



GRADO EN MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2014 / 2015

DISEÑO MECÁNICO DE UN AEROGENERADOR EÓLICO

DOCUMENTO 3: ANEXOS

DATOS DEL ALUMNO

NOMBRE: RICARDO

APELLIDOS: RUIZ NIETO

FDO.:

FECHA: 10-09-2015

DATOS DEL DIRECTOR

NOMBRE: ERIK

APELLIDOS: MACHO MIER

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA:

ÍNDICE

ANEXOS	115
3. CÁLCULOS	115
3.1. DATOS DE PARTIDA	115
3.2. PARÁMETROS DEL AEROGENERADOR	115
3.2.1. Velocidad específica	115
3.2.2. Coeficiente de par C_Q	117
3.2.3. Factor de solidez σ	118
3.3. POTENCIA DEL AEROGENERADOR	120
3.3.1. Potencia teórica máxima	120
3.3.2. Potencia máxima. Formula de Betz	121
3.3.3. Coeficiente de potencia C_p y límite de Betz	123
3.3.4. Potencia real del aerogenerador	124
3.4. DIMENSIONAMIENTO DEL ROTOR	127
3.4.1. Área de barrido	127
3.4.2. Masa de las palas	128
3.4.3. Área mínima de una pala	129
3.4.4. Velocidad de giro	130

3.4.5. Par desarrollado por el rotor	130
3.4.6. Curva de potencia	131
3.4.7. Comprobación de las características del aerogenerador	132
3.4.8. Resumen de las características del aerogenerador	134
3.5. SISTEMA PARA EL CAMBIO DE PASO DE LAS PALAS	134
3.5.1. Fuerzas sobre las palas	134
3.5.2. Fuerzas y momentos en la raíz de la pala	139
3.5.3. Selección del rodamiento	144
3.5.4. Selección del motorreductor	154
3.5.5. Cálculo del engranaje del piñón del motorreductor	161
3.5.5.1. Cálculo del módulo del engranaje del piñón	161
3.5.5.2. Dimensionamiento del engranaje del piñón	169
3.5.6. Cálculo de la chaveta del piñón	174
3.6. EJE DE BAJA VELOCIDAD	180
3.6.1. Fuerzas sobre el eje	180
3.6.2. Diseño del eje de baja velocidad en base a tensiones	192
3.6.3. Diseño del eje de baja velocidad en base a deflexiones	198
3.6.4. Selección de los rodamientos del eje de baja velocidad	205

3.6.5. Acoplamiento del eje de baja velocidad y la caja multiplicadora	210
3.6.6. Calculo de la chaveta del acoplamiento y el eje de baja velocidad	214
3.7. CAJA MULTIPLICADORA	217
3.7.1. Relación de transmisión de las etapas de la caja multiplicadora	218
3.7.2. Cálculo del primer par de engranajes	220
3.7.2.1. Cálculo del módulo del primer par de engranajes	220
3.7.2.2. Dimensionamiento del primer par de engranajes.	228
3.7.3. Cálculo del segundo par de engranajes	232
3.7.3.1. Cálculo del módulo del segundo par de engranajes	232
3.7.3.2. Dimensionamiento del segundo par de engranajes	240
3.7.4. Cálculo del primer eje de la caja multiplicadora	244
3.7.4.1. Fuerzas sobre el primer eje	245
3.7.4.2. Diseño del primer eje en base a tensiones	248
3.7.4.3. Diseño del primer eje en base a deflexiones	255
3.7.4.4. Selección de los rodamientos del primer eje	259
3.7.4.5. Selección de las chavetas del primer eje	265
3.7.4.5.1. Chaveta del acoplamiento	265
3.7.4.5.2. Chaveta del primer engranaje	268

3.7.5. Cálculo del segundo eje de la caja multiplicadora	271
3.7.5.1. Fuerzas sobre el segundo eje	272
3.7.5.2. Diseño del segundo eje en base a tensiones	276
3.7.5.3. Diseño del segundo eje en base a deflexiones	283
3.7.5.4. Selección de los rodamientos del segundo eje	285
3.7.5.5. Selección de las chavetas del segundo eje	293
3.7.5.5.1. Chaveta del segundo engranaje	294
3.7.5.5.2. Chaveta del tercer engranaje	297
3.7.6. Cálculo del tercer eje de la caja multiplicadora	300
3.7.6.1. Fuerzas sobre el tercer eje	301
3.7.6.2. Diseño del tercer eje en base a tensiones	304
3.7.6.3. Diseño del tercer eje en base a deflexiones	311
3.7.6.4. Selección de los rodamientos del tercer eje	314
3.7.6.5. Acoplamiento de la salida de la caja multiplicadora	320
3.7.6.6. Selección de las chavetas del tercer eje	324
3.7.6.6.1. Chaveta del cuarto engranaje	324
3.7.6.6.2. Chaveta del disco de freno	327
3.7.6.6.3. Chaveta del acoplamiento	331

3.8. SISTEMA DE FRENO	334
3.8.1. Selección de la pinza de freno	334
3.9. ALTERNADOR	337
3.9.1. Selección del alternador	337
3.9.2. Selección de la chaveta del acoplamiento	339
3.10. SISTEMA DE ORIENTACIÓN	342
3.10.1. Fuerzas y momentos en el sistema de orientación	342
3.10.2. Selección del rodamiento	343
3.10.3. Selección del motorreductor	351
3.10.4. Cálculo del engranaje del piñón del motorreductor	358
3.10.4.1. Cálculo del módulo del engranaje del piñón	358
3.10.4.2. Dimensionamiento del engranaje del piñón	366
3.10.5. Cálculo de la chaveta del piñón	370
3.11. CHASIS DE APOYO	376
3.12. TORRE	382

ANEXOS

3. CÁLCULOS

3.1. DATOS DE PARTIDA

Los datos de partida son:

- Aerogenerador de eje horizontal
- Rotor tripala orientado a barlovento
- Velocidad de conexión de viento: 3 m/s
- Velocidad nominal: 15 m/s
- Velocidad de desconexión: 25 m/s
- Potencia a la velocidad nominal de viento: 500.000 W
- Palas de fibra de vidrio
- Altura de la torre: 22,75 m
- Multiplicadora de ejes paralelos
- Alternador asíncrono
- Freno de disco
- Pinza de freno hidráulica
- Sistema de orientación mecánico
- Torre tronco-cónica

3.2. PARÁMETROS DEL AEROGENERADOR

A lo largo del dimensionamiento del aerogenerador se van a utilizar unos parámetros de diseño y unas características propias de la máquina eólica que se estudia. Todos estos datos se van a explicar y definir a continuación.

3.2.1. Velocidad específica

Se llama velocidad específica (λ) al cociente entre la velocidad tangencial ($\omega_n \cdot R$) del punto más exterior sobre la pala a partir del eje de rotación, también conocida como

velocidad de punta de pala y la velocidad nominal del viento. Sirve para comparar el funcionamiento de máquinas eólicas diferentes.

$$\lambda = \frac{\text{Velocidad de punta de pala}}{\text{Velocidad de viento}} = \frac{\omega_n \cdot R}{V} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot V}$$

A la hora de seleccionar dicho valor hay que tener en cuenta que a mayor velocidad específica mayor será la velocidad en la punta de la pala, por ello hay que prestar atención a que dicha velocidad no alcance la velocidad del sonido lo que podría ocasionar problemas de cavitación.

Con ello y los siguientes datos orientativos:

8 a 24 palas	$\lambda = 1$
6 a 12 palas	$\lambda = 2$
3 a 6 palas	$\lambda = 3$
2 a 4 palas	$\lambda = 4$
2 a 3 palas	$\lambda \geq 5$

Como el aerogenerador está formado por tres palas queda en manos del diseñador elegir un número de λ no demasiado elevado por las razones anteriormente expuestas, para eólicas rápidas el valor más usual está comprendido entre 6 y 8, para este proyecto se utilizará un valor de $\lambda = 7$ que es donde el coeficiente de potencia y de par se hacen máximos como se verá más adelante.

El valor de la velocidad específica modificará la geometría de la pala, tal y como puede apreciarse en la figura 1.

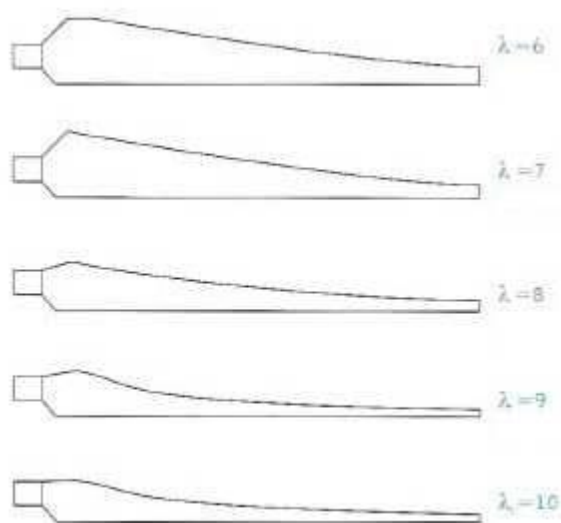


Figura 1. Perfil de la pala en función de la velocidad específica

3.2.2. Coeficiente de par C_Q

Para las máquinas eólicas de eje horizontal el coeficiente de par viene dado por la siguiente expresión:

$$C_Q = \frac{Q}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \pi \cdot R^3} = \frac{Q}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A \cdot R}$$

Como se observa en la figura 2 las eólicas lentas tienen su máximo par a baja velocidad de giro, con un par de arranque elevado es lo que las hace apropiadas para el bombeo de agua.

Por el contrario las aeroturbinas rápidas tienen su máximo par a elevadas revoluciones, siendo su par de arranque muy pequeño por lo que en ocasiones necesitan de sistemas de arranque.

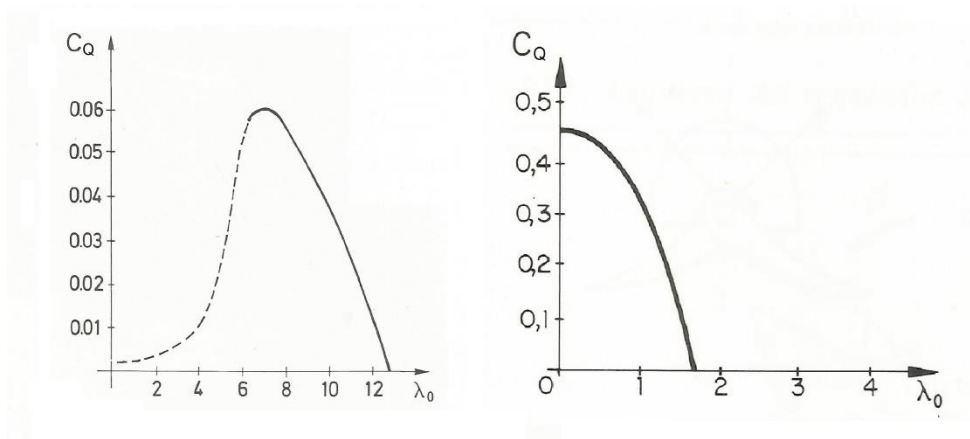


Figura 2. Coeficiente de par para aeroturbinas rápidas (izquierda) y lentas (derecha)

Para una velocidad específica $\lambda = 7$ en el caso de eólicas rápidas el coeficiente de par es máximo con un valor de $C_q = 0,06$.

3.2.3. Factor de solidez σ

Se trata del cociente entre el área de las palas y el área barrida por las mismas al girar y sirve para conocer el área mínima de cada pala una vez conocida el área de barrido y el número de palas.

$$\sigma = \frac{A_p}{A}$$

Las máquinas eólicas de elevada solidez presentan un gran par a baja velocidad lo que las hace idóneas para el bombeo con bombas de pistón. Las máquinas de baja solidez presentan las características opuestas siendo aptas para acoplar a bombas centrífugas o a generadores eléctricos.

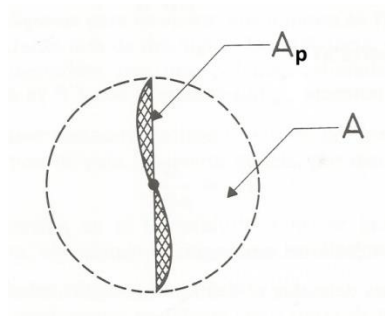


Figura 3. Área de las palas y área barrida

En la figura 4 se muestra la relación entre la velocidad específica y la solidez, como se observa a mayor número de palas mayor solidez y viceversa a menor número de palas menor solidez.

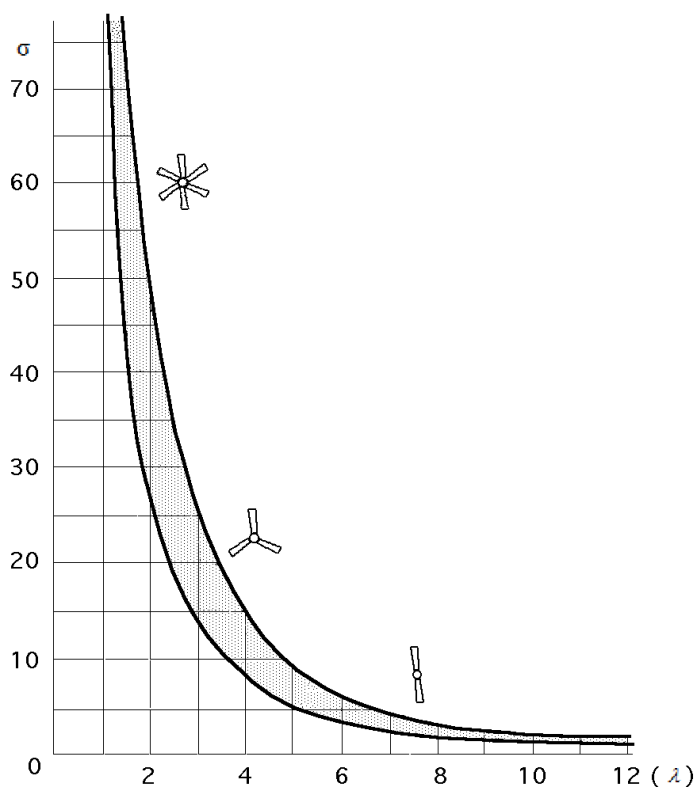


Figura 4. Relación entre el factor de solidez y la velocidad específica

Como la velocidad específica para el aerogenerador de este proyecto es de $\lambda=7$, se obtiene de la figura 4 que para esa velocidad específica el valor recomendado de solidez es $\sigma = 0,05$ por lo que el área de las palas será:

$$A_p = 0,05 \cdot A$$

Así una vez obtenido el área de barrido mínima requerida para proporcionar la potencia necesaria, se podrá calcular el área mínima de cada una de las palas.

3.3. POTENCIA DEL AEROGENERADOR

3.3.1. Potencia teórica máxima

La potencia de un rotor eólico inmerso en el seno de un fluido se obtiene gracias a la teoría de la cantidad de movimiento.

Sea la sección recta A que describe la sección del aerogenerador inmerso en el campo fluido del viento uniforme de velocidad V , describiendo un tubo de corriente como se aprecia en la figura 5.

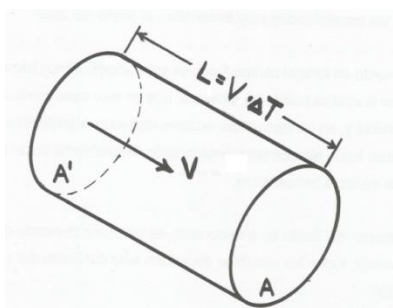


Figura 5

La sección A' se desplaza con el fluido a velocidad V y A tiene el mismo área que el área del rotor que permanece fija. Sea ΔT el tiempo que tarda en atravesar el tubo de corriente de aire. La longitud L que ha recorrido en ese intervalo de tiempo la sección A' vale:

$$L = V \cdot \Delta T$$

Por lo tanto en el intervalo de tiempo T la masa de aire contenida en el tubo cilíndrico de bases AA' y longitud L que atravesará el rotor, es:

$$m = \rho \cdot A \cdot V \cdot \Delta T$$

La masa de aire se mueve a velocidad V , siendo su energía cinética:

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V^2$$

Sustituyendo:

$$E = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V \cdot \Delta T \cdot V^2 = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V^3 \cdot \Delta T$$

Dividiendo esta energía por el tiempo T que tardo en atravesarla se tiene la potencia del viento para una sección de rotor A :

$$W_{\text{max teórica}} = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V^3$$

Esta es la potencia teórica máxima capaz de obtenerse con un aerogenerador eólico. Esta potencia dista mucho de la realidad.

3.3.2. Potencia máxima. Formula de Betz

La corriente de aire que atraviesa el rotor es más parecida a la figura 6.

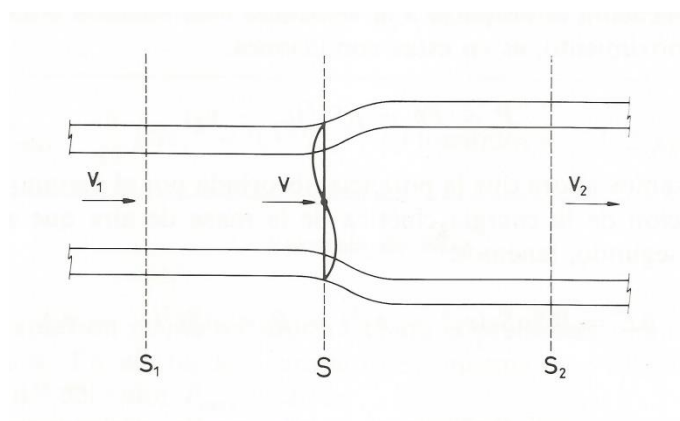


Figura 6

En ella se observa el tubo de corriente de aire que contiene el rotor, sección S . Debido al hecho de que el movimiento es subsónico el rotor perturba a la sección del tubo del campo fluido, por ello las secciones del tubo de corriente serán mayores aguas abajo del rotor.

El aerogenerador extrae energía de la vena fluida de aire, lo que provoca una pérdida de energía cinética por lo que V_2 será menor que V_1 . Debido a la suposición de que el aire que es incompresible se cumple la ecuación de la continuidad:

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2$$

Aplicando el teorema de Euler la fuerza del aire sobre el aerogenerador será:

$$F = \rho \cdot q \cdot (V_1 - V_2) = \rho \cdot A \cdot V \cdot (V_1 - V_2)$$

La potencia absorbida por el aerogenerador será:

$$W_{abs} = F \cdot V = \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot (V_1 - V_2)$$

Expresando dicha potencia como la variación de la energía cinética de la masa de aire de la vena fluida al atravesar el aerogenerador:

$$\Delta E = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V \cdot (V_1^2 - V_2^2) = W_{abs} = \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot (V_1 - V_2)$$

Despejando:

$$V = \frac{V_1 + V_2}{2}$$

Reemplazando W_{abs} en V :

$$W_{abs} = \frac{1}{4} \rho \cdot A \cdot (V_1^2 - V_2^2) \cdot (V_1 + V_2)$$

Suponiendo V_1 de valor fijo se calcula el valor de V_2 que hace máxima la ecuación diferencial:

$$\frac{dP}{dV_2} = \frac{1}{4} \rho \cdot A \cdot (V_1^2 - 2V_1V_2 - 3V_2^2)$$

La resolución de esta ecuación proporciona dos raíces:

$$V_2 = -V_1 \text{ (no tiene sentido físico)}$$

$$V_2 = \frac{V_1}{3}$$

Como $V_2 = V_1/3$ corresponde a un máximo de la potencia, introduciendo este valor en W_{abs} anteriormente obtenida, se tiene el valor de la potencia máxima que el aerogenerador es capaz de absorber de la vena fluida:

$$W_{max} = \frac{8}{27} \rho \cdot A \cdot V_1^3$$

Conocida esta como la fórmula de Betz publicada por el físico alemán Albert Betz en 1926. Dicha fórmula se utiliza para el predimensionamiento del rotor de las maquinas eólicas, en la práctica dicha expresión proporciona valores algo sobredimensionados.

3.3.3. Coeficiente de potencia C_p y límite de Betz

Como se ha visto el aerogenerador no es capaz de obtener el cien por cien de la potencia que le proporciona la vena fluida de viento. Se puede calcular el rendimiento que el aerogenerador proporciona denominado coeficiente de potencia C_p :

$$C_p = \frac{W_{abs}}{W_{max\ teórica}}$$

Siendo W_{abs} la potencia que el aerogenerador es capaz de obtener del viento. Sustituyendo este valor por la potencia máxima que estableció Betz se tiene:

$$C_{p_{\max}} = \frac{\frac{8}{27} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3} = \frac{16}{27} = 0,5925$$

Conocido este valor como límite de Betz o coeficiente de potencia siendo la máxima potencia que se puede obtener de la vena fluida de aire que atraviesa al rotor del aerogenerador que en tanto por ciento es de 59,25%.

3.3.4. Potencia real del aerogenerador

Hay que destacar que el valor de $C_{p_{\max}}$ es el máximo para un rotor ideal distando bastante del caso de estudio, por lo que para obtener un valor más aproximado tendremos que fijarnos en valores obtenidos experimentalmente, la figura 7 muestra los valores de C_p para los distintos tipos de aerogeneradores en función de la velocidad específica.

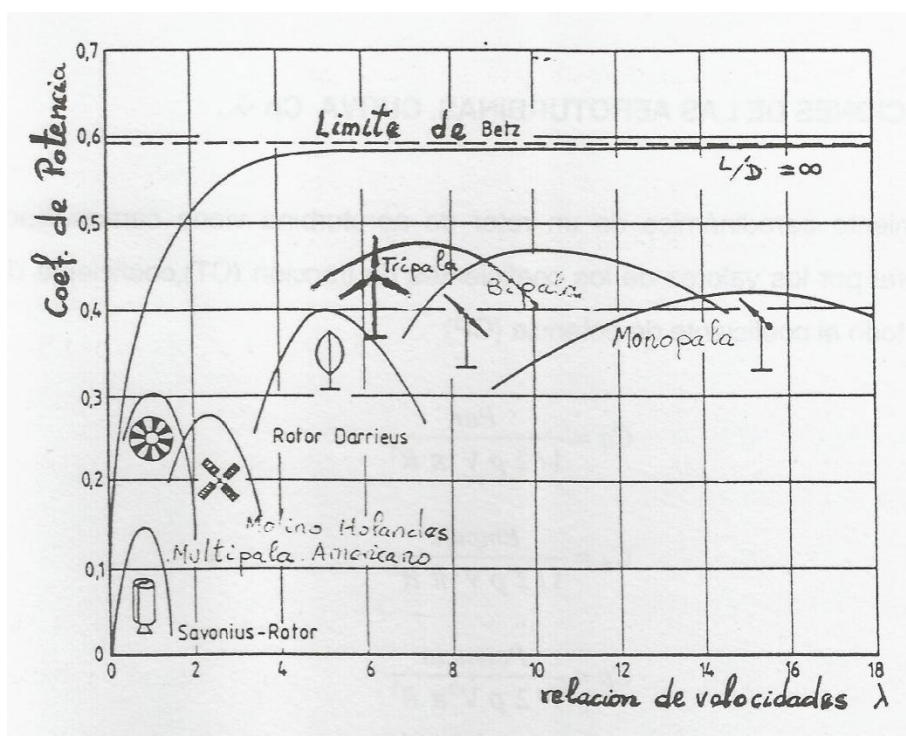


Figura 7. Valores de C_p para aerogeneradores

La figura 8 muestra una gráfica con los valores del coeficiente de potencia en función de la velocidad específica para aerogeneradores rápidos obtenida experimentalmente.

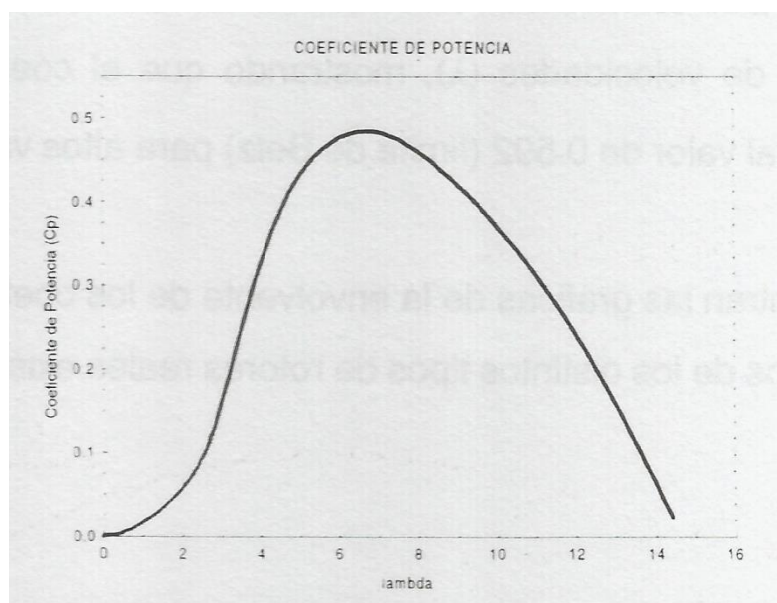


Figura 8. Coeficiente de potencia para eólicas rápidas

El aerogenerador estudiado en este proyecto tiene una velocidad específica $\lambda=7$, como se explicó se seleccionaba este valor porque es donde el coeficiente de potencia tiene el valor máximo para eólicas rápidas así el coeficiente de potencia es $C_p = 0,49$ es decir que el aerogenerador solo podrá obtener un 49% de la potencia disponible del viento.

Además para tener un valor aún más acorde con la realidad de lo que a rendimiento del aerogenerador se refiere hay que tener en cuenta las pérdidas del resto de los componentes, por lo que la potencia real del aerogenerador se obtiene con la siguiente ecuación:

$$W = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \cdot C_p \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

Donde η_1 es el rendimiento del alternador, η_2 el rendimiento de las parte mecánica y η_3 el rendimiento de las palas del aerogenerador.

El alternador seleccionado será de tipo asíncrono de la casa Marelli como todavía no se puede especificar que alternador se va a necesitar por falta de datos se observa en la figura 9 que para alternadores de 500 kW el rendimiento ronda el 96% por ello el valor que se utilizará para el rendimiento del alternador es $\eta_1 = 0,96$.



ASYNCHRONOUS GENERATORS / LOW VOLTAGE

Type	Power [kW]	Speed [min ⁻¹]	Torque [Nm]	Efficiency [%]			Power factor			Inertia (**) [kgm ²]	Weight (**) [kg]	Max overspeed [min ⁻¹]
				4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4			
4 pole 50Hz - 1500 min⁻¹ / 400V												
C3G 250 S4	55	1.535	372	92,0	92,0	90,5	0,86	0,84	0,79	0,5	275	3.000
250 M4	75	1.520	509	92,5	92,3	91,0	0,86	0,83	0,75	0,8	350	3.000
280 S4	90	1.520	608	93,0	93,0	92,0	0,88	0,86	0,79	0,9	405	3.000
280 M4	110	1.520	743	93,0	93,0	92,0	0,88	0,86	0,79	1,1	445	3.000
315 S4	132	1.520	883	93,9	94,3	94,1	0,89	0,88	0,84	1,7	570	2.750
315 MA4	160	1.520	1.067	94,2	94,5	94,1	0,88	0,87	0,81	2,1	705	2.750
315 MB4	200	1.517	1.332	94,5	94,9	94,6	0,88	0,87	0,83	2,5	750	2.750
315 MD4	250	1.517	1.656	95,0	95,3	95,0	0,89	0,88	0,83	3,1	850	2.750
315 ME4	315	1.517	2.085	95,1	95,2	95,0	0,90	0,88	0,83	3,3	930	2.750
355 LA4	315	1.509	2.089	95,4	95,3	94,5	0,89	0,87	0,82	6,6	1.150	2.750
355 LB4	400	1.510	2.637	95,9	95,8	94,8	0,90	0,89	0,85	8,0	1.260	2.750
355 LC4	450	1.508	2.965	96,1	96,0	95,3	0,89	0,87	0,86	10,3	1.450	2.750
355 LD4	550	1.508	3.620	96,2	96,0	95,4	0,89	0,87	0,81	12,0	1.670	2.750
400 LB4	620	1.509	4.086	96,0	95,8	94,9	0,89	0,88	0,86	16,0	2.110	2.750
400 LC4	700	1.508	4.607	96,2	95,9	95,0	0,90	0,89	0,84	19,0	2.280	2.750
400 LD4	750	1.508	4.936	96,2	95,9	95,0	0,90	0,89	0,84	21,0	2.450	2.750
500 LA4	800	1.507	5.280	96,0	95,7	94,8	0,89	0,88	0,86	30	3.270	2.250
500 LB4	900	1.507	5.927	96,2	95,9	95,0	0,89	0,88	0,86	35	3.580	2.250
500 LC4	1.000	1.507	6.579	96,3	96,0	95,1	0,90	0,89	0,87	40	3.850	2.250
6 pole 50Hz - 1000 min⁻¹ / 400V												
C3G 315 MA6	110	1.010	1.115	93,3	93,5	93,0	0,85	0,85	0,81	2,9	750	2.550
315 MB6	132	1.013	1.331	93,5	93,8	93,2	0,85	0,85	0,81	4,1	850	2.550
315 MC6	160	1.013	1.609	93,7	94,0	93,4	0,85	0,84	0,80	5,1	920	2.550
355 LA6	225	1.007	2.241	95,2	95,1	94,3	0,85	0,82	0,74	8,2	1.160	2.550
355 LB6	270	1.007	2.681	95,5	95,4	94,6	0,85	0,82	0,74	10,6	1.340	2.550
355 LC6	315	1.007	3.121	95,7	95,6	94,9	0,86	0,83	0,75	12,3	1.460	2.550
355 LD6	375	1.006	3.719	95,7	95,5	94,8	0,85	0,82	0,73	13,7	1.800	2.550
400 LB6	450	1.006	4.449	96,0	95,9	95,3	0,87	0,86	0,79	20,8	2.110	2.550
400 LC6	500	1.005	4.948	96,0	95,7	94,9	0,86	0,83	0,75	23,4	2.320	2.550
400 LD6	560	1.005	5.536	96,1	95,8	95,0	0,86	0,83	0,75	26,0	2.450	2.550
500 LA6	600	1.006	5.932	96,0	95,9	95,1	0,86	0,85	0,79	34	3.250	2.050
500 LB6	710	1.006	7.005	96,2	96,1	95,4	0,86	0,85	0,79	39	3.500	2.050
500 LC6	800	1.005	7.884	96,4	96,2	95,5	0,86	0,85	0,80	45	3.800	2.050
500 LD6	900	1.005	8.861	96,5	96,4	95,8	0,86	0,86	0,81	51	4.100	2.050

Figura 9. Extracto del catálogo de generadores asíncronos de la casa Marelli

Para el rendimiento de la parte mecánica es lógico adoptar un 10 % de pérdidas, estas pérdidas son la suma del conjunto de las partes móviles del aerogenerador como son rodamientos, caja multiplicadora, ejes... Por ello el valor adoptado es $\eta_2 = 0,90$.

Los componentes con menor rendimiento o mejor dicho con mayores pérdidas del aerogenerador son las palas, estas pérdidas son causadas por la resistencia aerodinámica que presentan al girar en la corriente de aire y debido a su rugosidad. Como el estudio de las palas se encuentra fuera del alcance de este proyecto es difícil calcular con precisión el rendimiento de éstas, pero también es inviable para el diseño de la maquina eólica descartar dichas perdidas por lo que a falta de datos, utilizar un valor de $\eta_3 = 0,80$ es bastante conservador.

3.4. DIMENSIONAMIENTO DEL ROTOR

3.4.1. Área de barrido

Una vez obtenida la fórmula de la potencia que puede desarrollar el aerogenerador.

$$W = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \cdot C_p \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

Y como el área de barrido es:

$$A = \pi \cdot R^2$$

Sustituyendo se obtiene el radio mínimo necesario para obtener la potencia demandada por el cliente:

$$R = \sqrt{\frac{2 \cdot W}{\pi \cdot \rho \cdot V^3 \cdot C_p \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3}}$$

Sustituyendo:

$W = 500.000$ vatios, solicitada por el cliente.

$\rho = 1,225$ Kg/m³, densidad del aire a 1 atmosfera y 15°C.

$V = 15$ m/s, velocidad nominal del viento.

$C_p = 0,49$ coeficiente de potencia.

$\eta_1 = 0,96$ rendimiento del alternador.

$\eta_2 = 0,90$ rendimiento de la parte mecánica.

$\eta_3 = 0,80$ rendimiento de las palas del aerogenerador.

Se obtiene un valor de 15,08 metros para el radio mínimo del rotor, lo que proporciona un área de 714,41 m² que es el área mínima de barrido que debe de tener el aerogenerador.

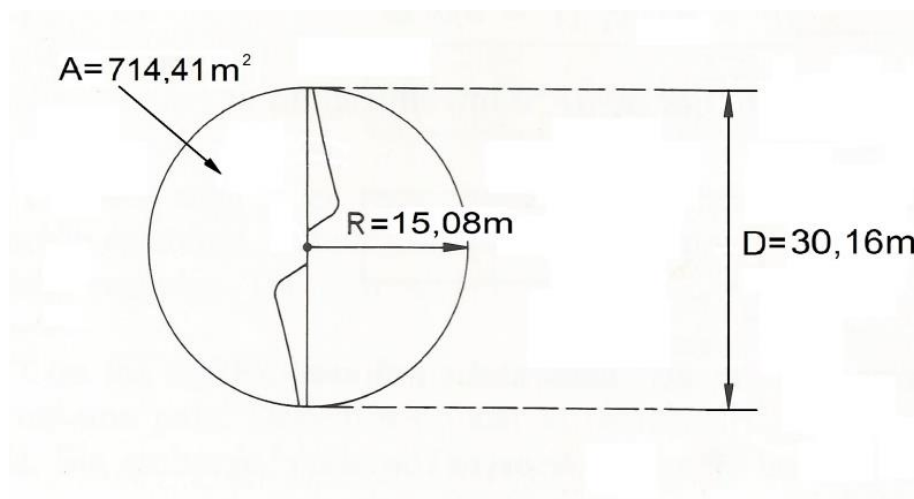


Figura 10. Características de la maquina eólica

Como el buje tiene un diámetro de 1 metro, la longitud de una pala será:

$$l = 15,08 - 0,5 = 14,58 \text{ m}$$

3.4.2. Masa de las palas

Como se explicó en la memoria el diseño de las palas no se aborda en este proyecto por lo que no se dispone de ninguna de las características geométricas de éstas, la masa de una pala se obtendrá de la figura 11 donde se muestra la distribución de la masa en función del radio del rotor y del tipo de material de fabricación, esta gráfica está realizada por el National Renewable Energy Laboratory en base a datos de distintos fabricantes.

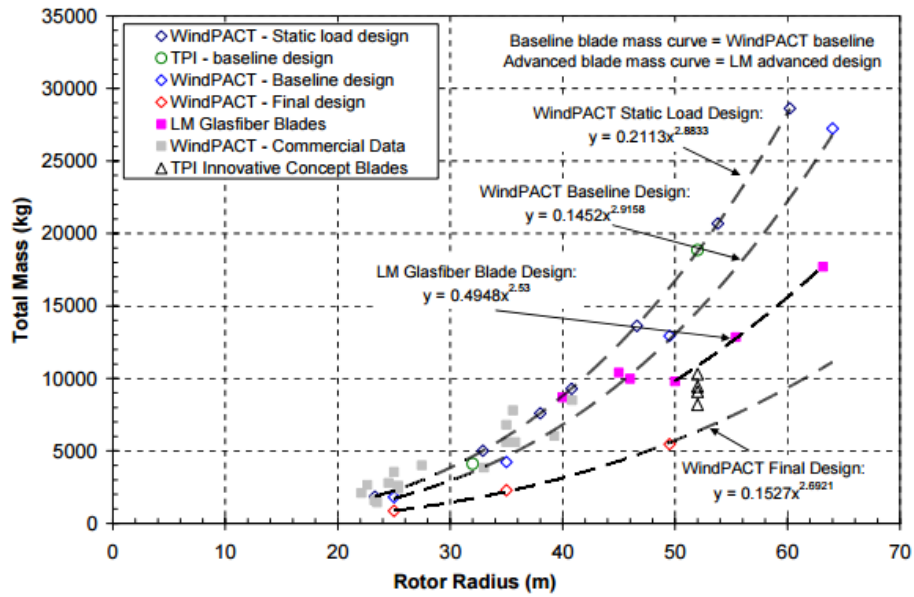


Figure 1. Blade mass scaling relationship.

Baseline: mass = $0.1452 \cdot R^{2.9158}$ per blade
 Advanced: mass = $0.4948 \cdot R^{2.53}$ per blade
 where R = rotor radius

Figura 11. Masa de una pala en función del radio del rotor

El material generalizado en la fabricación de las palas es la fibra de vidrio por lo que se adopta este material como el utilizado, donde la distribución de masa sigue la ecuación:

$$m_b = 0,4948 \cdot R^{2,53} = 0,4948 \cdot 15,08^{2,53} = 474 \text{ Kg}$$

La masa de una de las palas es $m_b = 474 \text{ Kg}$.

3.4.3. Área mínima de una pala

Como ya se explicó el coeficiente de solidez relaciona el área de barrido con el área de las palas, por lo que una vez obtenida el área de barrido y teniendo en cuenta que el aerogenerador cuenta con tres palas, el área mínima de una pala es:

$$A_B = \frac{0,05 \cdot A}{3} = \frac{0,05 \cdot 714,42}{3} = 11,91 \text{ m}^2$$

3.4.4. Velocidad de giro

Como la velocidad específica es:

$$\lambda = \frac{\text{Velocidad de punta de pala}}{\text{Velocidad de viento}} = \frac{\omega_n \cdot R}{V} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot V}$$

Una vez conocido el diámetro y despejando se puede obtener la velocidad de giro del aerogenerador como:

$$n = \frac{60 \cdot V \cdot \lambda}{\pi \cdot D}$$

La velocidad de giro del aerogenerador bajo condiciones normales de funcionamiento es:

$$n = \frac{60 \cdot V \cdot \lambda}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 15 \cdot 7}{\pi \cdot 30,16} = 66,49 \text{ r.p.m.}$$

A partir de 15 m/s de velocidad de viento las palas giran sobre su propio eje lo que hace que las revoluciones se mantengan prácticamente constantes, así como el par de rotación en el eje. Si el sistema de cambio de paso de las palas tuviera un mal funcionamiento provocando un aumento de las revoluciones en el eje de la máquina eólica, esta entraría en parada por medio de la actuación del freno de disco situado en el eje de alta velocidad.

3.4.5. Par desarrollado por el rotor

Despejando la ecuación del coeficiente de par se puede obtener el par desarrollado por el rotor.

$$Q = \frac{1}{2} C_Q \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \pi \cdot R^3$$

Como ya se ha explicado el par de rotación desarrollado por el rotor del aerogenerador permanecerá constante en todo el rango útil de funcionamiento desde la velocidad nominal de viento hasta la velocidad de desconexión, siendo este de:

$$Q = \frac{1}{2} C_Q \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \pi \cdot R^3 = \frac{1}{2} \cdot 0,06 \cdot 1,225 \cdot 15^2 \cdot \pi \cdot 15,08^3 = 89.082,78 \text{ Nm}$$

3.4.6. Curva de potencia

La potencia del aerogenerador varía con relación a la velocidad del viento que incide sobre el rotor de acuerdo a la siguiente expresión:

$$W = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \cdot C_p \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

Como la máquina eólica produce electricidad en el rango de velocidad de viento que comprende desde los 3 m/s a los 25 m/s, la curva de potencia se muestra en la figura 12.

Velocidad del viento [m/s]	Potencia eléctrica generada [W]
3	4001,4
4	9484,9
5	18525,2
6	32011,6
7	50833,2
8	75879,3
9	108039,1
10	148201,8
11	197256,6
12	256092,7
13	325599,3
14	406665,7
15	500000
16	500000
17	500000
18	500000
19	500000
20	500000
21	500000
22	500000
23	500000
24	500000
25	500000

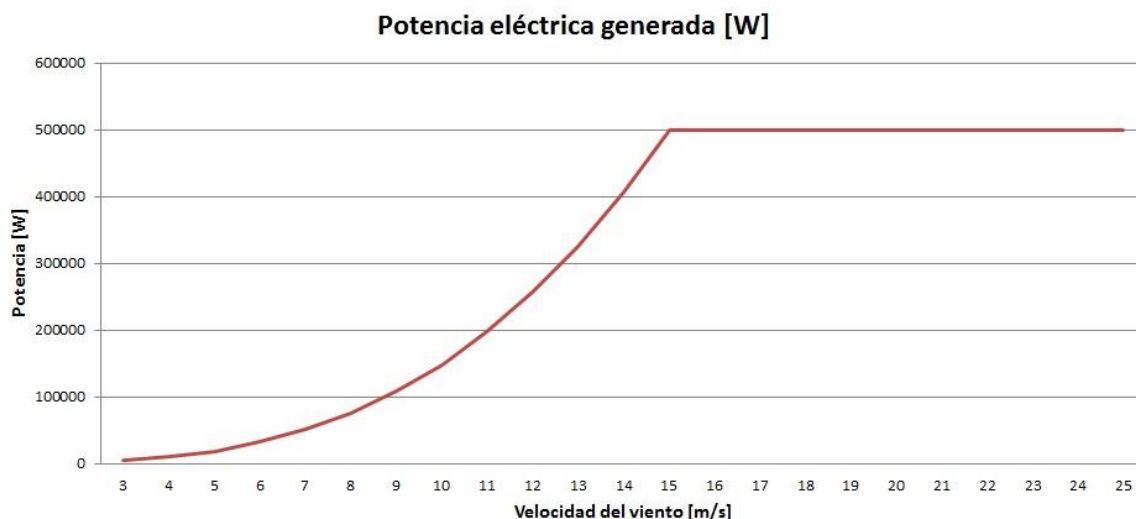


Figura 12. Curva de potencia

El aerogenerador consigue la potencia requerida por el cliente con una velocidad de viento de 15 m/s siendo esta su velocidad nominal. A partir de esta velocidad las palas giran sobre su propio eje, lo que se traduce en una disminución del área de las palas a favor del viento y como consecuencia en unas pérdidas de rendimiento aerodinámico. Dichas pérdidas se ven compensadas por el aumento de la velocidad del viento por lo que la potencia se mantiene constante.

Gracias a la regulación del ángulo de giro de las palas se puede mantener constante la potencia y la velocidad de rotación del rotor durante un mayor rango de velocidades de viento.

3.4.7. Comprobación de las características del aerogenerador

Mediante el ábaco que se muestra en la figura 13 se puede comprobar el diámetro y la velocidad de rotación de las máquinas eólicas rápidas en función de la velocidad del viento y de la potencia deseada.

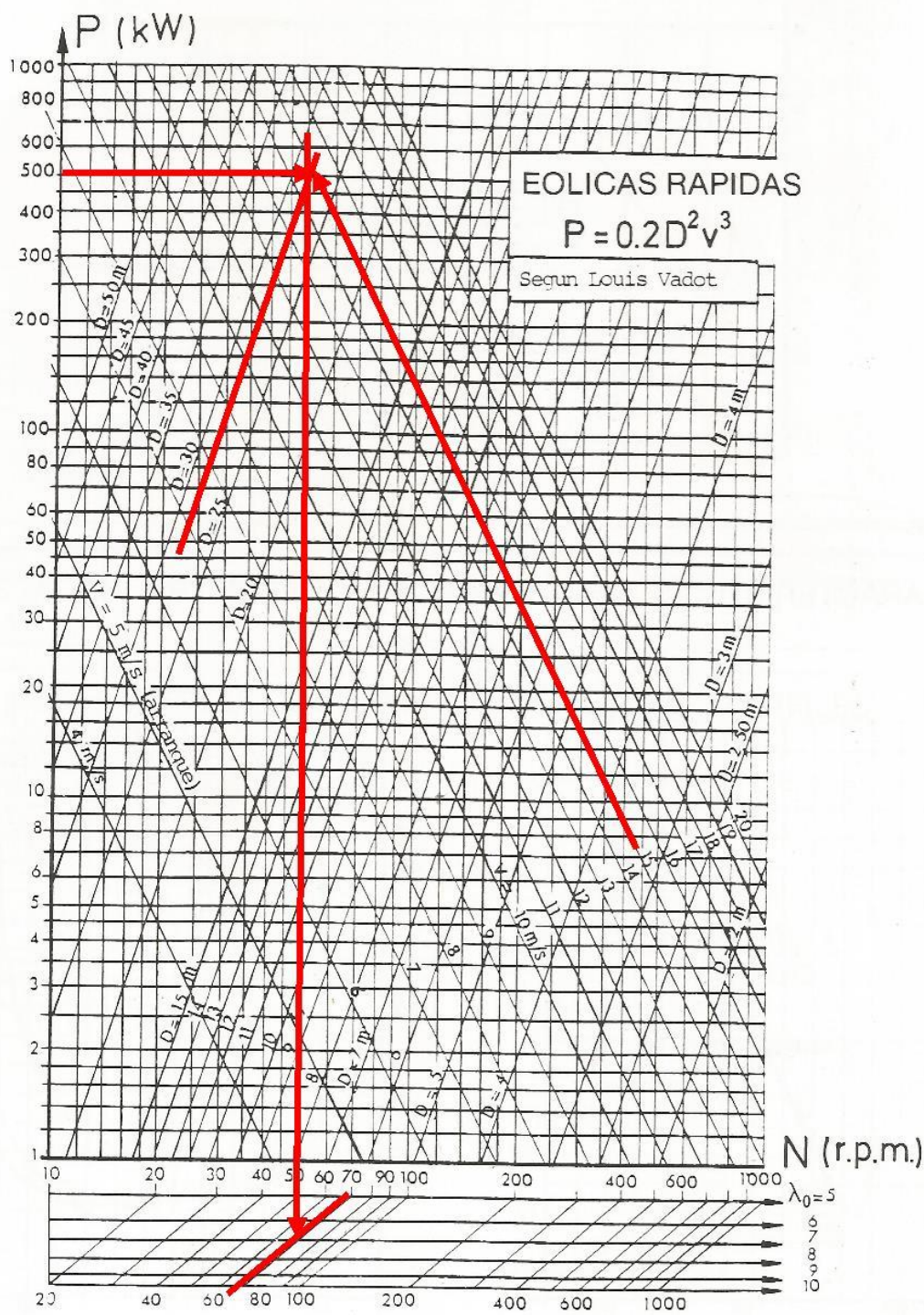


Figura 13. Ábaco de diseño

Con el ábaco se obtiene un diámetro de 29 metros y una velocidad de rotación de 68 r.p.m. valores muy aproximados a los obtenidos numéricamente.

3.4.8. Resumen de las características del aerogenerador

La máquina eólica presenta las siguientes características:

- Longitud de la pala: $l = 14,58 \text{ m}$
- Diámetro rotor: $D = 30,16 \text{ m}$
- Área de barrido: $A = 714,41 \text{ m}^2$
- Velocidad específica: $\lambda = 7$
- Coeficiente de par: $C_Q = 0,06$
- Factor de solidez: $\sigma = 0,05$
- Masa de una pala: $m_B = 474 \text{ kg}$
- Área mínima de una pala: $A_B = 11,91 \text{ m}^2$
- Velocidad de rotación: $n = 66,49 \text{ r.p.m.}$
- Par desarrollado por el rotor: $Q = 89.082,78 \text{ Nm}$

3.5. SISTEMA PARA EL CAMBIO DE PASO DE LAS PALAS

Con el fin de controlar la potencia y las revoluciones del rotor, los modernos aerogeneradores están dotados de dispositivos mecánicos que se encargan de hacer girar las palas sobre su propio eje longitudinal, lo que se conoce como control de paso o pitch controller, estos sistemas se controlan de forma independiente en cada pala lo que proporciona un gran control sobre el rendimiento del aerogenerador.

Dichos sistemas tienen en la unión de la raíz de la pala y el buje del aerogenerador una corona dentada y un motor reductor, para dimensionar dichos componentes se deben de obtener primero las fuerzas y momentos que el viento genera en dicho punto.

3.5.1. Fuerzas sobre las palas

El flujo de aire (V) sobre el perfil de ala de la pala genera dos fuerzas aerodinámicas denominadas:

- Fuerza de sustentación (F_s) perpendicular a la dirección del flujo de aire resultante.
- Fuerza de resistencia (F_R) paralela a la dirección del flujo de aire resultante.

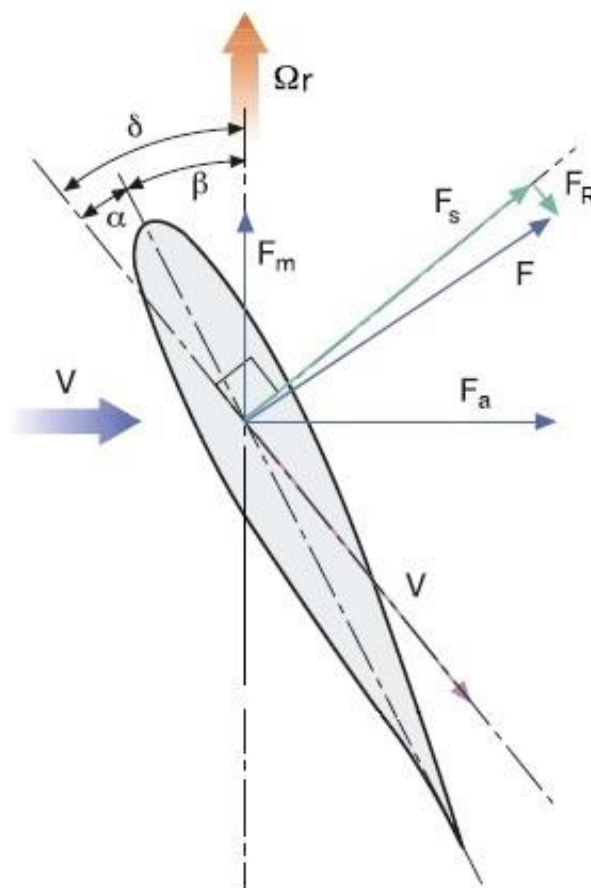


Figura 14. Diagrama de fuerzas sobre la pala

Los ángulos que forma la pala con respecto a la dirección del viento son: ángulo de ataque (α), se denomina así a la diferencia angular entre la dirección del flujo de aire y la cuerda máxima de la sección de la pala; el ángulo de paso (β) es la diferencia angular entre el plano de rotación del rotor y la cuerda máxima de la pala, la suma de ambas es el ángulo constructivo (δ).

En las palas eólicas cuanto mayor sea la fuerza de sustentación con respecto a la fuerza de resistencia mayor es la eficacia (E) de éstas, ya que $E = \frac{C_z}{C_x}$.

La fuerza de sustentación y la fuerza de resistencia se pueden obtener mediante las siguientes fórmulas:

$$F_S = \frac{1}{2} \cdot C_Z \cdot A_p \cdot \rho \cdot V^2$$

$$F_R = \frac{1}{2} \cdot C_X \cdot A_p \cdot \rho \cdot V^2$$

Los coeficientes de sustentación (C_Z) y de resistencia (C_X) se obtienen de tablas dependiendo del tipo de perfil utilizado en la fabricación de las palas, como el diseño de las palas se encuentra fuera del alcance de este proyecto se obtendrá un valor aproximado de dichos coeficientes en base a las tablas de los perfiles aerodinámicos más usuales en la fabricación de aerogeneradores.

Los perfiles más utilizados para el diseño de palas de aerogeneradores son los perfiles normalizados “NACA” que fueron creados por la National Advisory Committee for Aeronautics en la figura 15 se muestra las tablas de eficacia de dos perfiles aerodinámicos NACA en función del ángulo de ataque.

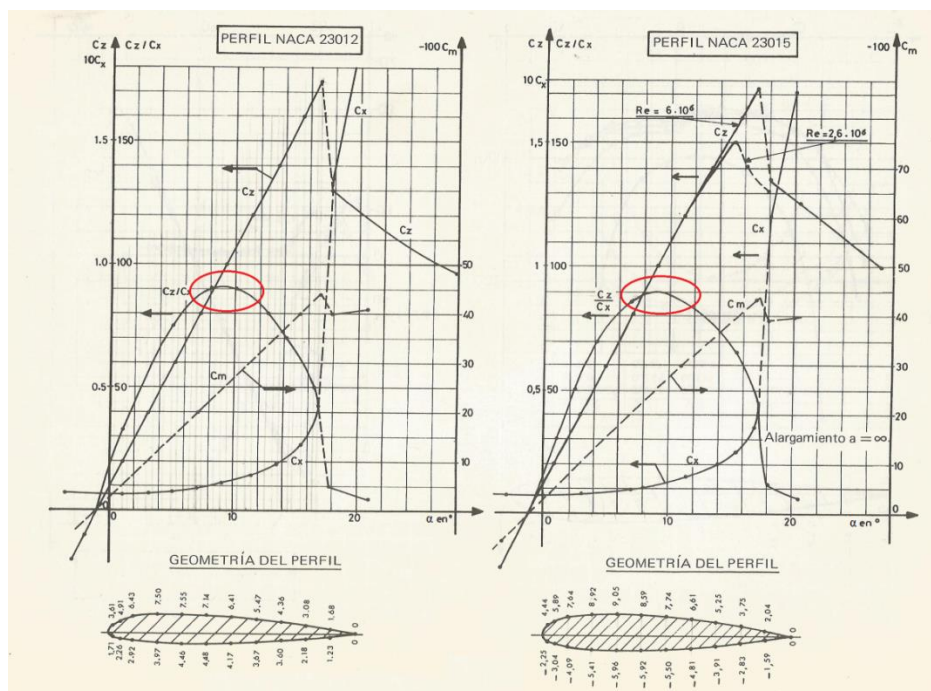


Figura 15. Tablas de eficiencia en perfiles NACA

La eficacia máxima de las palas se obtiene para un ángulo de ataque $\alpha = 9^\circ$, donde el coeficiente de sustentación es $C_Z = 0,97$ y el coeficiente de resistencia $C_X = 0,1$.

Descomponiendo las fuerzas de sustentación y de resistencia en las direcciones paralela y perpendicular al eje del aerogenerador se obtienen la fuerza motriz F_m y la fuerza axial $F_a = F_S \cdot \cos \delta + F_R \cdot \text{sen} \delta$ siendo esta última, la fuerza necesaria para dimensionar el sistema de cambio del paso de las palas, sustituyendo:

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot C_Z \cdot A_P \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \cos \delta + \frac{1}{2} \cdot C_X \cdot A_P \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \text{sen} \delta$$

Se calcula la fuerza axial sobre las palas con la velocidad máxima del viento $V_{\max} = 25 \text{ m/s}$ y con la pala posicionada en la mayor captación posible, es decir para un ángulo de paso $\beta = 0^\circ$.

$$F_a = \left[\frac{1}{2} \cdot 0,97 \cdot 35,73 \cdot 1,225 \cdot 25^2 \cdot \cos(9) \right] + \left[\frac{1}{2} \cdot 0,1 \cdot 35,73 \cdot 1,225 \cdot 25^2 \cdot \text{sen}(9) \right]$$

$$F_a = 13.318,17 \text{ N}$$

Esta fuerza actúa en el centro de gravedad de la pala, al no conocer la geometría de esta se toma el centro de gravedad como la mitad de la pala lo que proporciona valores más conservadores, ya que en realidad el centro de gravedad está más próximo al eje de rotación lo que provoca obtener valores de momentos a la altura del eje de valor más elevado.

Como se explicó en la memoria la velocidad del viento varía con la altura lo que a su vez provoca una variación de la fuerza axial sobre las palas del aerogenerador por lo que la pala situada a mayor altura soportará una carga axial mayor que las otras dos tal y como se observa en la figura 16.

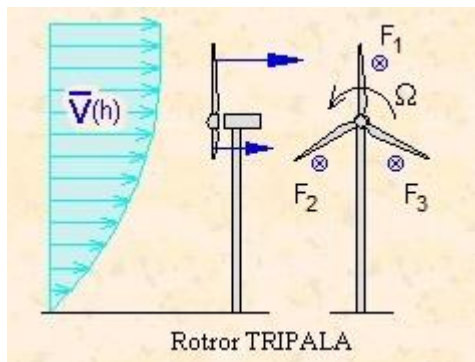


Figura 16.

En un rotor tripala se admite que la carga en la pala superior queda equilibrada por las otras dos, así se obtiene la ecuación:

$$F_1 = F_2 + F_3$$

Y como:

$$F_2 = F_3$$

$$F_a = F_1 + F_2 + F_3$$

Se tiene un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas que proporciona la distribución de la fuerza axial en cada pala con relación a su posición de giro, los datos obtenidos tras la resolución del sistema se muestran en la figura 17.

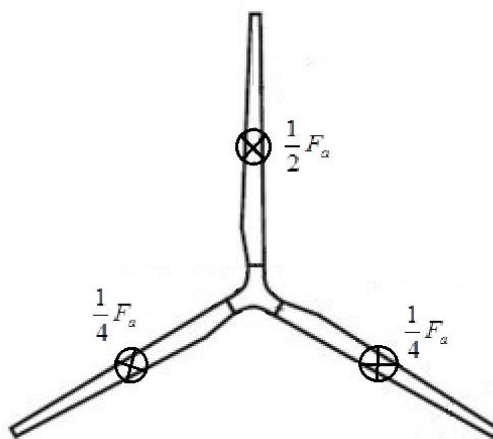


Figura 17. Distribución de fuerzas

Como las palas se encuentran en rotación alrededor del eje del aerogenerador y la fuerza varía con la altura se tendrá que estudiar la pala en las cuatro posiciones límite que se muestran en la figura 18, con la distribución de fuerzas correspondiente a cada posición de estudio.

