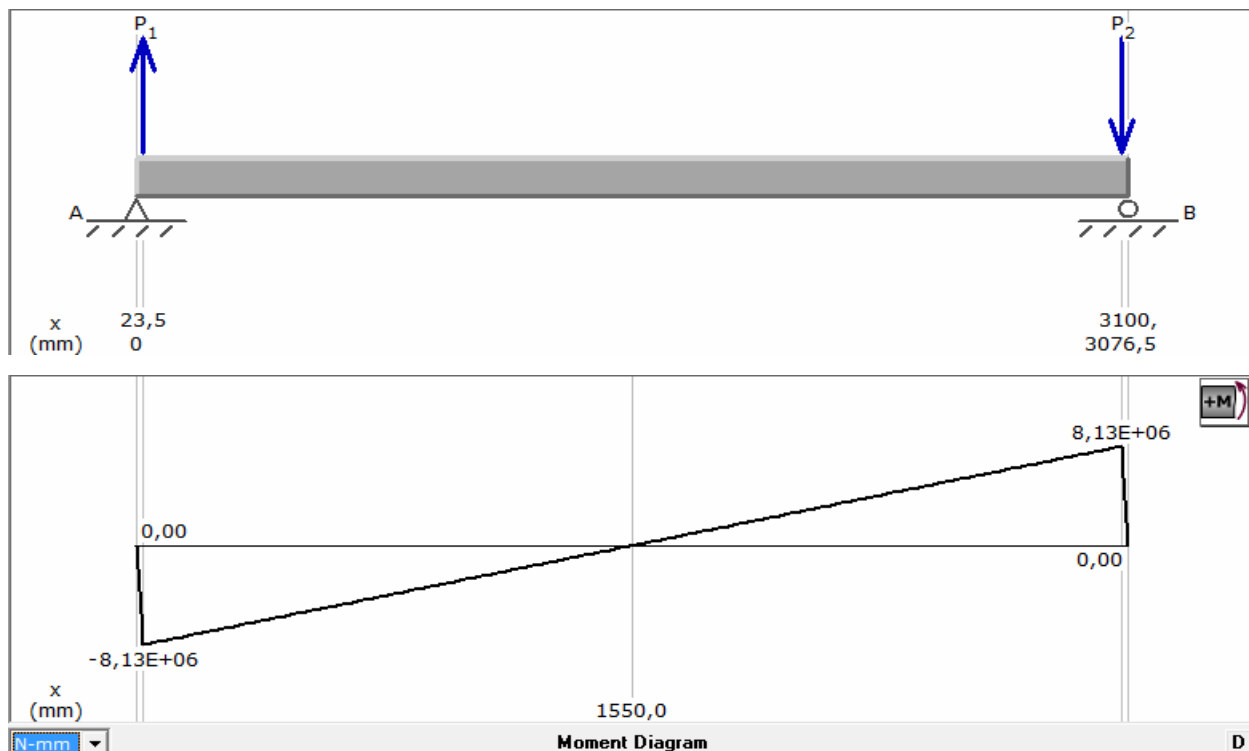
- \_ Distancia entre apoyos
- \_ Distancia carga-reacción
- \_ Cargas actuantes

$L = 3100 \text{ mm}$   
 $dc = 23.5 \text{ mm}$   
 $C = 35800 \text{ kg}$   
 $C = 351198 \text{ N}$   
 $D = 12.5 \text{ cm}$

- \_ Diámetro del eje

- \_ Momento máximo
- \_ Momento máximo
- \_ Modulo resistente

$M_f \text{ max} = 8130000 \text{ N-mm}$   
 $M_f \text{ max} = 82874.62 \text{ kg cm}$   
 $W_x = 191.7476 \text{ cm}^3$