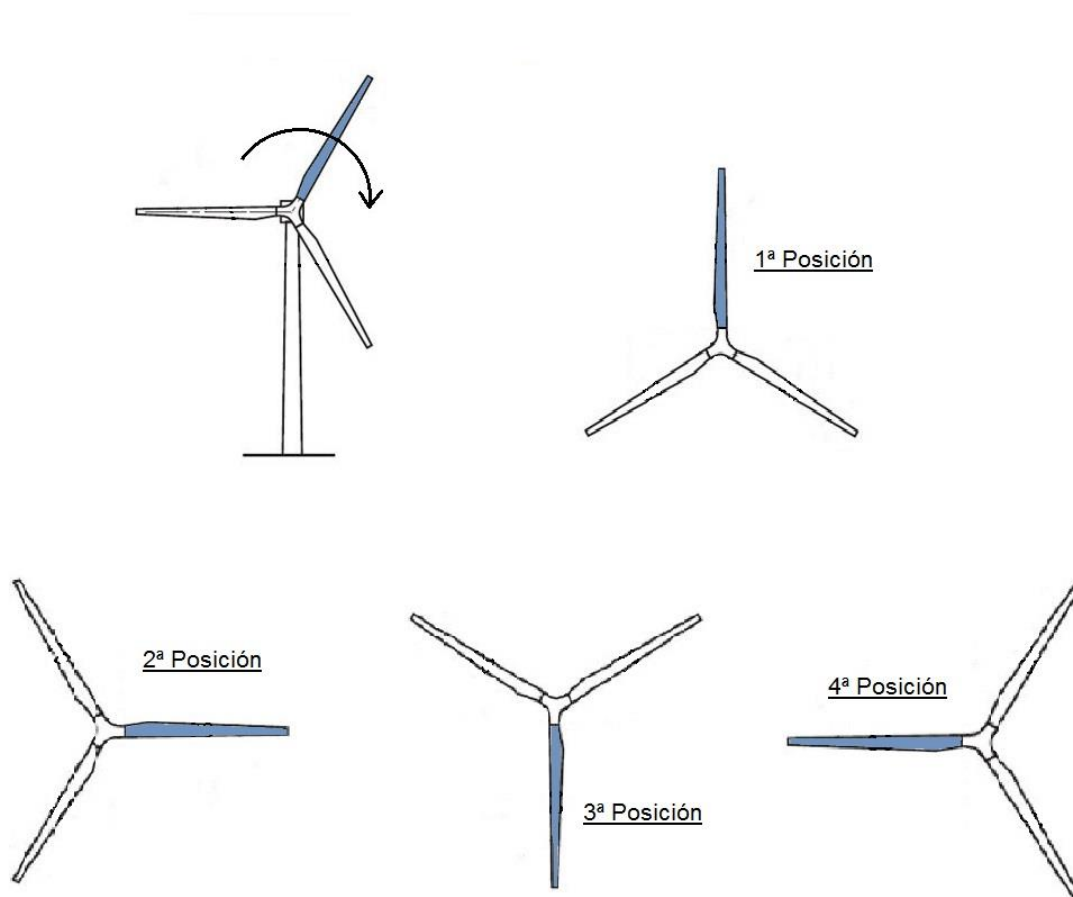


Figura 18. Posiciones límite de la pala

3.5.2. Fuerzas y momentos en la raíz de la pala

Las fuerzas que actúan en el centro de gravedad de la pala son la fuerza debida al peso (F_p), la fuerza centrífuga (F_c) y la fuerza axial (F_a) que variará con relación a cada posición de estudio.

El valor de dichas fuerzas es:

$$F_a = 13.318,17 \text{ N}$$

$$F_p = m_B \cdot g = 474 \cdot 9,81 = 4.650 \text{ N}$$

$$F_c = m_B \cdot \omega_n^2 \cdot R_{cdg} = 474 \cdot (6,96)^2 \cdot 7,29 = 167.388,01 \text{ N}$$

Estas fuerzas a su vez generan unos momentos en la raíz de la pala; con las fuerzas y momentos obtenidos se dimensionará el rodamiento de giro de acuerdo al catálogo de la empresa Rothe Erde.

Los grandes rodamientos Rothe Erde son elementos de máquinas que forman por si mismos una unidad completa. Formados por un rodamiento y una corona dentada son capaces de transmitir de forma simultánea los esfuerzos axiales, radiales y los pares de vuelco.

Según el catálogo de rodamientos de la marca Rothe Erde se debe de obtener las fuerzas y momentos de la figura 19.

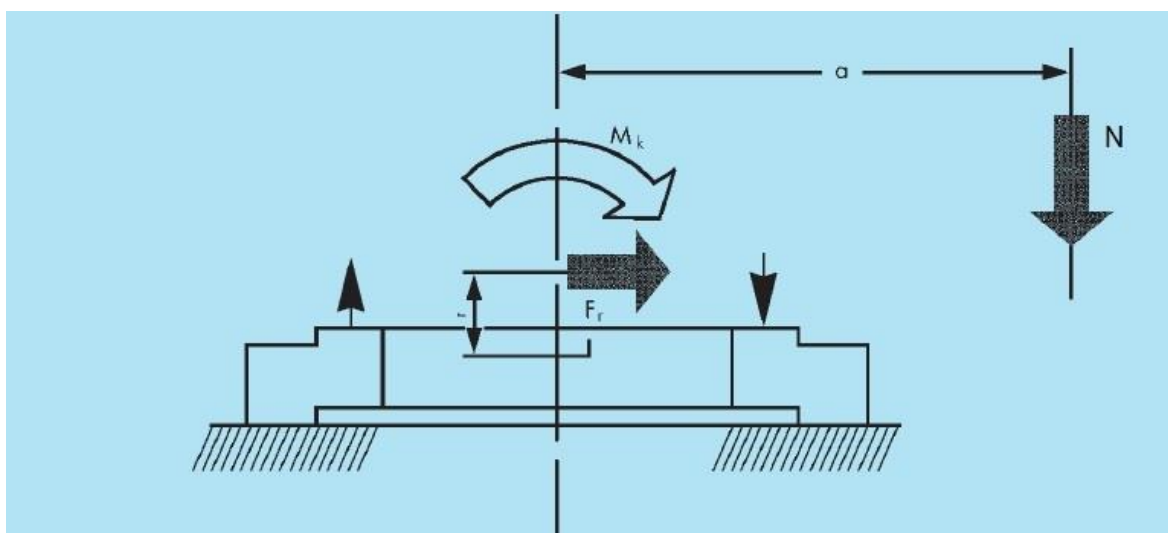


Figura 19. Fuerzas y momentos en el rodamiento

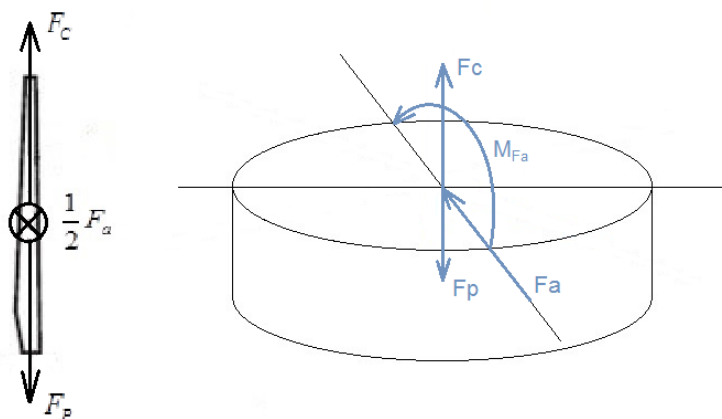
1ª Posición:

Figura 20. Distribución de fuerzas y momentos en la sección

Donde:

$$N = F_c - F_p = 167.388,01 - 4.650 = 162.738,01 \text{ N}$$

$$F_r = 0,5 \cdot F_a = 0,5 \cdot 13.318,17 = 6.659,09 \text{ N}$$

$$M_K = M_{F_a} = 0,5 \cdot F_a \cdot R_{cdg} = 0,5 \cdot 13.318,17 \cdot 7,29 = 48.544,73 \text{ Nm}$$

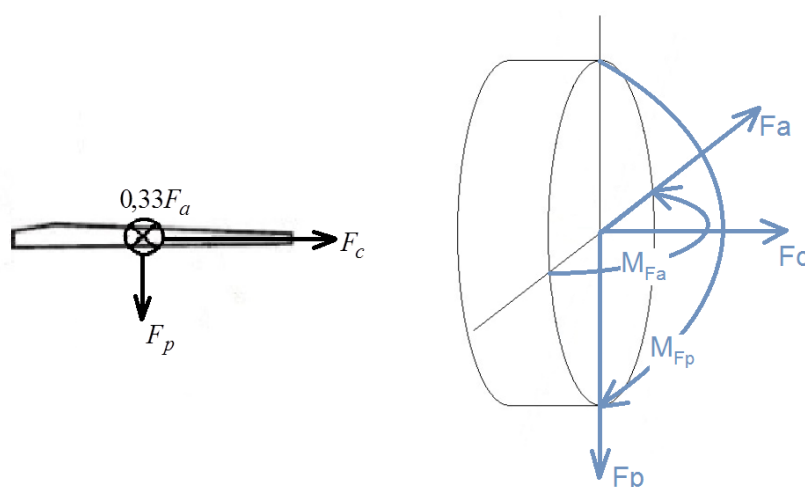
2ª Posición:

Figura 21. Distribución de fuerzas y momentos en la sección

Donde:

$$N = F_C = 167.388,01 \text{ N}$$

$$F_r = \sqrt{(0,33F_a)^2 + (F_p)^2} = \sqrt{(0,33 \cdot 13.318,17)^2 + (4.650)^2} = 6.398,32 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} M_K &= \sqrt{(M_{F_a})^2 + (M_{F_p})^2} = \sqrt{(0,33F_a \cdot R_{cdg})^2 + (F_p \cdot R_{cdg})^2} = \\ &= \sqrt{(0,33 \cdot 13.318,17 \cdot 7,29)^2 + (4.650 \cdot 7,29)^2} = 46.643,75 \text{ Nm} \end{aligned}$$

3ª Posición:

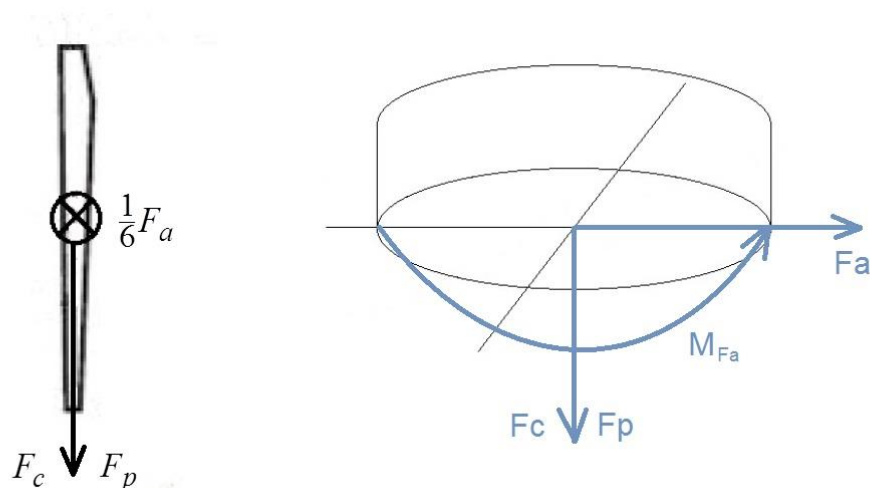


Figura 22. Distribución de fuerzas y momentos en la sección

Donde:

$$N = F_C + F_p = 167.388,01 + 4.650 = 172.038,01 \text{ N}$$

$$F_r = \frac{1}{6} F_a = \frac{1}{6} \cdot 13.318,17 = 2.219,7 \text{ N}$$

$$M_K = M_{F_a} = \frac{1}{6} F_a \cdot R_{cdg} = \frac{1}{6} \cdot 13.318,17 \cdot 7,29 = 16.181,58 \text{ Nm}$$

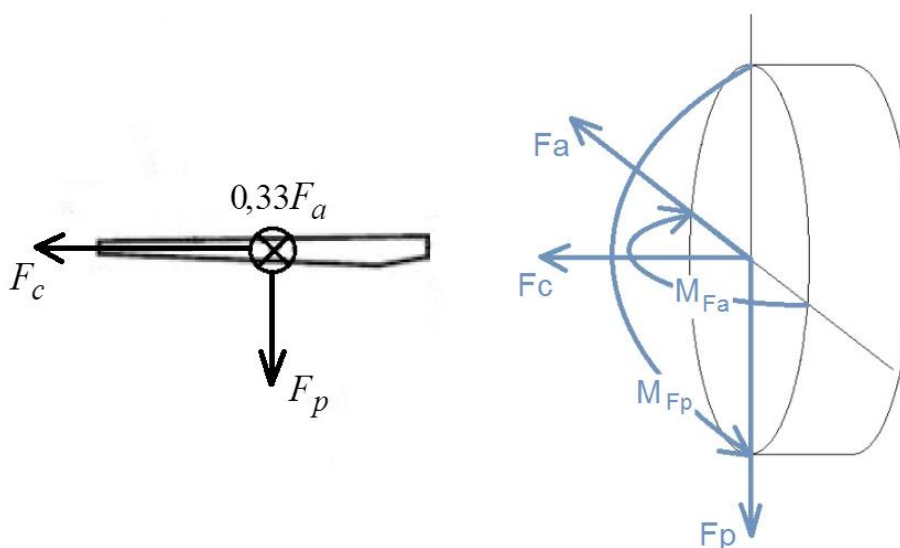
4ª Posición:

Figura 23. Distribución de fuerzas y momentos en la sección

Donde:

$$N = F_C = 167.388,01N$$

$$F_r = \sqrt{(0,33F_a)^2 + (F_p)^2} = \sqrt{(0,33 \cdot 13.318,17)^2 + (4.650)^2} = 6.398,32 N$$

$$\begin{aligned} M_K &= \sqrt{(M_{F_a})^2 + (M_{F_p})^2} = \sqrt{(0,33F_a \cdot R_{cdg})^2 + (F_p \cdot R_{cdg})^2} = \\ &= \sqrt{(0,33 \cdot 13.318,17 \cdot 7,29)^2 + (4.650 \cdot 7,29)^2} = 46.643,75 Nm \end{aligned}$$

Las fuerzas y momentos obtenidos en la 2ª y 4ª posición tienen el mismo valor, como se observa en el siguiente cuadro resumen:

	1ª posición	2ª posición	3ª posición	4ª posición
N	162,74KN	167,39KN	172,04KN	167,39KN
F_r	6,66 KN	6,4 KN	2,22 KN	6,4 KN
M_K	48,54 KNm	46,64 KNm	16,18 KNm	46,64 KNm

En el cuadro también se puede observar que en la 1ª posición se tiene el mayor momento de vuelco M_K , pero no así la mayor fuerza axial, que se obtiene en la 3ª posición, además el hecho de que en la 2ª posición se obtenga una mayor fuerza axial que en la 1ª posición y a su vez un mayor momento de vuelco ocasiona que no se puedan considerar unas posiciones como más desfavorables respecto a otras y se tenga que hacer un estudio de diseño de la 1ª, 2ª y 3ª posición.

3.5.3. Selección del rodamiento

Para la selección del rodamiento el catálogo ofrece curvas de carga límite para la capacidad de carga estática y curvas de vida útil.

Para la determinación de la capacidad de carga necesaria del rodamiento se deberán multiplicar las cargas obtenidas con los “factores de carga” de la figura 24.

Casos de aplicación	f_{stat}	f_L	Vida útil, giros a plena carga
Grúa sobre vehículo (servicio de cuchara y en general aplicaciones con gran frecuencia de movimiento de cargas)		1,7	150.000
Grúa giratoria (cuchara/imán)	1,45		
Transportador giratorio (cuchara/imán)			
Puente grúa (cuchara/imán)			
Grúa flotante (cuchara/imán)			
Mecanismo principal de giro de rotopalas			
Retro-cargadores		2,15	300.000
Apiladores			
Cintas transportadoras en voladizo			

Figura 24. Factores de carga para la selección de rodamientos

Se utilizan rodamientos normalizados de la serie KD 600 por su peso reducido, lo que disminuye las fuerzas inerciales sobre el eje, además el rodamiento se comercializa con dentado interior lo que proporciona un tamaño reducido.

Serie KD 600

Uniones giratorias de una hilera de bolas
Uniones giratorias con transmisión de carga por cuatro puntos de contacto

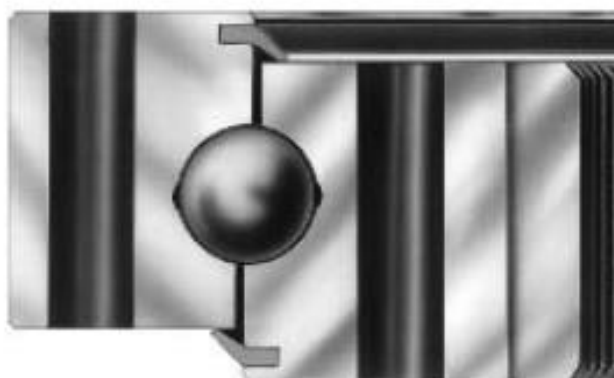


Figura 25. Rodamiento de bolas

El rodamiento debe verificarse de acuerdo a dos criterios de diseño y se seleccionara el más restrictivo de los dos, es decir con el que se obtenga un rodamiento de mayor tamaño.

1º Capacidad de carga estática:

Para los rodamientos de la serie KD 600 se deben calcular las dos combinaciones de cargas que proporcionan las “cargas de lectura”.

Combinación de carga I:

$$N' = (N + 5,046 \cdot Fr) \cdot f_{stat}$$

$$M'_k = M_k \cdot f_{stat}$$

Combinación de cargas II:

$$N' = (1,225 \cdot N + 2,676 \cdot Fr) \cdot f_{stat}$$

$$M_k' = 1,225 \cdot M_k \cdot f_{stat}$$

Estas “cargas de lectura” deben quedar situadas por debajo de la curva de carga límite estática proporcionando así el rodamiento requerido.

1ª posición:

Combinación de cargas I:

$$N' = (162,74 + 5,046 \cdot 6,66) \cdot 1,45 = 248,7 \text{ kN}$$

$$M_k' = 48,54 \cdot 1,45 = 70,38 \text{ kNm}$$

Combinación de cargas II:

$$N' = (1,225 \cdot 162,74 + 2,676 \cdot 6,66) \cdot 1,45 = 314,9 \text{ kN}$$

$$M_k' = 1,225 \cdot 48,54 \cdot 1,45 = 86,22 \text{ kNm}$$

2ª posición:

Combinación de cargas I:

$$N' = (167,39 + 5,046 \cdot 6,4) \cdot 1,45 = 289,54 \text{ kN}$$

$$M_k' = 46,64 \cdot 1,45 = 67,63 \text{ kNm}$$

Combinación de cargas II:

$$N' = (1,225 \cdot 167,39 + 2,76 \cdot 6,4) \cdot 1,45 = 322,94 \text{ kN}$$

$$M'_k = 1,225 \cdot 46,64 \cdot 1,45 = 82,84 \text{ kNm}$$

3ª posición:

Combinación I:

$$N' = (172,04 + 5,046 \cdot 2,22) \cdot 1,45 = 265,7 \text{ kN}$$

$$M'_k = 16,18 \cdot 1,45 = 23,46 \text{ kNm}$$

Combinación II:

$$N' = (1,225 \cdot 172,04 + 2,676 \cdot 2,22) \cdot 1,45 = 314,2 \text{ kN}$$

$$M'_k = 1,225 \cdot 16,18 \cdot 1,45 = 28,74 \text{ kNm}$$

Resumen de las combinaciones de cargas para las diferentes posiciones:

1ª Posición

Combinación de cargas I	N'	248,7 kN
	M'_k	70,38 kNm
Combinación de cargas II	N'	314,9 kN
	M'_k	86,22 kNm

2ª Posición

Combinación de cargas I	N'	289,54 kN
	M'_k	67,63 kNm

Combinación de cargas II	N'	322,94 kN
	M'_K	82,84 kNm

3ª Posición

Combinación de cargas I	N'	265,7 kN
	M'_K	23,46 kNm
Combinación de cargas II	N'	314,2 kN
	M'_K	28,74 kNm

A la hora de entrar en las curvas de carga límite estática se debe estudiar primeramente con las “cargas de lectura” de valor más elevado, como se observa en el cuadro resumen, dichas cargas corresponden a la combinación de cargas II (1ª posición) y a la combinación de cargas II (2ª posición). Al tener mayor carga axial pero menor momento de vuelco en una combinación respecto a la otra, no se pueden descartar ninguna de las dos. Al ser los valores muy próximos se toma el máximo de cada uno lo que proporciona valores conservadores, las cargas de lectura son:

$$N' = 322,94 \text{ kN}$$

$$M'_K = 86,22 \text{ kNm}$$

En la figura 26 se muestran las curvas de carga estática que cumple para las cargas de lectura calculadas.

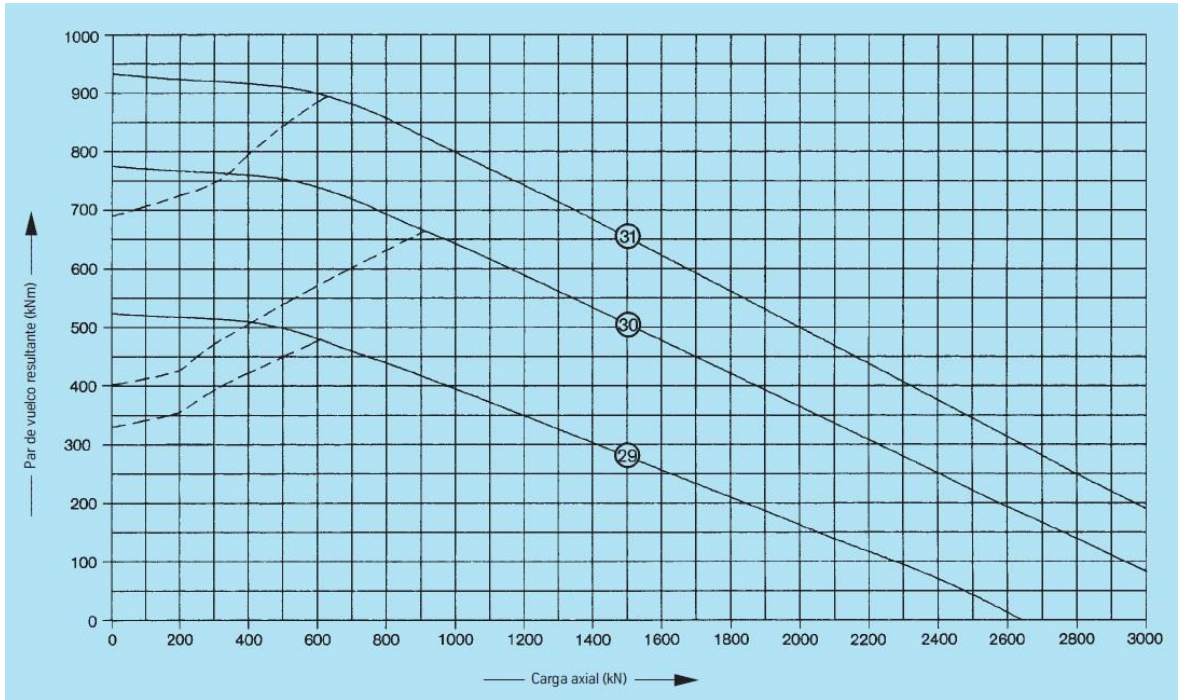


Figura 26. Curva de carga límite estática

El rodamiento seleccionado es el que corresponde a la curva de carga estática 29 además se selecciona una corona dentada con material normalizado. El rodamiento designado por la empresa Rothe Erde es:

062.25.0886.800.11.1504

Las características de dicho rodamiento se encuentran en la figura 27.

Rodamientos con dentado interior

Número de plano	Peso	Díametro exterior	Díametro interior	Altura total	Díametro círculo taladro exterior	Díametro círculo taladro interior	Cantidad taladros por círculo	Díametro del taladro	Medida del tornillo	Cantidad de engrasadores	Díametro	Díametro	Altura del aro	Altura del aro	Separación alabes aros exterior/interior	Separación arriba aros exterior/interior	Díametro primitivo	Módulo	Cantidad de dientes	Coronación esférica según S/DIN 3880, Octubre 1976	Ajuste cabeza de diente	Altura del diente	Curvas
D_L [mm]	[kg]	D_a [mm]	D_i [mm]	H [mm]	L_a [mm]	L_i [mm]	n	B [mm]	M [mm]	n_1	O [mm]	U [mm]	H_1 [mm]	H_2 [mm]	H_u [mm]	H_o [mm]	d [mm]	m [mm]	z	$x \cdot m$ [mm]	$k \cdot m$ [mm]	b [mm]	
062.25.0886.800.11.1504 062.25.0886.801.21.1504	111	980	752	63	944	827	36	17,5	16	4	885	887	54	54	9	9	760	8	95	-4,0	-	54	29
062.25.1077.890.11.1503 062.25.1077.891.21.1503	140	1169	930	63	1134	1017	36	17,5	16	6	1076	1078	54	54	9	9	940	10	94	-5,0	-	54	30
062.25.1180.000.11.1504 062.25.1180.001.21.1504	185	1287	1020	69	1243	1117	36	22	20	6	1179	1181	60	54	15	9	1030	10	103	-5,0	-	60	31

Corona dentada en material normalizado
Corona dentada en material bonificado

Figura 27. Características del rodamiento dentado

2ª Vida útil del rodamiento:

Para una vida útil de 300.000 giros a plena carga se utiliza un factor $f_L = 2,15$ tal y como se indica en la figura 24. Las “cargas de lectura” son:

$$N' = (N + F_r) \cdot f_L$$

$$M_k' = M_k \cdot f_L$$

Cargas de lectura para la 1ª posición:

$$N' = (162,74 + 6,66) \cdot 2,15 = 364,21 \text{ kN}$$

$$M_k' = 48,54 \cdot 2,15 = 104,36 \text{ kNm}$$

Cargas de lectura para la 2ª posición:

$$N' = (167,39 + 6,4) \cdot 2,15 = 373,65 \text{ kN}$$

$$M_k' = 46,64 \cdot 2,15 = 100,28 \text{ kNm}$$

Cargas de lectura para la 3ª posición:

$$N' = (172,04 + 2,22) \cdot 2,15 = 374,66 \text{ kN}$$

$$M_k' = 16,18 \cdot 2,15 = 34,79 \text{ kNm}$$

Al ser las cargas de lectura muy aproximadas para las tres posiciones se toma los valores máximos, lo que proporcionara datos conservadores así:

$$N' = 374,66 \text{ kN}$$

$$M_k' = 104,36 \text{ kNm}$$

Estas cargas de lectura se deben de comprobar en la curva de vida útil correspondiente al rodamiento seleccionado, la curva se muestra en la figura 28.

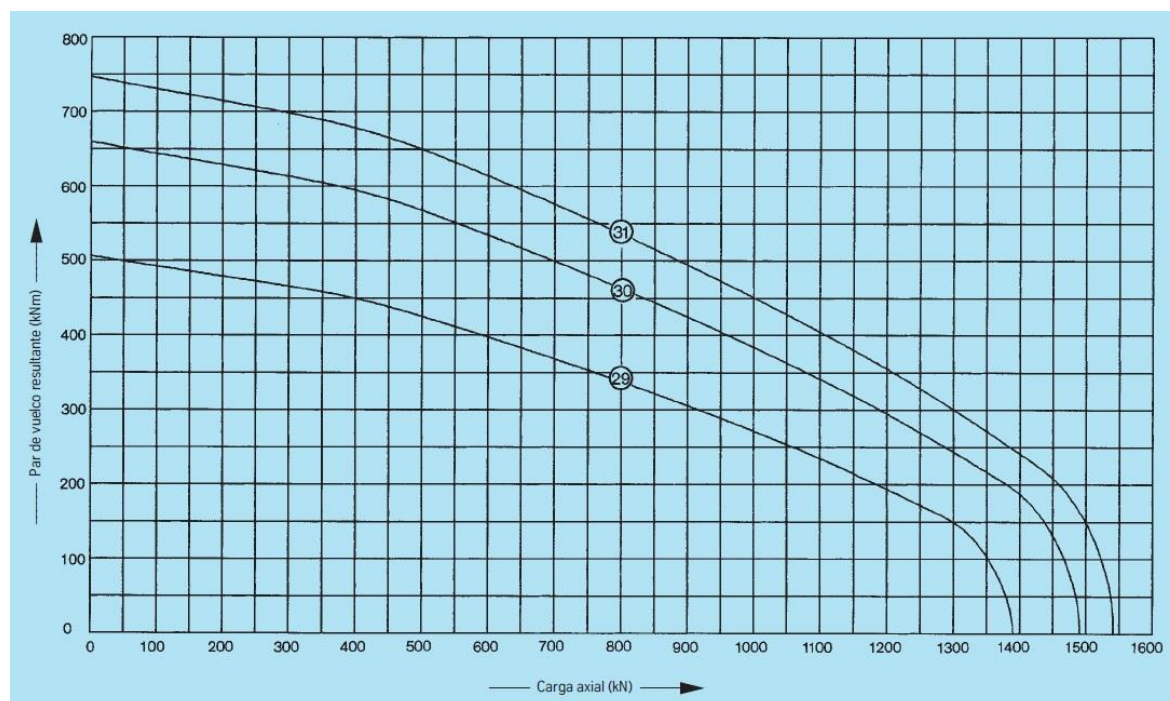


Figura 28. Curva de vida útil

Sigue siendo útil el rodamiento seleccionado con el criterio de carga estática.

El rodamiento presenta una vida útil superior a la que representa la curva, ya que debido a las cargas a las que se ve solicitado se encuentra por debajo de la curva de 30.000 ciclos. Se puede calcular la nueva vida útil del rodamiento que indicará en que momento debe ser sustituido. Así con las cargas obtenidas de la figura 29, que son las cargas para la vida útil sobre la curva característica del rodamiento, se puede obtener el número de ciclos completos de funcionamiento como sigue:

$$f_L = \frac{950}{374,66} = 2,5$$

$$f_L = \frac{280}{104,36} = 2,68$$

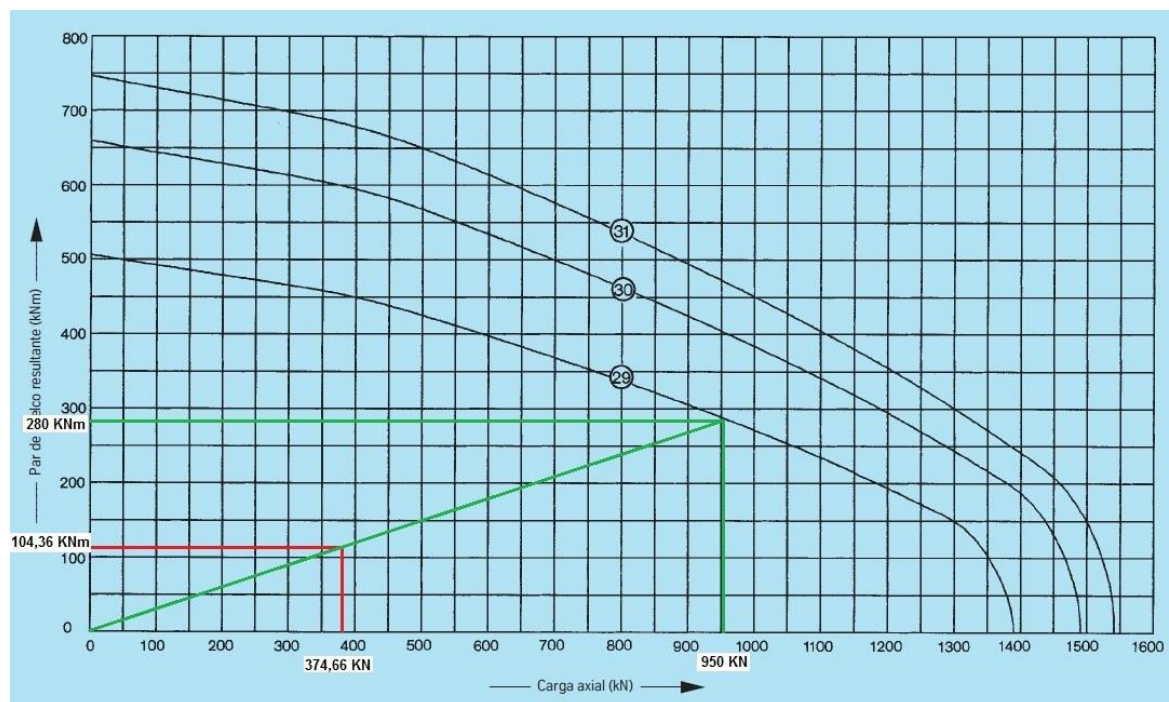


Figura 29. Curva de vida útil

La ecuación para obtener la vida útil es:

$$G = (f_L)^p \cdot 30.000$$

Para rodamientos de bolas $p = 3$, y con $f_L = 2,5$, la vida del rodamiento es:

$$G = (2,5)^3 \cdot 30.000 = 468.750 \text{ giros}$$

En la figura 30 puede observarse la geometría del rodamiento dentado. Es de vital importancia conocer dicha geometría ya que de ella dependerá una correcta unión entre la pala y el buje a través del rodamiento.

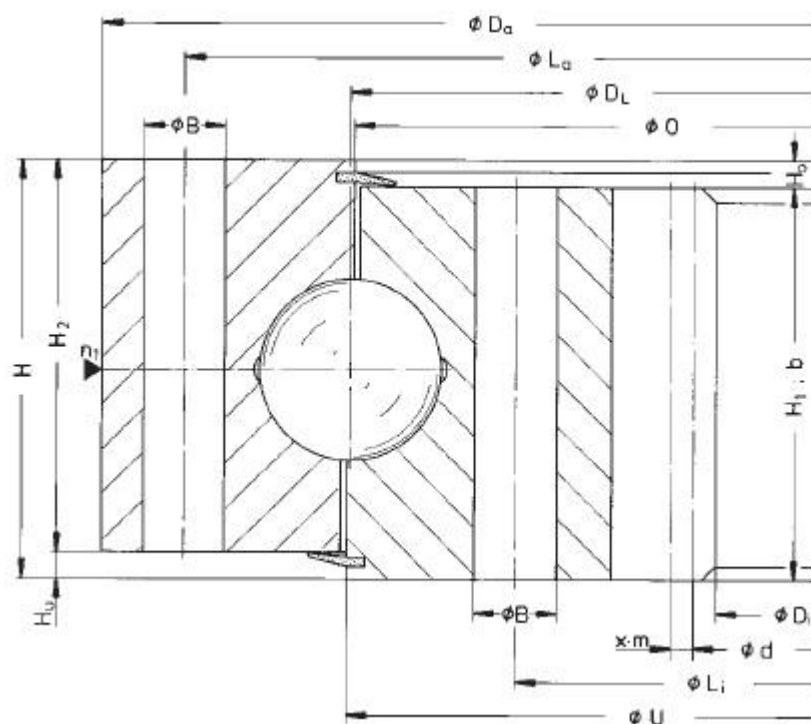


Figura 30. Geometría de la corona

Según el catalogo se deberán colocar 36 tornillos de métrica M 16 dispuestos de forma circular en un diámetro de 944 mm para la unión con la pala y de 827 mm para la unión con el buje.

De la figura 31 puede obtenerse la fuerza debida al tensado del tornillo y el par de apriete necesarios. Hay que tener en cuenta que dichos datos son para un coeficiente de fricción medio de 0,14 donde rosca y superficie de apoyo están ligeramente engrasadas, la dispersión es un $\pm 10\%$ y la fijación del par es mediante llave dinamométrica. En caso de que estas condiciones no se cumplan se deberán de obtener los datos mediante el método de cálculo por elementos finitos.

Clase de sujeción según DIN/ISO 898			8.8	10.9				
Limite de elasticidad $R_{p0,2}$ N/mm ²			640 para \leq M 16 660 para $>$ M 16			940		
rosca métrica ISO DIN 13	área tensionada A_s mm ²	área del núcleo A_3 mm ²	fuerza de tensado F_M N	con atornillador dinamo métrico hidráulico o eléctrico M_A Nm	con llave dinamo métrica M_A' Nm	fuerza de tensado F_M N	con atornillador dinamo métrico hidráulico o eléctrico M_A Nm	con llave dinamo métrica M_A' Nm
M 12	84,3	76,2	38500	87	78	56000	130	117
M 14	115	105	53000	140	126	77000	205	184
M 16	157	144	72000	215	193	106000	310	279
M 18	193	175	91000	300	270	129000	430	387
M 20	245	225	117000	430	387	166000	620	558
M 22	303	282	146000	580	522	208000	830	747
M 24	353	324	168000	740	666	239000	1060	954
M 27	459	427	221000	1100	990	315000	1550	1395
M 30	561	519	270000	1500	1350	385000	2100	1890
M 33	694	647	335000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo		480000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo	
M 36	817	759	395000			560000		
M 39	976	913	475000			670000		
M 42	1120	1045	542000			772000		
M 45	1300	1224	635000			905000		
M 48	1470	1377	714000			1018000		
M 52	1760	1652	857000			1221000		
M 56	2030	1905	989000			1408000		
M 60	2360	2227	1156000			1647000		

Figura 31. Fuerza de tensado y par de apriete necesarios en el rodamiento

Al ser tornillos de clase 8.8 de métrica M 16 la fuerza debida al tensado y el par de apriete son:

$$F_M = 72.000 \text{ N}$$

$$M_A = 215 \text{ Nm}$$

El par de apriete deberá de aplicarse mediante atornillador dinamométrico hidráulico o eléctrico.

3.5.4. Selección del motorreductor

Para la selección del motorreductor se debe de conocer el par necesario para el funcionamiento del sistema de giro. La empresa de rodamiento Rothe Erde ofrece en su catálogo las ecuaciones necesarias para el cálculo del par de arranque en sus rodamientos basándose en datos y conocimientos teóricos y prácticos.

Rothe Erde indica que la ecuación necesaria para el cálculo del par de rozamiento

de arranque (M_r) para uniones giratorias de bolas es:

$$M_r = \frac{\mu}{2} (4,4 \cdot M_k + N \cdot D_L + 2,2 \cdot F_r \cdot D_L \cdot 1,73)$$

El coeficiente de rozamiento (μ) se obtiene de la figura 32, al utilizar rodamientos de la serie KD 600 el coeficiente de rozamiento es $\mu = 0,006$.

$\mu = 0,008$	para la serie de tipos KD 210, Tipo 13 y 21, rodamientos en ejecución normalizada
0,006	para la serie de tipos KD 210, Tipo 110
0,004	para la serie de tipos KD 320
0,006	para la serie de tipos KD 600
0,003	para la serie de tipos RD 700
0,004	para la serie de tipos RD 800
0,003	para la serie de tipos RD 900

Figura 32. Coeficiente de rozamiento

El diámetro de rodadura del rodamiento (D_L) se obtiene de la tabla de características del rodamiento mostrada en la ilustración 27, el diámetro de rodadura del rodamiento es $D_L = 886 \text{ mm} = 0,886 \text{ m}$.

Como ya se ha explicado la pala del aerogenerador presenta 4 posiciones de estudio donde en dos de ellas se obtenían las mismas cargas, dichas cargas eran:

	1ª posición	2ª posición	3ª posición	4ª posición
N	162,74 kN	167,39 kN	172,04 kN	167,39 kN
F_r	6,66 kN	6,4 kN	2,22 kN	6,4 kN
M_K	48,54 kNm	46,64 kNm	16,18 kNm	46,64 kNm

Por lo que el par de rozamiento de arranque será el más restrictivo de las posiciones que puede tener la pala, es decir el de mayor valor.

1ª posición:

$$M_r = \frac{0,006}{2} (4,4 \cdot 48,54 + 162,74 \cdot 0,886 + 2,2 \cdot 6,66 \cdot 0,886 \cdot 1,73) = 1,14 \text{ kNm}$$

2ª posición:

$$M_r = \frac{0,006}{2} (4,4 \cdot 46,64 + 167,39 \cdot 0,886 + 2,2 \cdot 6,4 \cdot 0,886 \cdot 1,73) = 1,13 \text{ kNm}$$

3ª posición:

$$M_r = \frac{0,006}{2} (4,4 \cdot 16,18 + 172,04 \cdot 0,886 + 2,2 \cdot 2,22 \cdot 0,886 \cdot 1,73) = 0,69 \text{ kNm}$$

El par de rozamiento de arranque que se utiliza para el dimensionamiento del motorreductor es el correspondiente a la primera posición de estudio:

$$M_r = 1,14 \text{ kNm}$$

El motorreductor utilizado es el proporcionado por la empresa Rossi.



Figura 33. Motorreductor coaxial con motor asíncrono trifásico

Se tratan de motorreductores coaxiales con motor asíncrono trifásico disponibles con un montaje de dos o tres engranajes cilíndricos.

Para la determinación del tamaño del motorreductor se debe disponer de los datos necesarios: potencia P_2 requerida a la salida del motorreductor, velocidad angular n_2 a la salida del motorreductor y el factor de servicio f_s .

La potencia requerida a la salida del motorreductor se obtiene con la siguiente ecuación:

$$P_2 = \frac{M_r \cdot n_1 \cdot 2\pi}{\eta_4 \cdot 60}$$

Donde n_1 es la velocidad de giro de las palas sobre su eje longitudinal que quedo definido en la memoria como $n_1 = 1,5$ r.p.m. y para reductores de tres engranajes el rendimiento es $\eta_4 = 0,96$, por lo que la potencia requerida a la salida del motorreductor es:

$$P_2 = \frac{M_r \cdot n_1 \cdot 2\pi}{\eta_4 \cdot 60} = \frac{1,14 \cdot 1,5 \cdot 2\pi}{0,96 \cdot 60} = 0,19 \text{ kW}$$

A la hora de seleccionar la potencia a la salida del motorreductor (P_1), se seleccionará una $P_1 \geq P_2$.

Para calcular la velocidad angular n_2 a la salida del motorreductor se tiene que predimensionar el engranaje del piñón que se colocará en el eje del motorreductor el cual proporcionará una relación de transmisión i entre el piñón y la corona dentada que se encuentra en el rodamiento.

La relación de transmisión máxima entre un par de engranajes es $i_{\max} = 5$ donde la relación de transmisión se da con la siguiente ecuación:

$$i = \frac{Z_{\text{corona}}}{Z_{\text{piñon}}} = \frac{\omega_{\text{piñon}}}{\omega_{\text{corona}}}$$

El número de dientes de la corona Z_{corona} lo facilita el fabricante del rodamiento, se muestra en la ilustración 27 donde se obtienen las características del rodamiento facilitadas por Rothe Erde.

$$Z_{corona} = 95 \text{ dientes}$$

Por lo que el número de dientes del piñón es:

$$Z_{piñon} = \frac{Z_{corona}}{i} = \frac{95}{5} = 19 \text{ dientes}$$

El número de dientes del piñón es válido, ya que $Z_{piñon} = 19 > 14$ dientes por lo que no existe posibilidad de interferencias.

La velocidad angular n_2 a la salida del motorreductor es igual a la $\omega_{piñon}$ y como la ω_{corona} es la velocidad de giro de las palas sobre su propio eje:

$$\omega_{corona} = 1,5 \cdot \frac{2\pi}{60} = 0,157 \frac{rad}{seg}$$

$$\omega_{piñon} = i \cdot \omega_{corona} = 5 \cdot 0,157 = 0,785 \frac{rad}{seg}$$

$$n_2 = \omega_{piñon} \cdot \frac{60}{2\pi} = 0,785 \cdot \frac{60}{2\pi} = 7,5 \text{ r.p.m}$$

Se deberá seleccionar del catálogo la velocidad angular n_2 más próxima a la requerida.

El factor de servicio f_s del motorreductor se obtiene de la figura 34, para un aerogenerador se considera una clasificación de carga III “sobrecargas fuertes” donde $f_s = 1,6$ como valor mínimo. El motorreductor seleccionado deberá tener como mínimo un factor de servicio de 1,6.

Clasificación de la carga Classification de la charge	Maquina accionada Machine entraînée	f_s ≥
I Carga uniforme Charge uniforme ($m_j \leq 0,3$)	Ventiladores (con diámetros reducidos) - Agitadores (para líquidos de densidad baja y constante) - Mezcladores (para materiales de densidad baja y uniforme) - Transportadores de cinta (para materiales sueltos de pequeñas dimensiones) - Mandos auxiliares - Líneas de montaje - Llenadoras - Compresores centrifugos - Bombas centrifugadoras (líquidos de densidad baja y constante) - Elevadores de cinta - Escaleras móviles. Ventilateurs (petits diamètres) - Agitateurs (liquides à densité basse et constante) - Mélangeurs (matériaux à densité basse et uniforme) - Transporteurs à bande (matériaux fins en vrac) - Commandes auxiliaires - Lignes de montage - Remplisseuses - Compresseurs centrifuges - Pompes centrifuges (liquides à densité basse et constante) - Elévateurs à bande - Escaliers roulants.	1
II Sobrecargas moderadas Surcharges modérées ($m_j \leq 3$)	Ventiladores (con diámetros medio) - Agitadores (para líquidos de densidad elevada o variable) - Mezcladores (para materiales de densidad variables) - Transportadores de cinta (para materiales sueltos de grandes dimensiones) - Traslación - Bombas dosificadoras - Bombas de engranajes - Bombas de pistones multicilíndricas - Bombas centrifugadoras (líquidos de densidad variable o elevada) - Paletizadores - Coronas de orientación - Empaquetadoras - Embotelladoras - Montacargas - Puertas correderas. Ventilateurs (diamètres moyens) - Agitateurs (liquides à densité élevée ou variable) - Mélangeurs (matériaux à densité variable) - Transporteurs à bande (matériaux gros en vrac) - Translation - Pompes de dosage - Pompes à engrenages - Pompes à piston pluricylindriques - Pompes centrifuges (liquides à densité variable ou élevée) - Paletizers - Cercles de rotation - Machines à confectionner - Machines à embouteiller - Monte-charges - Portes coulissantes.	1,32
III Sobrecargas fuertes Surcharges élevées ($m_j \leq 10$)	Elevadores de cangilones - Caminos de rodillos - Mezcladores pesados (para materiales sólidos y heterogéneos) - Traslación de puentes grúa - Mecanismos (sistemas de manivelas, excéntricos) - Cizallas (para chapas) - Dobladoras - Centrifugadoras - Prensas (de manivela, de palanca acodada, excéntricas). Elévateurs à godet - Trains de rouleaux - Mélangeurs lourds (matériaux solides et hétérogènes) - Translation (ponts) - Mécanismes (à manivelles excentriques) - Cisailles (tôles) - Plieuses - Centrifugeuses - Presses (à manivelle, à imprimer, à vilebrequin).	1,6

Figura 34. Factor de servicio para motorreductores

Con los valores de:

$$P_2 = 0,19 \text{ kW}$$

$$n_2 = 7,5 \text{ r.p.m.}$$

$$f_s = 1,6$$

Se obtiene el motorreductor del catálogo de la empresa Rossi cuyas características se muestran en la figura 35.

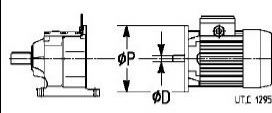
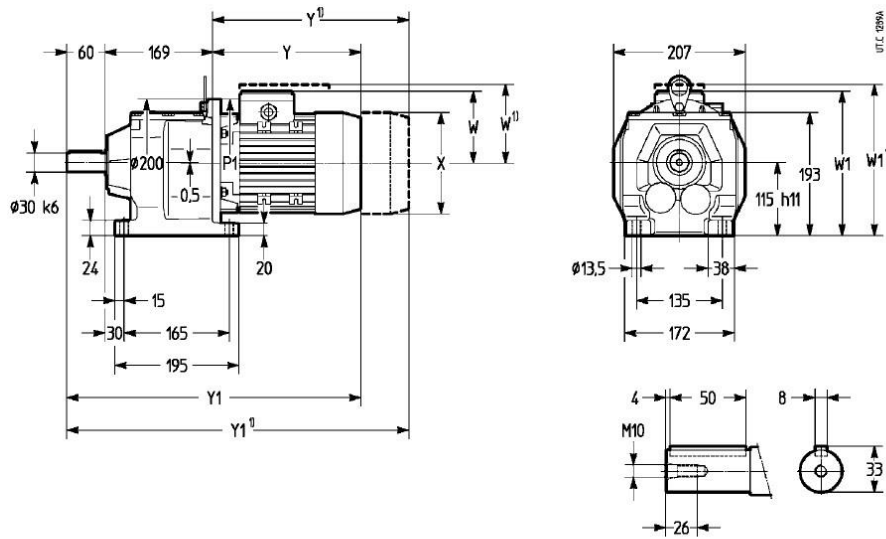
P_1 kW	n_2 min ⁻¹	M_2 N m	F_{T2} N	i	f_s		Masa Masse				
							HF kg	F0 kg			
0,25	4,43	538	9 750	201	1	MR 3I 6 - 71 B 6 BX5 14 x 160	41	44			
	4,95	482	10 000	180	1,25						
	5,68	421	10 000	157	1,5						
	6,37	375	10 000	140	1,8						
	7,09	337	10 000	125	2						
	7,99	299	10 000	111	2,24						
	8,9	268	10 000	100	2,5						
	6,92	345	9 000	201	1,5				MR 3I 6 - 71 A 4 BX5 14 x 160	40	42
	7,74	309	9 000	180	1,9						

Figura 35. Características del motorreductor

Según el catálogo de motorreductores Rossi se designa al motorreductor seleccionado como:

$$MR 3I 6 P C 3 E - HF 71B 6 230.400 BX5 / 7,5$$

La geometría del motorreductor y sus dimensiones pueden observarse en la figura 36.



Tam. motor Grand. moteur		P1 Ø	X Ø	Y	Y1	W	W1					
			≈ 1)	≈ 1)	≈ 1)	≈ 1)	≈ 1)					
63	BX1	160	122	122	187	229	416	458	92	104	207	218
71	B5	160	140	140	230	275	459	504	118	114	233	228
	BX5				212		441		102		217	
	BX2											
80	B5	200	159	159	252	307	481	536	137	129	252	243
	B5R				160			325				
90S	B5	200	175	159	262	307	491	536	144	129	259	243
90L	B5	200	177	177	288	355	517	584	144	144	259	258
	B5R											
90LC	B5	200	177	177	318	355	547	584	144	144	259	258
	B5R											

Figura 36. Dimensiones del motorreductor

Una vez que se tiene la geometría del motorreductor hay que comprobar que se puede hacer una correcta unión entre el engranaje y el motorreductor.

El engranaje del piñón tiene la misma longitud de diente (b) que la corona que se obtiene de la figura 27 donde:

$$b = H_1 = 54 \text{ mm}$$

Como la longitud del eje es de 60 mm se puede hacer un correcto montaje, en caso necesario la empresa de motorreductores Rossi se encarga de suministrar alargadores de ejes específicos para sus motorreductores.

3.5.5. Cálculo del engranaje del piñón del motorreductor

Como el engranaje suministrado con el rodamiento por la empresa Rothe Erde es un engranaje de dientes rectos se utilizara un engranaje de dientes rectos también para el engranaje del piñón.

Para diseñar correctamente el engranaje primero se calcula el módulo mínimo necesario de acuerdo a dos criterios: criterio de la flexión (formula de Lewis) y a fallo superficial (ecuación de Hertz) y posteriormente se dimensiona el engranaje.

A continuación se recuerda algunos datos ya calculados:

$$i = 5$$

$$P_1 = 0,25 \text{ kW} = 0,34 \text{ C.V.}$$

$$Z_{\text{piñon}} = 19 \text{ dientes}$$

$$\omega_{\text{piñon}} = 0,785 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

3.5.5.1. Cálculo del módulo del engranaje del piñón

A la hora engranar un par de engranajes estos deben tener el mismo módulo de engranaje. Como el engranaje del rodamiento proporcionado por Rothe Erde ya se encuentra normalizado se tendrá que utilizar el módulo de este para el piñón, se obtiene de la figura 27:

$$m_{\text{piñon}} = m_{\text{corona}} = 8$$

Se procede a continuación a comprobar si dicho modulo es correcto de acuerdo a los dos criterios nombrados anteriormente.

Criterio de la flexión (fórmula de Lewis):

Según este criterio el módulo mínimo se calcula con la siguiente expresión:

$$m \geq 267,62 \cdot \sqrt{\frac{Pot \cdot (i-1)}{n_e \cdot a \cdot \psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

Donde la potencia es la que se obtiene del motorreductor calculado con anterioridad:

$$Pot = P_1 = 0,34 \text{ C.V.}$$

La velocidad de giro del engranaje (n_e) es:

$$n_e = \omega_{piñon} = 0,785 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} = 7,5 \text{ r.p.m}$$

El radio del piñón se puede obtener de la fórmula de la relación de engranaje ya que se conoce el radio del rodamiento de la figura 27, por lo que:

$$i = \frac{R_{corona}}{R_{piñon}} \rightarrow R_{piñon} = \frac{R_{corona}}{i} = \frac{760/2}{5} = 76 \text{ mm}$$

Se trata de un par de engranajes interiores donde la separación entre ejes (a) queda definida en la figura 37.

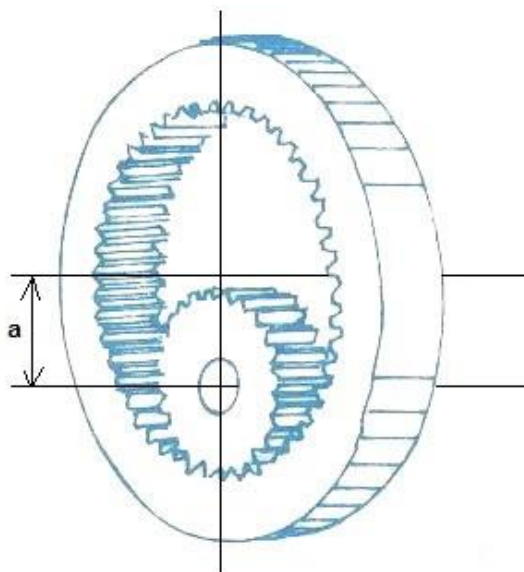


Figura 37. Distancia entre ejes

$$a = R_{corona} - R_{piñon} = 380 - 76 = 304 \text{ mm} = 30,4 \text{ cm}$$

El valor del factor de forma de Lewis (Y) se obtiene de la figura 38.

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Figura 38. Valores del factor de forma de Lewis

Como el número de dientes del piñón es 19 el factor de forma de Lewis es:

$$Y = 0,314$$

El factor de guiado (ψ) depende de la longitud del diente de la corona (b) que se obtiene de la figura 39.

Rodamientos con dentado interior

Número de plano	Peso	Diámetro exterior			Diámetro interior			Altura total			Diámetro círculo taladros exterior			Diámetro círculo taladros interior			Cantidad taladros por círculo			Diámetro del taladro			Medida del tornillo			Cantidad de engrasados			Diámetro			Diámetro			Altura del aro		Altura del aro		Separación abajo aros exterior/interior		Separación arriba aros exterior/interior		Diámetro primitivo			Modulo			Cantidad de dientes			Corrosión perfil según DIN 5900, Octubre 1976			Ajuste cabeza de diente			Altura del diente		
D_L [mm]	[kg]	D_o [mm]	D_i [mm]	H [mm]	L_o [mm]	L_i [mm]	n	B [mm]	M [mm]	n_1	O [mm]	U [mm]	H_1 [mm]	H_2 [mm]	H_u [mm]	H_o [mm]	d [mm]	m [mm]	z	x · m [mm]	k · m [mm]	b [mm]																																						
062.25.0886.800.11.1504 062.25.0886.801.21.1504	111	980	752	63	944	827	36	17,5	16	4	885	887	54	54	9	9	760	8	95	-4,0	-	54																																						
062.25.1077.890.11.1503 062.25.1077.891.21.1503	140	1169	930	63	1134	1017	36	17,5	16	6	1076	1078	54	54	9	9	940	10	94	-5,0	-	54																																						
062.25.1180.000.11.1504 062.25.1180.001.21.1504	185	1287	1020	69	1243	1117	36	22	20	6	1179	1181	60	54	15	9	1030	10	103	-5,0	-	60																																						

Corona dentada en material normalizado
Corona dentada en material bonificado

Figura 39. Características del rodamiento dentado

$$b = H_1 = 54 \text{ mm}$$

$$b = \psi \cdot m \rightarrow \psi = \frac{b}{m} = \frac{54}{8} = 6,75$$

La tensión admisible en el engranaje se obtiene de la figura 40.

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE σ_{adm} (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
Acero	Normalizado	140 BHN	130-172	76
	Temple y revenido	180 BHN	172-227	96
	Temple y revenido	300 BHN	248-323	131
	Temple y revenido	450 BHN	303-406	172
	Carburizado	55 Rc	375-447	189
	Carburizado	60 Rc	413-482	207
	Temple por inducción o a la llama. Patrón de dureza 1*	54 Rc	310-375	
	Patrón de dureza 1*	54 Rc en la superficie	151	93
	AISI 4140 Nitrurado	53Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254-289	138

Figura 40. Tensión admisible para el fallo por rotura del diente

Se trata de engranajes donde se busca una gran resistencia, por ello no se utilizan engranajes con tratamientos normalizados sino engranajes de acero al carbono St 60 con un tratamiento de temple y revenido con una dureza brinell mínima de 180 HBN. Así que para engranajes rectos la tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = 200 \text{ MPa} = 2000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Sustituyendo en la fórmula de Lewis:

$$m \geq 267,62 \sqrt{\frac{0,34 \cdot (5-1)}{7,5 \cdot 30,4 \cdot 6,75 \cdot 2000 \cdot 0,314}}$$

$$m \geq 0,317 \text{ cm} = 3,17 \text{ mm}$$

El modulo del piñón se debe de redondear a su valor normalizado superior, según la figura 41.

serie		
I	II	III
1	1.125	3.25
1.25	1.375	3.75
1.5	1.75	6.5
2	2.25	
2.5	2.75	
3	3.5	
4	4.5	
5	5.5	
6	7	
8	9	
10	11	
12	14	

Figura 41. Valores normalizados del módulo m (en mm)

Según el criterio de la flexión el módulo mínimo ha de ser $m = 4 \text{ mm}$ para la serie I, como el módulo es $m = 8 \text{ mm}$ cumple el criterio.

Fallo superficial (ecuación de Hertz):

Según la ecuación de Hertz el módulo mínimo para que no se produzca fallo superficial es:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot (i-1)}{K_{adm} \cdot \psi \cdot Z_{piñon}^2 \cdot i \cdot \sin \alpha_p \cdot \cos \alpha_p}}$$

El par torsor (T) se obtiene de la potencia (P_1) como se muestra en la siguiente ecuación:

$$T = \frac{P_1}{\omega_{piñon}} = \frac{0,34 \cdot 735,5}{0,785} = 318,56 \text{ Nm} = 3185,6 \text{ kg cm}$$

El ángulo de presión (α_p) se encuentra normalizado por la máquina de tallado, siendo este de:

$$\alpha_p = 20^\circ$$

El valor de la presión de rodadura, se obtiene de la figura 42, con el tipo de material y las revoluciones por minuto del piñón.

Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm ²)	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										K min
			10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
Fundición	GG-18	170	32	24	19	15	11	8.8	7.7	-	-	-	3.5
	GG-26	220	60	44	35	28	21	16.5	14.4	13	11.5	-	7
Acero moldeado	GS o St 42	125	35	26	20	16	12	9.5	8.3	7.5	6.6	5.6	4.3
Acero al carbono	St 50	155	53	39	31	25	18	14	12.5	11.5	10	8.5	5.3
	St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11.0	6.7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18.5	15.5	9.0
Acero aleado	Acero al Mn 80-95 kg/mm ²	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
	Acero al Mn 90-105 kg/mm ²	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

Figura 42. Presión admisible de rodadura para 5000 horas de servicio [Kg/cm²]

Para un acero al carbono St 60 y 7,5 r.p.m el valor de la presión de rodadura para 5.000 horas de servicio es:

$$K_{5000} = 76,33 \frac{kg}{cm^2}$$

Las horas de servicio mínimo del piñón se obtienen de la figura 43.

APLICACIÓN	DURACIÓN REQUERIDA (EN H)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automóviles	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales y transmisiones de usos múltiples	8000-15000
Motores eléctricos y maquinaria industrial en general	20000-30000
Bombas y compresores	40000-60000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24h/día	100000-200000

Figura 43. Valores orientativos de la duración requerida en horas

Al tratarse de maquinaria industrial el engranaje se debe de diseñar como mínimo para 30.000 horas de servicio por lo que el valor de la presión de rodadura debe ser modificado con el coeficiente (φ) de la figura 44.

Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de K_{adm} se hará = $\varphi \cdot K_{5000}$. Los valores se extraen de la siguiente tabla										
Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
φ	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32

Figura 44. Valores para modificar la presión admisible

El coeficiente (φ) para 30.000 horas de servicio se obtiene interpolando y tiene un valor de:

$$\varphi = 0,6$$

Por lo que la presión de rodadura admisible es:

$$k_{adm} = 76,33 \cdot 0,6 = 45,8 \frac{kg}{cm^2}$$

El resto de datos de la fórmula son conocidos:

$$i = 5$$

$$\psi = 6,75$$

$$Z_{piñon} = 19 \text{ dientes}$$

Sustituyendo se obtiene el módulo mínimo según la fórmula de Hertz:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3.185,6 \cdot (5-1)}{45,8 \cdot 6,75 \cdot 19^2 \cdot 5 \cdot \text{sen } 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,521 \text{ cm} = 5,21 \text{ mm}$$

Al igual que en el criterio de la flexión el módulo debe redondearse a su valor normalizado superior según la figura 41. El módulo mínimo para que no se produzca fallo superficial es:

$$m = 6 \text{ mm}$$

Como el módulo del engranaje es $m = 8 \text{ mm}$ el engranaje cumple a fallo superficial.

3.5.5.2. Dimensionamiento del engranaje del piñón

Tras comprobar el módulo se procede a dimensionar el engranaje del piñón. Lo primero que se debe realizar es una comprobación para determinar si el par de engranajes está formado por ruedas A-cero:

$$a = \frac{m Z_{\text{corona}}}{2} - \frac{m Z_{\text{piñon}}}{2} \rightarrow 304 = \frac{8 \cdot 95}{2} - \frac{8 \cdot 19}{2} \rightarrow$$

$$\rightarrow 304 = 304 (\text{condición de diseño})$$

Además:

$$Z_{\text{piñon}} + Z_{\text{corona}} = 19 + 95 = 114 > 28$$

Se cumplen ambas condiciones por lo que el par de engranajes puede fabricarse con ruedas A-cero.

Hay que comprobar si se la empresa Rothe Erde ha desplazado la herramienta de tallado en la fabricación del engranaje del rodamiento lo que obligaría a desplazar también la máquina de tallado en la fabricación del engranaje del piñón, para ello se observa la figura 45 donde se encuentran las características del rodamiento proporcionado por la empresa Rothe Erde.

Rodamientos con dentado interior

Número de plano	Peso	Diámetro exterior			Diámetro interior			Altura total			Diámetro círculo taladro exterior			Diámetro círculo taladro interior			Cantidad taladros por círculo			Diámetro del taladro			Medida del tornillo			Cantidad de engrasados			Diámetro			Altura del aro			Separación abajo aros exterior/interior			Separación arriba aros exterior/interior			Diámetro primitivo			Módulo			Cantidad de dientes			Corrección perfil, según ISO 5960, Octubre 1976			Ajuste cabeza de diente			Altura del diente		
D_L [mm]	[kg]	D_a [mm]	D_i [mm]	H [mm]	L_a [mm]	L_i [mm]	n	B [mm]	M [mm]	n_1	O [mm]	U [mm]	H_1 [mm]	H_2 [mm]	H_u [mm]	H_o [mm]	d [mm]	m [mm]	z	$x \cdot m$ [mm]	$k \cdot m$ [mm]	b [mm]	Curvas																																			
062.25.0886.800.11.1504 062.25.0886.801.21.1504	111	980	752	63	944	827	36	17,5	16	4	885	887	54	54	9	9	760	8	95	-4,0	-	54	29																																			
062.25.1077.890.11.1503 062.25.1077.891.21.1503	140	1169	930	63	1134	1017	36	17,5	16	6	1076	1078	54	54	9	9	940	10	94	-5,0	-	54	30																																			
062.25.1180.000.11.1504 062.25.1180.001.21.1504	185	1287	1020	69	1243	1117	36	22	20	6	1179	1181	60	54	15	9	1030	10	103	-5,0	-	60	31																																			

Corona dentada en material normalizado
Corona dentada en material bonificado

Figura 45. Características del rodamiento dentado

El perfil del engranaje del rodamiento ha sufrido una corrección tal que:

$$x \cdot m = -4 \text{ mm}$$

Corrección que debe aplicarse como ya se ha explicado al engranaje del piñón. Para dimensionar correctamente el engranaje se deben definir las siguientes características:

Radio primitivo:

$$R = \frac{m \cdot Z_{\text{piñon}}}{2} = \frac{8 \cdot 19}{2} = 76 \text{ mm}$$

Radio de cabeza:

$$R_c = R + m + x \cdot m = 76 + 8 + 4 = 88 \text{ mm}$$

Radio de pie o de fondo:

$$R_f = \frac{m \cdot Z_{\text{piñon}}}{2} - (m + j) + x \cdot m = \frac{8 \cdot 19}{2} - (8 + 0,8) + 4 = 71,2 \text{ mm}$$

Radio de circunferencia básica:

$$\rho = R \cdot \cos \alpha_p = 76 \cos 20 = 71,42 \text{ mm}$$

Altura de cabeza:

$$h_c = \text{Addendum} = m = 8 \text{ mm}$$

Altura de fondo:

$$h_f = \text{Deddendum} = m + j = 8 + 0,8 = 8,8 \text{ mm}$$

Altura del diente:

$$h = h_c + h_f = 8 + 8,8 = 16,8 \text{ mm}$$

Espesor del diente (s) y hueco entre dientes (e) :

$$s = e = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{8 \cdot \pi}{2} = 12,57 \text{ mm}$$

Ancho o longitud del diente:

$$b = \psi \cdot m = 6,75 \cdot 8 = 54 \text{ mm}$$

Paso angular:

$$P_a = \frac{360}{Z_{\text{piñon}}} = \frac{360}{19} = 18,95^\circ$$

Paso circunferencial:

$$P_c = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_{\text{piñon}}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 76}{19} = 25,13 \text{ mm}$$

Paso diametral:

$$P_d = m = \frac{2 \cdot R}{Z_{\text{piñon}}} = \frac{2 \cdot 76}{19} = 8 \text{ mm}$$

Diametral Pitch:

$$D.P. = \frac{Z_{\text{piñon}}}{2 \cdot R} = \frac{19}{2 \cdot 76} = 0,125 \text{ pulgadas}$$

Grado de recubrimiento o coeficiente de engrane:

$$\varepsilon = \frac{1}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_p} \sum_{i=1}^2 \left[\sqrt{R_{c_i}^2 - \rho_i^2} - R_i \cdot \text{sen } \alpha_p \right]$$

Para calcular el grado de recubrimiento se necesitan las siguientes dimensiones del engranaje del rodamiento:

$$R = 380 \text{ mm}$$

$$\rho = 380 \cdot \cos 20 = 357,08 \text{ mm}$$

$$R_c = 380 + 8 - 4 = 384 \text{ mm}$$

El grado de recubrimiento es:

$$\varepsilon = \frac{1}{8 \cdot \pi \cdot \cos 20} \left[\left(\sqrt{88^2 - 71,42^2} - 76 \text{ sen } 20 \right) + \left(\sqrt{384^2 - 357,08^2} - 380 \text{ sen } 20 \right) \right]$$

$$\varepsilon = 1,55 > 1$$

Fuerza tangencial:

$$U = 1.432.400 \frac{Pot}{n_e \cdot 2 \cdot R_{piñon}} = 1.432.400 \frac{0,503}{7,5 \cdot 2 \cdot 76}$$

$$U = 632,02 \text{ kp} = 6200,11 \text{ N}$$

Fuerza radial:

$$F_r = U \cdot \text{tg } \alpha_p = 632,02 \cdot \text{tg } 20 = 230,03 \text{ kp} = 2256,59 \text{ N}$$

Fuerza total:

$$F_e = \sqrt{U^2 + F_r^2} = \sqrt{6200,11^2 + 2256,59^2} = 6598 \text{ N}$$

Tras dimensionar completamente el engranaje, se debe de comprobar si acaba en punta, ya que ha sido corregido. Para ello se debe comprobar que el espesor del diente en la cabeza t_{cabeza} sea mayor que cero.

$$t_{primitivo} = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \text{tg } \alpha_p = \frac{8 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 4 \cdot \text{tg } 20 = 15,48 \text{ mm}$$

$$R = \frac{m \cdot Z_{piñon}}{2} = \frac{8 \cdot 19}{2} = 76 \text{ mm}$$

$$R_c = R + m + x \cdot m = 76 + 8 + 4 = 88 \text{ mm}$$

$$E_v \phi_{primitivo} = E_v \alpha_p = E_v 20^\circ = 0,014904$$

$$R \cos \phi_{primitivo} = R_c \cos \phi_{cabeza} \rightarrow 76 \cos 20 = 88 \cos \phi_B \rightarrow \phi_B = 35,75^\circ$$

$$E_v \phi_{cabeza} = \text{tg } \phi_{cabeza} - \phi_{cabeza} = \text{tg } 35,75 - 35,75 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,095942$$

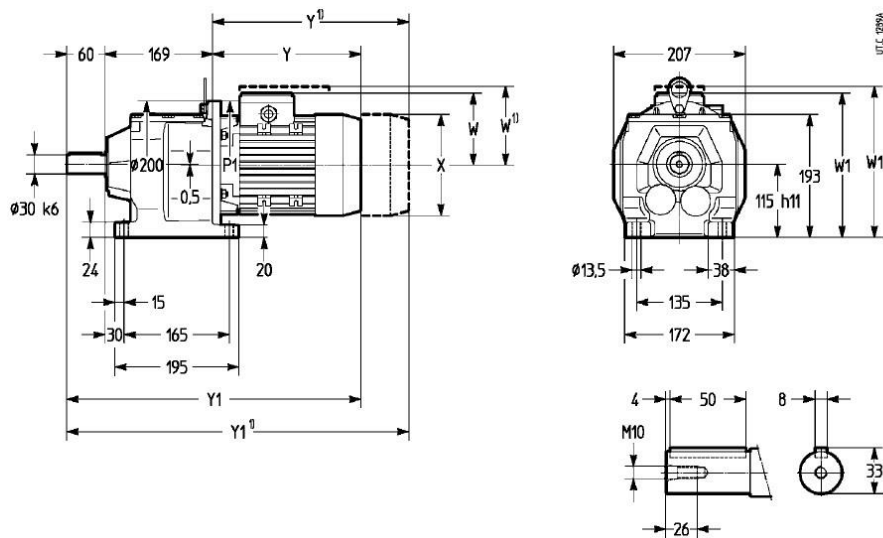
$$t_{\text{cabeza}} = 88 \cdot \left[\frac{15,48}{76} - 2(0,095942 - 0,014904) \right] = 3,66 \text{ mm} > 0$$

El diente no acaba en punta.

3.5.6. Cálculo de la chaveta del piñón

El cálculo de la chaveta consiste en calcular la longitud L para que pueda transmitir el par T entre el eje y el elemento a unir.

Lo primero que se hace es obtener el diámetro del eje del motorreductor así como el par que transmite. Estos datos se extraen del catálogo de la empresa de motorreductores Rossi y se muestran en la figura 46 y 47.



Tam. motor Grand. moteur		P1 Ø	X Ø		Y		Y1		W		W1	
			≈ 1)		≈ 1)		≈ 1)		≈ 1)		≈ 1)	
63	BX1	160	122	122	187	229	416	458	92	104	207	218
71	B5	160	140	140	230	275	459	504	118	114	233	228
	BX5				212		441		102		217	
	BX2											
80	B5	200	159	159	252	307	481	536	137	129	252	243
	B5R											
90S	B5	200	175	159	262	307	491	536	144	129	259	243
90L	B5	200	177	177	288	355	517	584	144	144	259	258
	B5R											
90LC	B5	200	177	177	318	355	547	584	144	144	259	258
	B5R											

Figura 46. Dimensiones del motorreductor

El diámetro del eje es :

$$D = 30 \text{ mm}$$

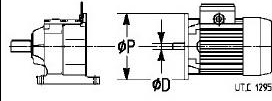
P_1	n_2	M_2	F_{T2}	i	f_s		Masa								
							HF	F0							
kW	min ⁻¹	N m	N			ØD	ØP	kg	kg						
0,25	4,43	538	9 750	201	1	MR 31 6 - 71 B 6	BX5	14 x 160	41	44					
	4,95	482	10 000	180	1,25										
	5,68	421	10 000	157	1,5										
	6,37	375	10 000	140	1,8										
	7,09	337	10 000	125	2										
	7,99	299	10 000	111	2,24										
	8,9	268	10 000	100	2,5										
	6,92	345	9 000	201	1,5						MR 31 6 - 71 A 4	BX5	14 x 160	40	42
	7,74	309	9 000	180	1,9										

Figura 47. Características del motorreductor

El par torsor es:

$$T = M_2 = 299 \text{ Nm}$$

Las chavetas están fabricadas en acero C45K ya que por su dureza y tenacidad dicho acero es adecuado para la fabricación de componentes de máquinas.

Para el correcto dimensionamiento de las chavetas se debe conocer sus propiedades mecánicas que se muestran en la figura 48.

Propiedades mecánicas:

- Dureza 163 HB (84 HRb)
- Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
- Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)
- Elongación 16% (en 50 mm)
- Reducción de área (40%)
- Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
- Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

Figura 48. Propiedades mecánicas acero C45K

Para un acero C45K la tensión de fluencia es:

$$\sigma_{yp} = 310 \text{ MPa}$$

A la hora de dimensionar la chaveta la longitud de esta no deberá ser mayor que el elemento montado, en este caso se trata del piñón del motorreductor cuyo espesor es de 54 mm, además se recomienda que el largo de la chaveta no supere 1,5 veces el diámetro del eje de 30 mm por lo que la longitud máxima de la chaveta queda limitada por esta condición a:

$$L \leq 45 \text{ mm}$$

La anchura de la chaveta (b) y la altura (h) están normalizadas en función del diámetro del eje según la norma DIN 6885, se obtienen los datos necesarios de la figura siguiente:

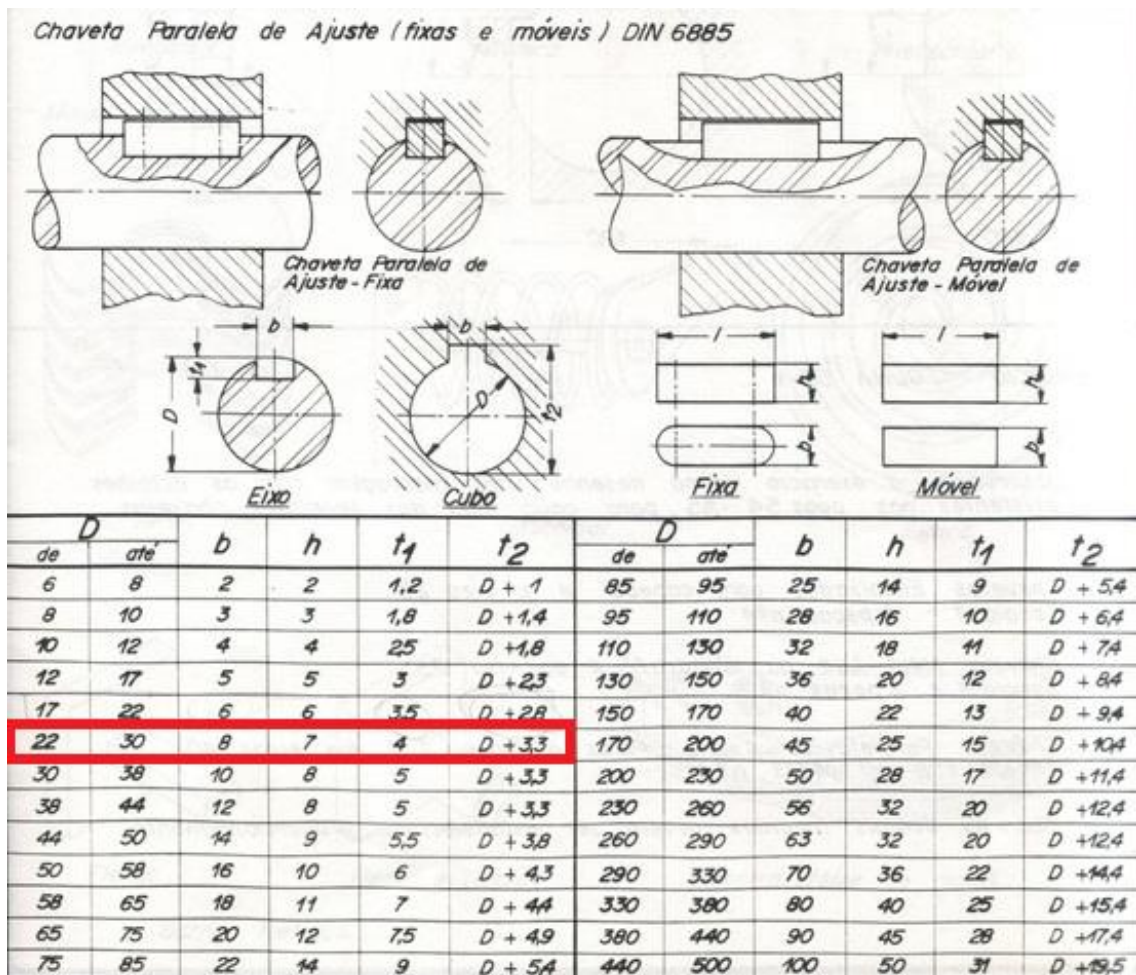


Figura 49. Norma DIN 6885

De la norma se obtiene que el ancho y alto de la chaveta para un diámetro $D=30\text{ mm}$ es:

$$b=8\text{ mm}$$

$$h=7\text{ mm}$$

Para el correcto dimensionamiento de la chaveta se supone de forma simplificada que sobre esta actúa una fuerza tal que:

$$F = \frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 299}{30 \cdot 10^{-3}} = 19.933\text{ N}$$

Dicha fuerza ocasiona que la chaveta falle a cortante o aplastamiento. En consecuencia para que no se produzca el fallo se debe comprobar que:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \quad (\text{A cortante})$$

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \quad (\text{A aplastamiento})$$

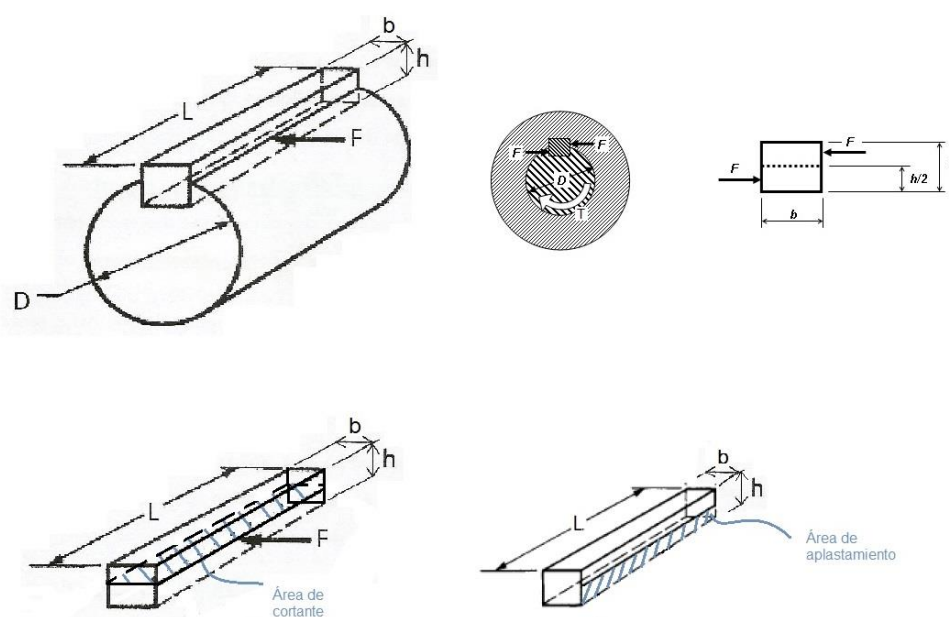


Figura 50. Fallo de la chaveta

Las chavetas se colocan en los ejes como fusible mecánico, rompiéndose éste y no el resto de elementos de precio considerablemente superior, es por este motivo que el coeficiente de seguridad no debe ser muy elevado, en el caso de aerogeneradores viene marcado por la norma UNE-EN 61400 tal como se observa en la figura 51.

Condición	Caracterización total
Resistencia a fatiga	1,25
Resistencia a limite de rotura	1,1

Figura 51. Coeficientes de seguridad según UNE-EN 61400

Con un coeficiente de seguridad para rotura de $C.S. = 1,1$ se procede a dimensionar la chaveta.

A cortante:

$$\frac{19.933}{8 \cdot L} \leq \frac{310}{2 \cdot 1,1}$$

$$L \geq 17,68 \text{ mm}$$

A aplastamiento:

$$\frac{19.933}{7 \cdot \frac{L}{2}} \leq \frac{310}{1,1}$$

$$L \geq 20,20 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta queda limitada a aplastamiento en una longitud mínima de $20,20 \text{ mm}$, como es inferior a la máxima longitud que se recomienda poner de 45 mm solo se coloca una chaveta en el eje, se selecciona una chaveta que cumpla las condiciones de diseño del catálogo de la empresa Rationalstock cuyas dimensiones se muestran en la figura 52.

Chaveta din-6885 a de ajuste, tipo alto, de acero (c45k).



Utilidades

Chaveta de ajuste, tipo alto, (Chaveta paralela).

Especificaciones

-Material: Acero (C45K).

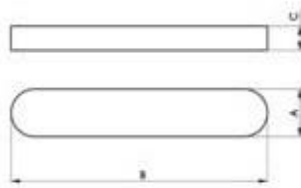
Normativas

ISO: R 773.

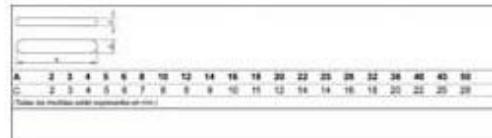
DIN: 6885 A.

NEN: 2430.

BS: 4235-1.



Hojas técnicas



Esquema completo

Dimensión A	Dimensión C	Dimensión B	Cantidad	Formato	Precio
6 mm	6 mm	70 mm	<input type="text" value="0"/>	Unidad	0,2499 € (0,3024 € IVA incl.)
6 mm	6 mm	80 mm	<input type="text" value="0"/>	Unidad	0,3200 € (0,3872 € IVA incl.)
8 mm	7 mm	15 mm	<input type="text" value="0"/>	Unidad	0,2058 € (0,2490 € IVA incl.)
8 mm	7 mm	20 mm	<input type="text" value="0"/>	Unidad	0,1716 € (0,2076 € IVA incl.)
8 mm	7 mm	22 mm	<input type="text" value="0"/>	Unidad	0,1980 € (0,2396 € IVA incl.)
8 mm	7 mm	25 mm	<input type="text" value="0"/>	Unidad	0,2038 € (0,2466 € IVA incl.)
8 mm	7 mm	30 mm	<input type="text" value="0"/>	Unidad	0,1887 € (0,2283 € IVA incl.)
8 mm	7 mm	35 mm	<input type="text" value="0"/>	Unidad	0,1987 € (0,2404 € IVA incl.)
8 mm	7 mm	40 mm	<input type="text" value="0"/>	Unidad	0,2375 € (0,2874 € IVA incl.)

Figura 52. Características de la chaveta

La chaveta queda caracterizada por las siguientes dimensiones:

$$\text{Ancho } (b) = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Alto } (h) = 7 \text{ mm}$$

$$\text{Largo } (L) = 22 \text{ mm}$$

3.6. EJE DE BAJA VELOCIDAD

El eje de baja velocidad es el encargado de transmitir el movimiento giratorio del rotor del aerogenerador a la caja multiplicadora. Este se encuentra biapoyado en dos rodamientos que serán los que absorban las cargas del rotor salvo el par torsor que se trasladará a la caja multiplicadora.

3.6.1. Fuerzas sobre el eje

Al igual que para el diseño del sistema de cambio de paso de las palas, el hecho de que las fuerzas sobre el rotor varíen con la altura y como la posición de las palas varia con el giro, se debe tener en cuenta las siguientes cuatro posiciones de estudio:

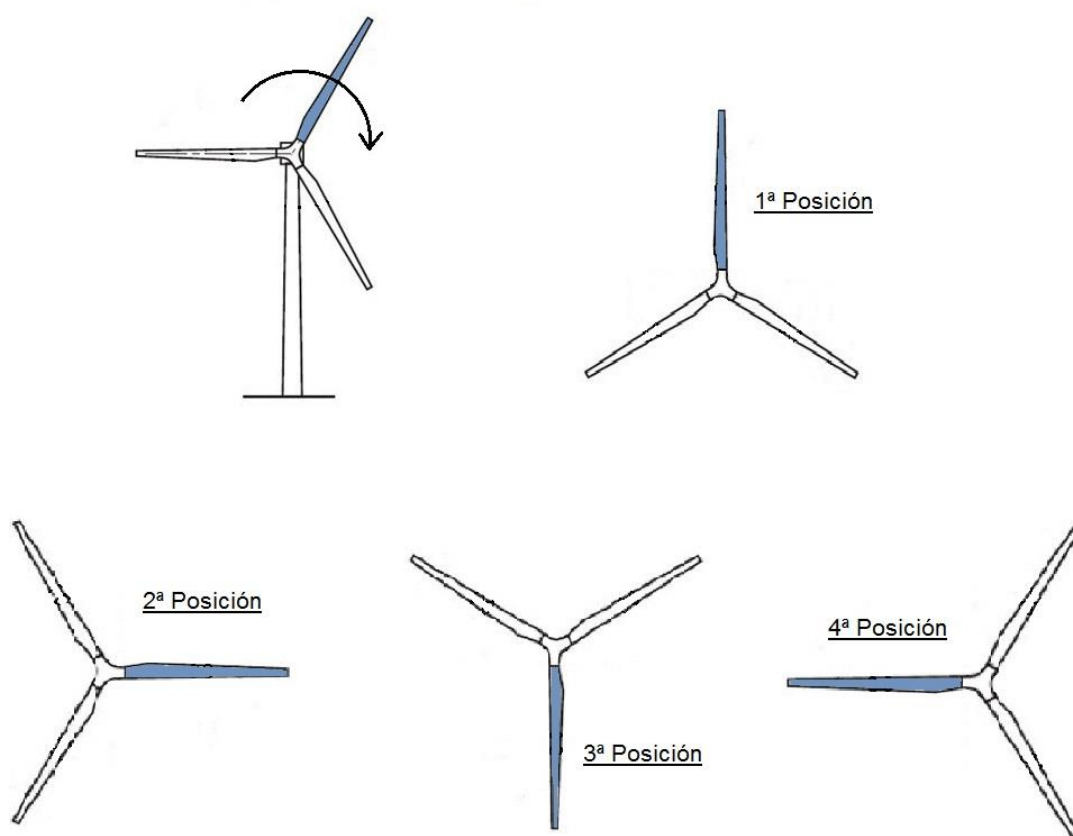


Figura 53. Posiciones límite de la pala

La diferencia con el estudio que se realizó para el sistema de cambio de paso es que en este se estudiaron las fuerzas que actúan sobre la raíz de la pala y por consiguiente el

estudio de cargas se realizó sobre una sola pala, mientras que ahora hay que tener en cuenta las cargas que actúan sobre el sistema de tres palas.

Las fuerzas que actúan sobre el sistema serán la fuerza debida al peso de las palas y el sistema de cambio de paso (F_p), la fuerza centrífuga (F_c) y la fuerza axial (F_a). Estas fuerzas se deben de trasladar al eje y estudiar las reacciones que producen sobre este. Los valores de dichas fuerzas son:

$$F_p = m \cdot g = (474 + 157) \cdot 9,81 = 6.190,11 \text{ N}$$

$$F_c = m \cdot \omega_n^2 \cdot R_{cdg} = 631 \cdot 6,96^2 \cdot 7,54 = 230.472,54 \text{ N}$$

$$F_a = 13.318,17 \text{ N}$$

Se recuerda que el ángulo formado por las palas en un rotor tripala es de 120° entre cada una. A continuación se procede a estudiar las fuerzas y momentos sobre el eje:

1ª posición:

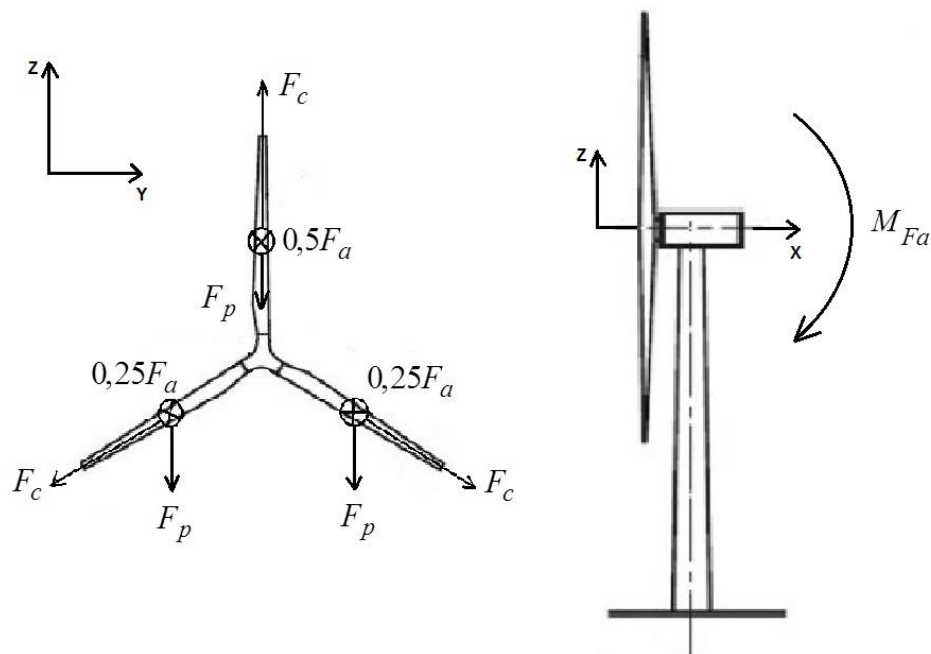


Figura 54. Primera posición de estudio

Fuerza peso:

$$\Sigma F_x = 0 N$$

$$\Sigma F_y = 0 N$$

$$\Sigma F_z = -3 \cdot F_p = -3 \cdot 6.190,11 = -18.570,33 N$$

$$\Sigma M_x = F_p \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 - F_p \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 = 0 Nm$$

$$\Sigma M_y = 0 Nm$$

$$\Sigma M_z = 0 Nm$$

Fuerza centrífuga:

$$\Sigma F_x = 0 N$$

$$\Sigma F_y = F_c \cdot \text{sen } 60 - F_c \cdot \text{sen } 60 = 0 N$$

$$\Sigma F_z = F_c - 2 \cdot F_c \cdot \cos 60 = F_c - 2 F_c \cdot \frac{1}{2} = 0 N$$

$$\Sigma M_x = F_c \cdot \text{sen } 60 \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 - F_c \cdot \text{sen } 60 \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 + \\ + F_c \cdot \cos 60 \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 - F_c \cdot \cos 60 \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 = 0 Nm$$

$$\Sigma M_y = 0 Nm$$

$$\Sigma M_z = 0 Nm$$

Fuerza axial:

$$\Sigma F_x = 0,5 F_a + 2 \cdot 0,25 F_a = F_a = 13.318,17 N$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$\Sigma M_x = 0$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_y &= -0,5 \cdot F_a \cdot R_{cdg} + 2 \cdot 0,25 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 = \\ &= -0,5 \cdot 13.318,17 \cdot 7,54 + 2 \cdot 0,25 \cdot 13.318,17 \cdot 7,54 \cdot \frac{1}{2} = \\ &= -25.104,75 \text{ Nm}\end{aligned}$$

$$\Sigma M_z = 0,25 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 - 0,25 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 = 0 \text{ Nm}$$

Resultante de las tres fuerzas:

$$\Sigma F_x = 13.318,17 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = -18.570,33 \text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_y = -25.104,75 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_z = 0 \text{ Nm}$$

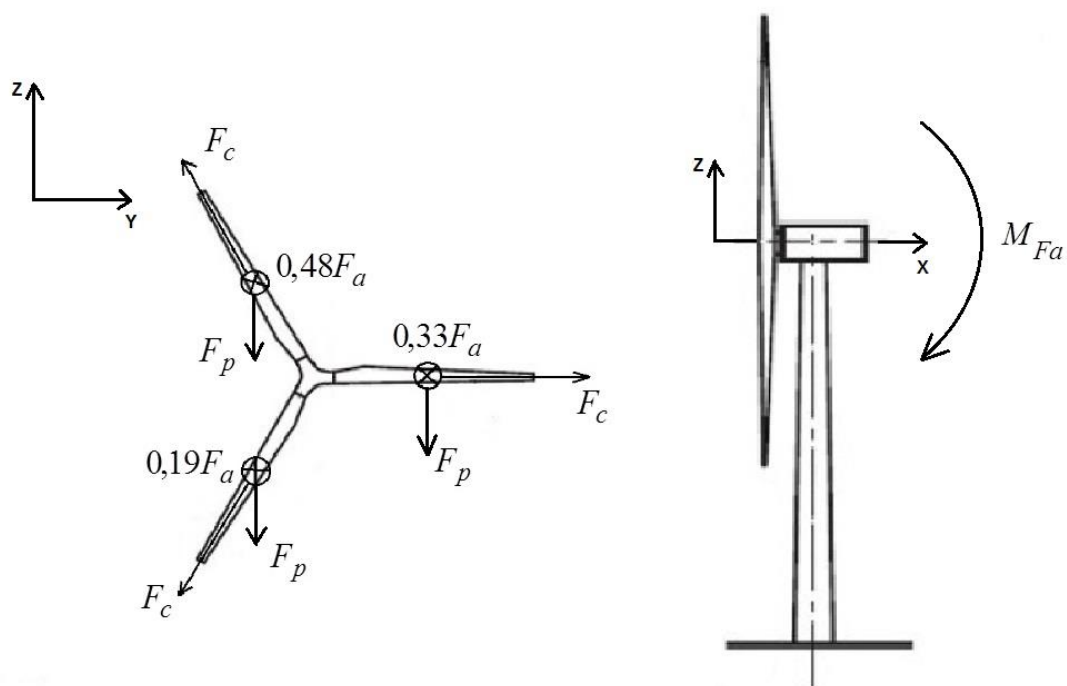
2ª posición:

Figura 55. Segunda posición de estudio

Fuerza peso:

$$\Sigma F_x = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = -3F_p = -3 \cdot 6.190,11 = -18.570,33 \text{ N}$$

$$\Sigma M_x = F_p \cdot R_{cdg} - 2 \cdot F_p \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 = F_p \cdot R_{cdg} - 2 \cdot F_p \cdot R_{cdg} \cdot \frac{1}{2} = 0 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_y = 0 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_z = 0 \text{ Nm}$$

Fuerza centrífuga:

$$\Sigma F_x = 0 N$$

$$\Sigma F_y = F_c - 2 \cdot F_c \cdot \cos 60 = F_c - 2 \cdot F_c \cdot \frac{1}{2} = 0 N$$

$$\Sigma F_z = F_c \cdot \text{sen } 60 - F_c \cdot \text{sen } 60 = 0 N$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_x &= F_c \cdot \cos 60 \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 - F_c \cdot \cos 60 \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 + \\ &+ F_c \cdot \text{sen } 60 \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 - F_c \cdot \text{sen } 60 \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 = 0 \end{aligned}$$

$$\Sigma M_y = 0 Nm$$

$$\Sigma M_z = 0 Nm$$

Fuerza axial:

$$\Sigma F_x = 0,48 \cdot F_a + 0,33 \cdot F_a + 0,19 \cdot F_a = F_a = 13.318,17 N$$

$$\Sigma F_y = 0 N$$

$$\Sigma F_z = 0 N$$

$$\Sigma M_x = 0 N$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_y &= -0,48 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 + 0,19 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 = \\ &= -0,48 \cdot 13.318,17 \cdot 7,54 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} + 0,19 \cdot 13.318,17 \cdot 7,54 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} = \\ &= -25.219,97 Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_z &= 0,33 \cdot F_a \cdot R_{cdg} - 0,48 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 - 0,19 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 = \\ &= 0,33 \cdot F_a \cdot R_{cdg} - 0,66 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \frac{1}{2} = 0 Nm \end{aligned}$$

Resultante de las tres fuerzas:

$$\Sigma F_x = 13.318,17 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = -18.570,33 \text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_y = -25.219,97 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_z = 0 \text{ Nm}$$

3ª posición:

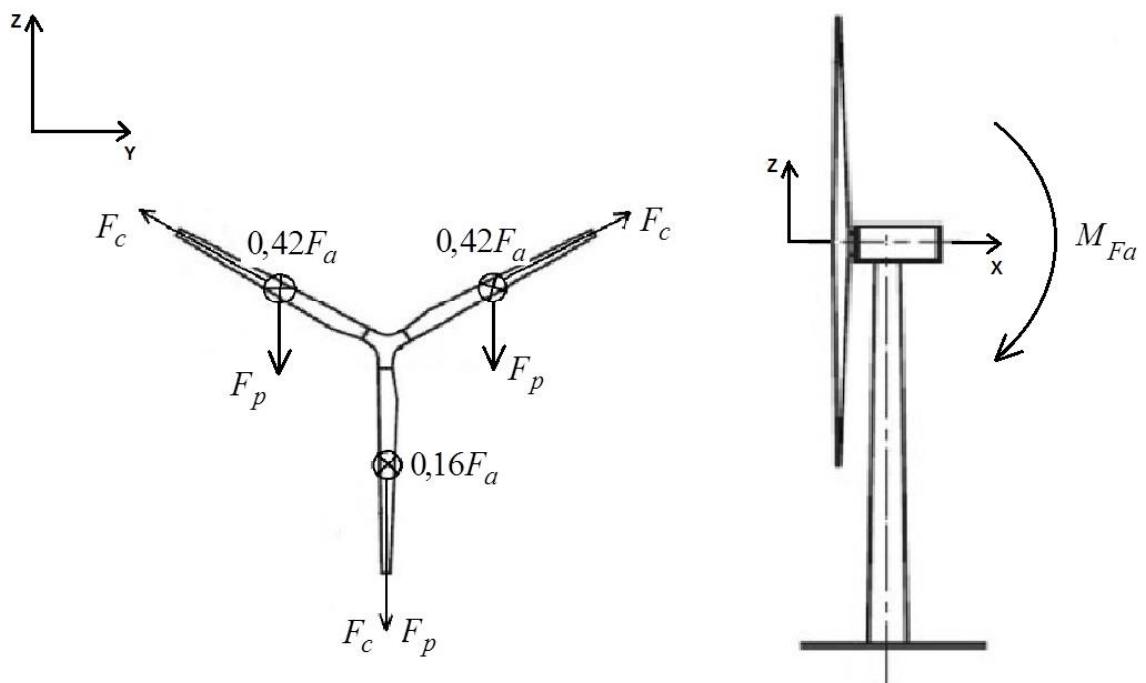


Figura 56. Tercera posición de estudio

Fuerza peso:

$$\Sigma F_x = 0 N$$

$$\Sigma F_y = 0 N$$

$$\Sigma F_z = -3F_p = -3 \cdot 6.190,11 = -18.570,33 N$$

$$\Sigma M_x = F_p \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 - F_p \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 = 0 Nm$$

$$\Sigma M_y = 0 Nm$$

$$\Sigma M_z = 0 Nm$$

Fuerza centrífuga:

$$\Sigma F_x = 0 N$$

$$\Sigma F_y = F_c \cdot \text{sen } 60 - F_c \cdot \text{sen } 60 = 0 N$$

$$\Sigma F_z = 2 \cdot F_c \cdot \cos 60 - F_c = 2 \cdot F_c \cdot \frac{1}{2} - F_c = 0 N$$

$$\Sigma M_x = F_c \cdot \cos 60 \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 - F_c \cdot \cos 60 \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 + \\ + F_c \cdot \text{sen } 60 \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 - F_c \cdot \text{sen } 60 \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 = 0 Nm$$

$$\Sigma M_y = 0 Nm$$

$$\Sigma M_z = 0 Nm$$

Fuerza axial:

$$\Sigma F_x = 0,42 \cdot F_a + 0,42 \cdot F_a + 0,16 \cdot F_a = F_a = 13.318,17 N$$

$$\Sigma F_y = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0 \text{ Nm}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_y &= -2 \cdot 0,42 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 + 0,16 \cdot F_a \cdot R_{cdg} = \\ &= -2 \cdot 0,42 \cdot 13.318,17 \cdot 7,54 \cdot \frac{1}{2} + 0,16 \cdot 13.318,17 \cdot 7,54 = \\ &= -26.108,94 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\Sigma M_z = 0,42 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 - 0,42 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 = 0 \text{ Nm}$$

Resultante de las tres fuerzas:

$$\Sigma F_x = 13.318,17 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = -18.570,33 \text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma M_y = -26.108,94 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_z = 0 \text{ Nm}$$

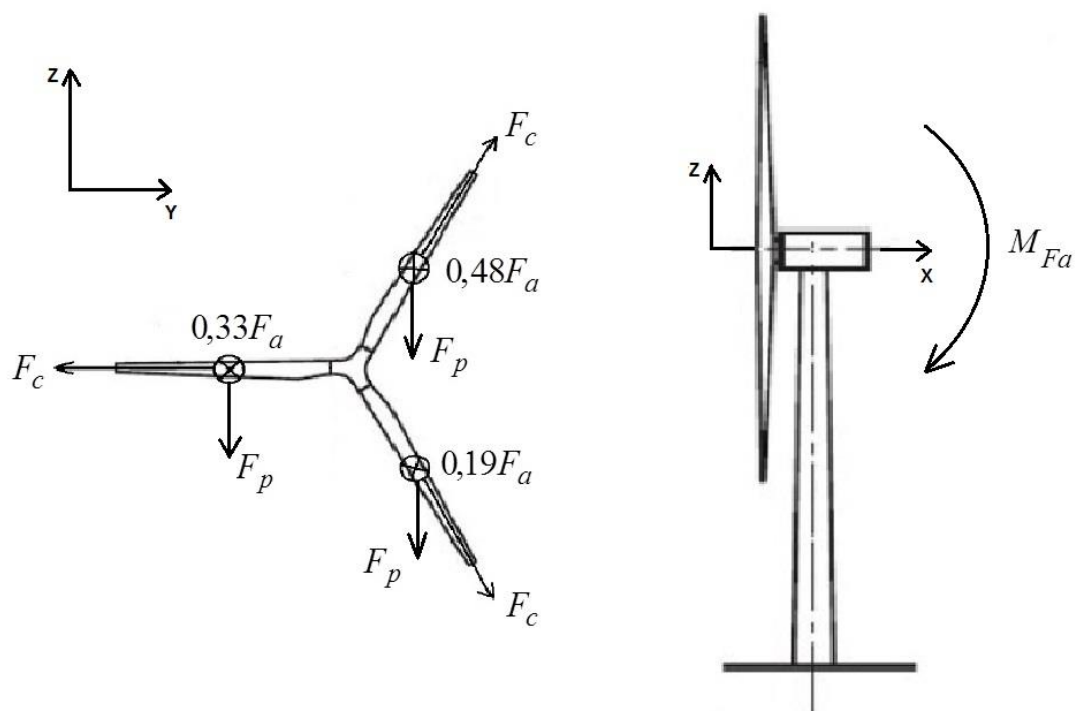
4ª posición:

Figura 57. Cuarta posición de estudio

Fuerza peso:

$$\Sigma F_x = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = -3F_p = -3 \cdot 6.190,11 = -18.570,33 \text{ N}$$

$$\Sigma M_x = -F_p \cdot R_{cdg} + 2 \cdot F_p \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 = -F_p \cdot R_{cdg} + 2 \cdot F_p \cdot R_{cdg} \cdot \frac{1}{2} = 0 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_y = 0 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_z = 0 \text{ Nm}$$

Fuerza centrífuga:

$$\Sigma F_x = 0 N$$

$$\Sigma F_y = -F_c + 2 \cdot F_c \cdot \cos 60 = -F_c + 2 \cdot F_c \cdot \frac{1}{2} = 0 N$$

$$\Sigma F_z = F_c \cdot \text{sen } 60 - F_c \cdot \text{sen } 60 = 0 N$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_x &= F_c \cdot \cos 60 \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 - F_c \cdot \cos 60 \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 + \\ &+ F_c \cdot \text{sen } 60 \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 - F_c \cdot \text{sen } 60 \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 = 0 \end{aligned}$$

$$\Sigma M_y = 0 Nm$$

$$\Sigma M_z = 0 Nm$$

Fuerza axial:

$$\Sigma F_x = 0,48 \cdot F_a + 0,33 \cdot F_a + 0,19 \cdot F_a = F_a = 13.318,17 N$$

$$\Sigma F_y = 0 N$$

$$\Sigma F_z = 0 N$$

$$\Sigma M_x = 0 N$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_y &= -0,48 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 + 0,19 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \text{sen } 60 = \\ &= -0,48 \cdot 13.318,17 \cdot 7,54 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} + 0,19 \cdot 13.318,17 \cdot 7,54 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} = \\ &= -25.219,97 Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_z &= -0,33 \cdot F_a \cdot R_{cdg} + 0,48 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 + 0,19 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 = \\ &= -0,33 \cdot F_a \cdot R_{cdg} + 0,66 \cdot F_a \cdot R_{cdg} \cdot \frac{1}{2} = 0 Nm \end{aligned}$$

Resultante de las tres fuerzas:

$$\Sigma F_x = 13.318,17 N$$

$$\Sigma F_y = 0 N$$

$$\Sigma F_z = -18.570,33 N$$

$$\Sigma M_x = 0 Nm$$

$$\Sigma M_y = -25.219,97 Nm$$

$$\Sigma M_z = 0 Nm$$

El momento en el eje x, es el par máximo desarrollado por el rotor el cual genera el momento torsor en el eje y se calculó cuando se dimensionó el rotor.

$$Q = 89.082,78 Nm$$

Las fuerzas y los momentos que actúan sobre el eje en las cuatro posiciones de estudio son:

	1ª posición	2ª posición	3ª posición	4ª posición
ΣF_x	13.318,17 N	13.318,17 N	13.318,17 N	13.318,17 N
ΣF_y	0 N	0 N	0 N	0 N
ΣF_z	-18.570,33 N	-18.570,33 N	-18.570,33 N	-18.570,33 N
ΣM_x	89.082,78 Nm	89.082,78 Nm	89.082,78 Nm	89.082,78 Nm
ΣM_y	-25.104,75 Nm	-25.219,97 Nm	-26.108,94 Nm	-25.219,97 Nm
ΣM_z	0 Nm	0 Nm	0 Nm	0 Nm

Como puede observarse en el cuadro resumen, las fuerzas y los momentos en la 2ª y 4ª posición son los mismos, además en la 1ª y 3ª posición se obtienen los valores mínimos y máximos respectivamente.

3.6.2. Diseño del eje de baja velocidad en base a tensiones

Lo primero que se realiza es un estudio estático de acuerdo a las dos posiciones con cargas extremas. Antes de proceder con los diagramas de esfuerzos hay que dimensionar la longitud entre apoyos del eje, esta no deberá de ser elevada ya que así se evitan problemas de deflexión por lo que se decide una separación de 0,4 m, además la fuerza axial en el eje será absorbida por el primer rodamiento.

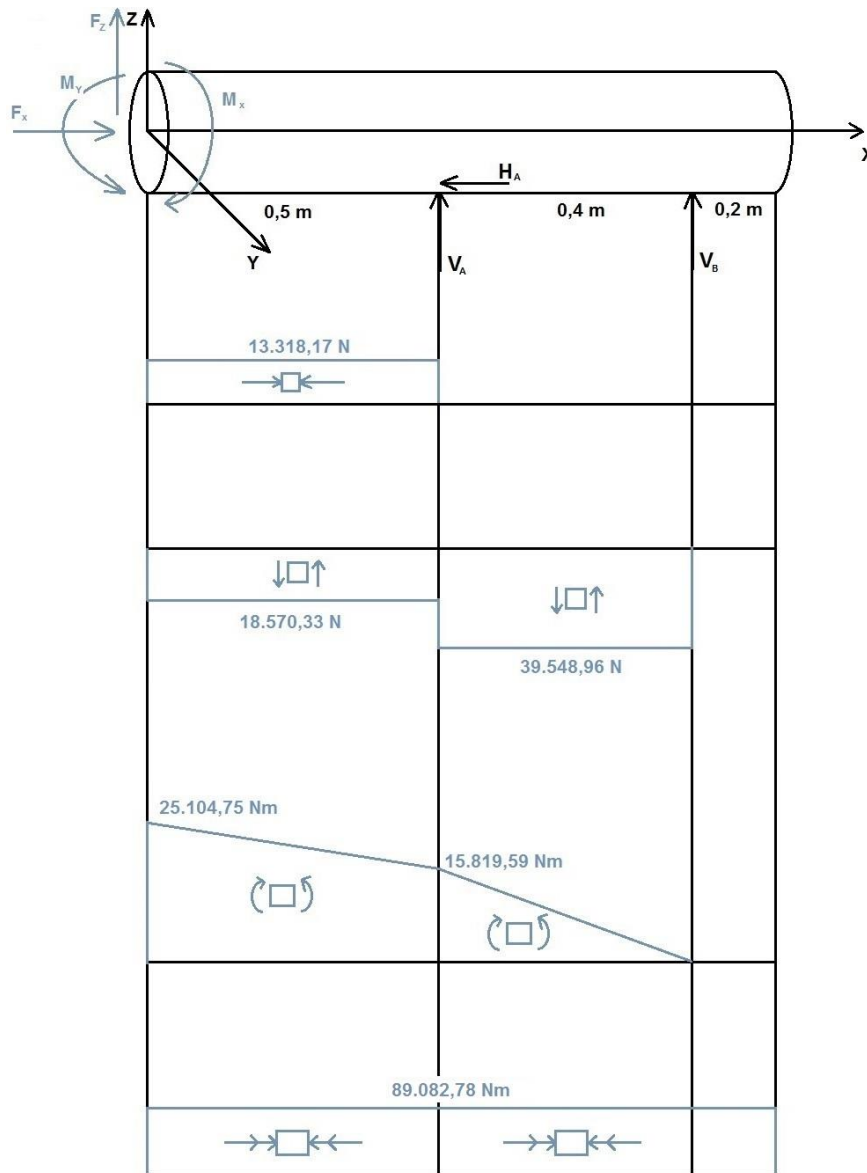


Figura 58. Estudio estático

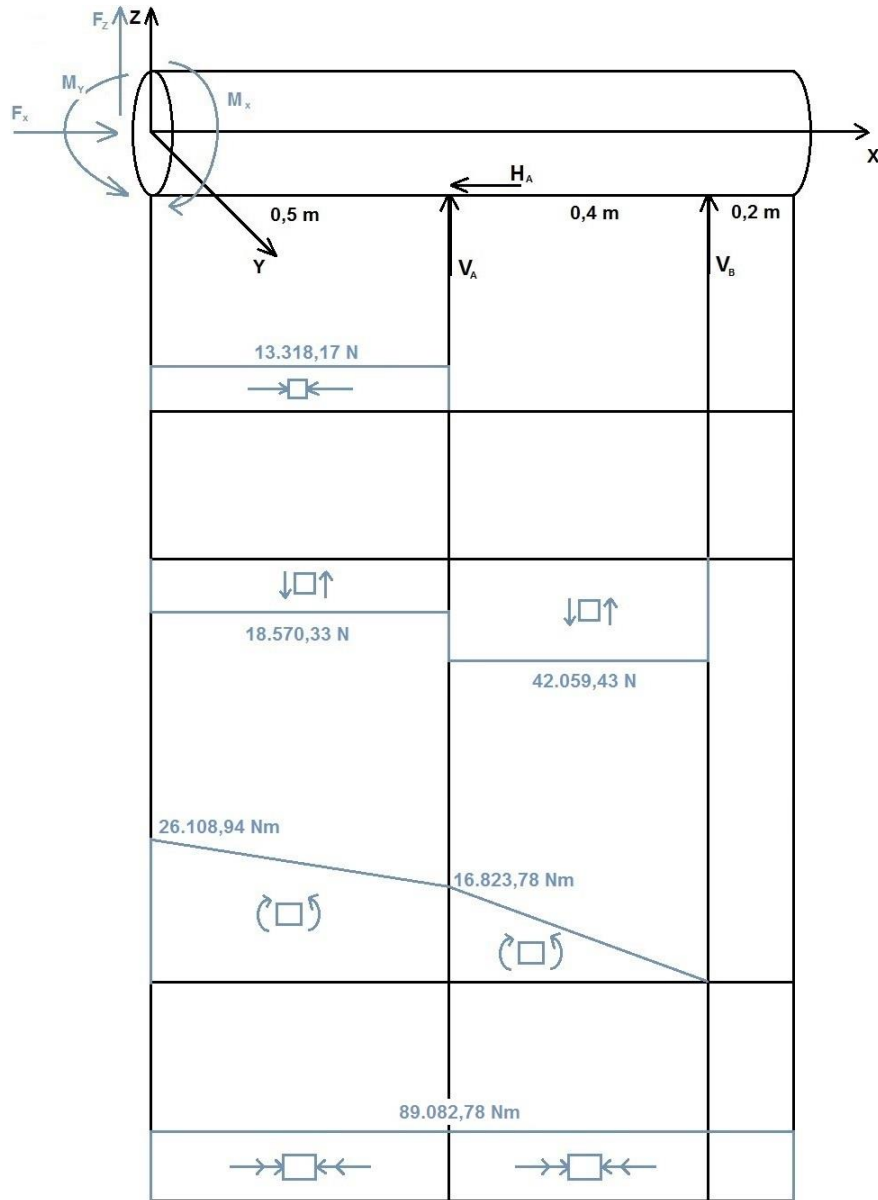


Figura 59. Estudio estático

La sección más desfavorable es la sección donde se encuentra el rotor, siendo esta la sección inicial del eje de baja velocidad. En esta sección se tienen las siguientes fuerzas y momentos:

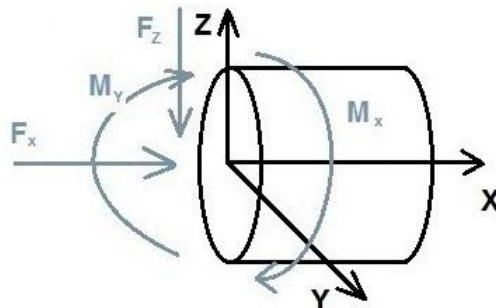


Figura 59. Estudio estático

Antes de dimensionar el eje se procede a analizar las fuerzas y los momentos que actúan sobre la sección.