$\sigma = 432 \text{ kg/cm}^2$   
 Buenas condiciones de trabajo

## VERIFICACIÓN A COMPRESIÓN.

$$\sigma = \frac{N}{F}$$

$$\sigma = 300 \text{ kg/cm}^2$$

Buenas condiciones de trabajo

## VERIFICACIÓN A PANDEO.

|                                        |                  |        |                    |
|----------------------------------------|------------------|--------|--------------------|
| Carga puntual                          | N=               | 23000  | kg                 |
| Cant. de columnas                      | n =              | 1      |                    |
| Tensión Máx. Admisible a la compresión | $\sigma_{adm}$ = | 1400   | kg/cm <sup>2</sup> |
| Sección                                | F=               | 78.53  | cm <sup>2</sup>    |
| Momento de inercia                     | Jy=              | 472.00 | cm <sup>4</sup>    |
| Modulo resistente                      | Wy=              | 98.17  | cm <sup>3</sup>    |
| Radio de giro                          | iy=              | 2.45   | cm                 |
| Distancia al centro de gravedad        | xg=              | 5      | cm                 |
| Luz de pandeo                          | L=               | 120    | cm                 |
| Condición de cálculo                   | $\beta$ =        | 1      | art.art            |

$$\lambda = \frac{Sk}{iy}$$

$$sk = 120 \text{ cm}$$

$$\lambda = 48.95$$

$$\omega = 1.16 \quad \sigma = \frac{\omega \cdot N}{F}$$

$$\sigma = 339.74 \text{ kg/cm}^2 \quad \sigma < \sigma_{adm}$$

Buenas condiciones de trabajo

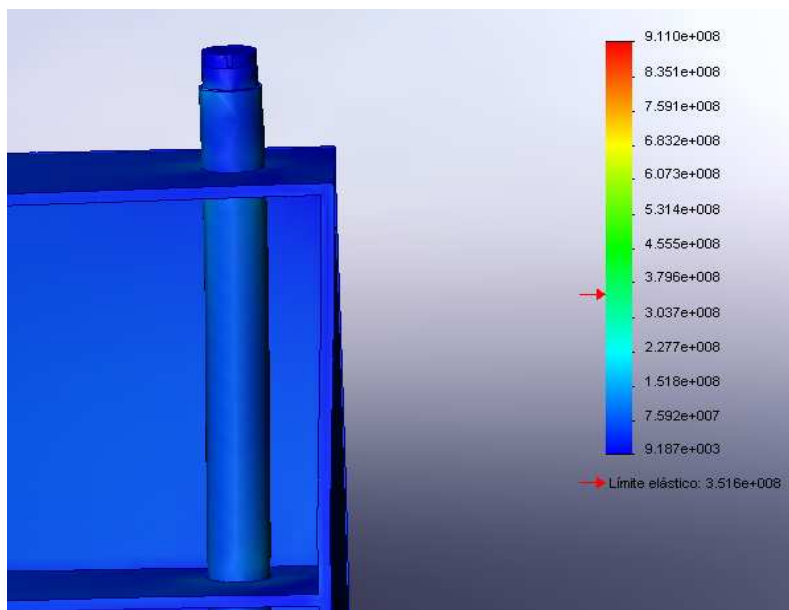
**NOTA:** la verificación a pandeo se realizó como si el eje fuera el único elemento que soporta los esfuerzos, este va a formar parte de una estructura cajón lo cual las cargas se van a distribuir en este.

## VERIFICACIÓN POR ELEMENTOS FINITO.

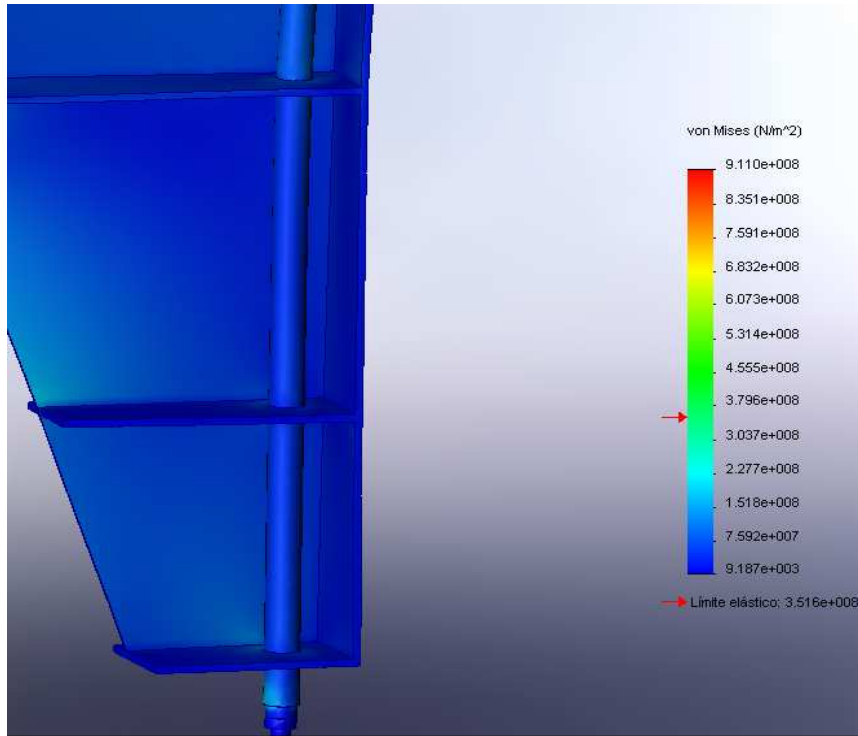
### ANÁLISIS POR TENSIONES.