La fuerza F_x axial es constante generando una tensión normal en el eje tal que:

$$\sigma_m = \frac{F_x}{A} \text{ (Despreciable frente a la tensión del momento flector)}$$

$$\sigma_r = 0$$

La fuerza F_z genera una tensión cortante, al estudiarse los puntos exteriores de la sección, esta tensión tiene valor cero.

El momento torsor M_x por el hecho de ser constante genera una tensión tangencial tal que:

$$\tau_m = \frac{16 \cdot M_x}{\pi \cdot D^3} = \frac{16 \cdot 89.082,78}{\pi \cdot D^3} = \frac{453,69 \cdot 10^3}{D^3} \frac{N}{m^2}$$

$$\tau_r = 0 \frac{N}{m^2}$$

El momento flector M_y presenta un valor mínimo en la 1ª posición y un valor máximo en la 3ª posición por lo que el momento tendrá un valor medio y otro alterno tal que:

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = \frac{26.108,94 + 25.104,75}{2} = 25.606,85 \text{ Nm}$$

$$M_r = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} = \frac{26.108,94 - 25.104,75}{2} = 502,1 \text{ Nm}$$

Estos momentos generan las siguientes tensiones medias y alternas:

$$\sigma_m = \frac{32 \cdot M_m}{\pi \cdot D^3} = \frac{32 \cdot 25.606,85}{\pi \cdot D^3} = \frac{260,83 \cdot 10^3}{D^3} \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma_r = \frac{32 \cdot M_r}{\pi \cdot D^3} = \frac{32 \cdot 502,1}{\pi \cdot D^3} = \frac{5 \cdot 114,35}{D^3} \frac{N}{m^2}$$

Como se observa el eje está sometido a cargas axiales, momentos flectores y torsores siendo algunas de ellas variables en el tiempo, por lo que se debe hacer un estudio de fatiga multiaxial. Al considerarse el eje de sección constante no existe concentración de tensiones por lo que el factor de concentración de tensiones es:

$$k_f = k_{fs} = 1$$

Para la fabricación del eje se utiliza un acero AISI 1045, se trata de un acero medio carbono de alta templabilidad y buena resistencia a la fatiga. Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de máquinas, sus características se obtienen en la figura 60.

Propiedades mecánicas:	Dureza 163 HB (84 HRb) Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI) Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI) Elongación 16% (en 50 mm) Reducción de área (40%) Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI) Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)
-------------------------------	---

Figura 60. Características mecánicas del acero AISI 1045

La tensión de fluencia y tensión última para un acero AISI 1045 es:

$$\sigma_{yp} = 310 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = 565 \text{ MPa}$$

Como la $\sigma_u \leq 1400 \text{ MPa}$, la tensión límite de fatiga de la probeta es:

$$\sigma_e' = 0,5 \cdot \sigma_u = 0,5 \cdot 900 = 450 \text{ MPa}$$

Este valor hay que minorarlo con los coeficientes modificativos del límite de fatiga para obtener el límite de fatiga de la pieza:

$$\sigma_e = (C_s \cdot C_d \cdot C_t) \cdot \sigma_e'$$

Como el eje presenta un pulido fino, el coeficiente de acabado superficial se obtiene de la figura 61:

$$C_s = 0,96$$

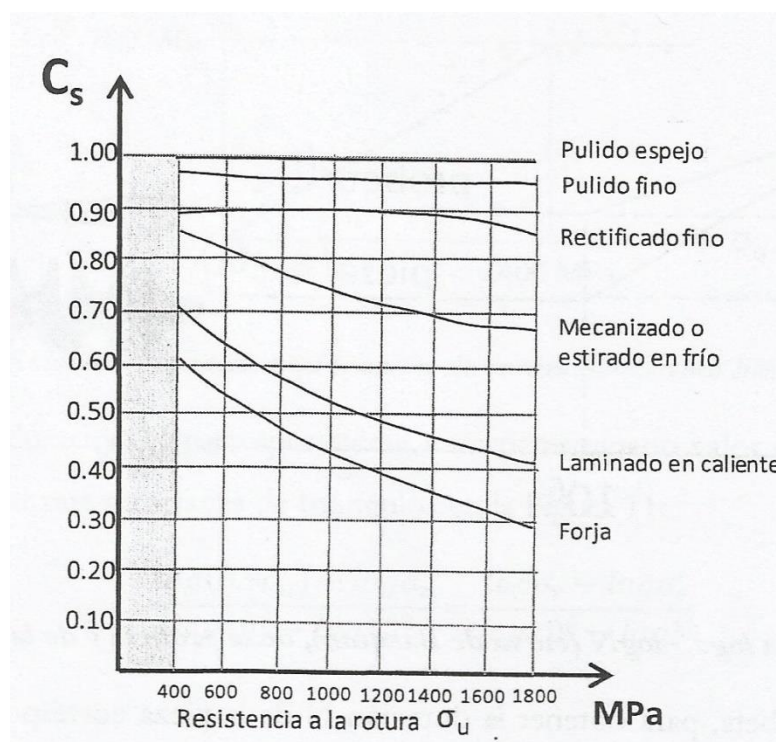


Figura 61. Coeficiente de acabado superficial

Se espera que el diámetro del eje sea considerablemente más grande que la probeta del ensayo a fatiga, por lo que el coeficiente de dimensiones y geometría es:

$$C_d = 0,7$$

Como el eje trabaja a flexión y torsión el coeficiente de forma de trabajo es:

$$C_t = 0,85$$

Con estos coeficientes el valor del límite de fatiga del eje es:

$$\sigma_e = (0,96 \cdot 0,7 \cdot 0,85) \cdot 450 = 257.04 \text{ MPa}$$

Mediante la línea de Soderberg se obtienen las tensiones estáticas equivalentes de acuerdo a las formulas:

$$\sigma_{eeq} = \sigma_m + k_f \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \sigma_r$$

$$\tau_{eeq} = \tau_m + k_{fs} \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \tau_r$$

Sustituyendo:

$$\begin{aligned} \sigma_{eeq} &= \frac{260,83 \cdot 10^3}{D^3} + 1 \cdot \frac{310}{257,04} \cdot \frac{5.114,35}{D^3} = \\ &= \frac{260,83 \cdot 10^3}{D^3} + \frac{6.168,1}{D^3} = \frac{267 \cdot 10^3}{D^3} \end{aligned}$$

$$\tau_{eeq} = \frac{453,69 \cdot 10^3}{D^3} \frac{N}{m^2}$$

Mediante la teoría de fallo de Von Mises se calcula el diámetro mínimo para una vida infinita según la siguiente ecuación:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{eeq}^2 + 3 \tau_{eeq}^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

Donde el coeficiente de seguridad (CS) se obtiene de la norma UNE-EN 61400 que se muestra en la figura 62.

Condición	Caracterización total
Resistencia a fatiga	1,25
Resistencia a limite de rotura	1,1

Figura 62. Coeficientes de seguridad según UNE-EN 61400

Con el coeficiente de seguridad $CS = 1,25$ y los datos obtenidos anteriormente se sustituye en la ecuación de la teoría de fallo de Von Mises:

$$\sqrt{\left(\frac{267 \cdot 10^3}{D^3}\right)^2 + 3\left(\frac{453,69 \cdot 10^3}{D^3}\right)^2} \leq \frac{310 \cdot 10^6}{1,25}$$

$$D > 0,1495 \text{ m}$$

El diámetro mínimo para que el eje tenga vida infinita a fatiga es $D = 14,95 \text{ cm}$.

3.6.3. Diseño del eje de baja velocidad en base a deflexiones

Las cargas que actúan sobre el eje son las siguientes:

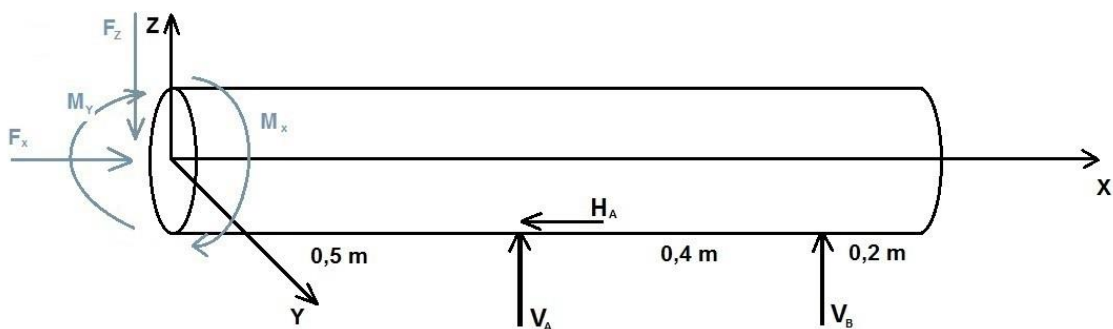


Figura 63. Cargas sobre el eje

La fuerza F_z y el momento M_y generan flexión en el eje, mientras que la fuerza F_x y el momento M_x generan compresión y torsión respectivamente.

Mientras que la fuerza F_z genera una curvatura negativa en el eje generada por el peso del rotor y constante para todo el rango de funcionamiento de la máquina eólica, el momento M_y genera una curvatura positiva lo que provoca que ambas curvaturas se anulen en cierta medida. El momento M_y varía con la posición de las palas y con el viento actuante, se debe buscar entonces el mínimo momento generado por el viento mientras la máquina eólica se encuentra en funcionamiento.

La mínima fuerza de viento que actúa sobre el aerogenerador en funcionamiento es la “velocidad de conexión de viento” igual a 3 m/s fijada por el cliente. La fuerza axial para esta velocidad de viento es:

$$\begin{aligned}
 F_a &= \frac{1}{2} \cdot C_z \cdot A_p \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \cos \delta + \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot A_p \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \operatorname{sen} \delta = \\
 &= \left[\frac{1}{2} \cdot 0,97 \cdot 35,73 \cdot 1,225 \cdot 3^2 \cdot \cos(9) \right] + \left[\frac{1}{2} \cdot 0,1 \cdot 35,73 \cdot 1,225 \cdot 3^2 \cdot \operatorname{sen}(9) \right] = \\
 &= 191,78 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Según los cálculos obtenidos en el apartado “3.6.1. Fuerzas sobre el eje” el mínimo momento M_y se obtiene para la 1ª posición de estudio de las palas.

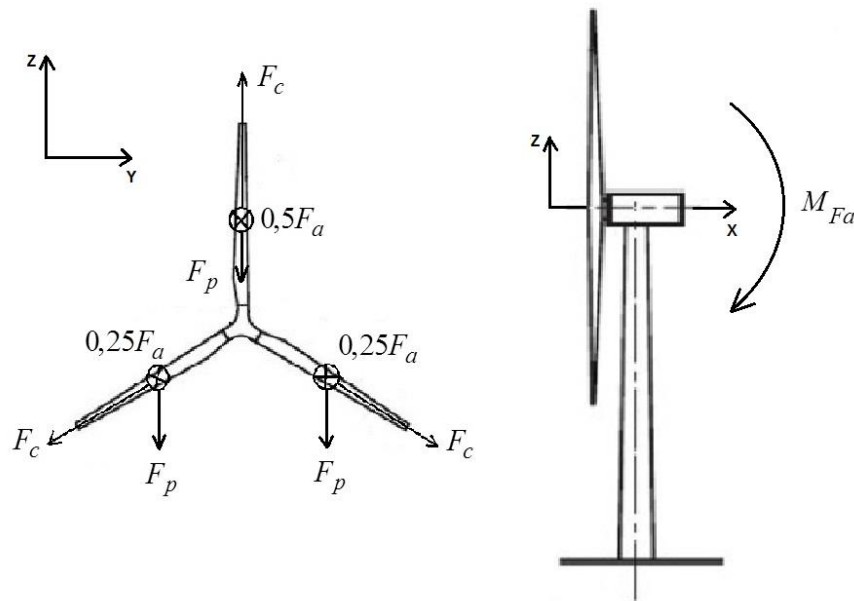


Figura 64. Primera posición de estudio

$$\begin{aligned}
 \Sigma M_y &= -0,5 \cdot Fa \cdot R_{cdg} + 2 \cdot 0,25 \cdot Fa \cdot R_{cdg} \cdot \cos 60 = \\
 &= -0,5 \cdot 191,78 \cdot 7,54 + 2 \cdot 0,25 \cdot 191,78 \cdot 7,54 \cdot 0,5 = \\
 &= -361,51 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Se debe de comprobar que las deflexiones y pendientes debidas a los esfuerzos actuantes no son excesivas. Para ello se obtendrán las deflexiones y las pendientes en los apoyos mediante la integración de la ecuación del momento flexionante.

Para la disposición de las cargas y la geometría del eje la flexión debida a la fuerza F_z se obtiene como:

$$EIv'' = -F_z \cdot x \quad (0 < x < 0,5)$$

$$EIv'' = 1,25 \cdot F_z \cdot x - 1,125 \cdot F_z \quad (0,5 < x < 0,9)$$

$$EIv'' = 0 \quad (0,9 < x < 1,1)$$

Integrando se obtienen la ecuación de la pendiente.

$$EIv' = -0,5 \cdot F_z \cdot x^2 + C_1 \quad (0 < x < 0,5)$$

$$EIv' = 0,625 \cdot F_z \cdot x^2 - 1,125 \cdot F_z \cdot x + C_2 \quad (0,5 < x < 0,9)$$

$$EIv' = C_3 \quad (0,9 < x < 1,1)$$

Condición de continuidad:

$$C_1 = 1,125 \cdot F_z \cdot x^2 - 1,125 \cdot F_z \cdot x + C_2$$

$$C_3 = 0,625 \cdot F_z \cdot x^2 - 1,125 \cdot F_z \cdot x + C_2$$

Integrando la ecuación de la pendiente se obtiene la deflexión:

$$EIv = -0,17 \cdot F_z \cdot x^3 + C_1 \cdot x + C_4 \quad (0 < x < 0,5)$$

$$EIv = 0,208 \cdot F_z \cdot x^3 - 0,563 \cdot F_z \cdot x^2 + C_2 \cdot x + C_5 \quad (0,5 < x < 0,9)$$

$$EIv = C_3 \cdot x + C_6 \quad (0,9 < x < 1,1)$$

Mediante las condiciones de frontera:

$$v(0,5) = 0 \rightarrow -0,021 \cdot F_z + 0,5 \cdot C_1 + C_4 = 0$$

$$v(0,5) = 0 \rightarrow 0,114 \cdot F_z - 0,5 \cdot C_2 = C_5$$

$$v(0,9) = 0 \rightarrow 0,304 \cdot F_z - 0,9 \cdot C_2 = C_5$$

$$v(0,9) = 0 \rightarrow 0,9 \cdot C_3 + C_6 = 0$$

$$0,114 \cdot F_z - 0,5 \cdot C_2 = 0,304 \cdot F_z - 0,9 \cdot C_2 \rightarrow C_2 = 0,475 F_z$$

$$C_1 = 1,125 \cdot F_z \cdot x^2 - 1,125 \cdot F_z \cdot x + 0,475 \cdot F_z$$

$$C_3 = 0,625 \cdot F_z \cdot x^2 - 1,125 \cdot F_z \cdot x + 0,475 \cdot F_z$$

Pendiente en el rodamiento A por la fuerza F_z :

$$v' = \frac{1}{EI} [0,068 F_z]$$

Pendiente en el rodamiento B por la fuerza F_z :

$$v' = \frac{1}{EI} [-0,031 F_z]$$

Para la disposición de las cargas y la geometría del eje la flexión debida al momento M_y se obtiene como:

$$EIv'' = M_y \quad (0 < x < 0,5)$$

$$EIv'' = 2,25 \cdot M_y - 2,5 \cdot M_y \cdot x \quad (0,5 < x < 0,9)$$

$$EIv'' = 0 \quad (0,9 < x < 1,1)$$

Integrando se obtiene la ecuación de la pendiente:

$$EIv' = M_y \cdot x + C_1 \quad (0 < x < 0,5)$$

$$EIv' = 2,25 \cdot M_y \cdot x - 1,25 \cdot M_y \cdot x^2 + C_2 \quad (0,5 < x < 0,9)$$

$$EIv' = C_3 \quad (0,9 < x < 1,1)$$

Condición de continuidad:

$$C_1 = 1,25 \cdot M_y \cdot x - 1,25 \cdot M_y \cdot x^2 + C_2$$

$$C_3 = 2,25 \cdot M_y \cdot x - 1,25 \cdot M_y \cdot x^2 + C_2$$

Integrando la ecuación de la pendiente se obtiene la deflexión:

$$EIv = 0,5 \cdot M_y \cdot x^2 + C_1 \cdot x + C_4 \quad (0 < x < 0,5)$$

$$EIv = 1,125 \cdot M_y \cdot x^2 - 0,417 \cdot M_y \cdot x^3 + C_2 \cdot x + C_5 \quad (0,5 < x < 0,9)$$

$$EIv = C_3 \cdot x + C_6 \quad (0,9 < x < 1,1)$$

Mediante las condiciones de frontera:

$$v(0,5) = 0 \rightarrow 0,125 \cdot M_y + 0,5 \cdot C_1 + C_4 = 0$$

$$v(0,5) = 0 \rightarrow -0,229 \cdot M_y - 0,5 \cdot C_2 = C_5$$

$$v(0,9) = 0 \rightarrow -0,607 \cdot M_y - 0,9 \cdot C_2 = C_5$$

$$v(0,9) = 0 \rightarrow 0,9 \cdot C_3 + C_6 = 0$$

$$-0,229 \cdot M_y - 0,5 \cdot C_2 = -0,607 \cdot M_y - 0,9 \cdot C_2 \rightarrow C_2 = -0,945 M_y$$

$$C_1 = 1,25 \cdot M_y \cdot x - 1,25 \cdot M_y \cdot x^2 - 0,945 \cdot M_y$$

$$C_3 = 2,25 \cdot M_y \cdot x - 1,25 \cdot M_y \cdot x^2 - 0,945 \cdot M_y$$

Pendiente en el rodamiento A por el momento M_y :

$$v' = \frac{1}{EI} [-0,133 M_y]$$

Pendiente en el rodamiento B por el momento M_y :

$$v' = \frac{1}{EI} [0,068 M_y]$$

El módulo de elasticidad (E) para un acero AISI 1045 se obtiene de la figura 65.

$$E = 200 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

Propiedades mecánicas:	Dureza 163 HB (84 HRb)
	Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
	Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)
	Elongación 16% (en 50 mm)
	Reducción de área (40%)
	Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
	Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

Figura 65. Propiedades mecánicas del acero AISI 1045

El momento de inercia de la sección circular del eje es:

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{32} = \frac{\pi \cdot 0,1495^4}{32} = 4,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

Sustituyendo la fuerza $F_z = 18.570,33 \text{ N}$ y el momento $M_y = 361,51 \text{ Nm}$, tomados positivos porque se dispusieron en posición positiva para el cálculo de las pendientes, en

las ecuaciones anteriormente obtenidas. Se tiene que la pendiente en el rodamiento A es:

$$v' = \frac{1}{200 \cdot 10^9 \cdot 4,9 \cdot 10^{-5}} [0,068 \cdot 18.570,33 - 0,133 \cdot 361,51] =$$

$$= 0,0001239 \text{ rad} \quad (\text{giro antihorario})$$

Y en el rodamiento B es:

$$v' = \frac{1}{200 \cdot 10^9 \cdot 4,9 \cdot 10^{-5}} [-0,031 \cdot 18.570,33 + 0,068 \cdot 361,51] =$$

$$= -0,00005623 \text{ rad} \quad (\text{giro horario})$$

La pendiente máxima admisible para los distintos tipos de rodamientos es:

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE (θ_{\max})
Rodamiento de rodillos cónicos	0.0005-0.0012 rad
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0.0008-0.0012 rad
Rodamiento de bolas de ranura profunda	0.001-0.003 rad
Rodamiento de bolas de contacto angular	0.026-0.052 rad
Engranaje cilíndrico recto	0.026-0.052 rad
	FLECHA MAXIMA ADMISIBLE (y_{\max})
Engranaje cilíndrico recto (<10 dientes/pulg)	0.01 pulg
Engranaje cilíndrico recto (<15 dientes/pulg)	0.005 pulg
Engranaje cilíndrico recto (<20 dientes/pulg)	0.003 pulg

Figura 66. Valores admisibles típicos de pendientes y deflexiones en ejes

Como se observa la pendiente en ambos rodamientos es inferior a la máxima admisible indiferentemente del tipo de rodamiento que se seleccione para montar en el eje.

3.6.4. Selección de los rodamientos del eje de baja velocidad

Los rodamientos seleccionados para el montaje en el eje de baja velocidad son rodamientos de rodillos a rótula de la empresa SKF. Estos rodamientos tienen dos hileras de rodillos, un camino de rodadura esférico en el arco exterior y dos caminos de rodadura inclinados en el aro interior.



Figura 67. Rodamiento de rodillos a rótula

Los rodamientos de rodillos a rótula están diseñados para soportar altas cargas radiales y axiales. Este tipo de rodamientos son autoalineables por lo que son capaces de absorber cierta pendiente en el eje, aunque esto ya se calculó en el proyecto y se comprobó que los rodamientos se encontraban dentro de los valores admisibles, esta autoalineación provoca una disminución de las vibraciones en el eje.

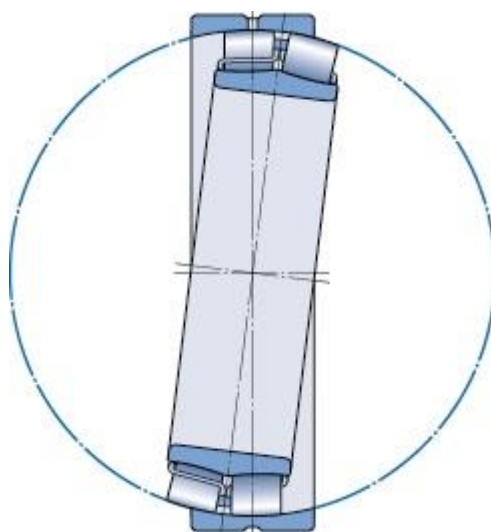


Figura 68. Autoalineación en rodamientos de rodillos a rótula

Además la empresa de rodamientos SKF proporciona los rodamientos montados sobre manguitos de fijación lo que hace más fácil su sustitución. Este manguito debe ser montado según la figura 69 para la absorción de la carga axial por parte del rodamiento A, en el rodamiento B el montaje será a la inversa.

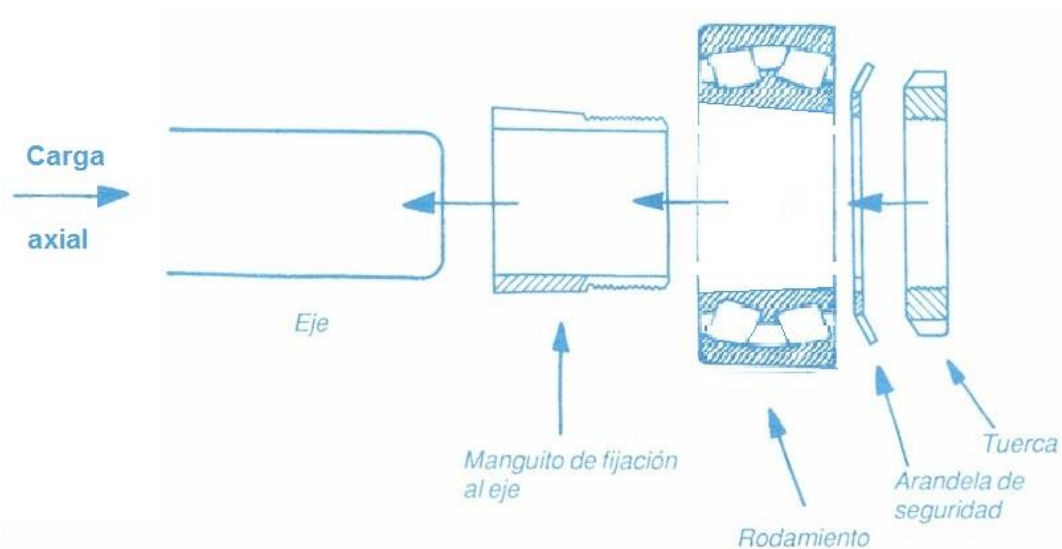


Figura 69. Montaje del manguito en el rodamiento

Las cargas que actúan sobre los apoyos del eje es decir, sobre los rodamientos varían de acuerdo a la velocidad del viento, por lo que se tienen dos casos limite uno para la velocidad de arranque de 3 m/s y otro para la velocidad de desconexión de 25 m/s.

Las fuerzas que actúan sobre los rodamientos son: en el rodamiento A una fuerza axial (F_{aA}) y una fuerza radial (F_{rA}) y en el rodamiento B una fuerza radial (F_{rB}). Las fuerzas en los rodamientos para los diferentes estados de carga son:

Para 3 m/s de velocidad de viento:

$$F_{aA} = 191,78 \text{ N}$$

$$F_{rA} = 40.843,32 \text{ N (máxima)}$$

$$F_{rB} = 22.273 \text{ N}$$

Para 25 m/s de velocidad de viento:

$$F_{aA} = 13.318,17 \text{ N} \quad (\text{máxima})$$

$$F_{rA} = 23.489,1 \text{ N}$$

$$F_{rB} = 42.059,43 \text{ N} \quad (\text{máxima})$$

Como se observa no se obtiene los valores máximos en un mismo caso de estudio, además se van a seleccionar ambos rodamientos de las mismas dimensiones por lo que se utilizan las fuerzas máximas independientemente del rodamiento y del caso de estudio lo que proporcionará resultados conservadores.

Las cargas para el diseño del rodamiento son:

$$F_a = 13.318,17 \text{ N}$$

$$F_r = 42.059,43 \text{ N}$$

$$n = 66,49 \text{ r.p.m.}$$

La selección del rodamiento de rodillos a rótula se hace en base al diámetro del eje, el diámetro debe ser mayor de 149,5 mm, el rodamiento más pequeño que cumple esta condición es para un eje de 150 mm, por lo que este será el diámetro del eje definitivo.

Se selecciona el rodamiento de la figura 70 proporcionado por el catálogo online de rodamientos de la empresa SKF. Dicho rodamiento cumple con la restricción marcada por el diámetro del eje de baja velocidad.

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales	
d_1	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad
			C	C_0		
mm			kN		rpm	
150	260	67	745	1060	2200	2800

Factores de cálculo
 e 0,23
 Y_1 2,9
 Y_2 4,4
 Y_0 2,8

Figura 70. Características del rodamiento

A continuación se procede a comprobar la viabilidad del rodamiento seleccionado de acuerdo a las fórmulas proporcionadas por la empresa SKF en su catálogo online. La capacidad de carga axial del rodamiento se calcula como:

$$F_{ap} = 0,003 \cdot B \cdot d = 0,003 \cdot 67 \cdot 150 = 30,15 \text{ kN}$$

La vida nominal básica con una fiabilidad del 90% (L_{10}) se calcula como:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}}$$

Donde C es la capacidad de carga básica dinámica y se obtiene de la figura 70.

$$C = 745 \text{ kN}$$

P es la carga dinámica equivalente del rodamiento y se calcula:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,316 > e = 0,24 \rightarrow P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a$$

El factor de cálculo $Y_2 = 4,2$ se obtiene de la figura 70, y sustituyendo los demás datos:

$$P = 0,67 \cdot 42.059,43 + 4,4 \cdot 13.318,17 = 86,78 \text{ kN}$$

La vida nominal básica del rodamiento es:

$$L_{10} = \left(\frac{883}{86,78} \right)^{\frac{10}{3}} = 2.282,81 \text{ millones de revoluciones}$$

El aerogenerador debe tener una vida útil de 20 años, según la norma UNE-EN 61400, si un aerogenerador funciona a pleno rendimiento unas 2.500 horas al año y teniendo en cuenta la velocidad de rotación $n = 66,49 \text{ r.p.m}$ correspondiente a la velocidad de rotación máxima, se tiene que la duración que deben tener los rodamientos es:

$$20 \text{ años} \cdot \frac{2.500 \text{ horas}}{\text{año}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} \cdot 66,49 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 199,47 \text{ millones de revoluciones}$$

El rodamiento es apto para la vida útil del aerogenerador además de tener una capacidad de carga axial superior a la carga axial que actúa sobre él. El rodamiento de rodillos a rótula con manguito de fijación de la empresa SKF seleccionado se designa como:

23034 CCK / W33+H 3034

Como ya se explicó estos rodamientos permiten una cierta inclinación para su autoalineación, la pendiente máxima que el rodamiento se puede inclinar la proporciona SKF en su catálogo online y se observa en la figura 71.

Serie 223	3
Serie 230	
Tamaños <56	2
Tamaños ≥56	2,5
Serie 231	
Tamaños <60	2
Tamaños ≥60	3
Serie 232	
Tamaños <52	2,5
Tamaños ≥52	3,5

Figura 71. Desalineación angular máxima en rodamientos de rótula

Para rodamientos de la serie 230 para un tamaño $B > 56 \text{ mm}$ el ángulo admisible máximo es de $2,5^\circ$ como:

$$2,5^\circ \frac{2\pi \text{ rad}}{360^\circ} = 0,0436 > 0,0001239 \text{ rad}$$

La pendiente en el rodamiento se mantiene dentro del rango para la autoalineación.

3.6.5. Acoplamiento del eje de baja velocidad y la caja multiplicadora

El acoplamiento seleccionado para transmitir el par de giro entre el eje de baja velocidad y el primer eje de la caja multiplicadora, es un acoplamiento flexible de láminas Lamidisc proporcionado por la empresa Jaure.



Figura 72. Acoplamiento de láminas Lamidisc

Se selecciona este tipo de acoplamiento ya que no necesita lubricación y el mantenimiento es mínimo. Permite su inspección sin necesidad de ser desmontado así como comprobar la desalineación de las máquinas observando la condición de las láminas. Además sus partes no son susceptibles a la rotura por desgaste y tiene una alta resistencia a ambientes abrasivos.

Para seleccionar el acoplamiento, Jaure indica en su catálogo los siguientes pasos a seguir:

1.- Lo primero que hay que seleccionar es la configuración del acoplamiento. Entre los distintos tipos de configuración de acoplamientos de láminas se utilizará la configuración SX-8.

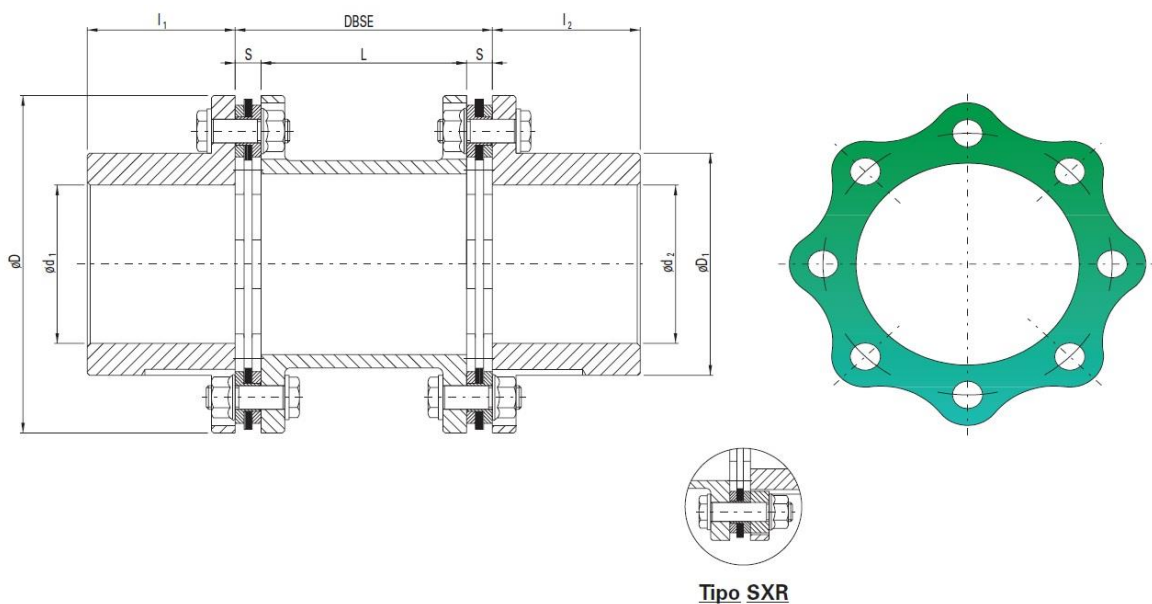


Figura 73. Acoplamiento Lamidisc SX-8

2.- El siguiente paso es seleccionar el factor de servicio de la máquina accionada o conducida SF_A de la figura 74.

GENERADORES	
Carga uniforme	1.0
Convertidores de frecuencia	1.5
Convertidores para soldadura	2.0

Figura 74. Factor de servicio de la máquina accionada

Al tratarse de un generador eólico con control activo se puede considerar que la carga es prácticamente uniforme, por lo que el factor de servicio es:

$$SF_A = 1$$

3.- Seleccionar el factor de servicio de la máquina motriz o conductora SF_D de la siguiente figura.

Equipo motriz	SF_D
Multi-cilindro	
8 o más	0.5
6	1.0
4 o 5	1.5
menos de 4	Consultar a Jaure
Motores con velocidad variable	0.8
Motores eléctricos ¹ y turbinas	0

Figura 75. Factor de servicio de la máquina motriz

Se selecciona un factor de servicio para turbinas.

$$SF_D = 0$$

4.- Los dos factores de servicio se deben sumar obteniéndose el factor de servicio combinado SF.

$$SF = SF_A + SF_D = 1 + 0 = 1$$

5.-Se calcula el par mínimo, que viene dado por la fórmula:

$$PAR(Nm) = \frac{9550 \cdot Potencia\ nominal\ (kW) \cdot SF}{n(r.p.m.)}$$

Se tiene que seleccionar un acoplamiento con una capacidad de transmisión de par superior a la calculada, por lo que la fórmula se aplica para el punto de funcionamiento

donde el par de la máquina eólica sea máximo, en este caso de estudio para la velocidad nominal de viento donde la potencia nominal y las revoluciones son:

$$Potencia\ nominal = 500\ kW$$

$$n = 66,49\ r.p.m.$$

Por lo que el par mínimo es:

$$Par = \frac{9550 \cdot 500\ kW \cdot 1}{66,49} = 71.815,3\ Nm$$

El par debe compararse con el que proporciona el rotor del aerogenerador y seleccionar el mayor de ambos, como el par máximo desarrollado por el rotor es:

$$Q = 89.082,78\ Nm > 71.815,3\ Nm$$

Se toma como referencia este último.

El acoplamiento que cumple con las características de diseño es el designado por la empresa Jaure como *SX* – 440 – 8 con un par nominal de 110.000 Nm de valor superior al calculado. Las características del acoplamiento se muestran en la siguiente figura.

Tipo de Acoplamiento SX Tamaño	PAR NOMINAL Nm.	PAR DE PICO Nm.	MAX 1) VELOCIDAD SIN EQUILIBRADO r.p.m.	MAX. 2) VELOCIDAD EQUILIBRADO r.p.m.	DIMENSIONES (mm.)							5) Inercia J kgm ²	5) Peso kg.	6) Desalin. Axial ±ΔKa mm.	6) Desalin. Angular ±ΔKw deg.
					d1-d2 3) máx.	D	D1	I ₁ -I ₂	DBSE min 4)	L min.	S				
325-8	37000	74000	2400	6000	156	325	219	145	254	202.0	26.0	1.199	92	4.3	0.5°
345-8	46000	92000	2200	5500	165	345	230	155	270	213.6	28.2	1.660	112	4.6	
380-8	63000	126000	2040	5100	178	380	249	170	296	232.0	32.0	2.715	150	5.0	
410-8	86000	172000	1880	4700	192	410	269	185	320	253.6	33.2	4.11	195	5.4	
440-8	110000	220000	1740	4350	206	440	289	195	334	261.2	36.4	5.54	230	5.8	
475-8	138000	276000	1680	4200	220	475	309	210	358	281.6	38.2	8.32	295	6.3	
505-8	175000	350000	1520	3800	233	505	327	230	394	310.0	42.0	12.13	374	6.7	
540-8	220000	440000	1440	3600	235	540	330	240	416	324.0	46.0	16.77	454	7.2	
570-8	259000	518000	1360	3400	250	570	350	250	450	346.8	51.6	22.02	535	7.6	

Figura 76. Características del acoplamiento

Se debe comprobar durante el montaje que la desalineación del acoplamiento no exceda la máxima permitida tal y como se muestra en la figura 77 que para este tipo de

acoplamiento es de $0,5^\circ$.

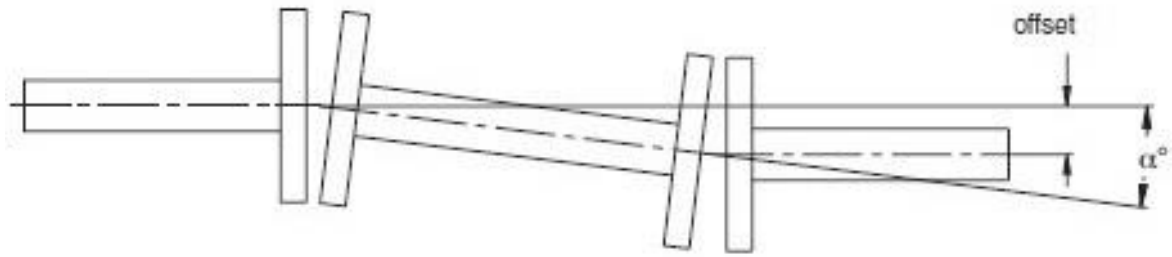


Figura 77. Desalineación de montaje

3.6.6. Calculo de la chaveta del acoplamiento y el eje de baja velocidad

Las chavetas para el acoplamiento del eje de baja velocidad están suministradas por la empresa Opac. Entre las opciones de material que ofrece la empresa para sus chavetas se selecciona un acero AISI 430.

ACEROS INOXIDABLES FERRITICOS Y MARTENSITICOS

1.4005	X 12 Cr S 13	416	< 0,15	12 - 13
1.4016	X 8 Cr 17	430	< 0,08	15,5 - 17,5
1.4021	X 20 Cr 13	420 A	0,18 - 0,22	12 - 14
1.4028	X 30 Cr 13	420 B	0,25 - 0,35	12 - 14

Figura 78. Extracto de materiales disponibles del catálogo de chavetas Opac

La tensión de fluencia para un acero AISI 430 es:

$$\sigma_{yp} = 480 \text{ MPa}$$

La chaveta no debe ser mayor que el elemento montado cuya longitud se obtiene de la figura 76. La longitud del elemento es $L = 195 \text{ mm}$, además la chaveta no debe superar 1,5 veces el diámetro del eje siendo este $D = 150 \text{ mm}$ por lo que la longitud de la chaveta debe ser:

$$L \leq 195 \text{ mm}$$

El par torsor máximo en el eje es:

$$T = Q = 89.082,78Nm$$

De la norma mostrada en la figura 79 se obtiene el ancho y el alto de la chaveta para un diámetro $D=150\text{ mm}$:

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

$$h = 22\text{ mm}$$

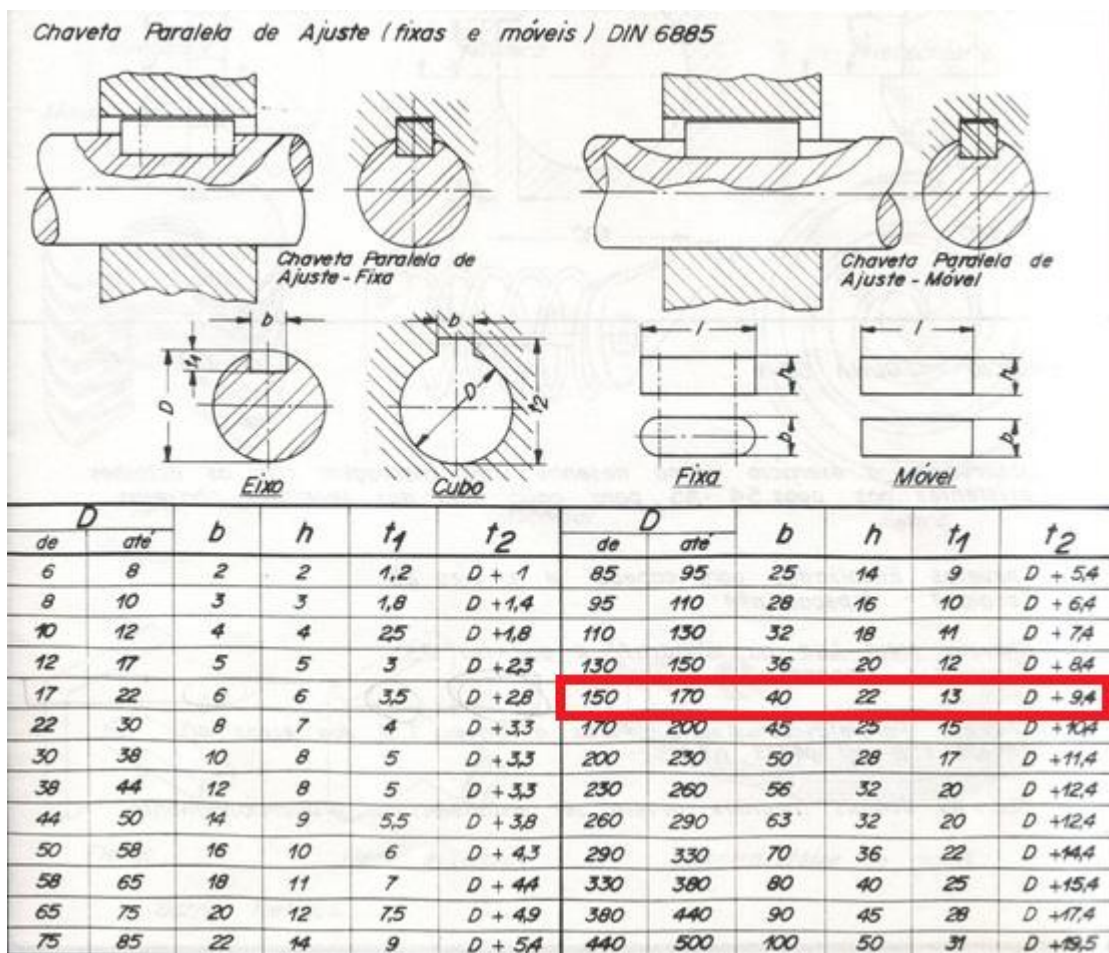


Figura 79. Norma DIN 6885 para chavetas

El coeficiente de seguridad para chavetas se encuentra normalizado por la norma UNE-EN 61400 siendo:

$$C.S = 1,1$$

La fuerza que actúa sobre la chaveta es:

$$F = \frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 89.082,78}{0,150} = 1.187.770 \text{ N}$$

Para dimensionar la chaveta se debe comprobar a cortante:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{C.S} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot C.S}$$

$$\frac{1.187.770}{40 \cdot L} \leq \frac{480}{2 \cdot 1,1} \rightarrow L \geq 136 \text{ mm}$$

Y a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{C.S}$$

$$\frac{1.187.770}{22 \cdot L/2} \leq \frac{480}{1,1} \rightarrow L \geq 248 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta queda limitada a aplastamiento en una longitud mínima de 248 mm como es superior a la máxima longitud permitida de 195 mm se colocará en el eje dos chavetas dispuestas a 180°. Las dimensiones de la chaveta de la empresa Opac que cumple con las condiciones de diseño se muestra a continuación:

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)	Anchura b		28		32		36		40		45		50	
	Altura h		10	16	11	18	12	20	14	22	16	25	18	28
Para diámetro del eje d1 3)	más de		95		110		130		150		170		200	
	hasta		110		130		150		170		200		230	
longitud (1 5) 6)	Dif. adm.		Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)											
	Macho	Hembra												
90	-0,5	+0,5	198	317	249	407								
100			220	352	276	452	339	585						
110			242	387	304	497	373	622	484	760				
125			275	440	345	565	424	706	550	863	706	1104		
140			308	492	387	633	475	791	615	967	791	1236	990	1540
160			352	563	442	723	543	904	703	1105	904	1413	1130	1758
180			396	633	497	814	610	1017	791	1243	1017	1590	1272	1978

Figura 80. Características chavetas Opac

La chaveta queda caracterizada por las siguientes dimensiones:

$$\text{Ancho } (b) = 40 \text{ mm}$$

$$\text{Alto } (h) = 22 \text{ mm}$$

$$\text{Largo } (L) = 125 \text{ mm}$$

3.7. CAJA MULTIPLICADORA

El objetivo de la caja multiplicadora es aumentar la velocidad de giro que proviene del rotor para conseguir la velocidad necesaria para el correcto funcionamiento del alternador. Además por medio de la caja multiplicadora se consigue disminuir el par torsor con el fin de una vez transmitido este al eje de alta velocidad se consiga un sistema de frenado de menores dimensiones.

Al tratarse de una caja multiplicadora de ejes paralelos se van a emplear engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, ya que este tipo de engranajes tiene una mayor capacidad para transmitir grandes cargas así como de tener un funcionamiento más suave y preciso.



Figura 81. Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales

Estos engranajes se fabricarán en acero cementado aleado 18CrNi8 con una dureza Brinell mínima de $600 \text{ kg} / \text{mm}^2$.

3.7.1. Relación de transmisión de las etapas de la caja multiplicadora

Lo primero necesario para la determinación de las diferentes relaciones de transmisión, es determinar la relación de transmisión total de la caja multiplicadora. Se obtiene como la velocidad de rotación nominal a la entrada de la caja multiplicadora y la velocidad de salida de la misma que deberá coincidir con la velocidad de giro óptimo para un correcto funcionamiento del alternador.

$$i = \frac{n_{salida}}{n_{entrada}} = \frac{1500 \text{ r.p.m}}{66 \text{ r.p.m}} = \frac{250}{11}$$

Las condiciones de diseño en cuanto a la relación de transmisión máxima en las distintas etapas y el número máximo y mínimo de dientes de los diferentes engranajes son:

$$i_{\max} = 5$$

$$Z_{\min} = 14 \text{ dientes}$$

$$Z_{\max} = 120 \text{ dientes}$$

El número de pares de ruedas necesarias para transmitir la relación de transmisión total de acuerdo a las condiciones de diseño se obtiene con la expresión:

$$m \geq \frac{\log i}{\log i_{\max}} = \frac{\log \frac{250}{11}}{\log 5} = 1,94$$

Luego el número de pares de ruedas que tendrá la caja multiplicadora es:

$$m = 2$$

Y el número de ejes es:

$$Ejes = m + 1 = 3 \text{ ejes}$$

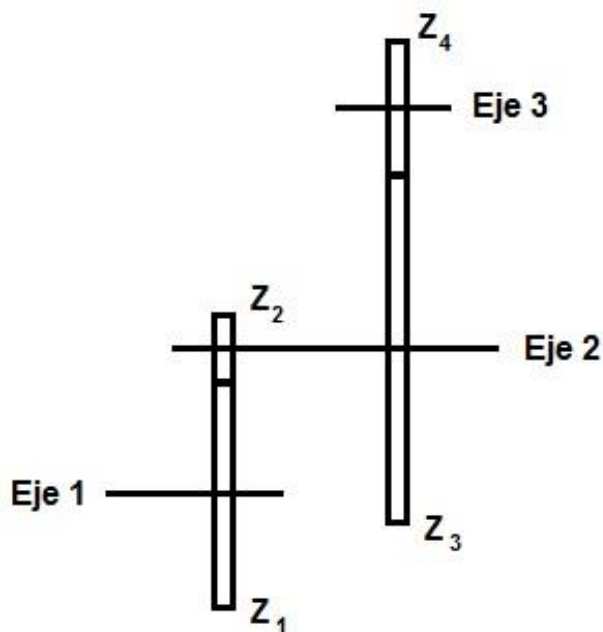


Figura 82. Croquis caja multiplicadora

El número de dientes de los engranajes de las distintas etapas se obtiene como:

$$i = \frac{250}{11} = \left(\frac{5}{1}\right)\left(\frac{50}{11}\right) = \left(\frac{70}{14}\right)\left(\frac{100}{22}\right) = \left(\frac{Z_1}{Z_2}\right)\left(\frac{Z_3}{Z_4}\right)$$

La velocidad de giro en cada eje de la caja multiplicadora es:

$$n_1 = 66 \text{ r.p.m}$$

$$n_2 = 330 \text{ r.p.m}$$

$$n_3 = 1500 \text{ r.p.m}$$

El número de dientes de los distintos engranajes de la caja multiplicadora es:

$$Z_1 = 70 \text{ dientes}$$

$$Z_2 = 14 \text{ dientes}$$

$$Z_3 = 100 \text{ dientes}$$

$$Z_4 = 22 \text{ dientes}$$

Por último queda calcular el par en los distintos ejes de la caja multiplicadora, partiendo del par máximo de funcionamiento.

$$T_1 = 89.082,78 \text{ Nm}$$

$$T_2 = \frac{T_1 \cdot Z_2}{Z_1} = \frac{89.082,78 \cdot 21}{105} = 17.816,56 \text{ Nm}$$

$$T_3 = \frac{T_2 \cdot Z_4}{Z_3} = \frac{17.816,56 \cdot 22}{100} = 3.919,64 \text{ Nm}$$

3.7.2. Cálculo del primer par de engranajes

3.7.2.1. Cálculo del módulo del primer par de engranajes

Se optó por 14 dientes como valor mínimo debido a que es el valor mínimo para que no aparezcan interferencias, pero este tipo de engranajes permite disminuir el número de dientes sin que se produzcan interferencias, con ello se consigue unos engranajes más pequeños y así se disminuye el tamaño y peso de la caja multiplicadora.

El engranaje pequeño del primer par de engranajes tendrá $Z_2 = 12 \text{ dientes}$, se debe de comprobar que no tiene interferencias mediante el cálculo del número virtual de dientes:

$$Z_n = \frac{Z}{\cos^3 \beta_a} = \frac{12}{\cos^3 20} = 14,5 > 14$$

No existen interferencias al diseñar el engranaje con 12 dientes, se procede a calcular el número de dientes del engranaje grande de los engranajes que componen el

primer par de engranajes:

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} \rightarrow Z_1 = i \cdot Z_2 = 5 \cdot 12 = 60 \text{ dientes}$$

A continuación se procede a calcular el módulo del primer par de engranajes. El cálculo del módulo se realiza en base a la presión de rodadura para posteriormente comprobarlo a resistencia.

Criterio de la presión de rodadura:

Según este criterio el módulo mínimo se calcula con la siguiente expresión:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{143.240 \cdot Pot \cdot (i+1) \cdot \cos^4 \beta_a}{K_{adm} \cdot Z^2 \cdot \psi \cdot \cos \alpha_r \cdot \sin \alpha_r \cdot n_e \cdot i}}$$

La potencia transmitida por el primer par de engranajes, es la potencia procedente del rotor del aerogenerador, tratándose esta de la potencia del primer eje de la caja multiplicadora con valor:

$$Pot = T_1 \cdot \omega_1 = 89.082,78 \cdot 66 \cdot \frac{2\pi}{60} = \frac{615.695,97 \text{ watios}}{735,5} = 837,1 \text{ C.V.}$$

El ángulo de inclinación aparente β_a se encuentra limitado entre 10 y 30°, un aumento del ángulo proporciona un funcionamiento más suave pero también un aumento de la fuerza axial por lo que se opta por el ángulo:

$$\beta_a = 20^\circ$$

El ángulo de presión real (α_r) se encuentra normalizado por la máquina de tallado, siendo este de:

$$\alpha_r = 20^\circ$$

El valor de la presión de rodadura se obtiene de la figura 83, con el tipo de material y las revoluciones por minuto del engranaje pequeño del par de engranajes.

Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm ²)	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										K min
			10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
Fundición	GG-18	170	32	24	19	15	11	8.8	7.7	-	-	-	3.5
	GG-26	220	60	44	35	28	21	16.5	14.4	13	11.5	-	7
Acero moldeado	GS o St 42	125	35	26	20	16	12	9.5	8.3	7.5	6.6	5.6	4.3
Acero al carbono	St 50	155	53	39	31	25	18	14	12.5	11.5	10	8.5	5.3
	St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11.0	6.7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18.5	15.5	9.0
Acero aleado	Acero al Mn 80-95 kg/mm ²	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
	Acero al Mn 90-105 kg/mm ²	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

Figura 83. Presión admisible de rodadura para 5000 horas de servicio [Kg/cm²]

Para un acero cementado y 330 r.p.m. el valor de la presión de rodadura para 5.000 horas de servicio es:

$$250 \text{ revoluciones} \rightarrow K_{5000} = 270 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$330 \text{ revoluciones} \rightarrow K_{5000}$$

$$500 \text{ revoluciones} \rightarrow K_{5000} = 215 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Interpolando:

$$K_{5000} = 252,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Las horas de servicio mínimo para el engranaje se obtienen de la figura 84.

APLICACIÓN	DURACIÓN REQUERIDA (EN H)
Motores de avión	1000-4000
Automóviles	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales y transmisiones de usos múltiples	8000-15000
Motores eléctricos y maquinaria industrial en general	20000-30000

Figura 84. Valores orientativos de la duración requerida en horas

Para una transmisión los engranajes deben ser diseñados para 8.000 horas de servicio, por lo que el valor de la presión de rodadura debe ser modificado con el coeficiente (φ) de la figura 85.

Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de K_{adm} se hará $= \varphi \cdot K_{5000}$. Los valores se extraen de la siguiente tabla										
Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
φ	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32

Figura 85. Valores para modificar la presión admisible

El coeficiente (φ) para 5.000 horas de servicio se obtiene interpolando y tiene un valor de:

$$5.000 \text{ horas de servicio} \rightarrow \varphi = 1$$

$$8.000 \text{ horas de servicio} \rightarrow \varphi$$

$$10.000 \text{ horas de servicio} \rightarrow \varphi = 0,8$$

$$\varphi = 0,88$$

Por lo que la presión de rodadura admisible es:

$$k_{adm} = 252,4 \cdot 0,88 = 222,2 \frac{kg}{cm^2}$$

El factor de guiado se obtiene de la siguiente figura:

FACTOR DE GUIADO ψ	
Flancos en bruto, poca velocidad y montaje deficiente	5
Calidad y condiciones normales	10
Tallado muy exacto, montaje muy preciso y buen asiento de cojinetes y apoyo rígido de estos	15-20 (casos excepcionales hasta 30)

Figura 86. Valores recomendados del factor de guiado

Para un tallado muy exacto con un montaje muy preciso el factor de guiado es:

$$\psi = 20$$

El resto de valores de la ecuación ya están definidos:

$$n_e = n_2 = 330 \text{ r.p.m.}$$

$$Z = Z_2 = 12 \text{ dientes}$$

$$i = 5$$

El valor del módulo en base al criterio de la presión de rodadura es:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{143.240 \cdot 837,1 \cdot (5+1) \cdot \cos^4 20}{222,2 \cdot 12^2 \cdot 20 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 330 \cdot 5}}$$

$$m_n \geq 1,18 \text{ cm} = 11,8 \text{ mm}$$

Este valor debe ser redondeado a su valor normalizado superior según la figura 87, y utilizando la serie I.

serie		
I	II	III
4	4.5	
5	5.5	
6	7	
8	9	
10	11	
12	14	
16	18	
20	22	
25	28	

Figura 87. Valores normalizados del módulo m (en mm)

Por lo que el modulo mínimo según el criterio de la presión de rodadura es:

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

Comprobación a resistencia:

Esta comprobación se basa en la teoría de resistencia de materiales y se debe de comprobar que la tensión máxima en el engranaje sea inferior a la admisible. La tensión máxima en el engranaje se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{0,6 \cdot U}{b \cdot m_n} \cdot q$$

La fuerza tangencial (U) en el engranaje se obtiene de la siguiente ecuación:

$$U = 1.432.400 \frac{Pot}{n_e \cdot 2 \cdot R}$$

Donde:

$$R = \frac{m_n \cdot Z}{2 \cdot \cos \beta_a} = \frac{12 \cdot 12}{2 \cdot \cos 20} = 76,62 \text{ mm}$$

$$n_e = n_2 = 330 \text{ r.p.m.}$$

$$Pot = T_1 \cdot \omega_1 = 89.082,78 \cdot 66 \cdot \frac{2\pi}{60} = \frac{615.695,97 \text{ watio}}{735,5} = 837,1 \text{ C.V.}$$

Sustituyendo se obtiene la fuerza tangencial:

$$U = 1.432.400 \frac{837,1}{330 \cdot 2 \cdot 76,62} = 23.711,31 \text{ Kp}$$

Ancho o longitud del diente (b) se obtiene:

$$b = \psi \cdot m_n = 20 \cdot 12 = 240 \text{ mm} = 24 \text{ cm}$$

El valor de q según Wissmann se obtiene de la figura que se muestra a continuación:

Ángulo de engrane $\alpha = 15^\circ$	Dentado exterior	z 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25
		q 5,4 5,2 5,1 4,9 4,8 4,7 4,6 4,5 4,4 4,3 4,2 4,1 4,1
	Dentado interior	z 26 28 30 33 36 40 48 60 76 100 140 200 ∞
		q 4,0 3,9 3,8 3,7 3,6 3,5 3,4 3,3 3,2 3,1 3,0 2,9 2,8
Ángulo de engrane $\alpha = 20^\circ$	Dentado exterior	z 10 11 12 13 14 15 16 17 18 21 24 28 34
		q 5,2 4,9 4,6 4,4 4,1 3,9 3,8 3,6 3,5 3,3 3,2 3,1 3,0
	Dentado interior	z 40 50 65 80 100 ∞
		q 2,9 2,8 2,7 2,6 2,5 2,5
Dentado interior	z ∞ 200 100 70 50 38 30 24 20	
	q 2,5 2,4 2,3 2,2 2,1 2,0 1,9 1,8 1,7	

Figura 88. Valores de q según Wissmann

Para un número de dientes $Z=12$ *dientes* y al tratarse de un par de engranajes exteriores con un ángulo de engrane de 20° , el valor de q según Wissmann es:

$$q = 4,6$$

Por lo que la tensión máxima en el engranaje es:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{0,6 \cdot 23.711,31}{24 \cdot 1,2} \cdot 4,6 = 2.272,33 \frac{Kg}{cm^2}$$

Se debe de comprobar que $\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{adm}$, la tensión admisible se obtiene de la siguiente figura:

Material	Designación DIN	Tratamiento	Resistencia a trac. σ_{tt}	Límite de fluencia mínimo σ_s	Dureza Brinell DB	Resist. fatiga flexión alternat. σ_{bIV}	Solicitación adm. para velocidades medias y elevadas $\sigma_{b adm} \approx$
			kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/cm ²
Fund. gris	GG-18		IV 18		150-170	$\pm 8,5$	350-450
	GG-22		IV 22		180-200	± 11	450-550
	GG-26		IV 26		200-220	± 12	550-650
Acero mold.	GS-45	recoc.	IV 45	22	125-160	± 20	650-750
	GS-52	recoc.	IV 52	25	145-190	± 22	750-900
Acero para máquinas sin alear	St 50		50-60	27	145-174	± 24	850-1100
	St 60		60-70	30	174-205	± 28	1000-1250
	St 70		70-85	35	205-248	± 33	1200-1400
Ac. cement sin alear	Ck 15	templ.	50-65 ¹⁾	30	600 ²⁾	± 25	1000-1250
Ac. mejorado sin alear	Ck 45	mej.	65-80	40	190-230	± 30	1100-1300
	Ck 60	mej.	75-90	49	217-265	± 35	1300-1500
Ac. mejorado al Mn	30Mn5	mej.	80-95	55	230-270	± 38	1500-2000
	37MnSi5	mej.	90-105	65	260-300	± 45	2000-3000
	42MnV7	mej.	100-120	80	290-350	± 50	3000-4000
Ac. cement. aleado	15CrNi6	templ.	90-120 ¹⁾	65		± 45	2000-3000
	18CrNi8	templ.	120-145	80		± 50	3000-4000
	16MnCr5	templ.	80-110	60	600 ²⁾	± 43	1900-3000
	20MnCr5	templ.	100-130	70		± 47	2200-3400
Ac. mejorado aleado	34Cr4	templ.	130-155 ³⁾	100	380-450		
	41Cr4	templ.	155-180 ³⁾	130	450-500		
	50CrV4	templ.	150-175 ⁴⁾	130	430-495	± 50	3000-4000
	50CrMo4	templ.	150-174 ⁴⁾	130	430-495		

Figura 89. Valores de tensión admisible

Para un acero cementado aleado 18CrNi8 la tensión admisible es de:

$$\sigma_{adm} = 3.000 - 4000 \frac{Kg}{cm^2}$$

Por lo que el módulo del engranaje es válido a resistencia ya que:

$$\sigma_{máx} = 2.272,33 \frac{Kg}{cm^2} < \sigma_{adm} = 3.000 \frac{Kg}{cm^2}$$

3.7.2.2. Dimensionamiento del primer par de engranajes.

Tras obtener el módulo se procede a dimensionar los engranajes. Las medidas que se van a calcular para el correcto dimensionamiento del primer par de engranajes son:

Ángulo de presión real:

$$\alpha_r = 20^\circ$$

Ángulo de presión aparente:

$$\alpha_a \rightarrow \operatorname{tg} \alpha_a = \frac{\operatorname{tg} \alpha_r}{\cos \beta_a}$$

Ángulo de inclinación aparente:

$$\beta_a = 20^\circ$$

Ángulo de inclinación real:

$$\beta_r \rightarrow \operatorname{tg} \beta_r = (\cos \alpha_a) \cdot (\operatorname{tg} \beta_a)$$

Radio primitivo:

$$R = \frac{m_n \cdot Z}{2 \cdot \cos \beta_a}$$

Radio de cabeza:

$$R_c = \frac{m_n}{2} \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} + 2 \right)$$

Radio de fondo o de pie:

$$R_f = \frac{m_n}{2} \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} - 2,5 \right)$$

Radio de la circunferencia básica:

$$\rho = R \cdot \cos \alpha_a$$

Paso aparente:

$$P_a = \frac{2\pi \cdot R}{Z}$$

Paso real:

$$P_n = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot \cos \beta_a}{Z}$$

Módulo real:

$$m_n = \frac{2 \cdot R \cdot \cos \beta_a}{Z}$$

Módulo aparente:

$$m_a = \frac{2 \cdot R}{Z}$$

Addendum:

$$h_c = m_n$$

Deddendum:

$$h_f = 1,25 \cdot m_n$$

Ancho o longitud del diente:

$$b = \psi \cdot m_n$$

Espesor real:

$$e_r = \frac{m_n \cdot \pi}{2}$$

Espesor aparente:

$$e_a = \frac{m_a \cdot \pi}{2}$$

Cuadro resumen con las dimensiones de los engranajes que forman el primer par de engranajes:

	Primer engranaje	Segundo engranaje
Nº de dientes	60	12
Módulo real	12 mm	12 mm
Ángulo de presión real	20°	20°

Ángulo de presión aparente	21,17°	21,17°
Ángulo de inclinación aparente	20°	20°
Ángulo de inclinación real	18,74°	18,74°
Radio primitivo	383,1 mm	76,62 mm
Radio de cabeza	395,1 mm	88,62 mm
Radio de fondo	368,1 mm	61,62 mm
Radio de la circunferencia básica	357,24 mm	71,5 mm
Paso aparente	40,11 mm	40,11
Paso real	37,7 mm	37,7 mm
Módulo aparente	12,77 mm	12,77 mm
Addendum	12 mm	12 mm
Deddendum	15 mm	15 mm
Ancho o longitud del diente	240 mm	240 mm
Espesor real	18,85 mm	18,85 mm
Espesor aparente	20,06 mm	20,06 mm

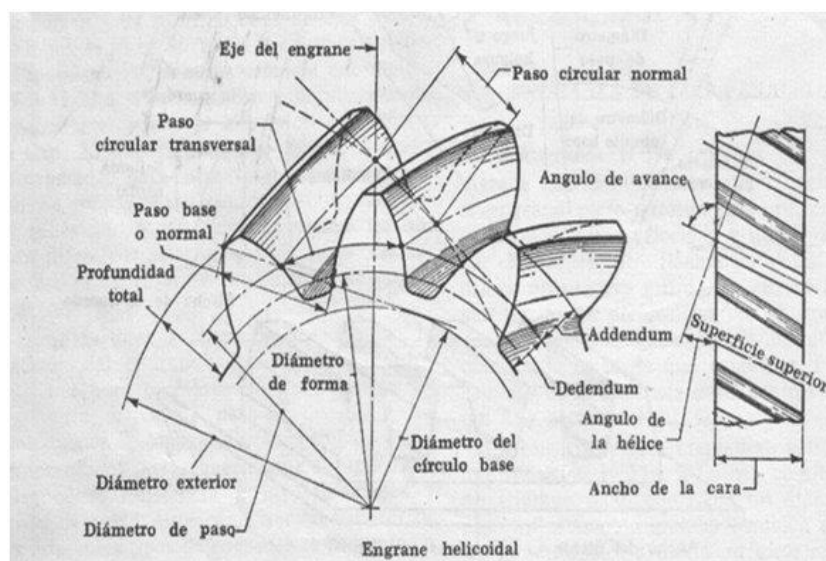


Figura 90. Terminología de engranajes helicoidales

Por último se debe de comprobar el coeficiente de engrane para los engranajes calculados anteriormente cuyo valor debe de ser mayor de uno. El coeficiente de engrane se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta_a} \cdot \cos \alpha_a} \cdot \left[\sum_{i=1}^2 \left[\sqrt{R_{c_i}^2 - \rho_i^2} - R_i \operatorname{sen} \alpha_a \right] + b \cdot \operatorname{tag} \beta_r \right]$$

Sustituyendo los valores anteriormente obtenidos:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{\pi \cdot 12}{\cos 20} \cdot \cos 21,17} \cdot \left[\left[\left(\sqrt{395,1^2 - 357,24^2} - 383,1 \operatorname{sen} 21,17 \right) + \left(\sqrt{88,62^2 - 71,5^2} - 76,62 \operatorname{sen} 21,17 \right) \right] + 240 \cdot \operatorname{tag} 18,74 \right]$$

$$\varepsilon = 3,649 > 1$$

3.7.3. Cálculo del segundo par de engranajes

3.7.3.1. Cálculo del módulo del segundo par de engranajes

Se procede a disminuir el número de dientes del engranaje al igual que en el caso del primer par de engranajes, así el engranaje pequeño del segundo par de engranajes tendrá $Z_4 = 12$ *dientes*, se debe de comprobar que no tiene interferencias mediante el cálculo del número virtual de dientes:

$$Z_n = \frac{Z}{\cos^3 \beta_a} = \frac{12}{\cos^3 20} = 14,5 > 14$$

No existen interferencias al diseñar el engranaje con 12 dientes, se procede a calcular el número de dientes del engranaje grande de los engranajes que componen el segundo par de engranajes:

$$i = \frac{Z_3}{Z_4} \rightarrow Z_3 = i \cdot Z_4 = \frac{50}{11} \cdot 12 = 54,54 \text{ *dientes*}$$

No se puede disminuir el número de dientes del engranaje pequeño ya que con $Z_4 = 12$ *dientes* el engranaje grande no tiene un número entero de dientes para la relación de engranaje calculada, por lo que el número de dientes del segundo par de engranajes es:

$$Z_3 = 100 \text{ dientes}$$

$$Z_4 = 22 \text{ dientes}$$

A continuación se procede a calcular el módulo del segundo par de engranajes. El cálculo del módulo se realiza en base a la presión de rodadura para posteriormente comprobarlo a resistencia.

Criterio de la presión de rodadura:

Según este criterio el módulo mínimo se calcula con la siguiente expresión:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{143.240 \cdot Pot \cdot (i+1) \cdot \cos^4 \beta_a}{K_{adm} \cdot Z^2 \cdot \psi \cdot \cos \alpha_r \cdot \sin \alpha_r \cdot n_e \cdot i}}$$

La potencia transmitida por el segundo par de engranajes, es la potencia procedente del primer par de engranajes, tratándose esta de la potencia del segundo eje de la caja multiplicadora con valor:

$$Pot = T_2 \cdot \omega_2 = 17.816,56 \cdot 330 \cdot \frac{2\pi}{60} = \frac{615.696,11 \text{ watios}}{735,5} = 837,1 \text{ C.V.}$$

El ángulo de inclinación aparente β_a se encuentra limitado entre 10 y 30°, un aumento del ángulo proporciona un funcionamiento más suave pero también un aumento de la fuerza axial por lo que se opta por el ángulo:

$$\beta_a = 20^\circ$$

El ángulo de presión real (α_r) se encuentra normalizado por la máquina de tallado, siendo este de:

$$\alpha_r = 20^\circ$$

El valor de la presión de rodadura se obtiene de la figura 91, con el tipo de material y las revoluciones por minuto del engranaje pequeño del par de engranajes.

Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm ²)	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										K min
			10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
Fundición	GG-18	170	32	24	19	15	11	8.8	7.7	-	-	-	3.5
	GG-26	220	60	44	35	28	21	16.5	14.4	13	11.5	-	7
Acero moldeado	GS o St 42	125	35	26	20	16	12	9.5	8.3	7.5	6.6	5.6	4.3
Acero al carbono	St 50	155	53	39	31	25	18	14	12.5	11.5	10	8.5	5.3
	St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11.0	6.7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18.5	15.5	9.0
Acero aleado	Acero al Mn 80-95 kg/mm ²	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
	Acero al Mn 90-105 kg/mm ²	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

Figura 91. Presión admisible de rodadura para 5000 horas de servicio [Kg/cm²]

Para un acero cementado y 1500 r.p.m. el valor de la presión de rodadura para 5.000 horas de servicio es:

$$K_{5000} = 150 \frac{kg}{cm^2}$$

Las horas de servicio mínimo para el engranaje se obtienen de la figura 92.

APLICACIÓN	DURACIÓN REQUERIDA (EN H)
Motores de avión	1000-4000
Automóviles	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales y transmisiones de usos múltiples	8000-15000
Motores eléctricos y maquinaria industrial en general	20000-30000

Figura 92. Valores orientativos de la duración requerida en horas

Para una transmisión los engranajes deben ser diseñados para 8.000 horas de servicio, por lo que el valor de la presión de rodadura debe ser modificado con el coeficiente (φ) de la figura 93.

Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de K_{adm} se hará = $\varphi \cdot K_{5000}$. Los valores se extraen de la siguiente tabla										
Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
φ	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32

Figura 93. Valores para modificar la presión admisible

El coeficiente (φ) para 5.000 horas de servicio se obtiene interpolando y tiene un valor de:

$$5.000 \text{ horas de servicio} \rightarrow \varphi = 1$$

$$8.000 \text{ horas de servicio} \rightarrow \varphi$$

$$10.000 \text{ horas de servicio} \rightarrow \varphi = 0,8$$

$$\varphi = 0,88$$

Por lo que la presión de rodadura admisible es:

$$k_{adm} = 150 \cdot 0,88 = 132 \frac{kg}{cm^2}$$

El factor de guiado se obtiene de la siguiente figura:

FACTOR DE GUIADO ψ	
Flancos en bruto, poca velocidad y montaje deficiente	5
Calidad y condiciones normales	10
Tallado muy exacto, montaje muy preciso y buen asiento de cojinetes y apoyo rígido de estos	15-20 (casos excepcionales hasta 30)

Figura 94. Valores recomendados del factor de guiado

Para un tallado muy exacto con un montaje muy preciso el factor de guiado es:

$$\psi = 20$$

El resto de valores de la ecuación ya están definidos:

$$n_e = n_3 = 1.500 \text{ r.p.m.}$$

$$Z = Z_4 = 22 \text{ dientes}$$

$$i = \frac{50}{11}$$

El valor del módulo en base al criterio de la presión de rodadura es:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{143.240 \cdot 837,1 \cdot \left(\frac{50}{11} + 1\right) \cdot \cos^4 20}{132 \cdot 22^2 \cdot 20 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20 \cdot 1.500 \cdot \left(\frac{50}{11}\right)}}$$

$$m_n \geq 0,569 \text{ cm} = 5,69 \text{ mm}$$

Este valor debe ser redondeado a su valor normalizado superior según la figura 95, y utilizando la serie I.

serie		
I	II	III
4	4.5	
5	5.5	
6	7	
8	9	
10	11	
12	14	
16	18	
20	22	
25	28	

Figura 95. Valores normalizados del módulo m (en mm)

Por lo que el modulo mínimo según el criterio de la presión de rodadura es:

$$m_n = 6 \text{ mm}$$

Comprobación a resistencia:

Esta comprobación se basa en la teoría de resistencia de materiales y se debe de comprobar que la tensión máxima en el engranaje sea inferior a la admisible. La tensión máxima en el engranaje se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{0,6 \cdot U}{b \cdot m_n} \cdot q$$

La fuerza tangencial (U) en el engranaje se obtiene de la siguiente ecuación:

$$U = 1.432.400 \frac{Pot}{n_e \cdot 2 \cdot R}$$

Dónde:

$$R = \frac{m_n \cdot Z}{2 \cdot \cos \beta_a} = \frac{6 \cdot 22}{2 \cdot \cos 20} = 70,23 \text{ mm}$$

$$n_e = n_3 = 1.500 \text{ r.p.m}$$

$$Pot = T_2 \cdot \omega_2 = 17.816,56 \cdot 330 \cdot \frac{2\pi}{60} = \frac{615.696,11 \text{ watios}}{735,5} = 837,1 \text{ C.V.}$$

Sustituyendo se obtiene la fuerza tangencial:

$$U = 1.432.400 \frac{837,1}{1.500 \cdot 2 \cdot 70,23} = 5.691,12 \text{ Kp}$$

Ancho o longitud del diente (*b*) se obtiene:

$$b = \psi \cdot m_n = 20 \cdot 6 = 120 \text{ mm} = 12 \text{ cm}$$

El valor de *q* según Wissmann se obtiene de la figura que se muestra a continuación:

Ángulo de engrane $\alpha = 15^\circ$	Dentado exterior	<i>z</i> 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25
		<i>q</i> 5,4 5,2 5,1 4,9 4,8 4,7 4,6 4,5 4,4 4,3 4,2 4,1 4,1
	Dentado interior	<i>z</i> 26 28 30 33 36 40 48 60 76 100 140 200 ∞
		<i>q</i> 4,0 3,9 3,8 3,7 3,6 3,5 3,4 3,3 3,2 3,1 3,0 2,9 2,8
Ángulo de engrane $\alpha = 20^\circ$	Dentado exterior	<i>z</i> 10 11 12 13 14 15 16 17 18 21 24 28 34
		<i>q</i> 5,2 4,9 4,6 4,4 4,1 3,9 3,8 3,6 3,5 3,3 3,2 3,1 3,0
	Dentado interior	<i>z</i> 40 50 65 80 100 ∞
		<i>q</i> 2,9 2,8 2,7 2,6 2,5 2,5
Dentado interior	<i>z</i> ∞ 200 100 70 50 38 30 24 20	
	<i>q</i> 2,5 2,4 2,3 2,2 2,1 2,0 1,9 1,8 1,7	

Figura 96. Valores de *q* según Wissmann

Para un número de dientes $Z = 22$ *dientes* y al tratarse de un par de engranajes exteriores con un ángulo de engrane de 20° , el valor de q según Wissmann es:

$$21 \text{ dientes} \rightarrow q = 3,3$$

$$22 \text{ dientes} \rightarrow q$$

$$24 \text{ dientes} \rightarrow q = 3,2$$

$$q = 3,27$$

Por lo que la tensión máxima en el engranaje es:

$$\sigma_{\max} = \frac{0,6 \cdot 5.691,12}{12 \cdot 0,6} \cdot 3,27 = 1.550,83 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Se debe de comprobar que $\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{adm}}$, la tensión admisible se obtiene de la siguiente figura:

Material	Designación DIN	Tratamiento	Resistencia a trac. σ_u	Límite de fluencia mínimo σ_s	Dureza Brinell DB	Resist. fatiga flexión alternat. σ_{bIV}	Solicitud adm. para velocidades medias y elevadas $\sigma_{b adm} \approx$
			kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/cm ²
Fund. gris	GG-18		IV 18		150-170	± 8,5	350-450
	GG-22		IV 22		180-200	± 11	450-550
	GG-26		IV 26		200-220	± 12	550-650
Acero mold.	GS-45	recoc.	IV 45	22	125-160	± 20	650-750
	GS-52	recoc.	IV 52	25	145-190	± 22	750-900
Acero para máquinas sin alear	St 50		50-60	27	145-174	± 24	850-1100
	St 60		60-70	30	174-205	± 28	1000-1250
	St 70		70-85	35	205-248	± 33	1200-1400
Ac. cement sin alear	Ck 15	templ.	50-65 ¹⁾	30	600 ²⁾	± 25	1000-1250
Ac. mejorado sin alear	Ck 45	mej.	65-80	40	190-230	± 30	1100-1300
	Ck 60	mej.	75-90	49	217-265	± 35	1300-1500
Ac. mejorado al Mn	30Mn5	mej.	80-95	55	230-270	± 38	1500-2000
	37MnSi5	mej.	90-105	65	260-300	± 45	2000-3000
	42MnV7	mej.	100-120	80	290-350	± 50	3000-4000
Ac. cement. aleado	15CrNi6	templ.	90-120 ¹⁾	65		± 45	2000-3000
	18CrNi8	templ.	120-145	80		± 50	3000-4000
	16MnCr5	templ.	80-110	60	600 ²⁾	± 43	1900-3000
	20MnCr5	templ.	100-130	70		± 47	2200-3400
Ac. mejorado aleado	34Cr4	templ.	130-155 ³⁾	100	380-450		
	41Cr4	templ.	155-180 ³⁾	130	450-500		
	50CrV4	templ.	150-175 ⁴⁾	130	430-495	± 50	3000-4000
	50CrMo4	templ.	150-174 ⁴⁾	130	430-495		

Figura 97. Valores de tensión admisible

Para un acero cementado aleado 18CrNi8 la tensión admisible es de:

$$\sigma_{adm} = 3.000 - 4000 \frac{Kg}{cm^2}$$

Por lo que el módulo del engranaje es válido a resistencia ya que:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 1.550,83 \frac{Kg}{cm^2} < \sigma_{adm} = 3.000 \frac{Kg}{cm^2}$$

3.7.3.2. Dimensionamiento del segundo par de engranajes

Tras obtener el módulo se procede a dimensionar los engranajes. Las medidas que se van a calcular para el correcto dimensionamiento del segundo par de engranajes son:

Ángulo de presión real:

$$\alpha_r = 20^\circ$$

Ángulo de presión aparente:

$$\alpha_a \rightarrow \operatorname{tg} \alpha_a = \frac{\operatorname{tg} \alpha_r}{\cos \beta_a}$$

Ángulo de inclinación aparente:

$$\beta_a = 20^\circ$$

Ángulo de inclinación real:

$$\beta_r \rightarrow \operatorname{tg} \beta_r = (\cos \alpha_a) \cdot (\operatorname{tg} \beta_a)$$

Radio primitivo:

$$R = \frac{m_n \cdot Z}{2 \cdot \cos \beta_a}$$

Radio de cabeza:

$$R_c = \frac{m_n}{2} \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} + 2 \right)$$

Radio de fondo o de pie:

$$R_f = \frac{m_n}{2} \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta_a} - 2,5 \right)$$

Radio de la circunferencia básica:

$$\rho = R \cdot \cos \alpha_a$$

Paso aparente:

$$P_a = \frac{2\pi \cdot R}{Z}$$

Paso real:

$$P_n = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot \cos \beta_a}{Z}$$

Módulo real:

$$m_n = \frac{2 \cdot R \cdot \cos \beta_a}{Z}$$

Módulo aparente:

$$m_a = \frac{2 \cdot R}{Z}$$

Addendum:

$$h_c = m_n$$

Deddendum:

$$h_f = 1,25 \cdot m_n$$

Ancho o longitud del diente:

$$b = \psi \cdot m_n$$

Espesor real:

$$e_r = \frac{m_n \cdot \pi}{2}$$

Espesor aparente:

$$e_a = \frac{m_a \cdot \pi}{2}$$

Cuadro resumen con las dimensiones de los engranajes que forman el segundo par de engranajes:

	Tercer engranaje	Cuarto engranaje
Nº de dientes	100	22
Módulo real	6 mm	6 mm
Ángulo de presión real	20°	20°

Ángulo de presión aparente	21,17°	21,17°
Ángulo de inclinación aparente	20°	20°
Ángulo de inclinación real	18,74°	18,74°
Radio primitivo	319,25 mm	70,23 mm
Radio de cabeza	325,25 mm	76,23 mm
Radio de fondo	311,75 mm	62,73 mm
Radio de la circunferencia básica	297,7 mm	65,49 mm
Paso aparente	20,05 mm	20,05 mm
Paso real	18,85 mm	18,85 mm
Módulo aparente	6,38 mm	6,38 mm
Addendum	6 mm	6 mm
Deddendum	7,5 mm	7,5 mm
Ancho o longitud del diente	120 mm	120 mm
Espesor real	9,42 mm	9,42 mm
Espesor aparente	10,02 mm	10,02 mm

Por último se debe de comprobar el coeficiente de engrane para los engranajes calculados anteriormente cuyo valor debe de ser mayor de uno. El coeficiente de engrane se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta_a} \cdot \cos \alpha_a} \cdot \left[\sum_{i=1}^2 \left[\sqrt{R_{ci}^2 - \rho_i^2} - R_i \cdot \sin \alpha_a \right] + b \cdot \tan \beta_r \right]$$

Sustituyendo los valores anteriormente obtenidos:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{\pi \cdot 6}{\cos 20} \cdot \cos 21,17} \cdot \left[\left(\sqrt{325,25^2 - 297,7^2} - 319,25 \operatorname{sen} 21,17 \right) + \left(\sqrt{76,23^2 - 65,49^2} - 70,23 \operatorname{sen} 21,17 \right) \right] + 120 \cdot \operatorname{tag} 18,74$$

$$\varepsilon = 3,746 > 1$$

3.7.4. Cálculo del primer eje de la caja multiplicadora

Antes de proceder con el dimensionamiento del primer eje de la caja multiplicadora se van a establecer unos parámetros para el diseño que serán comunes en todo el proceso de dimensionamiento del eje.

El primer eje de la caja multiplicadora se fabricara en acero AISI 4150 cuyas propiedades mecánicas se muestran en la siguiente figura:

Tratamiento	Rp 0,2	Rm	Dureza		
	MPa	MPa	HB	HRc	HV
Normalizado	725	1070	311		
Recocido	330	690	197		
Recocido y estirado	690	855	269		
Templado al aceite desde 830°C y revenido a 204 °C	1710	2015	578		
Templado al aceite desde 830°C y revenido a 371 °C	1570	1690	495		
Templado al aceite desde 830°C y revenido a 538 °C	1255	1350	401		

Figura 98. Características mecánicas acero AISI 4150

Para un acero AISI 4150 normalizado:

$$\sigma_{yp} = 725 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = 1070 \text{ MPa}$$

El diámetro del eje queda limitado por el acoplamiento entre el primer eje de la caja multiplicadora y el eje de baja velocidad, por lo que ambos ejes tendrán el mismo diámetro, siendo en el caso del primer eje de la caja multiplicadora el diámetro mínimo, ya que este presenta escalonamientos en su longitud.

$$D = 150 \text{ mm}$$

Los rodamientos que se van a seleccionar son rodamientos de rodillos cónicos de la empresa Timken, su disposición en el eje es mediante un montaje directo tal como se muestra en la figura 99.

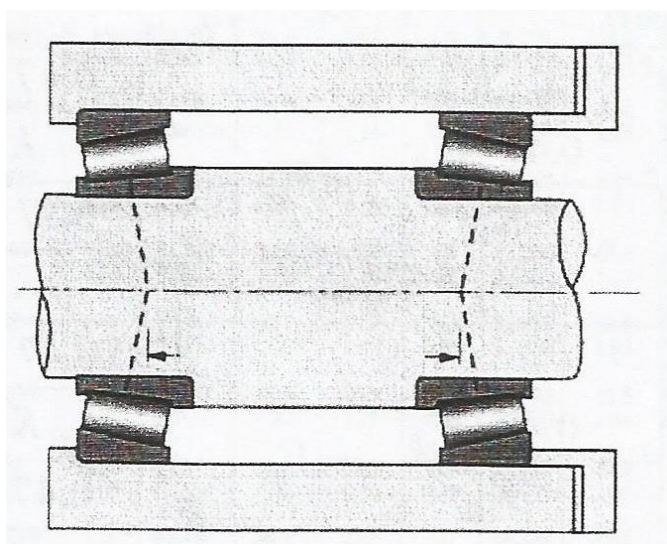


Figura 99. Montaje directo de rodamientos de rodillos cónicos

A continuación se calculan las fuerzas que actúan sobre el primer eje de la caja multiplicadora.

3.7.4.1. Fuerzas sobre el primer eje

Los engranajes helicoidales generan en su funcionamiento tres tipos de fuerzas: fuerza tangencial, fuerza radial y fuerza axial. Se procede a calcular las fuerzas generadas por el primer engranaje de la caja multiplicadora.

Fuerza tangencial:

$$U = 1.432.400 \cdot \frac{Pot}{n_e \cdot 2 \cdot R}$$

Dónde:

$$Pot = 89.082,78 \cdot 66 \cdot \frac{2\pi}{60} = \frac{615.696 \text{ watios}}{735,5} = 837,1 \text{ CV}$$

$$n_e = n_1 = 66 \text{ r.p.m}$$

$$R = \frac{m_n \cdot Z}{2 \cdot \cos \beta_a} = \frac{12 \cdot 60}{2 \cos 20} = 383,1 \text{ mm}$$

$$U = 1.432.400 \cdot \frac{837,1}{66 \cdot 2 \cdot 383,1} = 23.711,3 \text{ kp}$$

Fuerza radial:

$$F_r = U \cdot \frac{\text{tg } \alpha_r}{\cos \beta_a} = 23.711,3 \cdot \frac{\text{tg } 20}{\cos 20} = 9.184,07 \text{ kp}$$

Fuerza axial:

$$F_a = U \cdot \text{tg } \beta_a = 23.711,3 \cdot \text{tg } 20 = 8.630,2 \text{ kp}$$

Una vez calculadas las fuerzas hay que determinar el sentido de la inclinación de los dientes del engranaje, ya que dependiendo de la orientación de estos variará el sentido de las fuerzas.

La posición del primer engranaje sobre el primer eje de la caja multiplicadora es la siguiente:

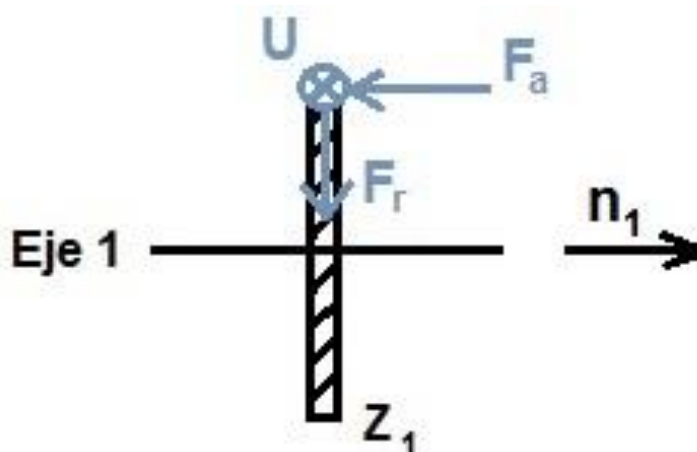


Figura 100. Montaje del primer engranaje

Las fuerzas que actúan sobre el engranaje así como las que provienen del eje de alta velocidad se trasladan al eje de estudio quedando la disposición de fuerzas que se muestra en la figura 101.

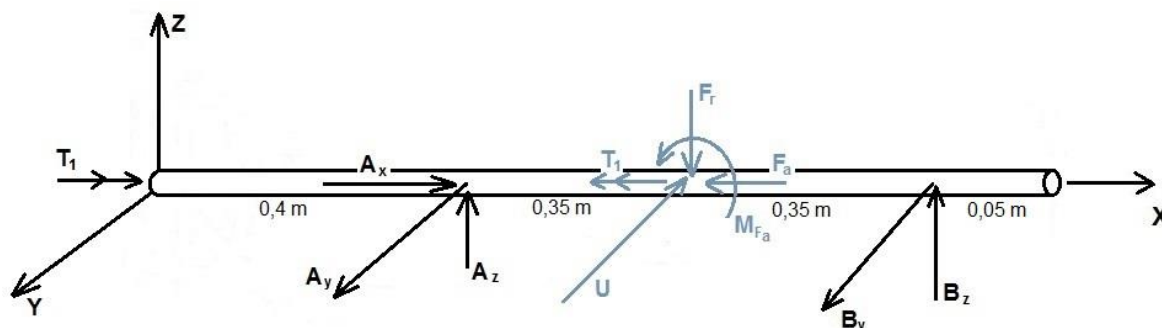


Figura 101. Diagrama de fuerzas sobre el eje

A continuación se procede a realizar un estudio estático del eje para calcular las distintas fuerzas que actúan sobre los apoyos de este, cuyo valor se muestra a continuación:

$$T_1 = 89.082,78 \text{ Nm}$$

$$U = 232.607,9 \text{ N}$$

$$F_r = 90.095,7 \text{ N}$$

$$F_a = 84.662,3 \text{ N}$$

$$M_{Fa} = F_a \cdot R = 84.662,3 \cdot \frac{383,1}{1.000} = 32.434,1 \text{ Nm}$$

$$A_y = B_y = \frac{U}{2} = \frac{232.607,9}{2} = 116.303,9 \text{ N}$$

$$A_x = F_a = 84.662,3 \text{ N}$$

$$A_z = 91.382,3 \text{ N}$$

$$B_z = -1.286,6 \text{ N}$$

3.7.4.2. Diseño del primer eje en base a tensiones

Con el fin de realizar un correcto diseño del eje en base a tensiones se debe realizar un estudio estático de este para determinar los esfuerzos que actúan en las distintas secciones. A continuación se muestran los diagramas de momentos flectores y torsores. Como las cargas actúan sobre varios planos, se separan los distintos diagramas para una mejor comprensión.

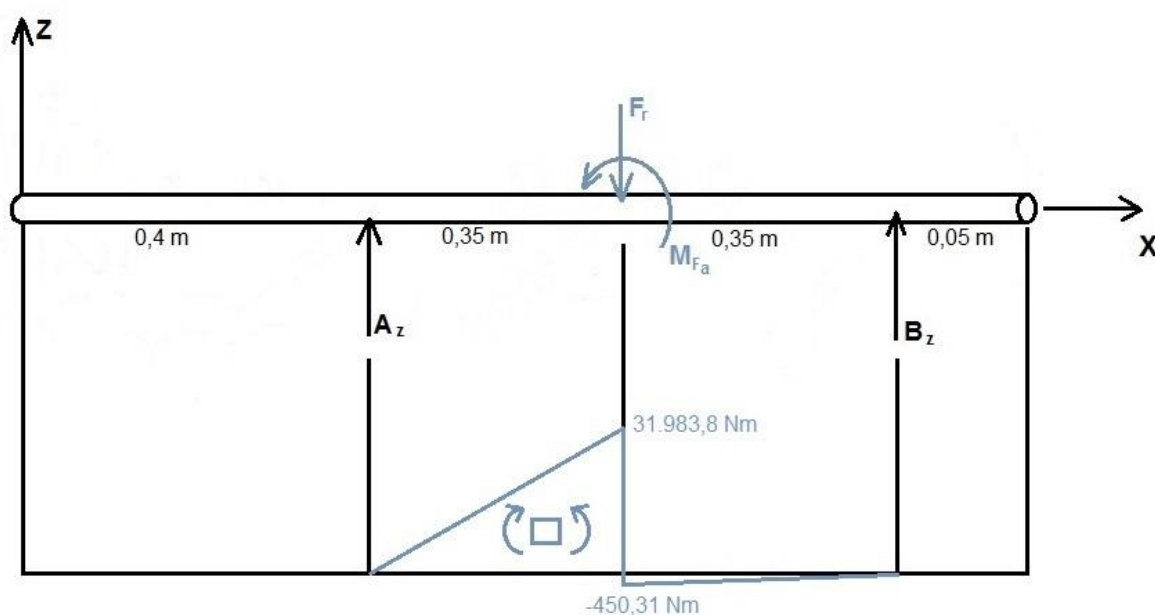


Figura 102. Diagrama de momentos flectores respecto al eje y

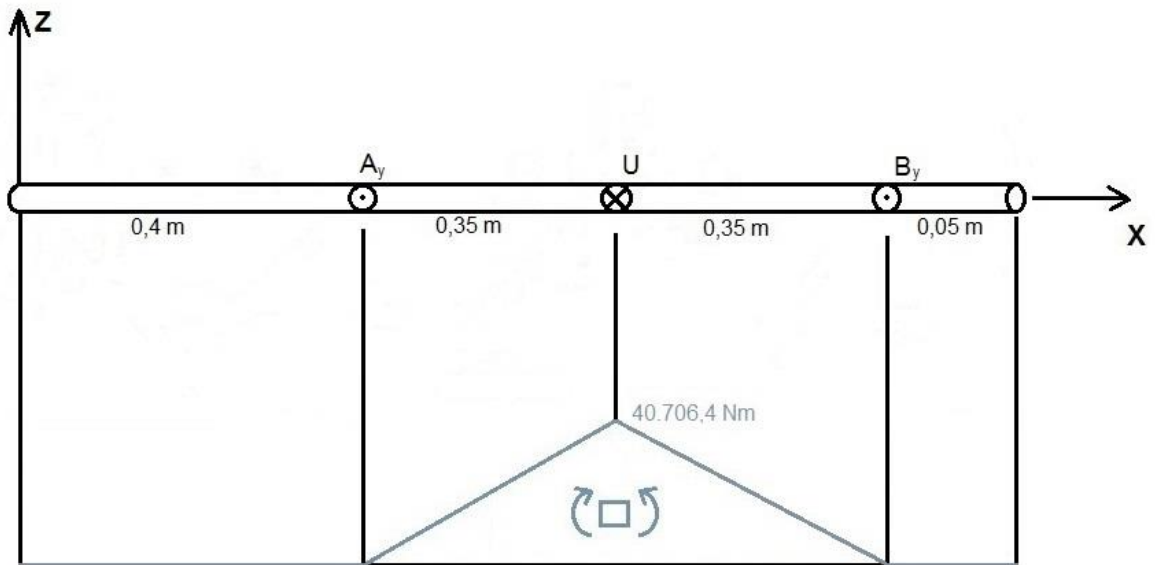


Figura 103. Diagrama de momentos flectores respecto al eje z

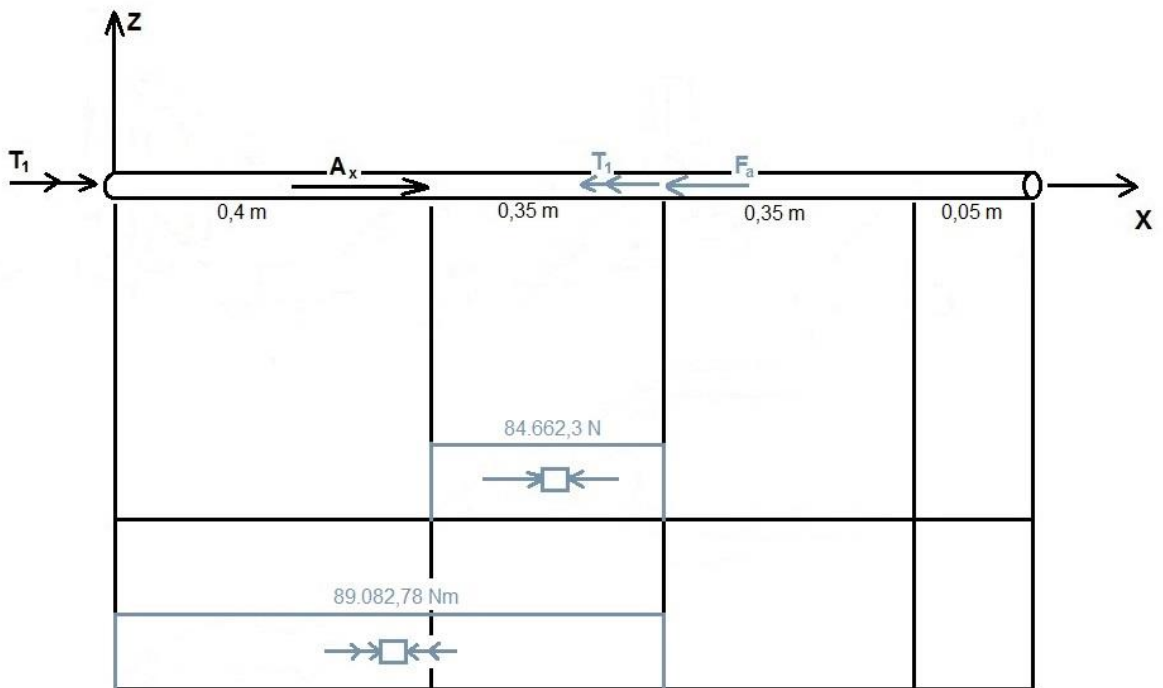


Figura 104. Diagrama de esfuerzo axial y momento torsor

Como los engranajes helicoidales generan una componente axial en su funcionamiento (F_a) para que esta sea trasladada sobre el eje para ser absorbida por los apoyos, el eje debe presentar un cambio de sección lo que genera concentración de tensiones. Aunque la sección con concentración de tensiones está ligeramente desplazada del punto de aplicación de las cargas se toma esta como la sección de estudio debido a que

las cargas son superiores en este punto lo que repercute en un análisis más conservador.

Las dimensiones en la sección de estudio son:

$$D = 200 \text{ mm}$$

$$d = 165 \text{ mm}$$

En el eje existen otras secciones susceptibles de la aparición de concentración de tensiones como son en los cambios de sección de los rodamientos, pero son despreciables frente a la sección anteriormente mencionada debido a que los esfuerzos son prácticamente nulos en dichas secciones.

El eje se encuentra sometido a un estado multiaxial de tensiones donde el momento flector actúa en varios planos generando una tensión alterna de valor:

$$M_f = \sqrt{31.983,8^2 + 40.706,4^2} = 51.768,47 \text{ Nm} = 51.768.470 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_r = \frac{M_f \cdot y_{\max}}{I_{LN}} = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 51.768.470}{\pi \cdot 165^3} = 117,39 \text{ MPa}$$

La carga axial genera una tensión media de valor:

$$\sigma_m = \frac{N}{A} = \frac{84.662,3}{\frac{\pi \cdot 165^2}{4}} = 3,96 \text{ MPa}$$

El momento torsor genera una tensión cortante media de valor:

$$\tau_m = \frac{T \cdot d}{2 \cdot J} = \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 89.082.780}{\pi \cdot 165^3} = 101 \text{ MPa}$$

Se debe calcular el eje a fatiga mediante la línea de Soderberg obteniendo las tensiones estáticas equivalentes por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{e\,eq} = \sigma_m + k_f \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \sigma_r$$

$$\tau_{e\,eq} = \tau_m + k_{fs} \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \tau_r$$

Como el eje no está sometido a todos los esfuerzos que se muestran en las ecuaciones, estas quedan simplificadas en:

$$\sigma_{e\,eq} = \sigma_m + k_f \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \sigma_r$$

$$\tau_{e\,eq} = \tau_m = 101 \text{ MPa}$$

El valor de la concentración de tensiones para fatiga (k_f) se calcula a continuación. Primero se obtiene el valor de la concentración de tensiones en la sección para estática (k_t) mediante la figura 105:

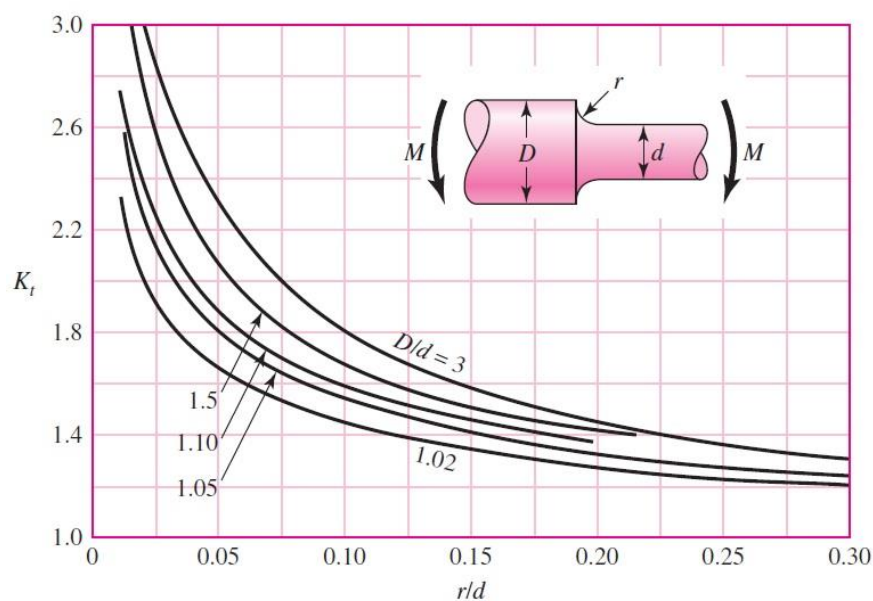


Figura 105. Concentración de tensiones para eje redondo sometido a un momento flector

$$\frac{r}{d} = \frac{10}{165} = 0,06$$

$$\frac{D}{d} = \frac{200}{165} = 1,21$$

$$k_t = 1,85$$

Mediante la dureza Brinell que para un acero AISI 4150 tiene un valor de:

$$HB = 311 \frac{Kg}{mm^2}$$

Y la figura 106 se obtiene el valor de la sensibilidad a la entalla (q).

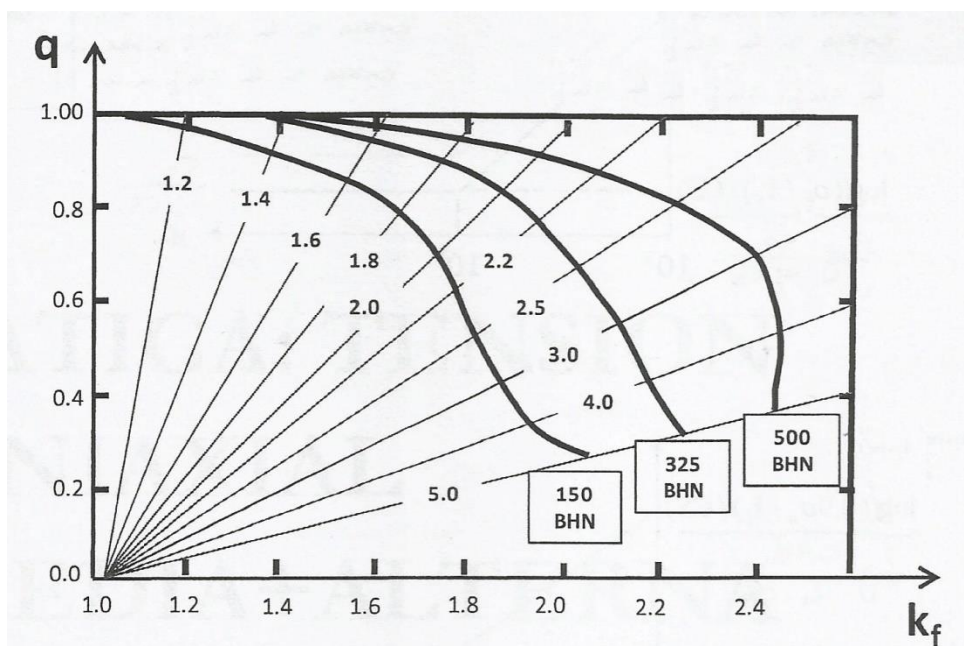


Figura 106. Sensibilidad a la entalla q

$$q = 0,85$$

Por último se obtiene el valor de la concentración de tensiones para fatiga mediante la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0,85(1,85 - 1) = 1,72$$

Para calcular el límite de fatiga de la pieza (σ_e) primero se debe calcular el valor para el límite de fatiga a vida infinita de la probeta (σ'_e) mediante ensayos se tiene la siguiente relación:

$$\sigma'_e = 0,5 \cdot \sigma_u \quad \text{si } \sigma_u \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_e = 0,5 \cdot 1070 = 535 \text{ MPa}$$

A continuación se modifica el límite de fatiga de la probeta mediante los coeficientes modificativos:

$$\sigma'_e = (c_s \cdot c_d \cdot c_t) \sigma'_e$$

El coeficiente de acabado superficial (c_s) se obtiene de la figura 107 que para un pulido fino tiene un valor de:

$$c_s = 0,96$$

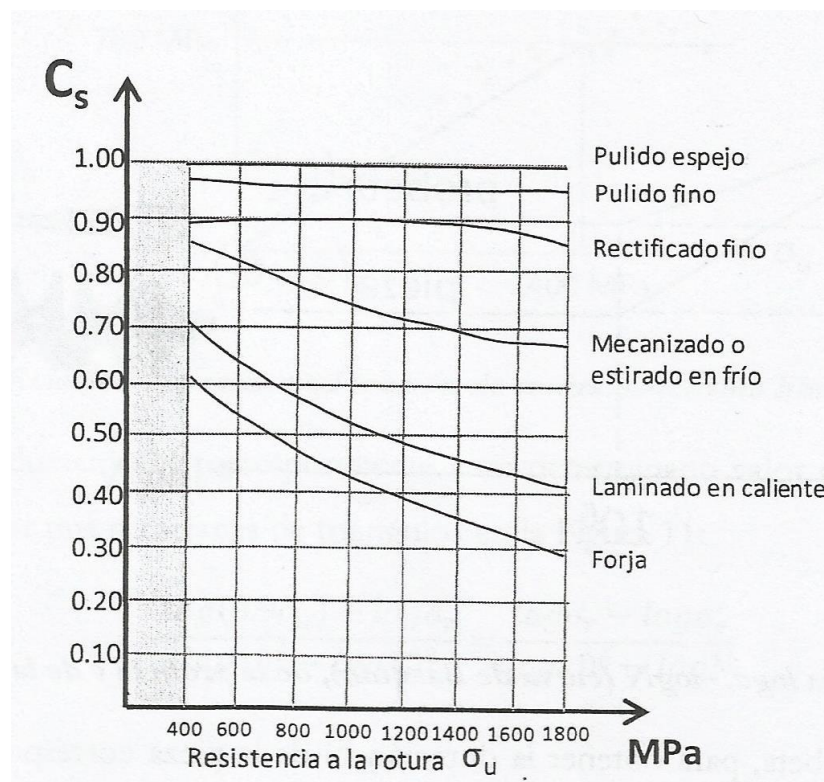


Figura 107. Valores del coeficiente para el acabado superficial

El eje es considerablemente más grande que la probeta del ensayo de fatiga, por lo que el coeficiente de dimensión y geometría es:

$$c_d = 0,7$$

Como el eje trabaja a flexión y torsión el coeficiente de forma de trabajo es:

$$c_t = 0,85$$

Con estos coeficientes el valor del límite de fatiga del eje es:

$$\sigma_e = (0,96 \cdot 0,7 \cdot 0,85) \cdot 535 = 305,6 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en las ecuaciones para obtener las tensiones estáticas equivalentes:

$$\sigma_{eq} = 3,96 + 1,72 \cdot \frac{725}{305,6} \cdot 117,39 = 482,97 \text{ MPa}$$

$$\tau_{eq} = 101 \text{ MPa}$$

Mediante la teoría de fallo de Von Mises se comprueba el valor del coeficiente de seguridad:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{eq}^2 + 3\tau_{eq}^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{C.S.}$$

$$\sqrt{482,97^2 + 3 \cdot 101^2} \leq \frac{725}{C.S.}$$

$$C.S. = 1,41$$

El coeficiente de seguridad mínimo para fatiga según la norma UNE-EN 61400 se obtiene de la figura 108:

$$C.S. = 1,25$$

Condición	Caracterización total
Resistencia a fatiga	1,25
Resistencia a limite de rotura	1,1

Figura 108. Coeficientes de seguridad según UNE-EN 61400

Como el coeficiente de seguridad obtenido es superior al marcado por la norma, el eje es válido a tensiones.

3.7.4.3. Diseño del primer eje en base a deflexiones

El eje se encuentra sometido a estados de carga en dos planos distintos por lo que se procede a determinar las deflexiones y pendientes en ambos planos por separado. Las pendientes y deflexiones se obtendrán de tablas.

Plano xz:

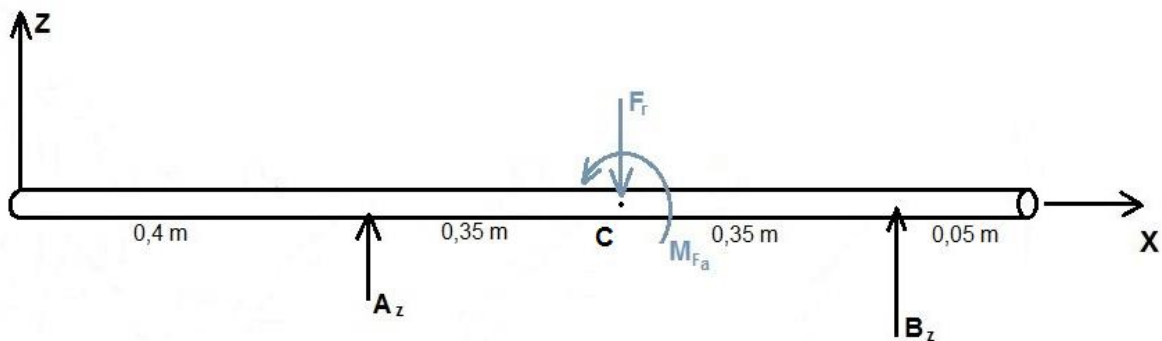


Figura 109. Diagrama de fuerzas en el plano xz

En la figura 109 se muestran las fuerzas y momentos que generan las deflexiones y pendientes en el plano xz cuyo valor es:

$$F_r = 90.095,7 \text{ N}$$

$$M_{Fa} = 32.434,1 \text{ Nm}$$

$$A_z = 91.382,3 \text{ N}$$

$$B_z = -1.286,6 N$$

La flecha máxima en el eje es:

$$y_c = \frac{-0,343 F_r}{48 EI}$$

El módulo de elasticidad (E) se obtiene de la figura 110 para un acero AiSi 4150:

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \frac{N}{m^2}$$

- Densidad $\rightarrow 7.85 \text{ gr/cm}^3$.
- Módulo de elasticidad $\rightarrow 2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$
- Coeficiente de Dilatación / $^{\circ}\text{C} \rightarrow$
 - 20 a $100^{\circ}\text{C} = 12.3 \times 10^{-6}$
 - 20 a $200^{\circ}\text{C} = 12.7 \times 10^{-6}$
 - 20 a $400^{\circ}\text{C} = 13.7 \times 10^{-6}$
 - 20 a $600^{\circ}\text{C} = 14.5 \times 10^{-6}$

Figura 110. Módulo de elasticidad para el acero AISI 4150

El momento de inercia para un eje macizo es:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{32} = \frac{\pi \cdot 0,165^4}{32} = 7,28 \cdot 10^{-5} m^4$$

Sustituyendo:

$$y_c = \frac{-0,343 \cdot 90.095,7}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 7,28 \cdot 10^{-5}} = -0,0000421 m = -0,001657 \text{ pu lg}$$

A continuación se comprueba la pendiente en los rodamientos:

$$\theta_A = -\frac{0,49 \cdot F_r}{16EI} - \frac{0,7 \cdot M_{Fa}}{24EI}$$

$$\theta_B = \frac{0,49 \cdot F_r}{16EI} - \frac{0,7 \cdot M_{Fa}}{24EI}$$

De las ecuaciones se deduce que el giro en B es menor que el giro en A por lo que se procede solo a calcular el mayor de ambos, el giro en A es:

$$\theta_A = -\frac{0,49 \cdot 90.095,7}{16 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 7,28 \cdot 10^{-5}} - \frac{0,7 \cdot 32.434,1}{24 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 7,28 \cdot 10^{-5}}$$

$$\theta_A = -0,0002423 \text{ rad}$$

Plano xy:

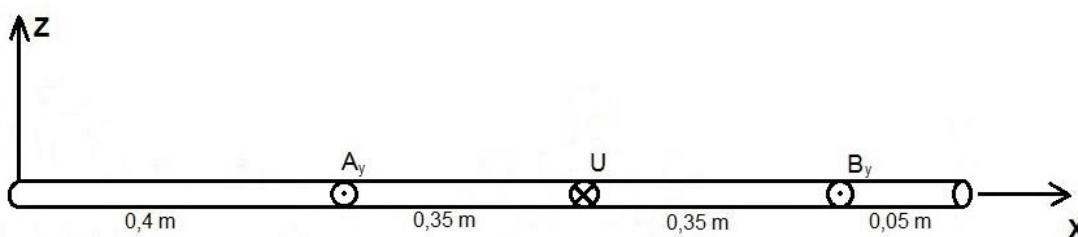


Figura 111. Diagrama de fuerzas en el plano xy

En la figura 111 se muestran las fuerzas que generan las deflexiones y pendientes en el plano xy cuyo valor es:

$$U = 232.607,9 \text{ N}$$

$$A_y = 116.303,9 \text{ N}$$

$$B_y = 116.303,9 \text{ N}$$

La flecha máxima en el eje es:

$$y_c = \frac{-0,343 \cdot U}{48EI} = \frac{-0,343 \cdot 232.607,9}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 7,28 \cdot 10^{-5}}$$

$$y_C = -0,000108 \text{ m} = -0,00425 \text{ pulg}$$

La pendiente en los rodamientos es:

$$\theta_A = -\frac{0,49 \cdot U}{16 \cdot EI} = -\frac{0,49 \cdot 232.607,9}{16 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 7,28 \cdot 10^{-5}} = -0,0004659 \text{ rad}$$

$$\theta_B = \frac{0,49 \cdot U}{16EI} = \frac{0,49 \cdot 232.607,9}{16 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 7,28 \cdot 10^{-5}} = 0,0004659 \text{ rad}$$

Como las deflexiones y pendientes están en varios planos se debe hacer una suma de vector ortogonal para obtener la resultante, así la deflexión máxima en el eje es:

$$y_{m\acute{a}x} = \sqrt{0,001657^2 + 0,00425^2} = 0,00456 \text{ pulg}$$

La deflexión máxima admisible en engranajes se obtiene de la figura 112.