Se puede observar que la estructura en conjunto con el eje forman un conjunto estructuralmente resistente y las tensiones están por debajo de los límites admisibles del material.

En las imágenes se puede observar que no hay zonas críticas.



Análisis de tensiones punto superior



Análisis de tensiones punto inferior

## SELECCIÓN DE MOTOR-REDUCTOR DE GIRO.

### RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.

|                                        |      |         |     |
|----------------------------------------|------|---------|-----|
| _ Velocidad de entrada                 | ne = | 1450    | rpm |
| _ Velocidad de salida (rotación pluma) | ns = | 0.27    | rpm |
|                                        | i =  | 5370.37 |     |

### RELACIÓN TREN EXTERNO.

Los engranajes son de dentado recto

|                                  |      |    |
|----------------------------------|------|----|
| _ Numero de dientes del piñón    | zp = | 20 |
| _ Numero de dientes de la corona | zc = | 81 |

|                            |        |      |
|----------------------------|--------|------|
| _ Relación en tren externo | i te = | 4.05 |
|----------------------------|--------|------|

### RELACIÓN MOTOREDUCTOR.

|                         |       |        |
|-------------------------|-------|--------|
| _ Relación motoreductor | i m = | 1326.0 |
|-------------------------|-------|--------|

|                                                    |      |     |      |
|----------------------------------------------------|------|-----|------|
| Momento torsor a vencer por la inercia del sistema | Mt = | 150 | kg m |
|----------------------------------------------------|------|-----|------|

**1) Alternativa 1** - Motoreductor combinado sin fin corona marca POLYFIX PFM-75/130.

|                                    |      |      |     |
|------------------------------------|------|------|-----|
| _ Relación de transmisión          | i =  | 1200 |     |
| _ Velocidad de salida del reductor | ns = | 1.2  | rpm |
| _ Potencia                         | P =  | 0.47 | HP  |

**2) Alternativa 2** - Motoreductor combinado sin fin corona marca POLYFIX PFM-90/150.

|                                    |      |      |     |
|------------------------------------|------|------|-----|
| _ Relación de transmisión          | i =  | 1200 |     |
| _ Velocidad de salida del reductor | ns = | 1.2  | rpm |
| _ Potencia                         | P =  | 1    | HP  |

Para un arranque suave se debe instalar un variador de frecuencia **LG Vectorial SV015IC5**. y un filtro  
 Para la protección del equipo de sobrecargas de corriente se debe instalar un filtro de línea.

## VERIFICACION DE ENGRANAJES.

|                                                      |                   |      |      |
|------------------------------------------------------|-------------------|------|------|
| _ Número de dientes del piñon                        | z <sub>p</sub> =  | 20   |      |
| _ Número de dientes de la corona                     | z <sub>c</sub> =  | 81   |      |
| _ Relación en tren externo                           | i <sub>te</sub> = | 4.05 |      |
| _ Momento torsor a vencer por la inercia del sistema | M <sub>t</sub> =  | 150  | kg m |

### VERIFICACION DE LA FATIGA EN EL PIE DEL DIENTE.

La normativa de cálculo de los engranajes cilíndricos es la norma ISO 6336.