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE (θ_{max})
Rodamiento de rodillos cónicos	0.0005-0.0012 rad
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0.0008-0.0012 rad
Rodamiento de bolas de ranura profunda	0.001-0.003 rad
Rodamiento de bolas de contacto angular	0.026-0.052 rad
Engranaje cilíndrico recto	0.026-0.052 rad
	FLECHA MAXIMA ADMISIBLE (y_{max})
Engranaje cilíndrico	0.01 pulg

Figura 112. Valores admisibles para pendientes y deflexiones en ejes

Como la deflexión en el eje es menor a la admisible para el correcto funcionamiento del engranaje el eje es válido.

La pendiente máxima en el eje que se da en el rodamiento A es:

$$\theta_A = \sqrt{0,0002423^2 + 0,0004659^2}$$

$$\theta_A = 0,00052514 \text{ rad}$$

La pendiente máxima admisible en rodamientos de rodillos cónicos que son los que se van a montar en el eje se obtiene de la figura 112.

$$\theta_{adm} = 0,0005 - 0,0012 \text{ rad}$$

La pendiente del eje para rodamientos de rodillos cónicos se encuentra en los límites recomendables.

3.7.4.4. Selección de los rodamientos del primer eje

Los rodamientos del primer eje de la caja multiplicadora son rodamientos de rodillos cónicos dispuestos en el eje mediante montaje directo como ya se especificó.

Sobre estos actúan cargas en varios planos tal y como se muestra en la figura 113.

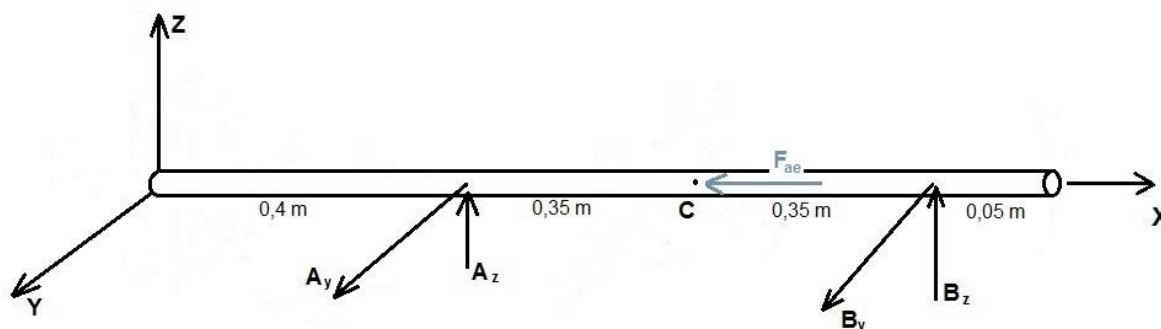


Figura 113. Cargas sobre los rodamientos de rodillos cónicos

Cuyo valor es:

$$F_{ae} = 84.662,3 \text{ N}$$

$$A_y = 116.303,9 \text{ N}$$

$$A_z = 91.382,3 \text{ N}$$

$$B_y = 116.303,9 \text{ N}$$

$$B_z = -1.286,6 \text{ N}$$

Las fuerzas axial y radial que actúan sobre los rodamientos serán las resultantes de ambos planos cuyo valor es:

$$F_{ae} = 84.662,3 \text{ N}$$

$$F_{rA} = \sqrt{91.382,3^2 + 116.303,9^2} = 147.909,84 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{1.286,6^2 + 116.303,9^2} = 116.311,01 \text{ N}$$

Según la norma UNE-EN 61400 un aerogenerador debe tener una vida útil de 20 años, como su funcionamiento a pleno rendimiento es de 2.500 horas al año y para las revoluciones del primer eje de la caja multiplicadora $n = 66 \text{ r.p.m.}$ se tiene una vida útil para los rodamientos de:

$$L = 20 \text{ años} \cdot \frac{2.500 \text{ horas}}{\text{año}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} \cdot \frac{66 \text{ rev}}{\text{min}} = 198 \text{ millones de revoluciones}$$

La vida (L_{10}) con una fiabilidad del 90% para cada rodamiento ($R = 0,9$) se obtiene en el caso de rodamientos de rodillos cónicos con la siguiente ecuación:

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1,5}} = \frac{198}{4,48 \left[\ln \left(\frac{1}{0,9} \right) \right]^{1,5}} = 198,12 \text{ millones de revoluciones}$$

A continuación se procede a calcular la carga radial equivalente en los rodamientos de rodillos cónicos:

Condición de empuje:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot 147.909,84}{1,5} = 46.345,08 \text{ N}$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - m F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 116.311,01}{1,5} - (1)(-84.662,3) = 121.106,41 \text{ N}$$

Carga de empuje:

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - m F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 116.311,01}{1,5} - (1)(-84.662,3) = 121.106,41 \text{ N}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} = \frac{0,47 \cdot 116.311,01}{1,5} = 36.444,11 \text{ N}$$

Carga dinámica radial equivalente:

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA} = 0,4 \cdot 147.909,84 + 1,5 \cdot 121.106,41 = 240.823,5 \text{ N}$$

$$P_B = F_{rB} = 116.311,01 \text{ N}$$

Capacidad dinámica de carga:

$$C_A = P_A \cdot \left(\frac{L_{10}}{90} \right)^{\frac{1}{a}} = 240.823,5 \cdot \left(\frac{198,12}{90} \right)^{\frac{3}{10}} = 305.144 \text{ N}$$

$$C_B = P_B \cdot \left(\frac{L_{10}}{90} \right)^{\frac{1}{a}} = 116.311,01 \cdot \left(\frac{198,12}{90} \right)^{\frac{3}{10}} = 147.376 \text{ N}$$

Con la capacidad dinámica de carga se selecciona el rodamiento de rodillos cónicos del catálogo de la empresa Timken, cuyas características se muestran en la figura 114 y que cumple con la capacidad dinámica de carga.

$$d = 155,575 \text{ mm}$$

$$C = 441.000 \text{ N}$$

$$K = 0,72$$

Bore d	O.D. D	Width T	Load Ratings							Inner	Outer
			Dynamic ⁽¹⁾ C ₁	Factors ⁽²⁾ e Y		Dynamic ⁽³⁾ C ₉₀ C _{a90}		Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀		
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf		N lbf		
152.400 6.0000	317.500 12.5000	88.900 3.5000	1220000 274000	0.33	1.84	316000 71100	177000 39700	1.79	1580000 354000	HH234049	HH234018
155.575 6.1250	330.200 13.0000	85.725 3.3750	1230000 276000	0.81	0.74	319000 71600	441000 99200	0.72	1400000 316000	H936340	H936310
158.750 6.2500	205.583 8.0938	23.812 0.9375	147000 33000	0.37	1.61	38100 8560	24300 5470	1.57	280000 63000	L432348	L432310
159.950 6.2973	244.475 9.6250	47.625 1.8750	402000 90300	0.35	1.71	104000 23400	62700 14100	1.66	595000 134000	81629	81962
160.000 6.2992	240.000 9.4488	46.000 1.8110	401000 90200	0.44	1.37	104000 23400	77900 17500	1.34	759000 171000	JM734445	JM734410

Figura 114. Extracto del catálogo de rodamientos de rodillos cónicos de la empresa Timken

Ambos rodamientos serán del mismo tipo. A continuación se procede a comprobar la viabilidad de los rodamientos seleccionados:

Condición de empuje:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot 147.909,84}{0,72} = 96.552,25 \text{ N}$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - m F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 116.311,01}{0,72} - (1)(-84.662,3) = 160.587,54 \text{ N}$$

Carga de empuje:

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - m F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 116.311,01}{0,72} - (1)(-84.662,3) = 160.587,54 \text{ N}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} = \frac{0,47 \cdot 116.311,01}{0,72} = 75.925,24 \text{ N}$$

Carga dinámica radial equivalente:

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA} = 0,4 \cdot 147.909,84 + 0,72 \cdot 160.587,54 = 174.786,96 \text{ N}$$

$$P_B = F_{rB} = 116.311,01 \text{ N}$$

Capacidad dinámica de carga:

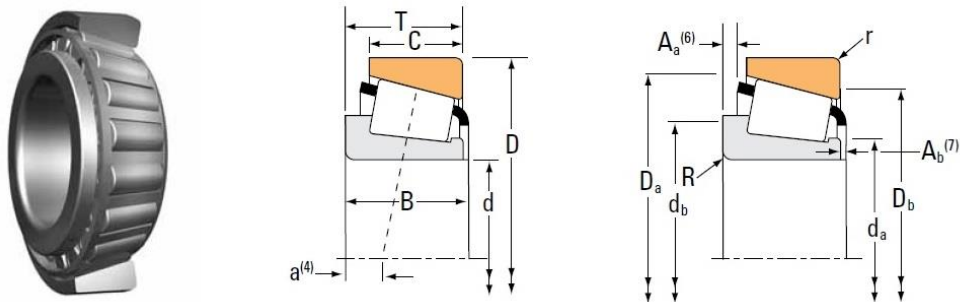
$$C_A = P_A \cdot \left(\frac{L_{10}}{90}\right)^{\frac{1}{a}} = 174.786,96 \cdot \left(\frac{198,12}{90}\right)^{\frac{3}{10}} = 221.470 \text{ N}$$

$$C_B = P_B \cdot \left(\frac{L_{10}}{90}\right)^{\frac{1}{a}} = 116.311,01 \cdot \left(\frac{198,12}{90}\right)^{\frac{3}{10}} = 147.375,93 \text{ N}$$

La capacidad dinámica mayor se da en el rodamiento A y es inferior a la que puede soportar el rodamiento, por lo que el rodamiento seleccionado es válido.

$$C_A = 221.470 \text{ N} < C = 441.000 \text{ N}$$

En la siguiente figura se muestran las características geométricas del rodamiento de rodillos cónicos seleccionado.



Bearing Dimensions											Geometry Factors			Bearing Weight
Width B	Width C	Eff. Ctr. a ⁽⁴⁾	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂	C _g	
			Max Shaft Fillet Radius R ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. d _a	mm in.	Max Housing Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. D _a	mm in.	A _a ⁽⁶⁾	A _b ⁽⁷⁾				
79.375 3.1250	53.975 2.1250	16.8 0.66	6.4 0.25	192.4 7.58	209.0 8.23	6.4 0.25	311.4 12.26	282.0 11.10	18.4 0.72	9.2 0.37	637.7	69.1	0.1475	31.74 69.97

Figura 115. Características geométricas del rodamiento

La designación del rodamiento por parte de la empresa Timken es:

Inner : H936340

Outer : H936310

A continuación se selecciona el anillo de seguridad de la empresa Otia, entre los disponibles en su catálogo se elige un anillo de seguridad DIN 471.

Con el diámetro del eje $d = 155,575 \text{ mm}$ obtenido de la figura 114 se accede al catálogo. Las características geométricas del anillo de seguridad se muestran en la siguiente figura:



Figura 116. Características geométricas del anillo de seguridad

El diámetro interior que se debe mecanizar en el eje es $d2 = 150 \text{ mm}$, el espesor del anillo es $m = 4,15 \text{ mm}$ y se debe dejar un espesor mínimo junto a la entalla de $n = 7,5 \text{ mm}$.

3.7.4.5. Selección de las chavetas del primer eje

Sobre el primer eje de la caja multiplicadora se va a montar el acoplamiento con el eje de baja velocidad y el primer engranaje cilíndrico de dientes helicoidales. Se procede a calcular las chavetas necesarias para dichos elementos.

3.7.4.5.1. Chaveta del acoplamiento

Las chavetas para el acoplamiento del eje de baja velocidad están suministradas por la empresa Opac. Entre las opciones de material que ofrece la empresa para sus chavetas se selecciona un acero AISI 430.

ACEROS INOXIDABLES FERRITICOS Y MARTENSITICOS

1.4005	X 12 Cr S 13	416	< 0,15	12 - 13
1.4016	X 8 Cr 17	430	< 0,08	15,5 - 17,5
1.4021	X 20 Cr 13	420 A	0,18 - 0,22	12 - 14
1.4028	X 30 Cr 13	420 B	0,25 - 0,35	12 - 14

Figura 117. Extracto de materiales disponibles del catálogo de chavetas Opac

La tensión de fluencia para un acero AISI 430 es:

$$\sigma_{yp} = 480 \text{ MPa}$$

La chaveta no debe ser mayor que el elemento montado cuya longitud se obtiene de la figura 76. La longitud del elemento es $L = 195 \text{ mm}$, además la chaveta no debe superar 1,5 veces el diámetro del eje siendo este $D = 150 \text{ mm}$ por lo que la longitud de la chaveta debe ser:

$$L \leq 195 \text{ mm}$$

El par torsor máximo en el eje es el par torsor transmitido desde el eje de baja velocidad al primer eje de la caja multiplicadora:

$$T = T_1 = 89.082,78 Nm$$

De la norma mostrada en la figura 118 se obtiene el ancho y el alto de la chaveta para un diámetro $D=150 mm$:

$$b = 40 mm$$

$$h = 22 mm$$

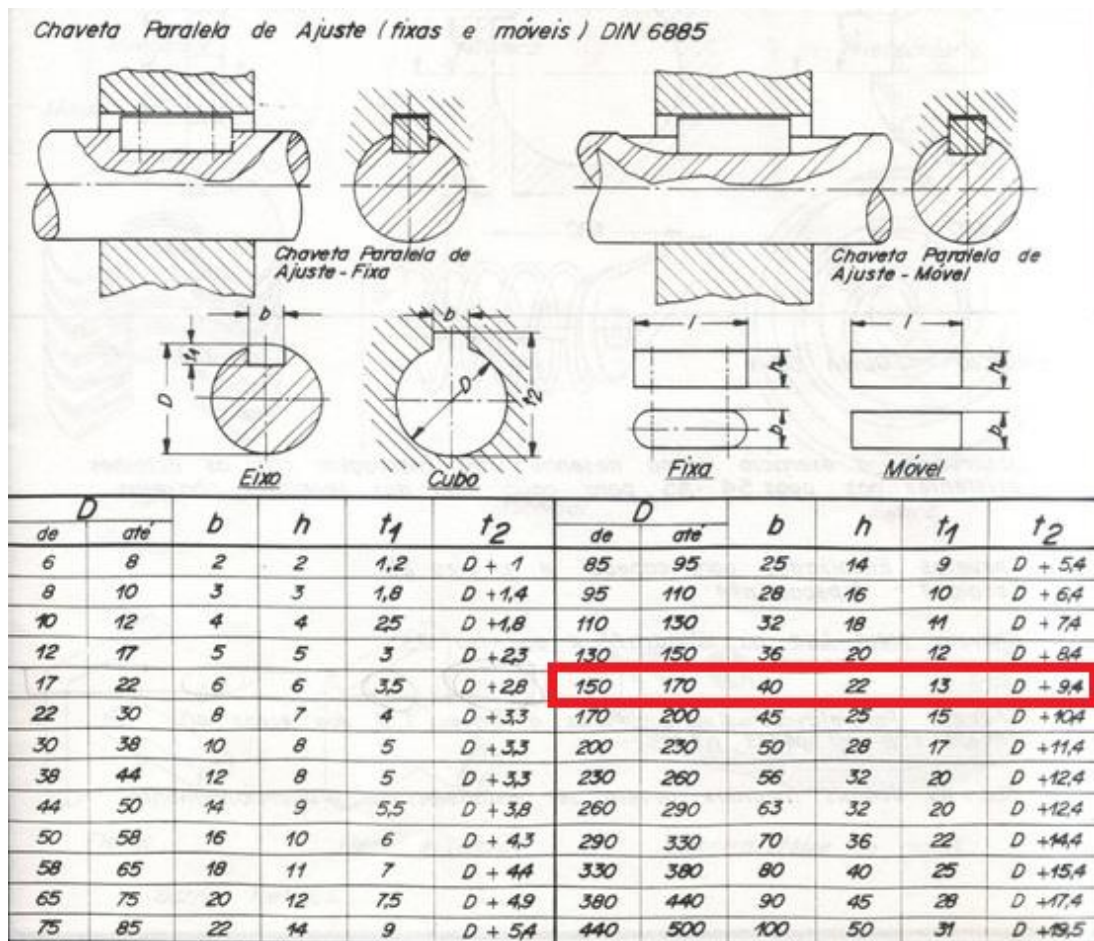


Figura 118. Norma DIN 6885 para chavetas

El coeficiente de seguridad para chavetas se encuentra normalizado por la norma UNE-EN 61400 siendo:

$$C.S = 1,1$$

La fuerza que actúa sobre la chaveta es:

$$F = \frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 89.082,78}{0,150} = 1.187.770 \text{ N}$$

Para dimensionar la chaveta se debe comprobar a cortante:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{C.S} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot C.S}$$

$$\frac{1.187.770}{40 \cdot L} \leq \frac{480}{2 \cdot 1,1} \rightarrow L \geq 136 \text{ mm}$$

Y a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{C.S}$$

$$\frac{1.187.770}{22 \cdot L/2} \leq \frac{480}{1,1} \rightarrow L \geq 248 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta queda limitada a aplastamiento en una longitud mínima de 248 mm como es superior a la máxima longitud permitida de 195 mm se colocará en el eje dos chavetas dispuestas a 180°. Las dimensiones de la chaveta de la empresa Opac que cumple con las condiciones de diseño se muestra a continuación:

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)	Anchura b		28		32		36		40		45		50	
	Altura h		10	16	11	18	12	20	14	22	16	25	18	28
Para diámetro del eje d1 3)	más de		95		110		130		150		170		200	
	hasta		110		130		150		170		200		230	
longitud (1 5) 6)	Dif. adm. Macho Hembra		Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)											
90	-0,5	+0,5	198	317	249	407								
100			220	352	276	452	339	585						
110			242	387	304	497	373	622	484	760				
125			275	440	345	565	424	706	550	863	706	1104		
140			308	492	387	633	475	791	615	967	791	1236	990	1540
160			352	563	442	723	543	904	703	1105	904	1413	1130	1758
180			396	633	497	814	610	1017	791	1243	1017	1590	1272	1978

Figura 119. Características chavetas Opac

La chaveta queda caracterizada por las siguientes dimensiones:

$$\text{Ancho}(b) = 40 \text{ mm}$$

$$\text{Alto}(h) = 22 \text{ mm}$$

$$\text{Largo}(L) = 125 \text{ mm}$$

3.7.4.5.2. Chaveta del primer engranaje

Las chavetas para el engranaje cilíndrico de dientes helicoidales están suministradas por la empresa Opac. Entre las opciones de material que ofrece la empresa para sus chavetas se selecciona un acero AISI 430.

ACEROS INOXIDABLES FERRITICOS Y MARTENSITICOS

1.4005	X 12 Cr S 13	416	< 0,15	12 - 13
1.4016	X 8 Cr 17	430	< 0,08	15,5 - 17,5
1.4021	X 20 Cr 13	420 A	0,18 - 0,22	12 - 14
1.4028	X 30 Cr 13	420 B	0,25 - 0,35	12 - 14

Figura 120. Extracto de materiales disponibles del catálogo de chavetas Opac

La tensión de fluencia para un acero AISI 430 es:

$$\sigma_{yp} = 480 \text{ MPa}$$

La chaveta no debe ser mayor que el elemento montado cuya longitud es $b = 240 \text{ mm}$, además la chaveta no debe superar 1,5 veces el diámetro del eje siendo este $D = 165 \text{ mm}$ por lo que la longitud de la chaveta debe ser:

$$L \leq 240 \text{ mm}$$

El par torsor máximo en el eje es el par torsor transmitido desde el eje de baja velocidad al primer eje de la caja multiplicadora:

$$T = T_1 = 89.082,78 Nm$$

De la norma mostrada en la figura 121 se obtiene el ancho y el alto de la chaveta para un diámetro $D = 165 mm$:

$$b = 40 mm$$

$$h = 22 mm$$

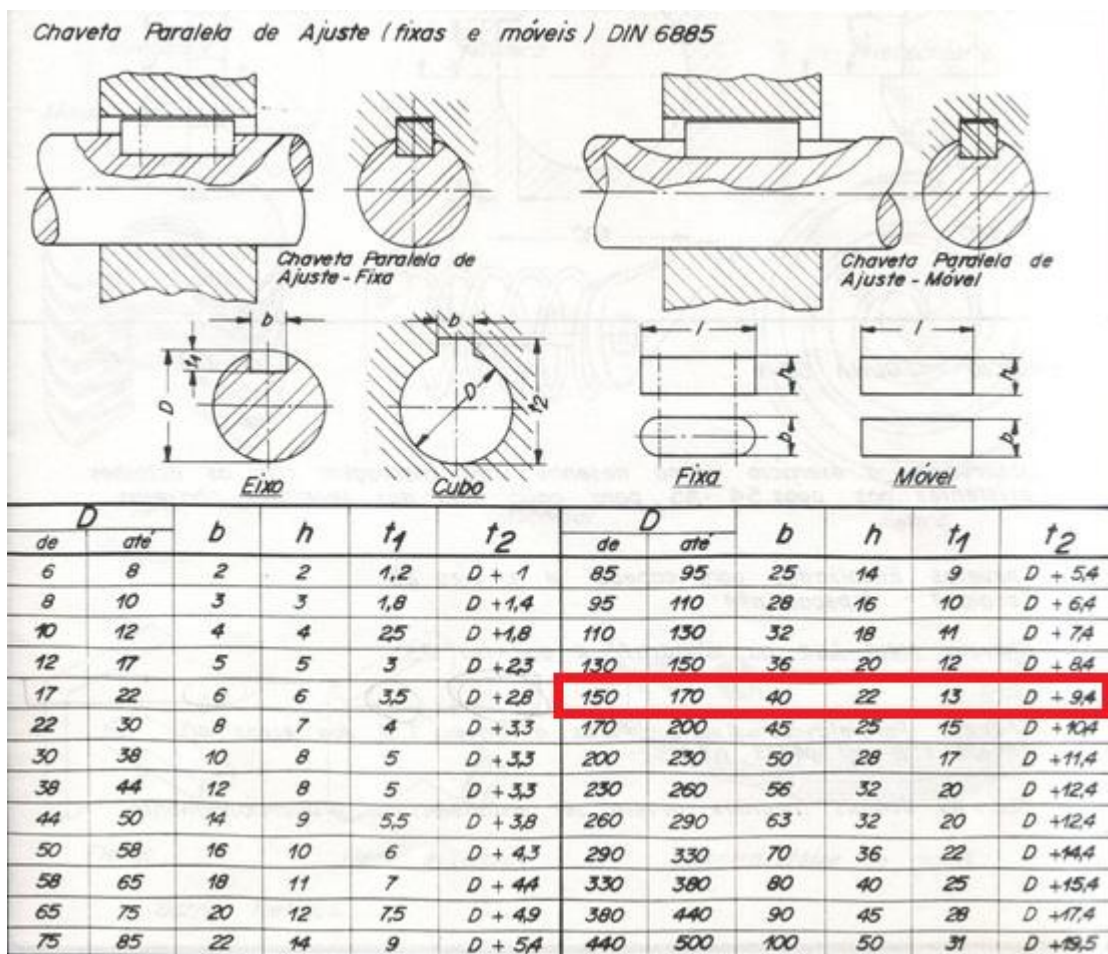


Figura 121. Norma DIN 6885 para chavetas

El coeficiente de seguridad para chavetas se encuentra normalizado por la norma UNE-EN 61400 siendo:

$$C.S = 1,1$$

La fuerza que actúa sobre la chaveta es:

$$F = \frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 89.082,78}{0,165} = 1.079.791 \text{ N}$$

Para dimensionar la chaveta se debe comprobar a cortante:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{C.S} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot C.S}$$

$$\frac{1.079.791}{40 \cdot L} \leq \frac{480}{2 \cdot 1,1} \rightarrow L \geq 124 \text{ mm}$$

Y a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{C.S}$$

$$\frac{1.079.791}{22 \cdot L/2} \leq \frac{480}{1,1} \rightarrow L \geq 225 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta queda limitada a aplastamiento en una longitud mínima de 225 mm siendo inferior a la máxima longitud permitida de 240 mm, se colocará en el eje dos chavetas dispuestas a 180°. Las dimensiones de la chaveta de la empresa Opac que cumple con las condiciones de diseño se muestra a continuación:

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)		Anchura b		28		32		36		40		45		50	
		Altura h		10	16	11	18	12	20	14	22	16	25	18	28
Para diámetro del eje d1 3)	más de			95		110		130		150		170		200	
	hasta			110		130		150		170		200		230	
longitud l1 5) 6)	Dif. adm. Macho	Hembra	Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)												
90	-0,5	+0,5	198	317	249	407									
100			220	352	276	452	339	585							
110			242	387	304	497	373	622	484	760					
125			275	440	345	565	424	706	550	863	706	1104			
140			308	492	387	633	475	791	615	967	791	1236	990	1540	
160			352	563	442	723	543	904	703	1105	904	1413	1130	1758	
180			396	633	497	814	610	1017	791	1243	1017	1590	1272	1978	

Figura 122. Características chavetas Opac

La chaveta queda caracterizada por las siguientes dimensiones:

$$\text{Ancho}(b) = 40 \text{ mm}$$

$$\text{Alto}(h) = 22 \text{ mm}$$

$$\text{Largo}(L) = 125 \text{ mm}$$

3.7.5. Cálculo del segundo eje de la caja multiplicadora

Antes de proceder con el dimensionamiento del segundo eje de la caja multiplicadora se van a establecer unos parámetros para el diseño que serán comunes en todo el proceso de dimensionamiento del eje.

El segundo eje de la caja multiplicadora se fabricara en acero AISI 4150 cuyas propiedades mecánicas se muestran en la siguiente figura:

Tratamiento	Rp 0,2	Rm	Dureza		
	MPa	MPa	HB	HRc	HV
Normalizado	725	1070	311		
Recocido	330	690	197		
Recocido y estirado	690	855	269		
Templado al aceite desde 830°C y revenido a 204 °C	1710	2015	578		
Templado al aceite desde 830°C y revenido a 371 °C	1570	1690	495		
Templado al aceite desde 830°C y revenido a 538 °C	1255	1350	401		

Figura 123. Características mecánicas acero AISI 4150

Para un acero AISI 4150 normalizado:

$$\sigma_{yp} = 725 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = 1070 \text{ MPa}$$

Los rodamientos que se van a seleccionar son rodamientos de rodillos cónicos de la empresa Timken, su disposición en el eje es mediante un montaje directo tal como se muestra en la figura 124. Además se van a utilizar rodamientos de rodillos cilíndricos intermedios para disminuir las deflexiones en el eje.

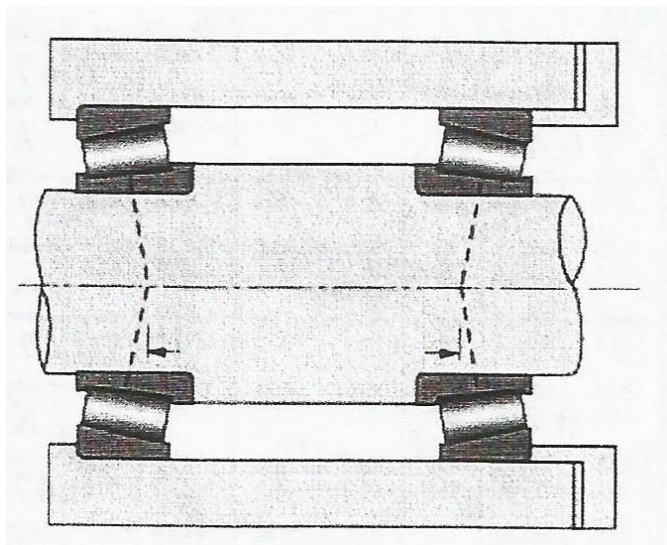


Figura 124. Montaje directo de rodamientos de rodillos cónicos

A continuación se calculan las fuerzas que actúan sobre el segundo eje de la caja multiplicadora.

3.7.5.1. Fuerzas sobre el segundo eje

Los engranajes helicoidales generan en su funcionamiento tres tipos de fuerzas: fuerza tangencial, fuerza radial y fuerza axial. Se procede a calcular las fuerzas generadas por el segundo y tercer engranaje de la caja multiplicadora.

Fuerza tangencial:

$$U = 1.432.400 \cdot \frac{Pot}{n_e \cdot 2 \cdot R}$$

Dónde:

$$Pot = 17.816,56 \cdot 330 \cdot \frac{2\pi}{60} = \frac{615.696 \text{ watios}}{735,5} = 837,1 \text{ C.V}$$

$$n_e = n_2 = 330 \text{ r.p.m}$$

$$R_2 = \frac{m_n \cdot Z}{2 \cdot \cos \beta_a} = \frac{12 \cdot 12}{2 \cos 20} = 76,62 \text{ mm}$$

$$R_3 = \frac{m_n \cdot Z}{2 \cdot \cos \beta_a} = \frac{6 \cdot 100}{2 \cos 20} = 319,25 \text{ mm}$$

$$U_2 = 1.432.400 \cdot \frac{837,1}{330 \cdot 2 \cdot 76,62} = 23.711,3 \text{ kp}$$

$$U_3 = 1.432.400 \cdot \frac{837,1}{330 \cdot 2 \cdot 319,25} = 5.690,71 \text{ kp}$$

Fuerza radial:

$$F_{r2} = U_2 \cdot \frac{\text{tg } \alpha_r}{\cos \beta_a} = 23.711,3 \cdot \frac{\text{tg } 20}{\cos 20} = 9.184,07 \text{ kp}$$

$$F_{r3} = U_3 \cdot \frac{\text{tg } \alpha_r}{\cos \beta_a} = 5.690,71 \cdot \frac{\text{tg } 20}{\cos 20} = 2.204,2 \text{ kp}$$

Fuerza axial:

$$F_{a2} = U_2 \cdot \text{tg } \beta_a = 23.711,3 \cdot \text{tg } 20 = 8.630,2 \text{ kp}$$

$$F_{a3} = U_3 \cdot \text{tg } \beta_a = 5.690,71 \cdot \text{tg } 20 = 2.071,2 \text{ kp}$$

Una vez calculadas las fuerzas hay que determinar el sentido de la inclinación de los dientes de los engranajes, ya que dependiendo de la orientación de estos variará el sentido de las fuerzas.

La posición del segundo y tercer engranaje sobre el segundo eje de la caja multiplicadora es la siguiente:

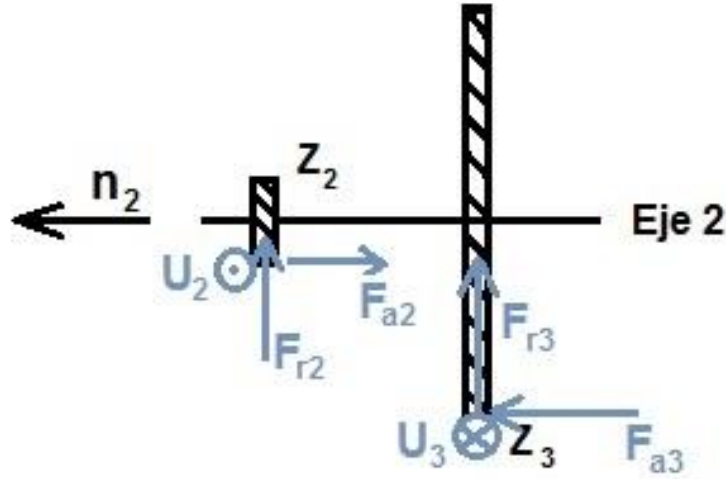


Figura 125. Montaje del segundo y tercer engranaje

Las fuerzas que actúan sobre los engranajes se trasladan al eje de estudio quedando la disposición de fuerzas que se muestra en la figura 126.

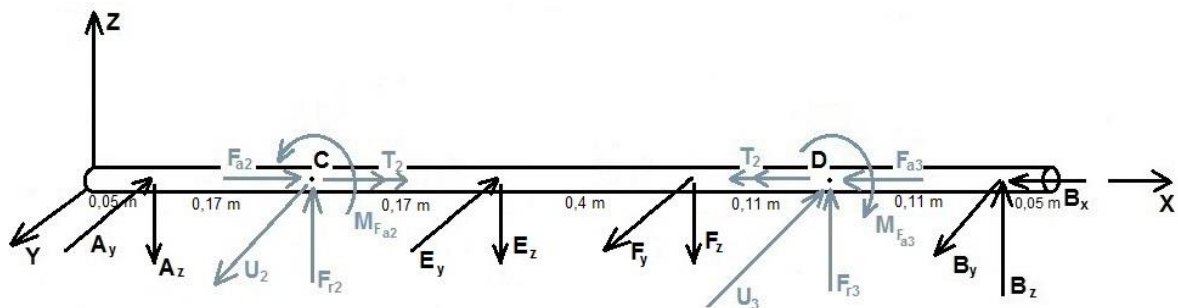


Figura 126. Diagrama de fuerzas sobre el eje

A continuación se procede a realizar un estudio estático del eje para calcular las distintas fuerzas que actúan sobre los apoyos de este, cuyo valor se muestra a continuación:

$$T_2 = 17.816,56 \text{ Nm}$$

$$U_2 = 232.607,9 \text{ N}$$

$$U_3 = 55.825,9 \text{ N}$$

$$F_{r2} = 90.095,7 \text{ N}$$

$$F_{r3} = 21.623,2 \text{ N}$$

$$F_{a2} = 84.662,3 \text{ N}$$

$$F_{a3} = 20.318,5 \text{ N}$$

$$M_{Fa2} = F_{a2} \cdot R_2 = 84.662,3 \cdot \frac{76,62}{1.000} = 6.486,8 \text{ Nm}$$

$$M_{Fa3} = F_{a3} \cdot R_3 = 20.318,5 \cdot \frac{319,25}{1.000} = 6.486,8 \text{ Nm}$$

$$A_y = 93.639,2 \text{ N}$$

$$A_z = 16.791,6 \text{ N}$$

$$B_x = 64.343,8 \text{ N}$$

$$B_y = 12.899,4 \text{ N}$$

$$B_z = 16.845,3 \text{ N}$$

$$E_y = 166.490 \text{ N}$$

$$E_z = 82.109,7 \text{ N}$$

$$F_y = 70.447,4 \text{ N}$$

$$F_z = 29.662 \text{ N}$$

3.7.5.2. Diseño del segundo eje en base a tensiones

Con el fin de realizar un correcto diseño del eje en base a tensiones se debe realizar un estudio estático de este para determinar los esfuerzos que actúan en las distintas secciones. A continuación se muestran los diagramas de momentos flectores y torsores. Como las cargas actúan sobre varios planos, se separan los distintos diagramas para una mejor comprensión.

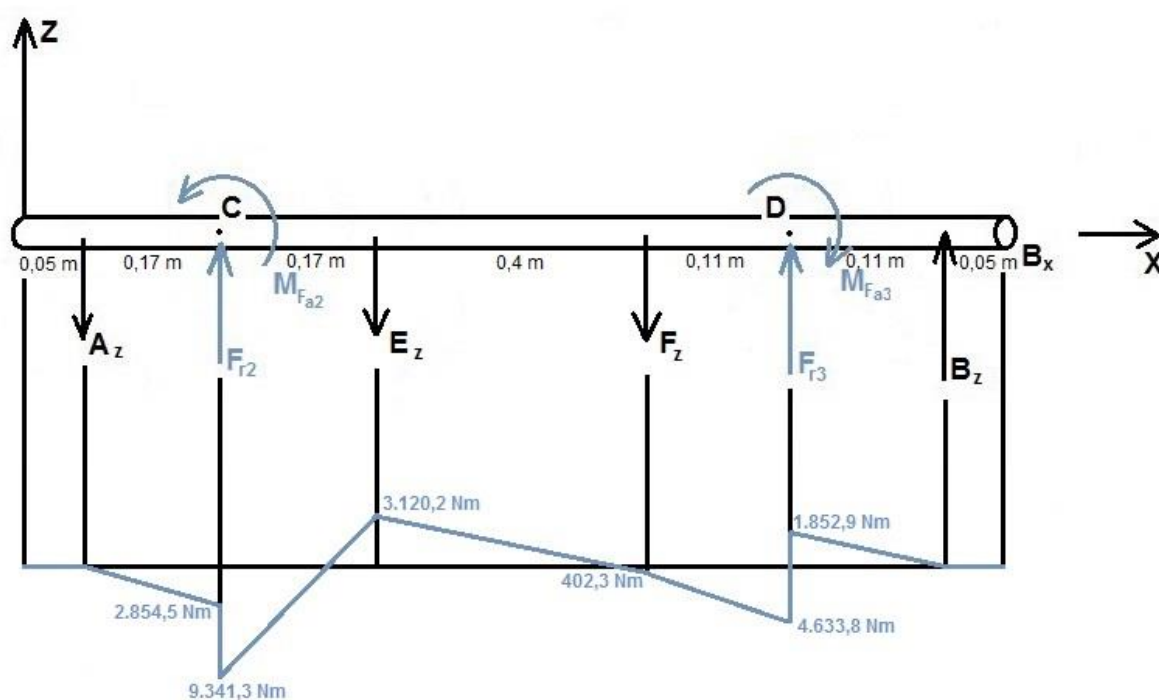


Figura 127. Diagrama de momentos flectores respecto al eje y

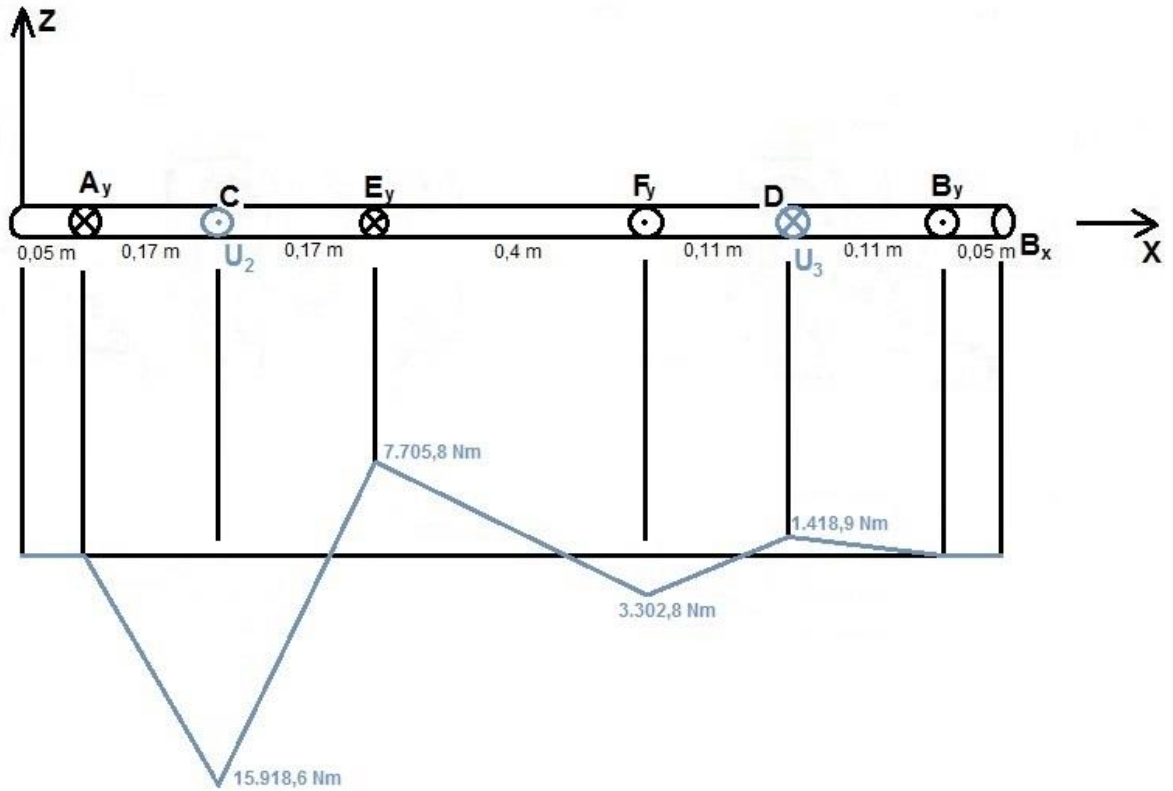


Figura 128. Diagrama de momentos flectores respecto al eje z

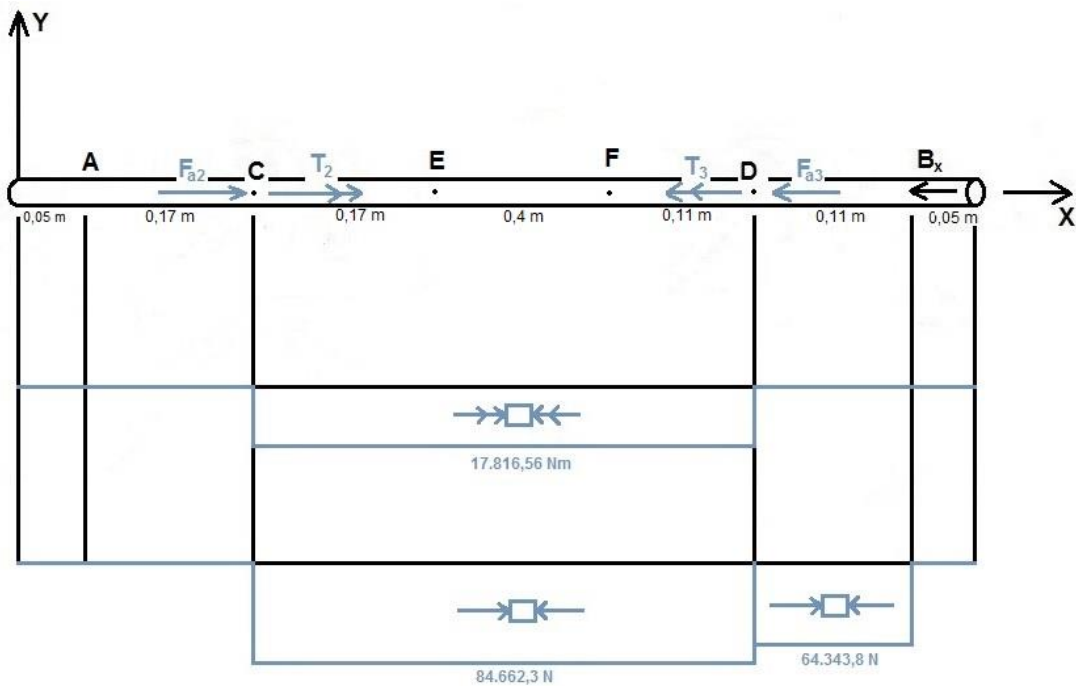


Figura 129. Diagrama de esfuerzo axial y momento torsor

Como los engranajes helicoidales generan una componente axial en su funcionamiento (F_a) para que esta sea trasladada sobre el eje para ser absorbida por los

apoyos, el eje debe presentar cambios de sección lo que genera concentración de tensiones. Será esta la sección de estudio por presentar los mayores momentos flectores y además tener concentración de tensiones.

Las dimensiones en la sección de estudio son:

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

$$d = 95 \text{ mm}$$

El eje se encuentra sometido a un estado multiaxial de tensiones donde el momento flector actúa en varios planos generando una tensión alterna de valor:

$$M_f = \sqrt{2.325,7^2 + 1.156^2} = 2.597,1 \text{ Nm} = 2.597.100 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_r = \frac{M_f \cdot y_{\max}}{I_{LN}} = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 2.597.100}{\pi \cdot 90^3} = 30,85 \text{ MPa}$$

La carga axial genera una tensión media de valor:

$$\sigma_m = \frac{N}{A} = \frac{84.662,3}{\frac{\pi \cdot 95^2}{4}} = 11,9 \text{ MPa}$$

El momento torsor genera una tensión cortante media de valor:

$$\tau_m = \frac{T \cdot d}{2 \cdot J} = \frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 17.816.560}{\pi \cdot 95^3} = 105,83 \text{ MPa}$$

Se debe calcular el eje a fatiga mediante la línea de Soderberg obteniendo las tensiones estáticas equivalentes por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{eq} = \sigma_m + k_f \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \sigma_r$$

$$\tau_{e\text{eq}} = \tau_m + k_{fs} \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \tau_r$$

Como el eje no está sometido a todos los esfuerzos que se muestran en las ecuaciones, estas quedan simplificadas en:

$$\sigma_{e\text{eq}} = \sigma_m + k_f \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \sigma_r$$

$$\tau_{e\text{eq}} = \tau_m = 105,83 \text{MPa}$$

El valor de la concentración de tensiones para fatiga (k_f) se calcula a continuación. Primero se obtiene el valor de la concentración de tensiones en la sección para estática (k_t) mediante la figura 130:

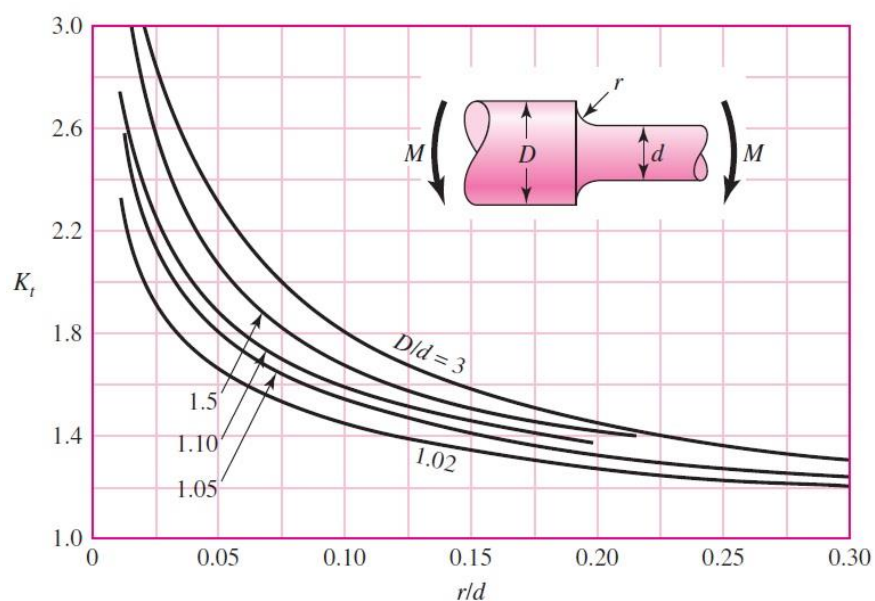


Figura 130. Concentración de tensiones para eje redondo sometido a un momento flector

$$\frac{r}{d} = \frac{10}{95} = 0,105$$

$$\frac{D}{d} = \frac{110}{95} = 1,16$$

$$k_t = 1,6$$

Mediante la dureza Brinell que para un acero AISI 4150 tiene un valor de:

$$HB = 311 \frac{Kg}{mm^2}$$

Y la figura 131 se obtiene el valor de la sensibilidad a la entalla (q).

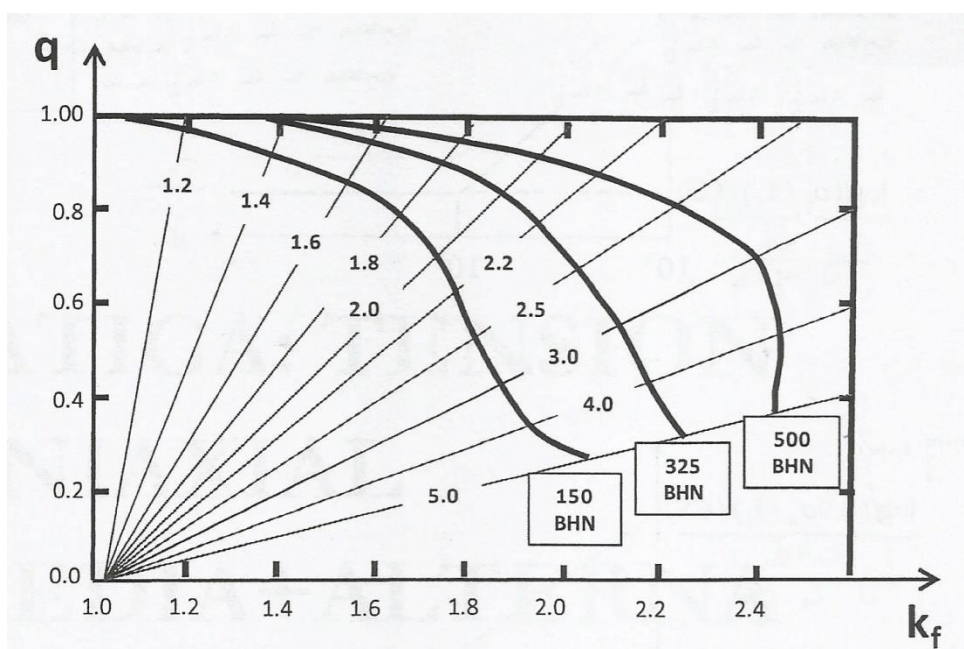


Figura 131. Sensibilidad a la entalla q

$$q = 0,9$$

Por último se obtiene el valor de la concentración de tensiones para fatiga mediante la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0,9(1,6 - 1) = 1,54$$

Para calcular el límite de fatiga de la pieza (σ_e) primero se debe calcular el valor para el límite de fatiga a vida infinita de la probeta (σ'_e) mediante ensayos se tiene la siguiente relación:

$$\sigma'_e = 0,5 \cdot \sigma_u \quad \text{si } \sigma_u \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_e = 0,5 \cdot 1070 = 535 \text{ MPa}$$

A continuación se modifica el límite de fatiga de la probeta mediante los coeficientes modificativos:

$$\sigma'_e = (c_s \cdot c_d \cdot c_t) \sigma'_e$$

El coeficiente de acabado superficial (c_s) se obtiene de la figura 132 que para un pulido fino tiene un valor de:

$$c_s = 0,96$$

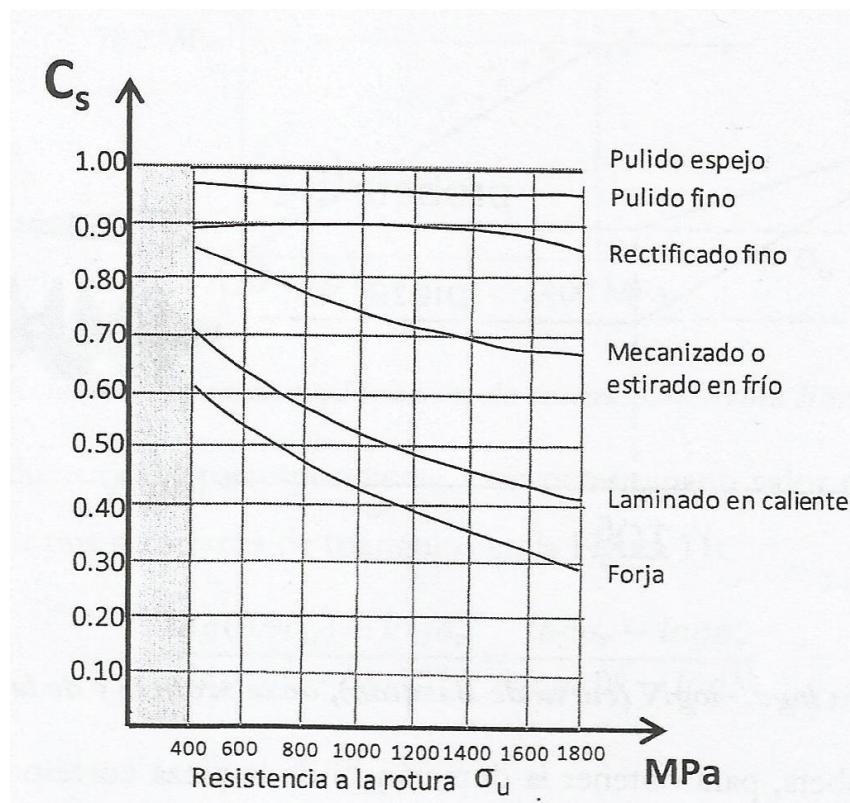


Figura 132. Valores del coeficiente para el acabado superficial

El eje es considerablemente más grande que la probeta del ensayo de fatiga, por lo que el coeficiente de dimensión y geometría es:

$$c_d = 0,7$$

Como el eje trabaja a flexión y torsión el coeficiente de forma de trabajo es:

$$c_t = 0,85$$

Con estos coeficientes el valor del límite de fatiga del eje es:

$$\sigma_e = (0,96 \cdot 0,7 \cdot 0,85) \cdot 535 = 305,6 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en las ecuaciones para obtener las tensiones estáticas equivalentes:

$$\sigma_{eq} = 11,94 + 1,54 \cdot \frac{725}{305,6} \cdot 30,85 = 124,65 \text{ MPa}$$

$$\tau_{eq} = 105,83 \text{ MPa}$$

Mediante la teoría de fallo de Von Mises se comprueba el valor del coeficiente de seguridad:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{eq}^2 + 3\tau_{eq}^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{C.S.}$$

$$\sqrt{124,65^2 + 3 \cdot 105,83^2} \leq \frac{725}{C.S.}$$

$$C.S. = 3,27$$

El coeficiente de seguridad mínimo para fatiga según la norma UNE-EN 61400 se obtiene de la figura 133:

$$C.S. = 1,25$$

Condición	Caracterización total
Resistencia a fatiga	1,25
Resistencia a limite de rotura	1,1

Figura 133. Coeficientes de seguridad según UNE-EN 61400

Como el coeficiente de seguridad obtenido es superior al marcado por la norma, el eje es válido a tensiones.

3.7.5.3. Diseño del segundo eje en base a deflexiones

El eje se encuentra sometido a estados de carga en dos planos distintos por lo que se procede a determinar las deflexiones y pendientes en ambos planos por separado, con el mismo método que en los casos anteriores se obtiene:

Plano xz:

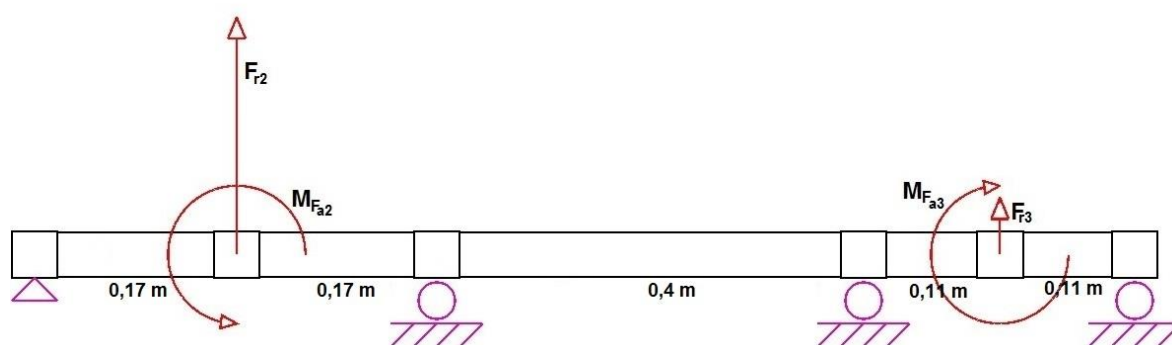


Figura 134. Diagrama de fuerzas en el plano xz

En la figura 134 se muestran las fuerzas y momentos que generan las deflexiones y pendientes en el plano xz cuyo valor es:

$$F_{r2} = 90.095,7 \text{ N}$$

$$F_{r3} = 21.623,2 \text{ N}$$

$$M_{Fa2} = 6.486,8 \text{ Nm}$$

$$M_{Fa3} = 6.486,8 \text{ Nm}$$

La mayor deflexión se produce en el engranaje izquierdo cuyo valor es:

$$y_c = 0,04598 \text{ mm} = 0,00181 \text{ pulg}$$

La mayor pendiente se produce en el primer rodamiento con un valor de:

$$\theta_A = 0,000343 \text{ rad}$$

Plano xy:

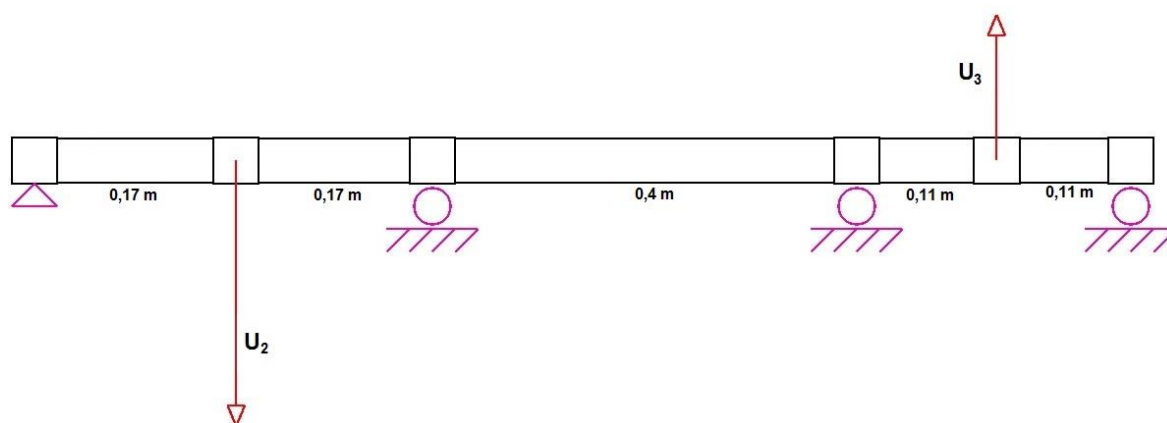


Figura 135. Diagrama de fuerzas en el plano xy

En la figura 135 se muestran las fuerzas que generan las deflexiones y pendientes en el plano xy cuyo valor es:

$$U_2 = 232.607,9 \text{ N}$$

$$U_3 = 55.825,9 \text{ N}$$

La mayor deflexión se produce en el engranaje izquierdo con un valor de:

$$y_C = 0,1213 \text{ mm} = 0,00477 \text{ pulg}$$

La mayor pendiente se produce en el primer rodamiento con un valor de:

$$\theta_A = 0,00111 \text{ rad}$$

Como las deflexiones y pendientes están en varios planos se debe hacer una suma

de vector ortogonal para obtener la resultante, así la deflexión en el engranaje izquierdo es:

$$y_c = \sqrt{0,00181^2 + 0,00477^2} = 0,005101 \text{ pulg}$$

La mayor deflexión se debe de comparar con la deflexión máxima admisible en engranajes cilíndricos que se obtiene de la figura 136.

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE (θ_{\max})
Rodamiento de rodillos cónicos	0.0005-0.0012 rad
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0.0008-0.0012 rad
Rodamiento de bolas de ranura profunda	0.001-0.003 rad
Rodamiento de bolas de contacto angular	0.026-0.052 rad
Engranaje cilíndrico recto	0.026-0.052 rad
	FLECHA MAXIMA ADMISIBLE (y_{\max})
Engranaje cilíndrico	0.01 pulg

Figura 136. Valores admisibles para pendientes y deflexiones en ejes

Como la deflexión en el eje es menor a la admisible para el correcto funcionamiento del engranaje el eje es válido.

La pendiente en el primer rodamiento es:

$$\theta_A = \sqrt{0,000343^2 + 0,00111^2} = 0,00116 \text{ rad}$$

La mayor pendiente se debe de comparar con la pendiente máxima admisible en rodamientos de rodillos cónicos que se obtiene de la figura 140. Como la pendiente del eje para rodamientos de rodillos cónicos se encuentra en los límites recomendables, el eje es válido.

3.7.5.4. Selección de los rodamientos del segundo eje

Los rodamientos exteriores del segundo eje de la caja multiplicadora son rodamientos de rodillos cónicos dispuestos en el eje mediante montaje directo como ya se especificó.

Sobre estos actúan cargas en varios planos tal y como se muestra en la figura 137.

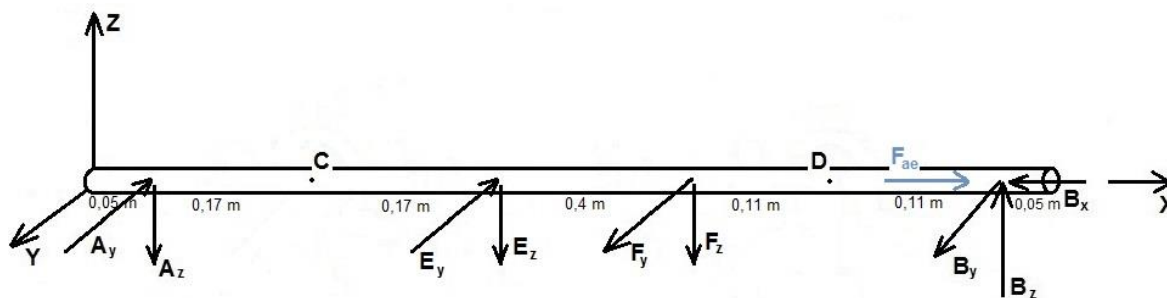


Figura 137. Cargas sobre los rodamientos de rodillos cónicos

Cuyo valor es:

$$F_{ae} = 64.343,8 \text{ N}$$

$$A_y = 93.639,2 \text{ N}$$

$$A_z = 16.791,6 \text{ N}$$

$$B_y = 12.899,4 \text{ N}$$

$$B_z = 16.845,3 \text{ N}$$

Las fuerzas axial y radial que actúan sobre los rodamientos serán las resultantes de ambos planos divididas entre tres ya que se colocarán tres rodamientos por apoyo, el valor de las cargas en los rodamientos es:

$$F_{ae} = \frac{64.343,8}{3} = 21.447,9 \text{ N}$$

$$F_{rA} = \sqrt{93.639,2^2 + 16.791,6^2} = \frac{95.132,8}{3} = 31.710,9 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{12.899,4^2 + 16.845,3^2} = \frac{21.216,9}{3} = 7.072,3 \text{ N}$$

Según la norma UNE-EN 61400 un aerogenerador debe tener una vida útil de 20 años, como su funcionamiento a pleno rendimiento es de 2.500 horas al año y para las revoluciones del segundo eje de la caja multiplicadora $n = 330 \text{ r.p.m.}$ se tiene una vida útil para los rodamientos de:

$$L = 20 \text{ años} \cdot \frac{2.500 \text{ horas}}{\text{año}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} \cdot \frac{330 \text{ rev}}{\text{min}} = 990 \text{ millones de revoluciones}$$

La vida (L_{10}) con una fiabilidad del 90% para cada rodamiento ($R = 0,9$) se obtiene en el caso de rodamientos de rodillos cónicos con la siguiente ecuación:

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1,5}} = \frac{990}{4,48 \left[\ln \left(\frac{1}{0,9} \right) \right]^{1,5}} = 990,6 \text{ millones de revoluciones}$$

A continuación se procede a calcular la carga radial equivalente en los rodamientos de rodillos cónicos:

Condición de empuje:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot 31.710,9}{1,5} = 9.936 \text{ N}$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - m F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 7.072,3}{1,5} - (1)(21.447,9) = -19.231,9 \text{ N}$$

Carga de empuje:

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot 31.710,9}{1,5} = 9.936 \text{ N}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} + m F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 31.710,9}{1,5} + (1)(21.447,9) = 31.383,9 \text{ N}$$

Carga dinámica radial equivalente:

$$P_A = F_{rA} = 31.710,9 \text{ N}$$

$$P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + K_B \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 7.072,3 + 1,5 \cdot 31.383,9 = 49.904,77 \text{ N}$$

Capacidad dinámica de carga:

$$C_A = P_A \cdot \left(\frac{L_{10}}{90} \right)^{\frac{1}{a}} = 31.710,9 \cdot \left(\frac{990,6}{90} \right)^{\frac{3}{10}} = 65.118,6 \text{ N}$$

$$C_B = P_B \cdot \left(\frac{L_{10}}{90} \right)^{\frac{1}{a}} = 49.904,77 \cdot \left(\frac{990,6}{90} \right)^{\frac{3}{10}} = 102.479,9 \text{ N}$$

Con la capacidad dinámica de carga se selecciona el rodamiento de rodillos cónicos del catálogo de la empresa Timken, cuyas características se muestran en la figura 138 y que cumple con la capacidad dinámica de carga.

$$d = 90 \text{ mm}$$

$$C = 147.000 \text{ N}$$

$$K = 0,67$$

Bearing Dimensions			Load Ratings							Part Number	
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾			Dynamic ⁽³⁾		Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀	Inner	Outer
			C ₁	e	Y	C ₉₀	C _{a90}				
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf	N lbf			
90.000 3.5433	155.000 6.1024	44.000 1.7323	392000 88100	0.34	1.76	102000 22900	59400 13300	1.71	447000 101000	JHM318448	JHM318410
90.000 3.5433	160.000 6.2992	53.975 2.1250	439000 98800	0.40	1.50	114000 25600	78100 17600	1.46	523000 118000	6581X	6525X
90.000 3.5433	161.925 6.3750	53.975 2.1250	439000 98800	0.40	1.50	114000 25600	78100 17600	1.46	523000 118000	6581X	6535
90.000 3.5433	190.000 7.4803	50.800 2.0000	383000 86100	0.87	0.69	99300 22300	147000 33100	0.67	392000 88100	J90354	J90748
90.000 3.5433	190.000 7.4803	57.150 2.2500	534000 120000	0.33	1.79	138000 31100	79300 17800	1.74	692000 156000	JHH221436	JHH221413
90.488 3.5625	161.925 6.3750	47.625 1.8750	327000 73600	0.34	1.76	84800 19100	49500 11100	1.71	441000 99200	760	752

Figura 138. Extracto del catálogo de rodamientos de rodillos cónicos de la empresa Timken

Ambos rodamientos serán del mismo tipo. A continuación se procede a comprobar la viabilidad de los rodamientos seleccionados:

Condición de empuje:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot 31.710,9}{0,67} = 22.244,96 \text{ N}$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - m F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 7.072,3}{0,67} - (1)(21.447,9) = -16.486,7 \text{ N}$$

Carga de empuje:

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot 31.710,9}{0,67} = 22.244,96 \text{ N}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} + m F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 31.710,9}{0,67} + (1)(21.447,9) = 43.692,8 \text{ N}$$

Carga dinámica radial equivalente:

$$P_A = F_{rA} = 31.710,9 \text{ N}$$

$$P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + K_B \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 7.072,3 + 0,67 \cdot 43.692,8 = 32.103 \text{ N}$$

Capacidad dinámica de carga:

$$C_A = P_A \cdot \left(\frac{L_{10}}{90}\right)^{\frac{1}{a}} = 31710,9 \cdot \left(\frac{990,6}{90}\right)^{\frac{3}{10}} = 65.118,6 N$$

$$C_B = P_B \cdot \left(\frac{L_{10}}{90}\right)^{\frac{1}{a}} = 32.103 \cdot \left(\frac{990,6}{90}\right)^{\frac{3}{10}} = 65.923,8 N$$

La capacidad dinámica mayor se da en el rodamiento B y es inferior a la que puede soportar el rodamiento, por lo que el rodamiento seleccionado es válido.

$$C_A = 65.923,8 N < C = 147.000 N$$

En la siguiente figura se muestran las características geométricas del rodamiento de rodillos cónicos seleccionado.

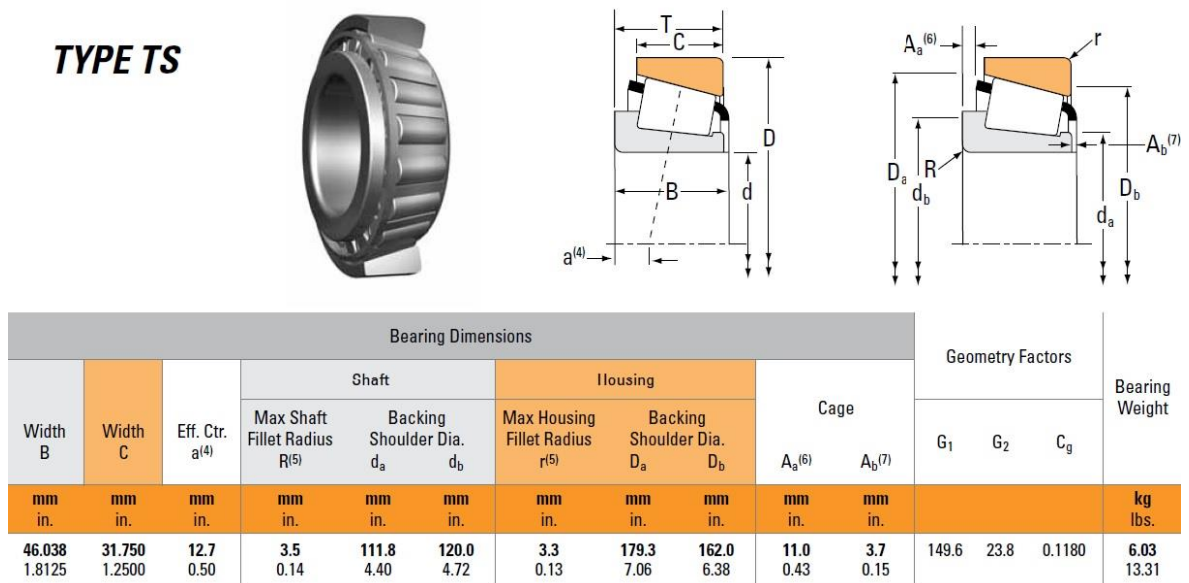


Figura 139. Características geométricas del rodamiento

La designación del rodamiento por parte de la empresa Timken es:

Inner : J90354

Outer : J90748

A continuación se selecciona el anillo de seguridad de la empresa Otia, entre los disponibles en su catálogo se elige un anillo de seguridad DIN 471.

Con el diámetro del eje $d = 90\text{ mm}$ se accede al catálogo. Las características geométricas del anillo de seguridad se muestran en la siguiente figura:

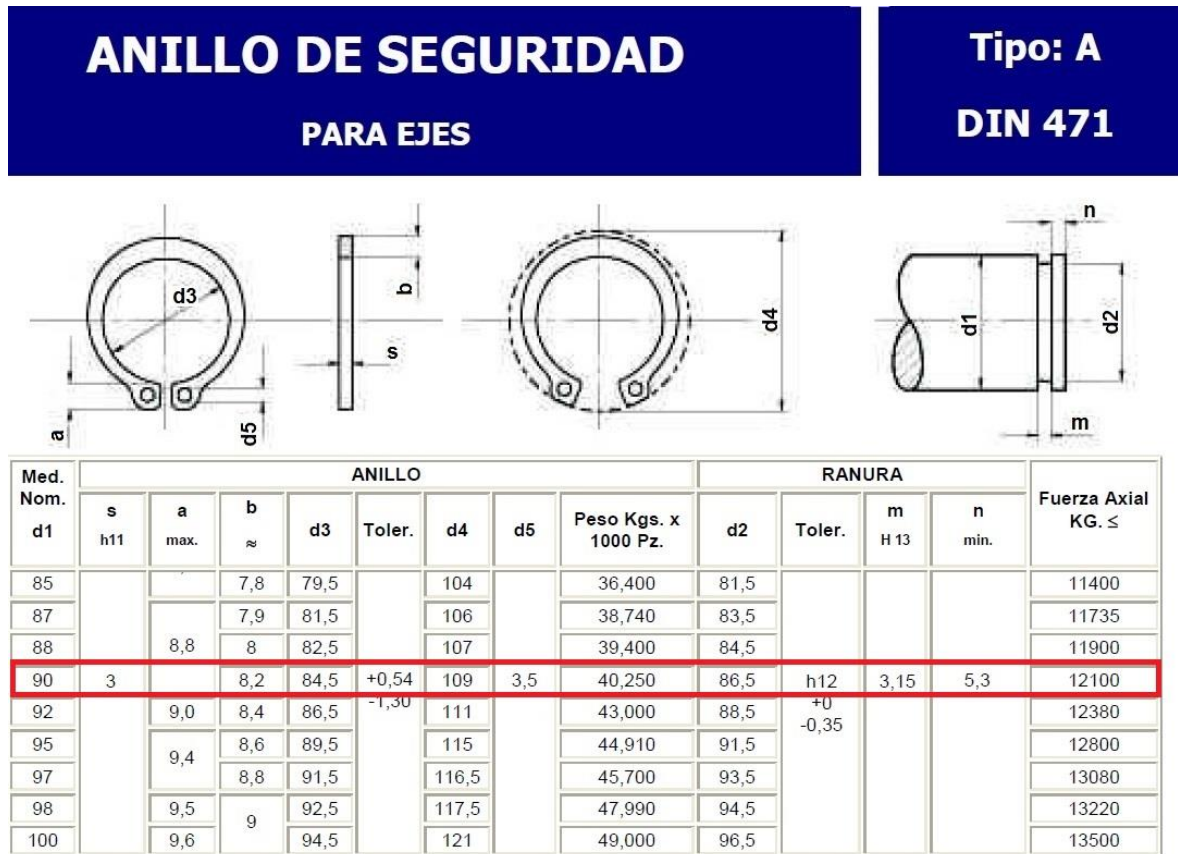


Figura 140. Características geométricas del anillo de seguridad

El diámetro interior que se debe mecanizar en el eje es $d2 = 86,5\text{ mm}$, el espesor del anillo es $m = 3,15\text{ mm}$ y se debe dejar un espesor mínimo junto a la entalla de $n = 5,3\text{ mm}$.

A continuación se procede a calcular los rodamientos de rodillos cilíndricos intermedios. Las cargas que actúan sobre los rodamientos se muestran en la figura 137 siendo los valores:

$$E_y = 166.490\text{ N}$$

$$E_z = 82.109,7 \text{ N}$$

$$F_y = 70.447,4 \text{ N}$$

$$F_z = 29.662 \text{ N}$$

Las fuerzas radiales que actúan sobre los rodamientos serán las resultantes de ambos planos, el valor de las cargas en los rodamientos es:

$$F_{rE} = \sqrt{166.490^2 + 82.109,7^2} = 185.636,53 \text{ N}$$

$$F_{rF} = \sqrt{70.447,4^2 + 29.662^2} = 76.437,36 \text{ N}$$

Según la norma UNE-EN 61400 un aerogenerador debe tener una vida útil de 20 años, como su funcionamiento a pleno rendimiento es de 2.500 horas al año y para las revoluciones del segundo eje de la caja multiplicadora $n = 330 \text{ r.p.m.}$ se tiene una vida útil para los rodamientos de:

$$L = 20 \text{ años} \cdot \frac{2.500 \text{ horas}}{\text{año}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} \cdot \frac{330 \text{ rev}}{\text{min}} = 990 \text{ millones de revoluciones}$$

La vida (L_{10}) con una fiabilidad del 90% para cada rodamiento ($R = 0,9$) se obtiene en el caso de rodamientos de rodillos cilíndricos con la siguiente ecuación:

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1,483}} = \frac{990}{0,02 + 4,439 \left[\ln \left(\frac{1}{0,9} \right) \right]^{1,483}}$$

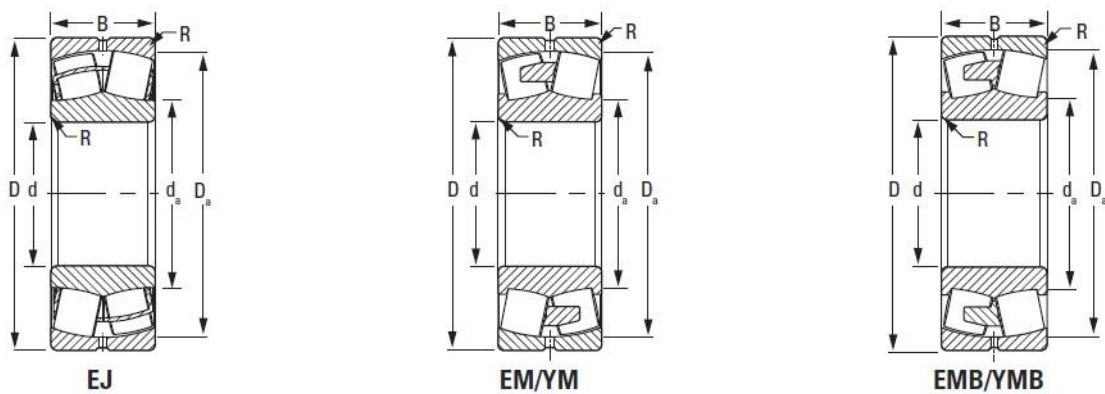
$$L_{10} = 996,62 \text{ millones de revoluciones}$$

La capacidad de carga básica dinámica de los rodamientos es:

$$C_E = F_{rE} \cdot (L_{10})^{1/3} = 185.636,53 \cdot (996,62)^{1/3} = 1.854 \text{ kN}$$

$$C_E = F_{rF} \cdot (L_{10})^{1/3} = 76.437,36 \cdot (996,62)^{1/3} = 763,5$$

Se seleccionan los rodamientos que cumplen con la capacidad de carga básica dinámica que se muestran en la figura 141. En el caso del apoyo E se colocan dos rodamientos.



Bearing Part Number	Bearing Dimensions			Load Ratings		Cage Type	Mounting Data			Speed Reference			Weight	Geometry Factor ⁽³⁾ C _g
	Bore d	O.D. D	Width B	Dynamic C	Static C ₀		Fillet ⁽¹⁾ R	Backing Diameter		Thermal Reference Speed ⁽⁴⁾		Limiting Speed ⁽⁵⁾		
								Shaft d _a	Housing D _a	Oil	Grease			
	mm in.	mm in.	mm in.	kN lbf.	kN lbf.		mm in.	mm in.	mm in.	RPM	RPM	RPM		
22222	110 4.3307	200 7.8740	53 2.0866	555 125000	653 147000	EM	2 0.08	133 5.2	182 7.2	3500	2900	4800	7.2 15.8	0.074
23222	110 4.3307	200 7.8740	69.8 2.7480	710 160000	887 199000	EJ	2 0.08	131 5.2	182 7.2	2300	2000	3390	9.6 21.1	0.074
23222	110 4.3307	200 7.8740	69.8 2.7480	710 160000	887 199000	EM	2 0.08	131 5.2	182 7.2	2300	2000	3100	9.6 21.1	0.074
22322	110 4.3307	240 9.4488	80 3.1496	949 213000	1050 236000	EJ	2.5 0.1	144 5.7	215 8.5	2500	2100	2890	17.8 39.2	0.079

Figura 141. Características geométricas del rodamiento de rodillos cilíndricos

3.7.5.5. Selección de las chavetas del segundo eje

Sobre el segundo eje de la caja multiplicadora se va a montar el segundo y tercer engranaje cilíndrico de dientes helicoidales. Se procede a calcular las chavetas necesarias para dichos elementos.

3.7.5.5.1. Chaveta del segundo engranaje

Las chavetas para el engranaje cilíndrico de dientes helicoidales están suministradas por la empresa Opac. Entre las opciones de material que ofrece la empresa para sus chavetas se selecciona un acero AISI 430.

ACEROS INOXIDABLES FERRITICOS Y MARTENSITICOS

1.4005	X 12 Cr S 13	416	< 0,15	12 - 13
1.4016	X 8 Cr 17	430	< 0,08	15,5 - 17,5
1.4021	X 20 Cr 13	420 A	0,18 - 0,22	12 - 14
1.4028	X 30 Cr 13	420 B	0,25 - 0,35	12 - 14

Figura 142. Extracto de materiales disponibles del catálogo de chavetas Opac

La tensión de fluencia para un acero AISI 430 es:

$$\sigma_{yp} = 480 \text{ MPa}$$

La chaveta no debe ser mayor que el elemento montado cuya longitud es $b = 240 \text{ mm}$, además la chaveta no debe superar 1,5 veces el diámetro del eje siendo este $D = 95 \text{ mm}$ por lo que la longitud de la chaveta debe ser:

$$L \leq 142,5 \text{ mm}$$

El par torsor máximo en el eje es el par torsor correspondiente al segundo eje de la caja multiplicadora:

$$T = T_2 = 17.816,56 \text{ Nm}$$

De la norma mostrada en la figura 143 se obtiene el ancho y el alto de la chaveta para un diámetro $D = 95 \text{ mm}$:

$$b = 25 \text{ mm}$$

$$h = 14 \text{ mm}$$

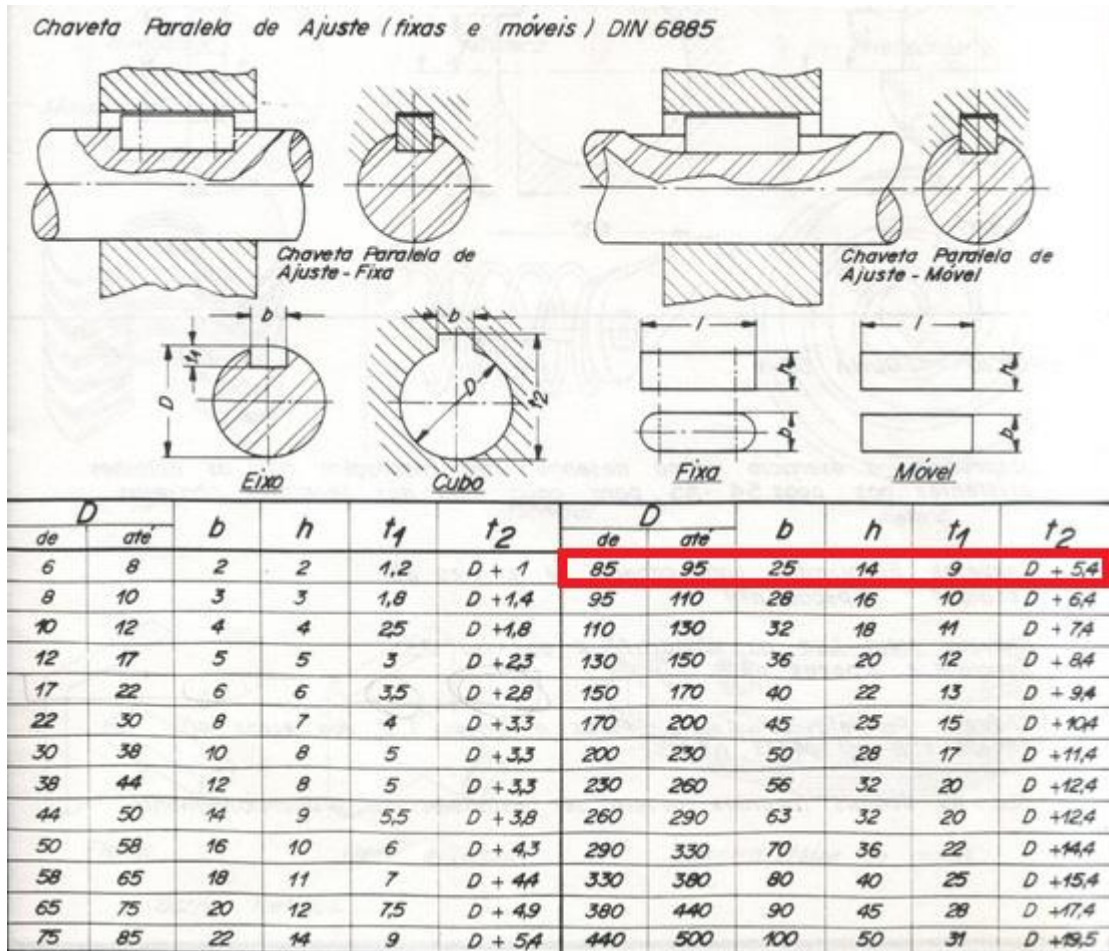


Figura 143. Norma DIN 6885 para chavetas

El coeficiente de seguridad para chavetas se encuentra normalizado por la norma UNE-EN 61400 siendo:

$$C.S = 1,1$$

La fuerza que actúa sobre la chaveta es:

$$F = \frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 17.816,56}{0,095} = 375.085,5 \text{ N}$$

Para dimensionar la chaveta se debe comprobar a cortante:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{C.S} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot C.S}$$

$$\frac{375.085,5}{25 \cdot L} \leq \frac{480}{2 \cdot 1,1} \rightarrow L \geq 68,76 \text{ mm}$$

Y a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L / 2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{C.S}$$

$$\frac{375.085,5}{14 \cdot L / 2} \leq \frac{480}{1,1} \rightarrow L \geq 122,8 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta queda limitada a aplastamiento en una longitud mínima de 122,8 mm siendo inferior a la máxima longitud permitida de 135 mm, se colocarán en el eje dos chavetas. Las dimensiones de la chaveta de la empresa Opac que cumple con las condiciones de diseño se muestra a continuación:

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)		Anchura b		12		14		16		18		20		22		25			
		Altura h		6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14	9	14		
Para diámetro del eje d1 3)	más de	hasta		38		44		50		58		65		75		85			
				44		50		58		65		75		85		95			
longitud 11 5) 6)	Dif. adm. Macho	Hembra	Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)																
32	-0,3	+0,3	18,1	24,1															
36			20,3	27,1															
40			22,5	30,1	26,4	39,6													
45			25,4	33,9	29,7	44,5	39,6	56,5											
50			28,3	37,7	33,0	49,5	44,0	62,8	49,5	77,7									
56			31,6	42,2	36,9	55,4	49,2	70,3	55,4	87,0	70,3	106							
63			35,5	47,5	41,5	62,3	55,4	79,1	62,3	97,9	79,1	119	98	152					
70			39,6	52,8	46,2	69,2	61,5	88,0	69,2	109	87,9	132	109	169	124	192			
80			45,2	60,3	52,8	79,1	70,3	100	79,1	124	100	151	124	193	141	220			

Figura 144. Características chavetas Opac

La chaveta queda caracterizada por las siguientes dimensiones:

$$\text{Ancho}(b) = 25 \text{ mm}$$

$$\text{Alto}(h) = 14 \text{ mm}$$

$$\text{Largo}(L) = 70 \text{ mm}$$

3.7.5.5.2. Chaveta del tercer engranaje

Las chavetas para el engranaje cilíndrico de dientes helicoidales están suministradas por la empresa Opac. Entre las opciones de material que ofrece la empresa para sus chavetas se selecciona un acero AISI 430.

ACEROS INOXIDABLES FERRITICOS Y MARTENSITICOS

1.4005	X 12 Cr S 13	416	< 0,15	12 - 13
1.4016	X 8 Cr 17	430	< 0,08	15,5 - 17,5
1.4021	X 20 Cr 13	420 A	0,18 - 0,22	12 - 14
1.4028	X 30 Cr 13	420 B	0,25 - 0,35	12 - 14

Figura 145. Extracto de materiales disponibles del catálogo de chavetas Opac

La tensión de fluencia para un acero AISI 430 es:

$$\sigma_{yp} = 480 \text{ MPa}$$

La chaveta no debe ser mayor que el elemento montado cuya longitud es $b = 120 \text{ mm}$, además la chaveta no debe superar 1,5 veces el diámetro del eje siendo este $D = 95 \text{ mm}$ por lo que la longitud de la chaveta debe ser:

$$L \leq 120 \text{ mm}$$

El par torsor máximo en el eje es el par torsor correspondiente al segundo eje de la caja multiplicadora:

$$T = T_2 = 17.816,56 \text{ Nm}$$

De la norma mostrada en la figura 146 se obtiene el ancho y el alto de la chaveta para un diámetro $D = 95 \text{ mm}$:

$$b = 25 \text{ mm}$$

$$h = 14 \text{ mm}$$

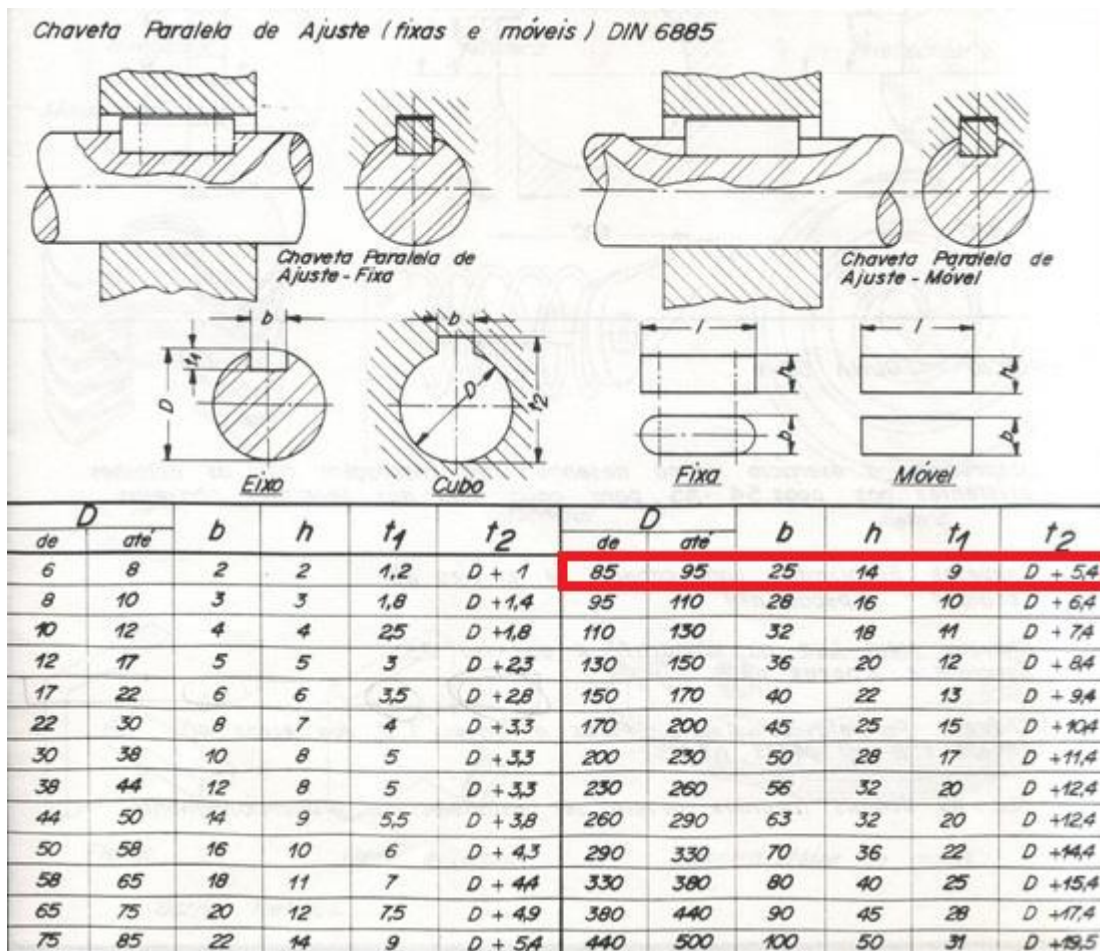


Figura 146. Norma DIN 6885 para chavetas

El coeficiente de seguridad para chavetas se encuentra normalizado por la norma UNE-EN 61400 siendo:

$$C.S = 1,1$$

La fuerza que actúa sobre la chaveta es:

$$F = \frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 17.816,56}{0,095} = 375.085,5 \text{ N}$$

$$\text{Alto}(h) = 14 \text{ mm}$$

$$\text{Largo}(L) = 70 \text{ mm}$$

3.7.6. Cálculo del tercer eje de la caja multiplicadora

Antes de proceder con el dimensionamiento del tercer eje de la caja multiplicadora se van a establecer unos parámetros para el diseño que serán comunes en todo el proceso de dimensionamiento del eje.

El tercer eje de la caja multiplicadora se fabricara en acero AISI 4150 cuyas propiedades mecánicas se muestran en la siguiente figura:

Tratamiento	Rp 0,2	Rm	Dureza		
	MPa	MPa	HB	HRc	HV
Normalizado	725	1070	311		
Recocido	330	690	197		
Recocido y estirado	690	855	269		
Templado al aceite desde 830°C y revenido a 204 °C	1710	2015	578		
Templado al aceite desde 830°C y revenido a 371 °C	1570	1690	495		
Templado al aceite desde 830°C y revenido a 538 °C	1255	1350	401		

Figura 148. Características mecánicas acero AISI 4150

Para un acero AISI 4150 normalizado:

$$\sigma_{yp} = 725 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = 1070 \text{ MPa}$$

Los rodamientos que se van a seleccionar son rodamientos de rodillos cónicos de la empresa Timken, su disposición en el eje es mediante un montaje directo tal como se

muestra en la figura 149.

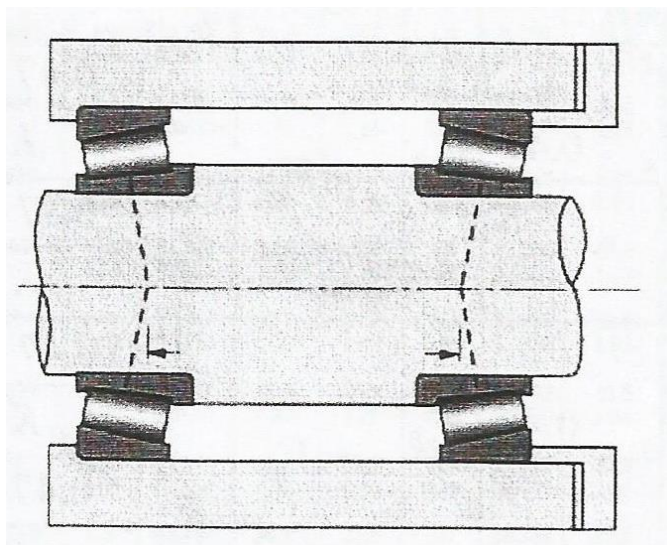


Figura 149. Montaje directo de rodamientos de rodillos cónicos

A continuación se calculan las fuerzas que actúan sobre el segundo eje de la caja multiplicadora.

3.7.6.1. Fuerzas sobre el tercer eje

Los engranajes helicoidales generan en su funcionamiento tres tipos de fuerzas: fuerza tangencial, fuerza radial y fuerza axial. Se procede a calcular las fuerzas generadas por el cuarto engranaje de la caja multiplicadora.

Fuerza tangencial:

$$U = 1.432.400 \cdot \frac{Pot}{n_e \cdot 2 \cdot R}$$

Donde:

$$Pot = 3.919,64 \cdot 1500 \cdot \frac{2\pi}{60} = \frac{615.696 \text{ watios}}{735,5} = 837,1 \text{ C.V}$$

$$n_e = n_3 = 1.500 \text{ r.p.m}$$

$$R = \frac{m_n \cdot Z}{2 \cdot \cos \beta_a} = \frac{6 \cdot 22}{2 \cos 20} = 70,23 \text{ mm}$$

$$U = 1.432.400 \cdot \frac{837,1}{1.500 \cdot 2 \cdot 70,23} = 5.691,12 \text{ kp}$$

Fuerza radial:

$$F_r = U \cdot \frac{\text{tg } \alpha_r}{\cos \beta_a} = 5.691,12 \cdot \frac{\text{tg } 20}{\cos 20} = 2.204,34 \text{ kp}$$

Fuerza axial:

$$F_a = U \cdot \text{tg } \beta_a = 5.691,12 \cdot \text{tg } 20 = 2.071,4 \text{ kp}$$

Una vez calculadas las fuerzas hay que determinar el sentido de la inclinación de los dientes del engranaje, ya que dependiendo de la orientación de estos variará el sentido de las fuerzas.

La posición del cuarto engranaje sobre el tercer eje de la caja multiplicadora es la siguiente:

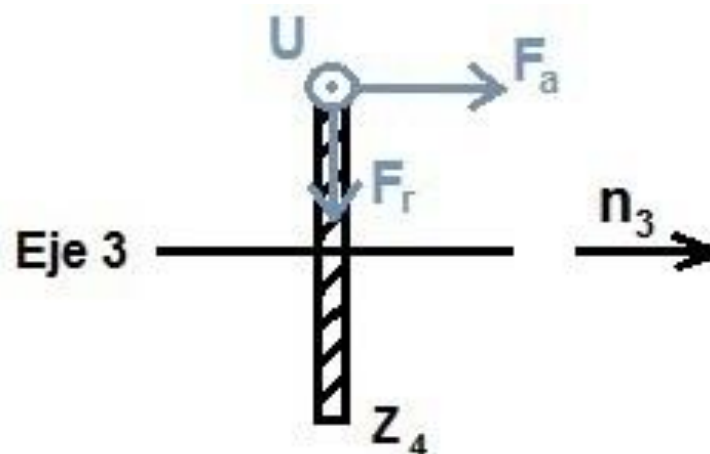


Figura 150. Montaje del cuarto engranaje

Las fuerzas que actúan sobre el engranaje así como las que provienen del eje de alta velocidad se trasladan al eje de estudio quedando la disposición de fuerzas que se muestra

en la figura 151.

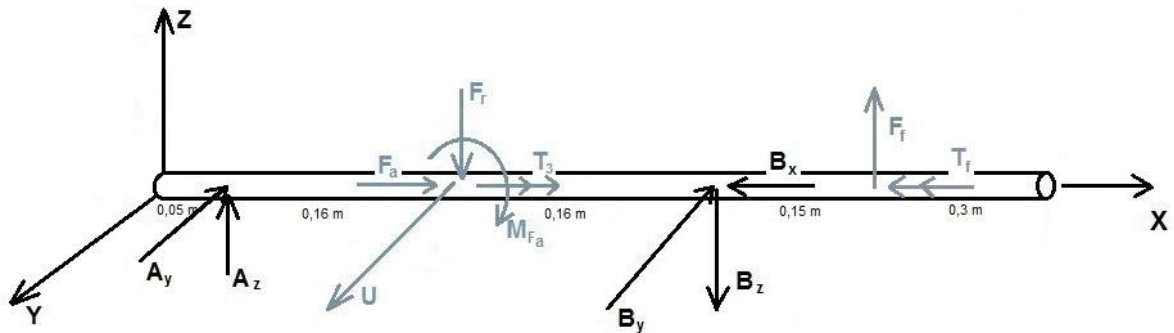


Figura 151. Diagrama de fuerzas sobre el eje

A continuación se procede a realizar un estudio estático del eje para calcular las distintas fuerzas que actúan sobre los apoyos de este, se debe de tener en cuenta el peor estado de cargas sobre el eje, este momento coincidirá con el funcionamiento del freno ya que este va montado sobre el tercer eje de la caja multiplicadora, los valores de las fuerzas actuantes sobre el eje se muestra a continuación:

$$T_3 = 3.919,64 \text{ Nm}$$

$$U = 55829,89 \text{ N}$$

$$F_r = 21624,57 \text{ N}$$

$$F_a = 20.320,4 \text{ N}$$

$$M_{Fa} = F_a \cdot R = 20.320,4 \cdot \frac{70,23}{1.000} = 1.427,1 \text{ Nm}$$

$$F_f = 31.800 \text{ N}$$

$$A_y = B_y = \frac{U}{2} = \frac{55829,89}{2} = 27.914,95 \text{ N}$$

$$A_z = 21.258,6 \text{ N}$$

$$B_x = F_a = 20.320,4 N$$

$$B_z = 31.434,6 N$$

3.7.6.2. Diseño del tercer eje en base a tensiones

Con el fin de realizar un correcto diseño del eje en base a tensiones se debe realizar un estudio estático de este para determinar los esfuerzos que actúan en las distintas secciones. A continuación se muestran los diagramas de momentos flectores y torsores. Como las cargas actúan sobre varios planos, se separan los distintos diagramas para una mejor comprensión.

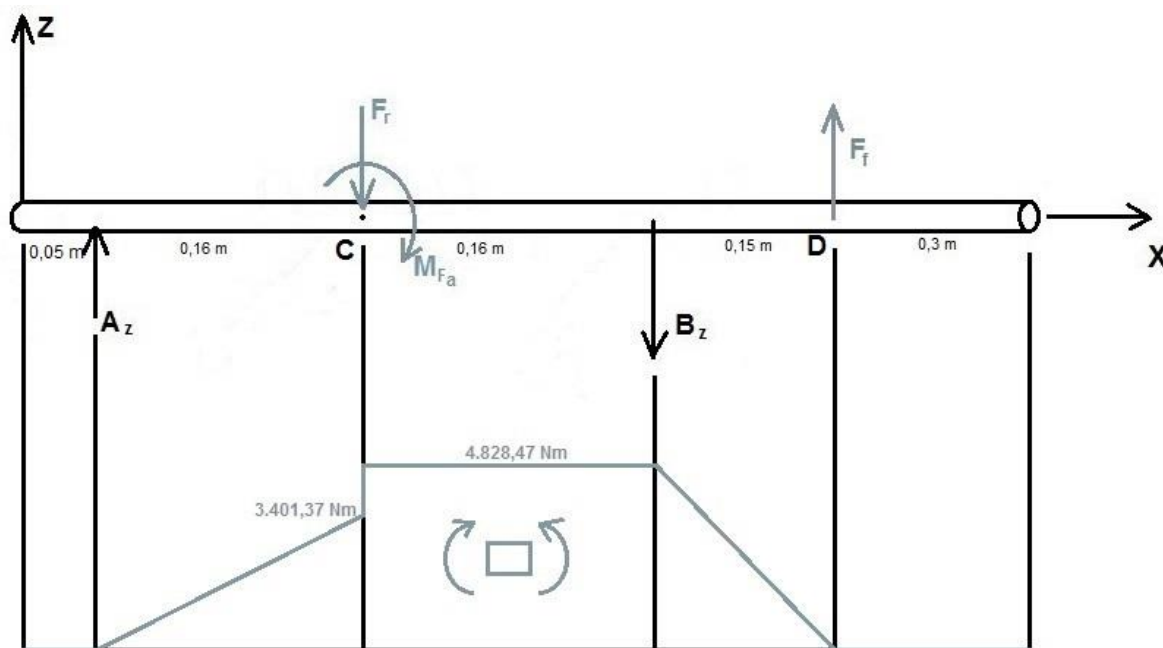


Figura 152. Diagrama de momentos flectores respecto al eje y

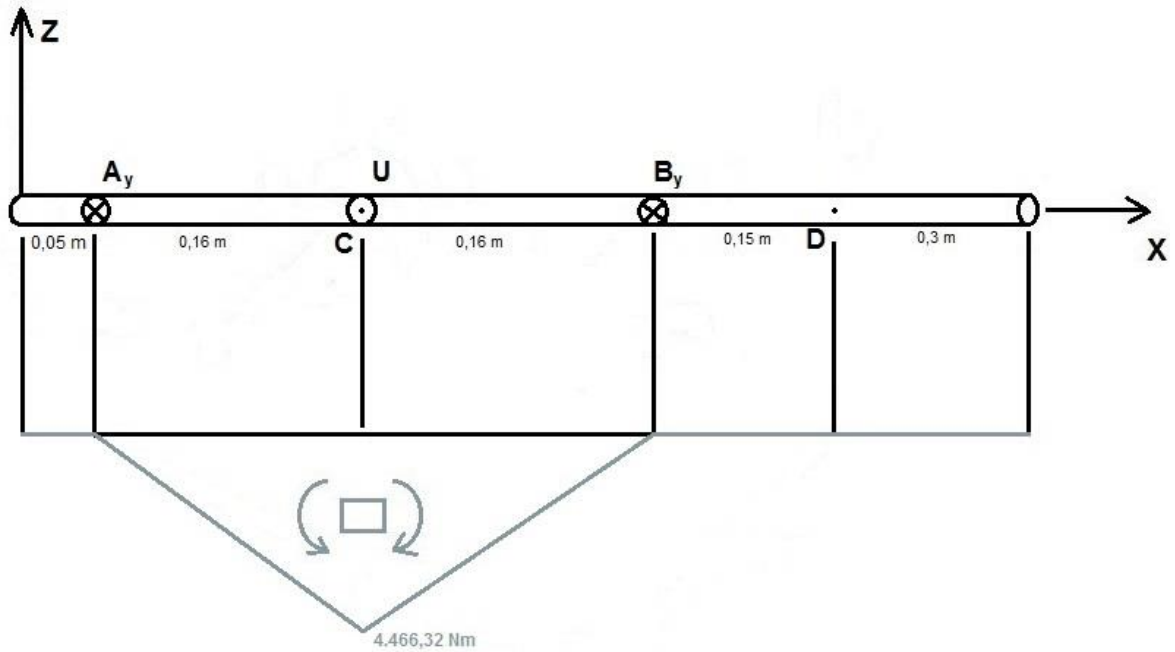


Figura 153. Diagrama de momentos flectores respecto al eje z

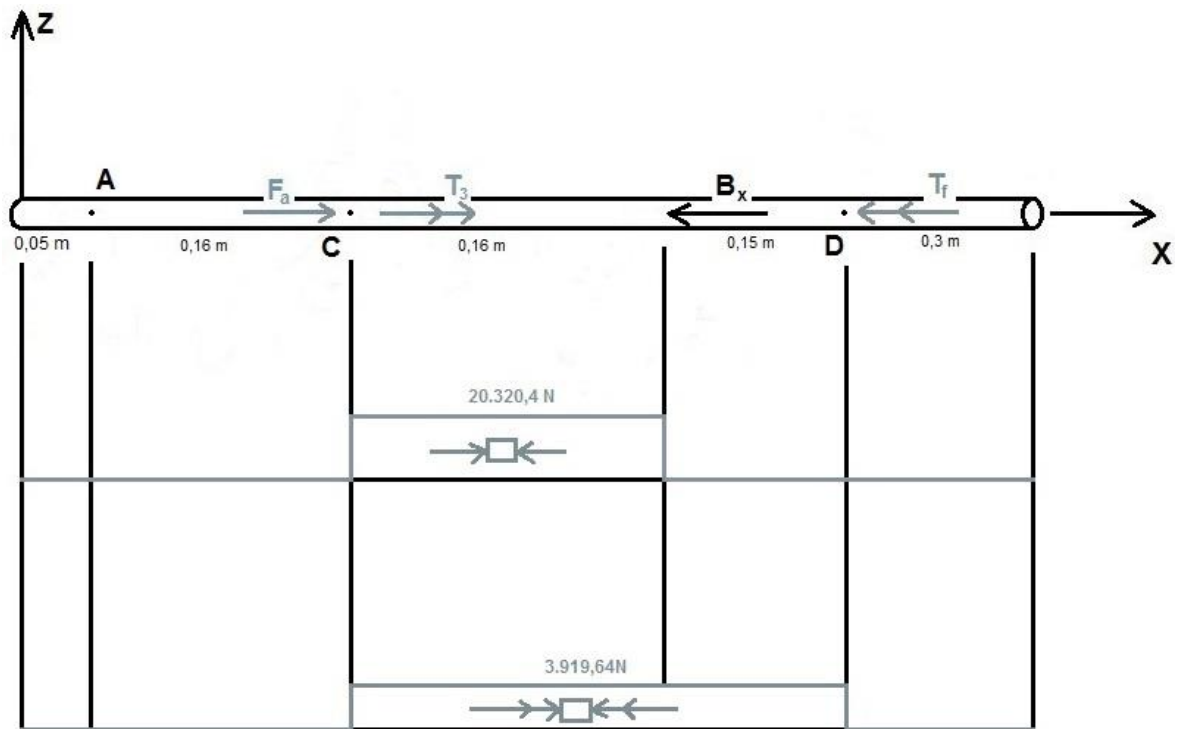


Figura 154. Diagrama de esfuerzo axial y momento torsor

Como los engranajes helicoidales generan una componente axial en su funcionamiento (F_a) para que esta sea trasladada sobre el eje para ser absorbida por los apoyos, el eje debe presentar cambios de sección lo que genera concentración de tensiones. Aunque la sección con concentración de tensiones está ligeramente desplazada del punto

de aplicación de las cargas se toma esta como la sección de estudio debido a que las cargas son superiores en este punto lo que repercute en un análisis más conservador. La sección de estudio es la que coincide con el engranaje por estar sometido a una mayor sollicitación.

Las dimensiones en la sección de estudio son:

$$D = 100 \text{ mm}$$

$$d = 85 \text{ mm}$$

En el eje existen otras secciones susceptibles de la aparición de concentración de tensiones como son en los cambios de sección de los rodamientos, pero son despreciables frente a la sección anteriormente mencionada debido a que los esfuerzos son prácticamente nulos en dichas secciones.

El eje se encuentra sometido a un estado multiaxial de tensiones donde el momento flector actúa en varios planos generando una tensión alterna de valor:

$$M_f = \sqrt{4.828,47^2 + 4.466,32^2} = 6.577,4 \text{ Nm} = 6.577.400 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_r = \frac{M_f \cdot y_{\max}}{I_{LN}} = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 6.577.400}{\pi \cdot 85^3} = 109,1 \text{ MPa}$$

La carga axial genera una tensión media de valor:

$$\sigma_m = \frac{N}{A} = \frac{84.662,3}{\frac{\pi \cdot 85^2}{4}} = 14,9 \text{ MPa}$$

El momento torsor genera una tensión cortante media de valor:

$$\tau_m = \frac{T \cdot d}{2 \cdot J} = \frac{16 \cdot T_3}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 3.919.640}{\pi \cdot 80^3} = 32,5 \text{ MPa}$$

Se debe calcular el eje a fatiga mediante la línea de Soderberg obteniendo las

tensiones estáticas equivalentes por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{eq} = \sigma_m + k_f \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \sigma_r$$

$$\tau_{eq} = \tau_m + k_{fs} \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \tau_r$$

Como el eje no está sometido a todos los esfuerzos que se muestran en las ecuaciones, estas quedan simplificadas en:

$$\sigma_{eq} = \sigma_m + k_f \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \sigma_r$$

$$\tau_{eq} = \tau_m = 32,5MPa$$

El valor de la concentración de tensiones para fatiga (k_f) se calcula a continuación. Primero se obtiene el valor de la concentración de tensiones en la sección para estática (k_t) mediante la figura 155:

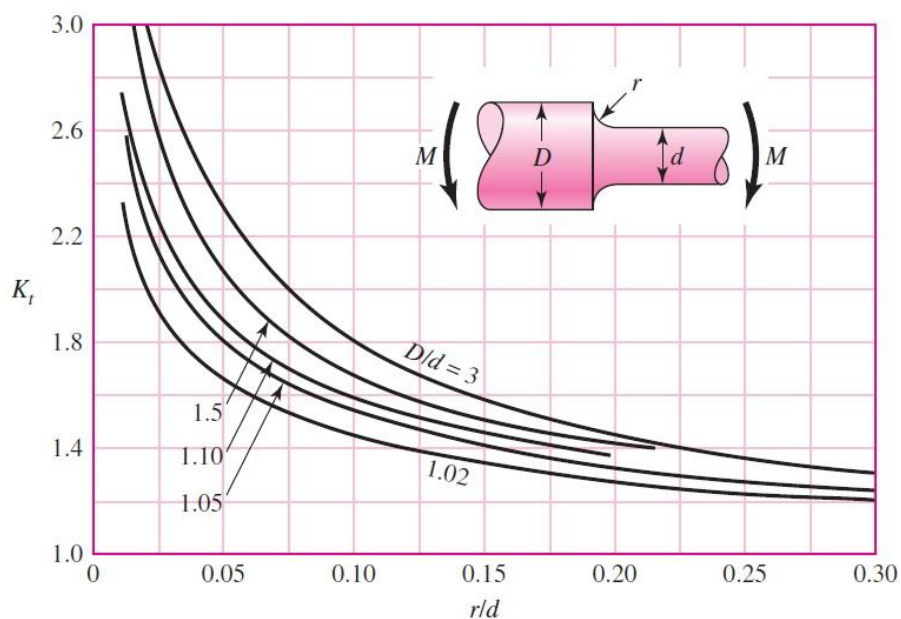


Figura 155. Concentración de tensiones para eje redondo sometido a un momento flector

$$\frac{r}{d} = \frac{10}{85} = 0,118$$

$$\frac{D}{d} = \frac{100}{85} = 1,18$$

$$k_t = 1,47$$

Mediante la dureza Brinell que para un acero AISI 4150 tiene un valor de:

$$HB = 311 \frac{Kg}{mm^2}$$

Y la figura 156 se obtiene el valor de la sensibilidad a la entalla (q).