La sollicitación en el pie del diente:

$$\sigma_{bi} = \frac{F_t}{b \cdot m_0} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{1}{K_A \cdot K_v \cdot K_M}$$

|                                   |                  |        |    |
|-----------------------------------|------------------|--------|----|
| _ Módulo de engrane (adoptado)    | m =              | 6      |    |
| _ Ancho del piñon                 | b <sub>1</sub> = | 40     | mm |
| _ Ancho de la corona              | b <sub>2</sub> = | 45     | mm |
| _ Diámetro primitivo de la corona | d =              | 486    | mm |
| _ Fuerza tangencial               | F <sub>t</sub> = | 617.3  | kg |
|                                   | F <sub>t</sub> = | 6055.6 | N  |

|                                                   |          |                   |       |
|---------------------------------------------------|----------|-------------------|-------|
| _ Factor de forma (de grafico DIN 3990)           |          |                   |       |
|                                                   | 1-Piñon  | Y <sub>F1</sub> = | 2.8   |
|                                                   | 2-Corona | Y <sub>F2</sub> = | 2.32  |
| _ Coeficiente de recubrimiento                    |          | Y <sub>ε</sub> =  | 0.516 |
| _ Inclinación líneas de contacto (dientes rectos) |          | Y <sub>β</sub> =  | 1     |
| _ Factor de servicio (funcionamiento sin choques) |          | F <sub>A</sub> =  | 1     |
| _ Factor de velocidad (baja velocidad)            |          | F <sub>V</sub> =  | 1     |
| _ Factor de distribución de cargas                |          | K <sub>M</sub> =  | 1     |

\_ La sollicitación en el pie del diente valdra

|                                                                                                                                            |                   |      |                   |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|------|-------------------|
| Para el piñon: $\sigma_{b1} = \frac{F_t}{b \cdot m_0} Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{1}{K_a \cdot K_v \cdot K_{M1}}$ | σ <sub>b1</sub> = | 36.5 | N/mm <sup>2</sup> |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|------|-------------------|

|                                                                                                                                             |                   |      |                   |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|------|-------------------|
| Para la corona: $\sigma_{b2} = \frac{F_t}{b \cdot m_0} Y_{F2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{1}{K_a \cdot K_v \cdot K_{M2}}$ | σ <sub>b2</sub> = | 26.8 | N/mm <sup>2</sup> |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|------|-------------------|

### RESISTENCIA A LA FATIGA

|                                                       |                   |                     |                       |
|-------------------------------------------------------|-------------------|---------------------|-----------------------|
|                                                       |                   | σ <sub>blim</sub> = | 250 N/mm <sup>2</sup> |
| _ Factor de duración (valor mas desfavorable)         | K <sub>bl</sub> = | 0.631               |                       |
| _ Factor de fiabilidad (probabilidad de fallos de 1%) | k <sub>c</sub> =  | 0.814               |                       |
| _ Factor de concentración de tensiones                | Y <sub>s1</sub> = | 1.5                 |                       |
|                                                       | Y <sub>s2</sub> = | 1.7                 |                       |

\_ El valor del  $\sigma_{adm}$

$$\sigma_{adm} = \sigma_{b \text{ lim}} \cdot K_{bl} \cdot \left( \frac{k_c}{0,814} \right) \cdot \left( \frac{1,8}{Y_s} \right)$$

|          |                   |       |                   |
|----------|-------------------|-------|-------------------|
| 1-Piñon  | $\sigma_{adm1} =$ | 189.3 | N/mm <sup>2</sup> |
| 2-Corona | $\sigma_{adm2} =$ | 167.0 | N/mm <sup>2</sup> |

$$\sigma_{adm1} > \sigma_{b1}$$

Buenas condiciones de trabajo.

$$\sigma_{adm2} > \sigma_{b2}$$

### **COMPROBACION DE LA FATIGA SUPERFICIAL.**

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{bd_1'} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{1}{K_A \cdot K_v \cdot K_M}} \cdot z_E \cdot z_c \cdot z_\beta$$

\_ Factor de material  $z_E = 271.11$

\_ Factor geométrico  $z_c = 1.85$

\_ Factor de recubrimiento  $z_\beta = 0.718$

Finalmente  $\sigma_H = 211.6 \text{ N/mm}^2$

\_ Calculo de  $\sigma_{adm}$

$$\sigma_{adm} = \sigma_{H \text{ lim}} \cdot K_{HL} \cdot \left( \frac{k_c}{0,814} \right)$$

$\sigma_{H \text{ lim}} = 1200 \text{ N/mm}^2$

\_ Factor KHL  $KHL = 1$

$\sigma_{adm} = 1200 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{adm} > \sigma_H$$

Buenas condiciones de trabajo.

**Con lo que el engranaje aguanta tanto el fallo por fatiga en el pie del diente como el picado superficial.**