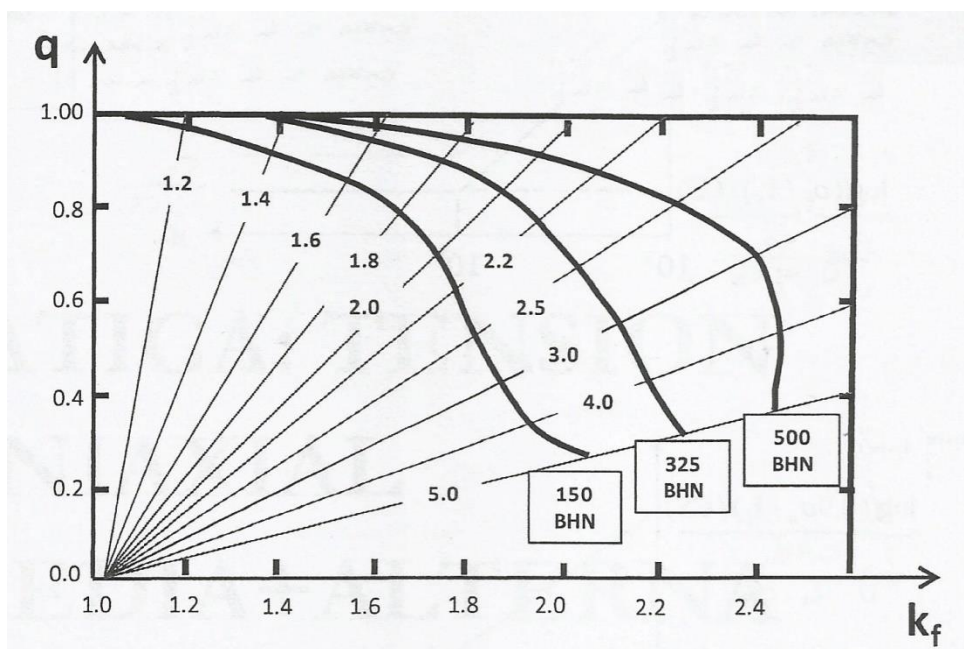


Figura 156. Sensibilidad a la entalla q

$$q = 0,93$$

Por último se obtiene el valor de la concentración de tensiones para fatiga mediante la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0,93 \cdot (1,47 - 1) = 1,43$$

Para calcular el límite de fatiga de la pieza (σ_e) primero se debe calcular el valor para el límite de fatiga a vida infinita de la probeta (σ'_e) mediante ensayos se tiene la siguiente relación:

$$\sigma'_e = 0,5 \cdot \sigma_u \quad \text{si } \sigma_u \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_e = 0,5 \cdot 1070 = 535 \text{ MPa}$$

A continuación se modifica el límite de fatiga de la probeta mediante los coeficientes modificativos:

$$\sigma'_e = (c_s \cdot c_d \cdot c_t) \sigma'_e$$

El coeficiente de acabado superficial (c_s) se obtiene de la figura 157 que para un pulido fino tiene un valor de:

$$c_s = 0,96$$

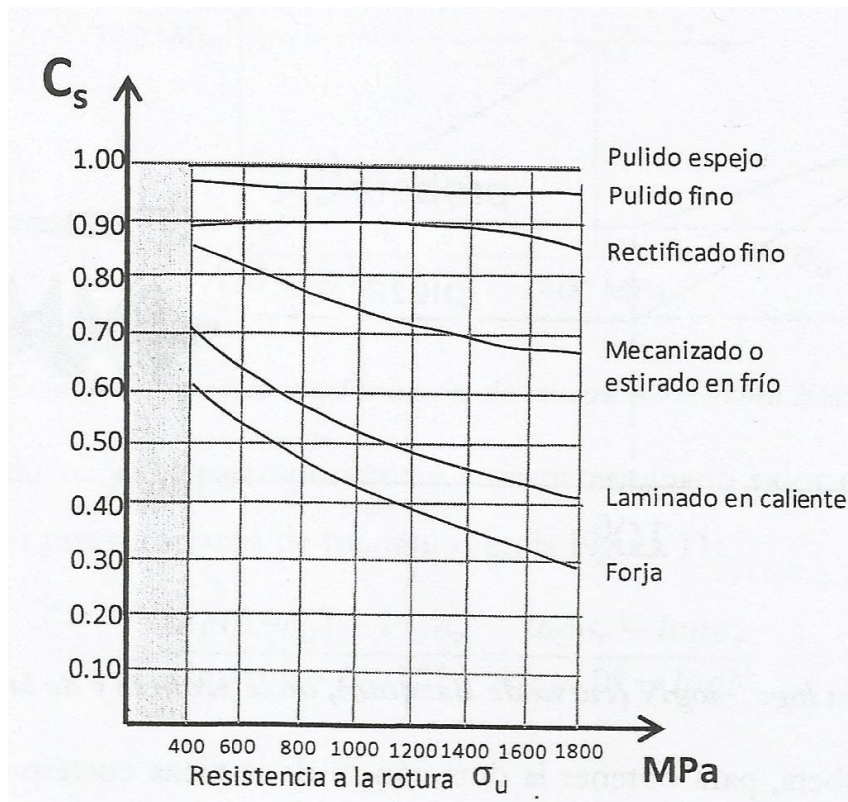


Figura 157. Valores del coeficiente para el acabado superficial

El eje es considerablemente más grande que la probeta del ensayo de fatiga, por lo que el coeficiente de dimensión y geometría es:

$$c_d = 0,7$$

Como el eje trabaja a flexión y torsión el coeficiente de forma de trabajo es:

$$c_t = 0,85$$

Con estos coeficientes el valor del límite de fatiga del eje es:

$$\sigma_e = (0,96 \cdot 0,7 \cdot 0,85) \cdot 535 = 305,6 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en las ecuaciones para obtener las tensiones estáticas equivalentes:

$$\sigma_{e\ eq} = 14,9 + 1,43 \cdot \frac{725}{305,6} \cdot 109,1 = 385 \text{ MPa}$$

$$\tau_{e\ eq} = 32,5 \text{ MPa}$$

Mediante la teoría de fallo de Von Mises se comprueba el valor del coeficiente de seguridad:

$$\sigma_{e\ eq} = \sqrt{\sigma_{e\ eq}^2 + 3\tau_{e\ eq}^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{C.S.}$$

$$\sqrt{385^2 + 3 \cdot 32,5^2} \leq \frac{725}{C.S.}$$

$$C.S. = 1,86$$

El coeficiente de seguridad mínimo para fatiga según la norma UNE-EN 61400 se obtiene de la figura 158:

$$C.S. = 1,25$$

Condición	Caracterización total
Resistencia a fatiga	1,25
Resistencia a limite de rotura	1,1

Figura 158. Coeficientes de seguridad según UNE-EN 61400

Como el coeficiente de seguridad obtenido es superior al marcado por la norma, el eje es válido a tensiones.

3.7.6.3. Diseño del tercer eje en base a deflexiones

El eje se encuentra sometido a estados de carga en dos planos distintos por lo que se procede a determinar las deflexiones y pendientes en ambos planos por separado. Mediante los procedimientos anteriores se obtiene:

Plano xz:

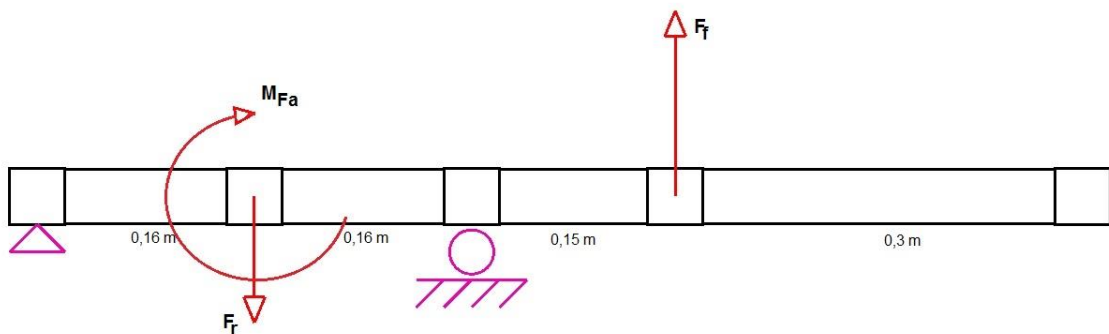


Figura 159. Diagrama de fuerzas en el plano xz

En la figura 159 se muestran las fuerzas y momentos que generan las deflexiones y pendientes en el plano xz cuyo valor es:

$$F_r = 21.624,57 \text{ N}$$

$$F_f = 31.800 \text{ N}$$

$$M_{Fa} = 1.427,1 \text{ Nm}$$

La deflexión en el engranaje es:

$$y_c = 0,0788 \text{ mm} = 0,0031 \text{ pulg}$$

La pendiente en los rodamientos es:

$$\theta_A = 0,0006505 \text{ rad}$$

$$\theta_B = 0,0009514 \text{ rad}$$

Plano xy:

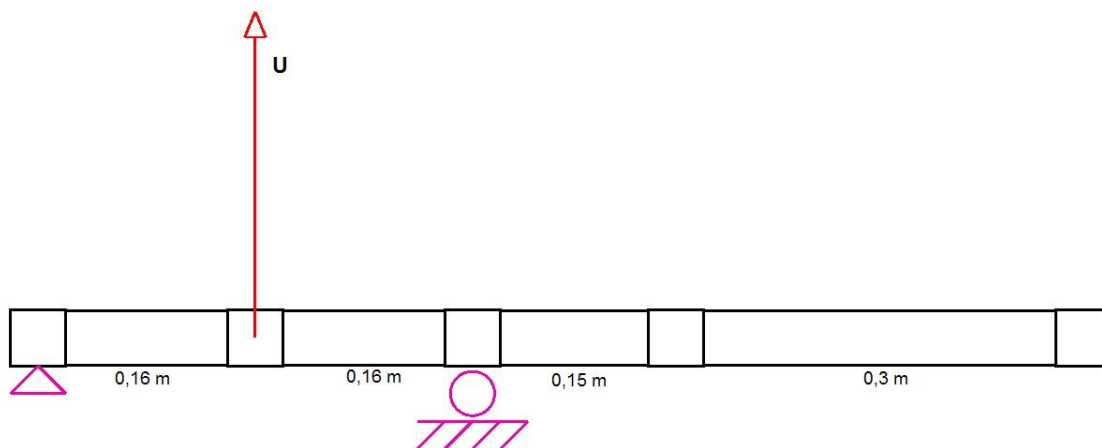


Figura 160. Diagrama de fuerzas en el plano xy

En la figura 160 se muestra la fuerza que genera las deflexiones y pendientes en el plano xy cuyo valor es:

$$U = 55829,89 \text{ N}$$

La deflexión en el engranaje es:

$$y_c = 0,06633 \text{ mm} = 0,00261 \text{ pulg}$$

La pendiente en los rodamientos es:

$$\theta_A = 0,0006218 \text{ rad}$$

$$\theta_B = 0,0006218 \text{ rad}$$

Como las deflexiones y pendientes están en varios planos se debe hacer una suma de vector ortogonal para obtener la resultante, así la deflexión en el engranaje es:

$$y_C = \sqrt{0,0031^2 + 0,00261^2} = 0,00405 \text{ pulg}$$

La deflexión obtenida en el engranaje $y_C = 0,00405 \text{ pulg}$ se debe de comparar con la deflexión máxima admisible en engranajes cilíndricos que se obtiene de la figura 161.

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE (θ_{\max})
Rodamiento de rodillos cónicos	0.0005-0.0012 rad
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0.0008-0.0012 rad
Rodamiento de bolas de ranura profunda	0.001-0.003 rad
Rodamiento de bolas de contacto angular	0.026-0.052 rad
Engranaje cilíndrico recto	0.026-0.052 rad
	FLECHA MAXIMA ADMISIBLE (y_{\max})
Engranaje cilíndrico	0.01 pulg

Figura 161. Valores admisibles para pendientes y deflexiones en ejes

Como la deflexión en el eje es menor a la admisible para el correcto funcionamiento del engranaje el eje es válido.

La pendiente en el rodamiento izquierdo es:

$$\theta_A = \sqrt{0,0006505^2 + 0,0006218^2} = 0,000899 \text{ rad}$$

Y la pendiente en el rodamiento derecho es:

$$\theta_B = \sqrt{0,0009514^2 + 0,0006218^2} = 0,00113 \text{ rad}$$

La mayor pendiente se da en el rodamiento derecho $\theta_B = 0,00113 \text{ rad}$, se debe de comparar con la pendiente máxima admisible en rodamientos de rodillos cónicos que se obtiene de la figura 161. Como la pendiente del eje para rodamientos de rodillos cónicos se encuentra en los límites recomendables, el eje es válido.

3.7.6.4. Selección de los rodamientos del tercer eje

Los rodamientos del segundo eje de la caja multiplicadora son rodamientos de rodillos cónicos dispuestos en el eje mediante montaje directo como ya se especificó.

Sobre estos actúan cargas en varios planos tal y como se muestra en la figura 162.

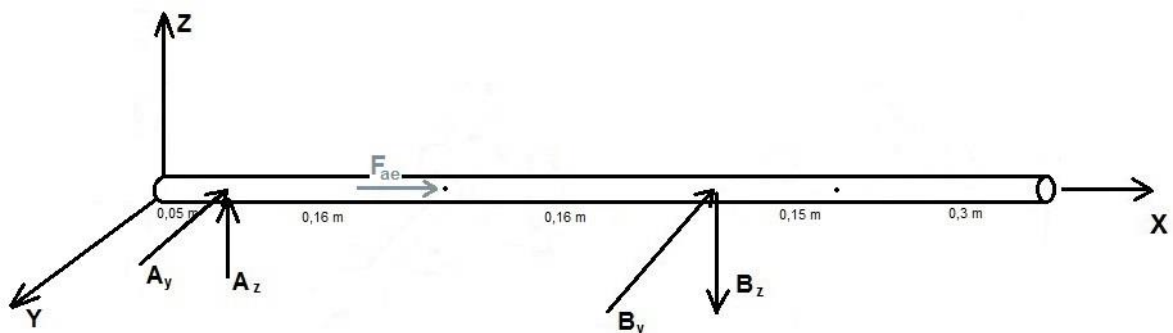


Figura 162. Cargas sobre los rodamientos de rodillos cónicos

Cuyo valor es:

$$F_{ae} = 20.320,4 \text{ N}$$

$$A_y = 27.914,95 \text{ N}$$

$$A_z = 21.258,6 \text{ N}$$

$$B_y = 27.914,95 \text{ N}$$

$$B_z = 31.434,6 \text{ N}$$

Las fuerzas axial y radial que actúan sobre los rodamientos serán las resultantes de ambos planos divididas entre dos ya que se colocarán dos rodamientos por apoyo, el valor de las cargas en los rodamientos es:

$$F_{ae} = \frac{20.320,4}{2} = 10.160,2 \text{ N}$$

$$F_{rA} = \sqrt{27.914,95^2 + 21.258,6^2} = \frac{35.088}{2} = 17.544 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{27.914,95^2 + 31.434,6^2} = \frac{42.040,2}{2} = 21.020,1 \text{ N}$$

Según la norma UNE-EN 61400 un aerogenerador debe tener una vida útil de 20 años, como su funcionamiento a pleno rendimiento es de 2.500 horas al año y para las revoluciones del segundo eje de la caja multiplicadora $n = 1.500 \text{ r.p.m.}$ se tiene una vida útil para los rodamientos de:

$$L = 20 \text{ años} \cdot \frac{2.500 \text{ horas}}{\text{año}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} \cdot \frac{1.500 \text{ rev}}{\text{min}} = 4.500 \text{ millones de revoluciones}$$

La vida (L_{10}) con una fiabilidad del 90% para cada rodamiento ($R = 0,9$) se obtiene en el caso de rodamientos de rodillos cónicos con la siguiente ecuación:

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1,5}} = \frac{4.500}{4,48 \left[\ln \left(\frac{1}{0,9} \right) \right]^{1,5}} = 4.502,7 \text{ millones de revoluciones}$$

A continuación se procede a calcular la carga radial equivalente en los rodamientos de rodillos cónicos:

Condición de empuje:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot 17.544}{1,5} = 5.497,1 N$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - m F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 21.020,1}{1,5} - (1)(10.160,2) = -3.573,9 N$$

Carga de empuje:

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot 17.544}{1,5} = 5.497,1 N$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} + m F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 17.544}{1,5} + (1)(10.160,2) = 15.657,3 N$$

Carga dinámica radial equivalente:

$$P_A = F_{rA} = 17.544 N$$

$$P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + K_B \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 21.020,1 + 1,5 \cdot 15.657,3 = 31.894 N$$

Capacidad dinámica de carga:

$$C_A = P_A \cdot \left(\frac{L_{10}}{90} \right)^{\frac{1}{a}} = 17.544 \cdot \left(\frac{4.502,7}{90} \right)^{\frac{3}{10}} = 56.741,1 N$$

$$C_B = P_B \cdot \left(\frac{L_{10}}{90} \right)^{\frac{1}{a}} = 31.894 \cdot \left(\frac{4.502,7}{90} \right)^{\frac{3}{10}} = 103.152,11 N$$

Con la capacidad dinámica de carga se selecciona el rodamiento de rodillos cónicos del catálogo de la empresa Timken, cuyas características se muestran en la figura 163 y

que cumple con la capacidad dinámica de carga.

$$d = 80 \text{ mm}$$

$$C = 120.000 \text{ N}$$

$$K = 0,67$$

Bearing Dimensions			Load Ratings							Part Number		
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾			Dynamic ⁽³⁾		Factors ⁽²⁾		Static C ₀	Inner	Outer
			C ₁	e	Y	C ₉₀	C _{a90}	K				
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf			N lbf		
80.000 3.1496	130.000 5.1181	35.000 1.3780	235000 52900	0.39	1.54	61000 13700	40600 9120	1.50		283000 63500	JM515649	JM515610
80.000 3.1496	150.000 5.9055	44.455 1.7502	318000 71400	0.33	1.84	82400 18500	45900 10300	1.80		417000 93800	748	743
80.000 3.1496	150.089 5.9090	44.450 1.7500	318000 71400	0.33	1.84	82400 18500	45900 10300	1.80		417000 93800	748	742
80.000 3.1496	160.000 6.2992	45.000 1.7717	313000 70300	0.87	0.69	81100 18200	120000 27000	0.67		339000 76100	JW8049	JW8010
80.000 3.1496	200.000 7.8740	108.268 2.0772	482000 108000	0.63	0.95	125000 28100	135000 30400	0.92		519000 117000	98316	98788
80.962 3.1875	133.350 5.2500	30.162 1.1875	154000 34700	0.44	1.35	40000 9000	30500 6850	1.31		216000 48600	496	492A

Figura 163. Extracto del catálogo de rodamientos de rodillos cónicos de la empresa Timken

Ambos rodamientos serán del mismo tipo. A continuación se procede a comprobar la viabilidad de los rodamientos seleccionados:

Condición de empuje:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot 17.544}{0,67} = 12.307 \text{ N}$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - m F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 21.020,1}{0,67} - (1)(10.160,2) = -4.585,2 \text{ N}$$

Carga de empuje:

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot 17.544}{0,67} = 12.307 \text{ N}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} + m F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 17.544}{0,67} + (1)(10.160,2) = 22.467,1 \text{ N}$$

Carga dinámica radial equivalente:

$$P_A = F_{rA} = 17.544 \text{ N}$$

$$P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + K_B \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 21.020,1 + 0,67 \cdot 22.467,1 = 23.461 \text{ N}$$

Capacidad dinámica de carga:

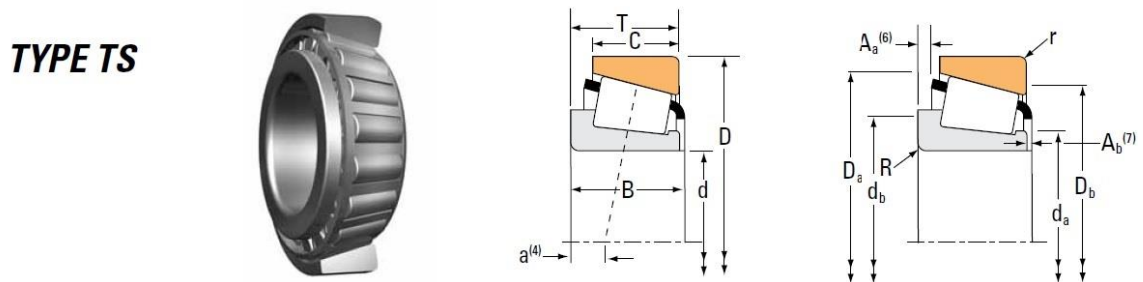
$$C_A = P_A \cdot \left(\frac{L_{10}}{90}\right)^{\frac{1}{a}} = 17.544 \cdot \left(\frac{4.502,7}{90}\right)^{\frac{3}{10}} = 56.741,1 \text{ N}$$

$$C_B = P_B \cdot \left(\frac{L_{10}}{90}\right)^{\frac{1}{a}} = 23.461 \cdot \left(\frac{4.502,7}{90}\right)^{\frac{3}{10}} = 75.877,9 \text{ N}$$

La capacidad dinámica mayor se da en el rodamiento B y es inferior a la que puede soportar el rodamiento, por lo que el rodamiento seleccionado es válido.

$$C_A = 75.877,9 \text{ N} < C = 120.000 \text{ N}$$

En la siguiente figura se muestran las características geométricas del rodamiento de rodillos cónicos seleccionado.



Bearing Dimensions											Geometry Factors			Bearing Weight
Width B	Width C	Eff. Ctr. a(4)	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂	C _g	
			Max Shaft Fillet Radius R(5)	Backing Shoulder Dia. da	Db	Max Housing Fillet Radius r(5)	Backing Shoulder Dia. Da	Db	Aa(6)	Ab(7)				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.				kg lbs.
41.000 1.6142	31.000 1.2205	9.7 0.38	3.0 0.12	93.0 3.67	108.0 4.25	3.0 0.12	152.0 5.98	134.0 5.28	7.0 0.27	4.8 0.19	117.3	27.2	0.1094	4.04 8.90

Figura 164. Características geométricas del rodamiento

La designación del rodamiento por parte de la empresa Timken es:

Inner : JW8049

Outer : JW8010

A continuación se selecciona el anillo de seguridad de la empresa Otia, entre los disponibles en su catálogo se elige un anillo de seguridad DIN 471.

Con el diámetro del eje $d = 80\text{ mm}$ se accede al catálogo, las características geométricas del anillo de seguridad se muestran en la siguiente figura:



Figura 165. Características geométricas del anillo de seguridad

El diámetro interior que se debe mecanizar en el eje es $d2 = 76,5\text{ mm}$, el espesor del anillo es $m = 2,65\text{ mm}$ y se debe dejar un espesor mínimo junto a la entalla de $n = 5,3\text{ mm}$.

3.7.6.5. Acoplamiento de la salida de la caja multiplicadora

El acoplamiento seleccionado para transmitir el par de giro entre el tercer eje de la caja multiplicadora y el alternador, es un acoplamiento flexible de láminas Lamidisc proporcionado por la empresa Jaure.



Figura 166. Acoplamiento de láminas Lamidisc

Se selecciona este tipo de acoplamiento ya que no necesita lubricación y el mantenimiento es mínimo. Permite su inspección sin necesidad de ser desmontado así como comprobar la desalineación de las máquinas observando la condición de las láminas. Además sus partes no son susceptibles a la rotura por desgaste y tiene una alta resistencia a ambientes abrasivos.

Para seleccionar el acoplamiento, Jaure indica en su catálogo los siguientes pasos a seguir:

1.- Lo primero que hay que seleccionar es la configuración del acoplamiento. Entre los distintos tipos de configuración de acoplamientos de láminas se utilizará la configuración SX-8.

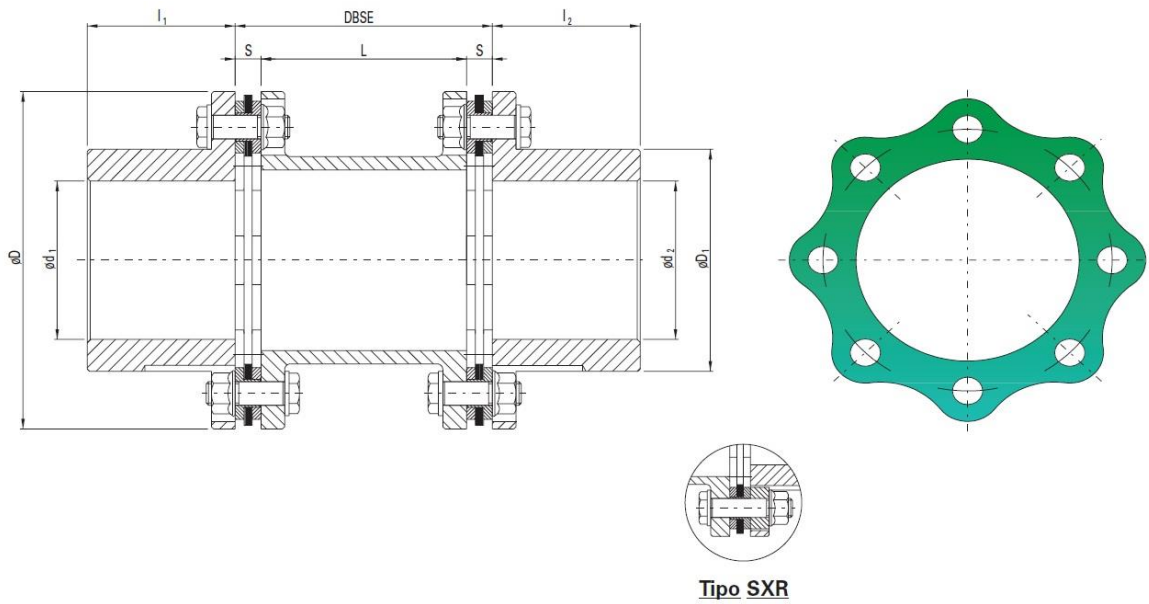


Figura 167. Acoplamiento Lamidisc SX-8

2.- El siguiente paso es seleccionar el factor de servicio de la máquina accionada o conducida SF_A de la figura 168.

GENERADORES	
Carga uniforme	1.0
Convertidores de frecuencia	1.5
Convertidores para soldadura	2.0

Figura 168. Factor de servicio de la máquina accionada

Al tratarse de un generador eólico con control activo se puede considerar que la carga es prácticamente uniforme, por lo que el factor de servicio es:

$$SF_A = 1$$

3.- Seleccionar el factor de servicio de la máquina motriz o conductora SF_D de la siguiente figura.

Equipo motriz	SF _D
Multi-cilindro	
8 o más	0.5
6	1.0
4 o 5	1.5
menos de 4	Consultar a Jaure
Motores con velocidad variable	0.8
Motores eléctricos ¹ y turbinas	0

Figura 169. Factor de servicio de la máquina motriz

Se selecciona un factor de servicio para turbinas.

$$SF_D = 0$$

4.- Los dos factores de servicio se deben sumar obteniéndose el factor de servicio combinado SF.

$$SF = SF_A + SF_D = 1 + 0 = 1$$

5.-Se calcula el par mínimo, que viene dado por la fórmula:

$$PAR(Nm) = \frac{9550 \cdot Potencia\ nominal\ (kW) \cdot SF}{n(r.p.m.)}$$

Se tiene que seleccionar un acoplamiento con una capacidad de transmisión de par superior a la calculada, por lo que la fórmula se aplica para el punto de funcionamiento donde el par de la máquina eólica sea máximo, en este caso de estudio para la velocidad nominal de viento donde la potencia nominal y las revoluciones son:

$$Potencia\ nominal = 500\ kW$$

$$n = 1.500\ r.p.m.$$

Por lo que el par mínimo es:

$$Par = \frac{9550 \cdot 500KW \cdot 1}{1.500} = 3.183,3 Nm$$

El par debe compararse con el que proporciona la caja multiplicadora y seleccionar el mayor de ambos, como el par máximo desarrollado por el rotor es:

$$T_3 = 3.919,64 Nm > 3.183,3 Nm$$

Se toma como referencia este último.

El acoplamiento que cumple con las características de diseño es el designado por la empresa Jaure como *SX-278-8* con un par nominal de $20.000 Nm$ de valor superior al calculado. Las características del acoplamiento se muestran en la siguiente figura.

Tipo de Acoplamiento SX Tamaño	PAR NOMINAL Nm.	PAR DE PICO Nm.	MAX. 1) VELOCIDAD SIN EQUILIBRADO r.p.m.	MAX. 2) VELOCIDAD EQUILIBRADO r.p.m.	DIMENSIONES (mm.)							5) Inercia J kgm ²	5) Peso kg.	6) Desalin. Axial ±ΔKa mm.	6) Desalin. Angular ±ΔKw deg.
					d1-d2 3) máx.	D	D1	l ₁ -l ₂	DBSE min 4)	L min.	S				
278-8	20000	40000	2800	7000	131	278	183	125	218	175.6	21.2	0.573	59	3.7	0.5°
302-8	30000	60000	2560	6400	145	302	201	135	234	185.2	24.4	0.878	77	4.0	
325-8	37000	74000	2400	6000	156	325	219	145	254	202.0	26.0	1.199	92	4.3	
345-8	46000	92000	2200	5500	165	345	230	155	270	213.6	28.2	1.660	112	4.6	

Figura 170. Características del acoplamiento

Se debe comprobar durante el montaje que la desalineación del acoplamiento no exceda la máxima permitida tal y como se muestra en la figura 171 que para este tipo de acoplamiento es de $0,5^\circ$.

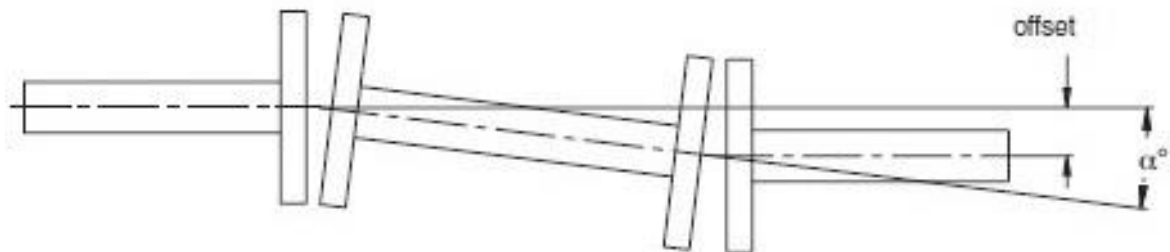


Figura 171. Desalineación de montaje

3.7.6.6. Selección de las chavetas del tercer eje

Sobre el tercer eje de la caja multiplicadora se va a montar el cuarto engranaje cilíndrico de dientes helicoidales, el disco de freno y el acoplamiento con la caja multiplicadora con el alternador. Se procede a calcular las chavetas necesarias para dichos elementos.

3.7.6.6.1. Chaveta del cuarto engranaje

Las chavetas para el engranaje cilíndrico de dientes helicoidales están suministradas por la empresa Opac. Entre las opciones de material que ofrece la empresa para sus chavetas se selecciona un acero AISI 430.

ACEROS INOXIDABLES FERRITICOS Y MARTENSITICOS				
1.4005	X 12 Cr S 13	416	< 0,15	12 - 13
1.4016	X 8 Cr 17	430	< 0,08	15,5 - 17,5
1.4021	X 20 Cr 13	420 A	0,18 - 0,22	12 - 14
1.4028	X 30 Cr 13	420 B	0,25 - 0,35	12 - 14

Figura 172. Extracto de materiales disponibles del catálogo de chavetas Opac

La tensión de fluencia para un acero AISI 430 es:

$$\sigma_{yp} = 480 \text{ MPa}$$

La chaveta no debe ser mayor que el elemento montado cuya longitud es $b = 120 \text{ mm}$, además la chaveta no debe superar 1,5 veces el diámetro del eje siendo este $D = 85 \text{ mm}$ por lo que la longitud de la chaveta debe ser:

$$L \leq 120 \text{ mm}$$

El par torsor máximo en el eje es el par torsor correspondiente al tercer eje de la caja multiplicadora:

$$T = T_3 = 3.919,64 \text{ Nm}$$

De la norma mostrada en la figura 173 se obtiene el ancho y el alto de la chaveta para un diámetro $D = 80 \text{ mm}$:

$$b = 22 \text{ mm}$$

$$h = 14 \text{ mm}$$

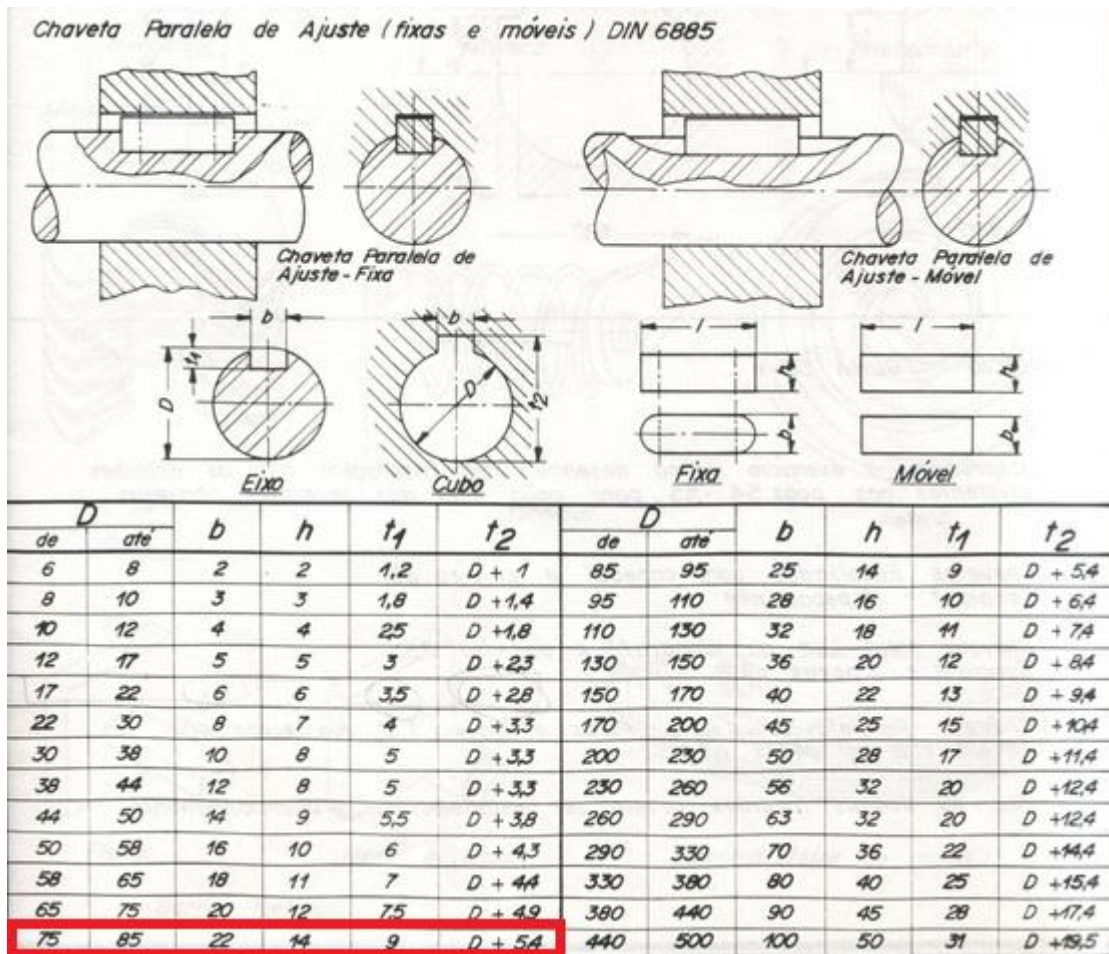


Figura 173. Norma DIN 6885 para chavetas

El coeficiente de seguridad para chavetas se encuentra normalizado por la norma UNE-EN 61400 siendo:

$$C.S = 1,1$$

La fuerza que actúa sobre la chaveta es:

$$F = \frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 3.919,64}{0,085} = 92.226,8 \text{ N}$$

Para dimensionar la chaveta se debe comprobar a cortante:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{C.S} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot C.S}$$

$$\frac{92.226,8}{22 \cdot L} \leq \frac{480}{2 \cdot 1,1} \rightarrow L \geq 19,21 \text{ mm}$$

Y a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{C.S}$$

$$\frac{97.991}{14 \cdot L/2} \leq \frac{480}{1,1} \rightarrow L \geq 30,19 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta queda limitada a aplastamiento en una longitud mínima de 30,19 mm siendo inferior a la máxima longitud permitida de 120 mm, se colocarán en el eje una chaveta. Las dimensiones de la chaveta de la empresa Opac que cumple con las condiciones de diseño se muestra a continuación:

La tensión de fluencia para un acero AISI 430 es:

$$\sigma_{yp} = 480 \text{ MPa}$$

La chaveta no debe ser mayor que el elemento montado cuya longitud es $b = 20 \text{ mm}$, además la chaveta no debe superar 1,5 veces el diámetro del eje siendo este $D = 80 \text{ mm}$ por lo que la longitud de la chaveta debe ser:

$$L \leq 20 \text{ mm}$$

El par torsor máximo en el eje es el par torsor correspondiente al tercer eje de la caja multiplicadora:

$$T = T_3 = 3.919,64 \text{ Nm}$$

De la norma mostrada en la figura 176 se obtiene el ancho y el alto de la chaveta para un diámetro $D = 80 \text{ mm}$:

$$b = 22 \text{ mm}$$

$$h = 14 \text{ mm}$$

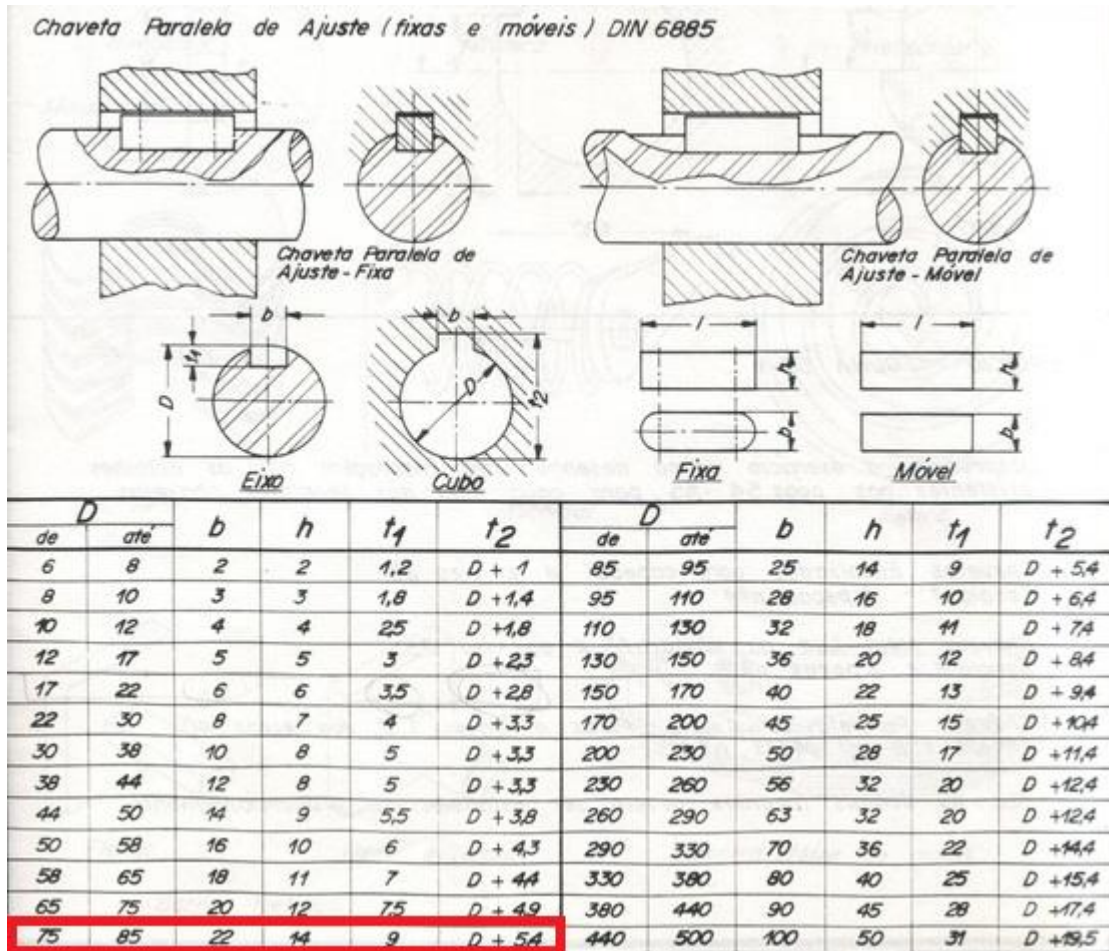


Figura 176. Norma DIN 6885 para chavetas

El coeficiente de seguridad para chavetas se encuentra normalizado por la norma UNE-EN 61400 siendo:

$$C.S = 1,1$$

La fuerza que actúa sobre la chaveta es:

$$F = \frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 3.919,64}{0,08} = 97.991 \text{ N}$$

Para dimensionar la chaveta se debe comprobar a cortante:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{C.S} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot C.S}$$

$$\frac{97.991}{22 \cdot L} \leq \frac{480}{2 \cdot 1,1} \rightarrow L \geq 20,41 \text{ mm}$$

Y a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L / 2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{C.S}$$

$$\frac{97.991}{14 \cdot L / 2} \leq \frac{480}{1,1} \rightarrow L \geq 32,08 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta queda limitada a aplastamiento en una longitud mínima de 32,08 mm siendo superior a la máxima longitud permitida de 20 mm, se colocarán en el eje dos chavetas. Las dimensiones de la chaveta de la empresa Opac que cumple con las condiciones de diseño se muestra a continuación:

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)	Anchura b		14		16		18		20		22		25		
	Altura h		6	9	7	10	7	11	8	12	9	14	9	14	
Para diámetro del eje d1 3)	más de		44		50		58		65		75		85		
	hasta		50		58		65		75		85		95		
longitud l1 5) 6)	Dif. adm. Macho Hembra		Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)												
6	-0,2	+0,2													
8															
10															
12															
14															
16															
18															
20															
22															
25															
28															

Figura 177. Características chavetas Opac

La chaveta queda caracterizada por las siguientes dimensiones:

$$\text{Ancho}(b) = 22 \text{ mm}$$

$$\text{Alto}(h) = 14 \text{ mm}$$

$$Largo(L) = 18\text{ mm}$$

3.7.6.6.3. Chaveta del acoplamiento

Las chavetas para el acoplamiento están suministradas por la empresa Opac. Entre las opciones de material que ofrece la empresa para sus chavetas se selecciona un acero AISI 430.

ACEROS INOXIDABLES FERRITICOS Y MARTENSITICOS

1.4005	X 12 Cr S 13	416	< 0,15	12 - 13
1.4016	X 8 Cr 17	430	< 0,08	15,5 - 17,5
1.4021	X 20 Cr 13	420 A	0,18 - 0,22	12 - 14
1.4028	X 30 Cr 13	420 B	0,25 - 0,35	12 - 14

Figura 178. Extracto de materiales disponibles del catálogo de chavetas Opac

La tensión de fluencia para un acero AISI 430 es:

$$\sigma_{yp} = 480\text{ MPa}$$

La chaveta no debe ser mayor que el elemento montado cuya longitud es $b = 125\text{ mm}$, además la chaveta no debe superar 1,5 veces el diámetro del eje siendo este $D = 80\text{ mm}$ por lo que la longitud de la chaveta debe ser:

$$L \leq 120\text{ mm}$$

El par torsor máximo en el eje es el par torsor correspondiente al tercer eje de la caja multiplicadora:

$$T = T_3 = 3.919,64\text{ Nm}$$

De la norma mostrada en la figura 179 se obtiene el ancho y el alto de la chaveta para un diámetro $D = 80\text{ mm}$:

$$b = 22 \text{ mm}$$

$$h = 14 \text{ mm}$$

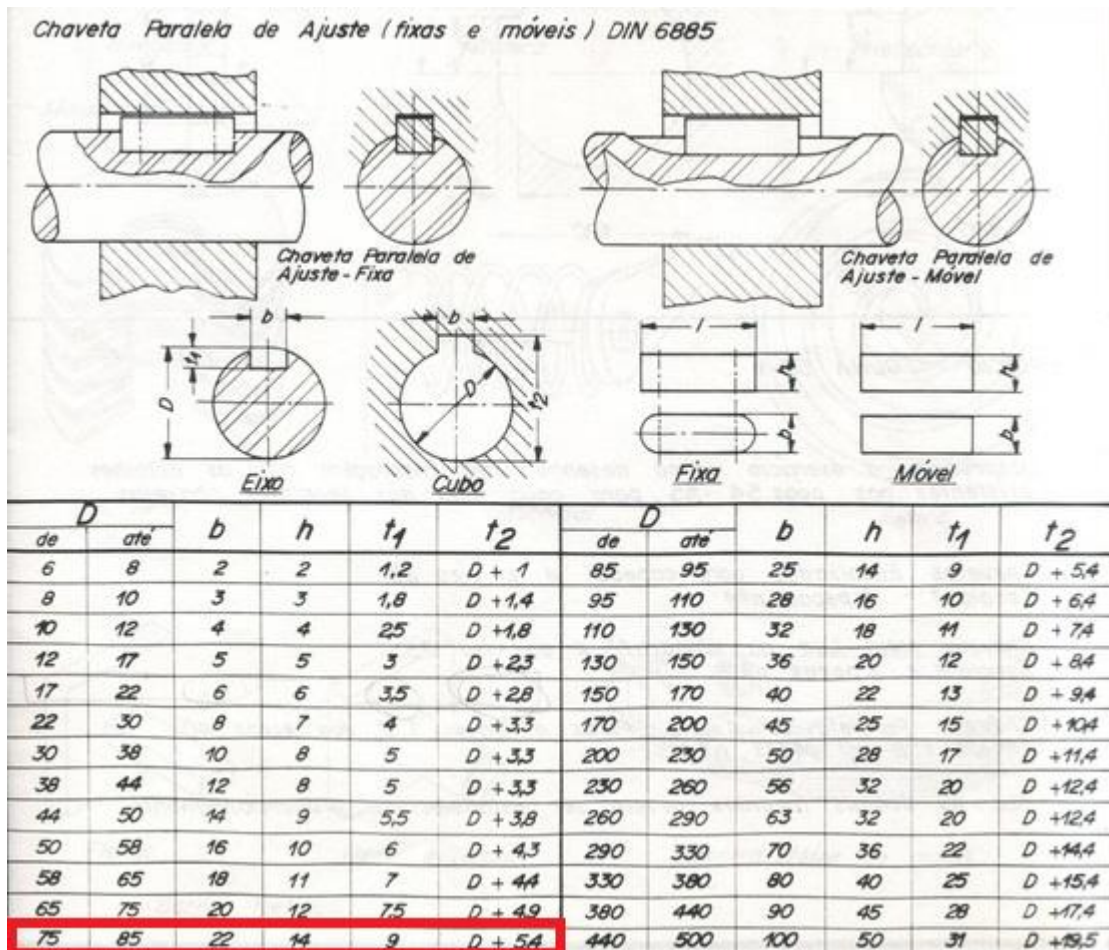


Figura 179. Norma DIN 6885 para chavetas

El coeficiente de seguridad para chavetas se encuentra normalizado por la norma UNE-EN 61400 siendo:

$$C.S = 1,1$$

La fuerza que actúa sobre la chaveta es:

$$F = \frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 3.919,64}{0,08} = 97.991 \text{ N}$$

Para dimensionar la chaveta se debe comprobar a cortante:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{C.S} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot C.S}$$

$$\frac{97.991}{22 \cdot L} \leq \frac{480}{2 \cdot 1,1} \rightarrow L \geq 20,41 \text{ mm}$$

Y a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{C.S}$$

$$\frac{97.991}{14 \cdot L/2} \leq \frac{480}{1,1} \rightarrow L \geq 32,08 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta queda limitada a aplastamiento en una longitud mínima de 32,08 mm siendo inferior a la máxima longitud permitida de 120 mm, se colocará en el eje una chaveta. Las dimensiones de la chaveta de la empresa Opac que cumple con las condiciones de diseño se muestra a continuación:

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)	Anchura b		10		12		14		16		18		20		22		25			
	Altura h		6	8	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14	9	14		
Para diámetro del eje d1 3)	más de		30		38		44		50		58		65		75		85			
	hasta		38		44		50		58		65		75		85		95			
longitud l1 5) 6)	Dif. adm. Macho Hembra		Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)																	
32	-0,3	+0,3	15,1	20,1	18,1	24,1														
36			17,0	22,6	20,3	27,1														
40			18,8	25,1	22,5	30,1	26,4	39,6												
45			21,2	28,3	25,4	33,9	29,7	44,5	39,6	56,5										
50			23,6	31,4	28,3	37,7	33,0	49,5	44,0	62,8	49,5	77,7								
56			26,4	35,2	31,6	42,2	36,9	55,4	49,2	70,3	55,4	87,0	70,3	106						
63			29,7	39,6	35,5	47,5	41,5	62,3	55,4	79,1	62,3	97,9	79,1	119	98	152				
70			33,0	44,0	39,6	52,8	46,2	69,2	61,5	88,0	69,2	109	87,9	132	109	169	124	192		
80			37,7	50,2	45,2	60,3	52,8	79,1	70,3	100	79,1	124	100	151	124	193	141	220		

Figura 180. Características chavetas Opac

La chaveta queda caracterizada por las siguientes dimensiones:

$$\text{Ancho}(b) = 22 \text{ mm}$$

$$\text{Alto}(h) = 14 \text{ mm}$$

$$\text{Largo}(L) = 36 \text{ mm}$$

3.8. SISTEMA DE FRENO

El sistema de freno mecánico sirve de ayuda al freno aerodinámico o como freno de estacionamiento mientras se realizan funciones de mantenimiento.

El freno mecánico se colocara a la salida de la caja multiplicadora sobre el tercer eje de esta. Es en este punto donde se produce el menor par torsor lo que repercute en un sistema de frenado de menores dimensiones.

3.8.1. Selección de la pinza de freno

El freno esta suministrado por la empresa Svendborg Brakes, de entre los frenos que dispone en su catálogo se selecciona un freno hidráulico de la denominación BSFI.

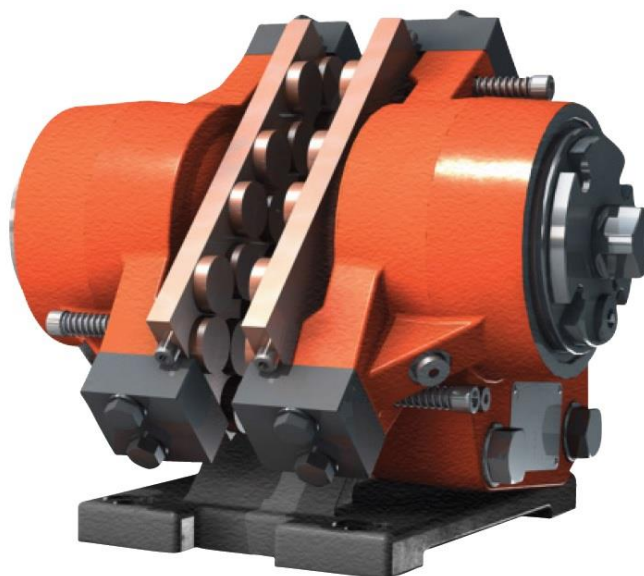


Figura 181. Freno hidráulico Svendborg BSFI

Svendborg en su catálogo explica que para dimensionar su sistema de frenado se debe calcular la fuerza de frenado necesaria por medio de la siguiente ecuación:

$$F_f = \frac{2 \cdot M}{a \cdot (D_o - 0,13)}$$

Donde M es el momento torsor, siendo este el momento transmitido por el tercer eje de la caja multiplicadora.

$$M = T_3 = 3.919,64 \text{ Nm}$$

El número de pinzas (a) que se van a utilizar para ejercer la fuerza de frenado es:

$$a = 1$$

Y el diámetro del disco de freno D_o proporcionado por la empresa Svendborg es:

$$D_o = 0,4 \text{ m}$$

Sustituyendo se obtiene una fuerza de frenado mínima:

$$F_f = \frac{2 \cdot 3.919,64}{1 \cdot (0,4 - 0,13)} = 29.034,37 \text{ N}$$

Con la fuerza obtenida se accede al catálogo que se muestra en la siguiente figura y se selecciona la pinza de freno con una fuerza de frenado superior a la calculada.

CALIPER TYPE	CLAMPING FORCE ¹⁾ [N]		BRAKING FORCE ²⁾ [N]	LOSS OF FORCE PER 1MM [%]	OPERATING PRESSURE ³⁾ MPa	BALANCING PRESSURE ¹⁾ MIN MPa	PAD SURFACE PRESSURE ⁴⁾ [N/mm ²]
	MIN	MAX					
BSFI 317	17,000	19,000	13,600	4.0	4.2	2.46	0.66 - 0.95
BSFI 318	18,000	19,500	14,400	4.0	4.2	2.61	0.67 - 0.98
BSFI 320	20,000	22,200	16,000	3.0	4.5	2.90	0.77 - 1.11
BSFI 322	22,000	24,500	17,600	3.0	5.0	3.19	0.84 - 1.23
BSFI 325	25,000	27,800	20,000	12.0	5.5	3.62	0.96 - 1.39
BSFI 330	30,000	33,100	24,000	10.0	7.0	4.35	1.14 - 1.66
BSFI 332	32,000	35,200	25,600	9.0	7.0	4.63	1.21 - 1.76
BSFI 335	35,000	38,300	28,000	8.0	7.5	5.07	1.32 - 1.92
BSFI 340	40,000	43,600	32,000	7.0	8.5	5.79	1.50 - 2.18
BSFI 345	45,000	48,800	36,000	6.0	9.5	6.52	1.68 - 2.44
BSFI 350	50,000	55,000	40,000	11.0	10.5	7.24	1.86 - 3,70
BSFI 355	55,000	59,300	44,000	10.0	12.0	7.69	2.04 - 2.97
BSFI 360	60,000	65,000	48,000	9.0	13.0	8.69	2.22 - 3.22

Figura 182. Extracto del catálogo

El freno seleccionado es modelo BSFI 340 con una fuerza de frenado de 32.000 N.

La empresa Svendborg Brakes también suministra los discos de freno específicos para sus sistemas de frenado, entre los disponibles que se muestran en la figura 183 se elige uno con las dimensiones de 400 x 20 mm.

BRAKE DISCS

Svendborg Brakes can supply brake discs, and below is a list of the most common sizes. We can also deliver according to the requirement for different sizes, and give advice to dimensioning of the brake discs.

- 300 x 20 mm
- 400 x 20 mm
- 400 x 30 mm
- 350 x 30 mm
- 440 x 30 mm
- 400 x 30 mm
- 580 x 30 mm
- 600 x 25 mm
- 630 x 30 mm
- 710 x 30 mm
- 800 x 30 mm
- 900 x 30 mm
- 1000 x 30 mm
- 1200 x 35 mm
- 1400 x 40 mm
- 1500 x 40 mm
- 1800 x 40 mm
- 2000 x 50 mm
- 2200 x 50 mm
- 2400 x 50 mm
- 2500 x 60 mm
- Customer specific

Figura 183. Tamaños de discos de freno suministrados por Svendborg Brakes

La masa del disco de freno se deberá tener en cuenta en el dimensionamiento de los

elementos donde este vaya montado así la masa del disco de freno es:

$$Vol = \pi \cdot R^2 \cdot c = \pi \cdot 0,2^2 \cdot 0,02 = 2,513 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

La densidad del acero es $7.850 \text{ kg} / \text{m}^3$ con lo que la masa del disco de freno es:

$$masa = 2,513 \cdot 10^{-3} \cdot 7.850 = 19,72 \text{ kg}$$

3.9. ALTERNADOR

El tipo de alternador que se va a seleccionar es un alternador asíncrono de 50 Hz y cuatro polos, de la empresa Marelli Generators.

Se elige este tipo de alternador por su elevada fiabilidad, así como por ser uno de los tipos de alternador con menor mantenimiento lo que repercute en menores costos.

3.9.1. Selección del alternador

Para seleccionar el alternador del catálogo de la empresa Marelli Generators se debe tener en cuenta la velocidad de giro de 1.500 r.p.m y la potencia eléctrica necesaria de 500 kW que viene marcada por el cliente.

En la siguiente figura se muestra el alternador que cumple con las condiciones de diseño:



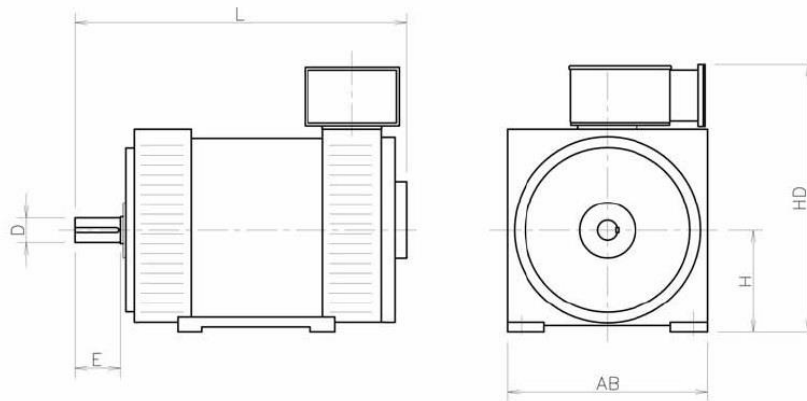
ASYNCHRONOUS GENERATORS / LOW VOLTAGE

Type	Power [kW]	Speed [min ⁻¹]	Torque [Nm]	Efficiency [%]			Power factor			Inertia (**) [kgm ²]	Weight (**) [kg]	Max overspeed [min ⁻¹]
				4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4			
4 pole 50Hz - 1500 min⁻¹ / 400V												
C36 250 S4	55	1.535	372	92,0	92,0	90,5	0,86	0,84	0,79	0,5	275	3.000
250 M4	75	1.520	509	92,5	92,3	91,0	0,86	0,83	0,75	0,8	350	3.000
280 S4	90	1.520	608	93,0	93,0	92,0	0,88	0,86	0,79	0,9	405	3.000
280 M4	110	1.520	743	93,0	93,0	92,0	0,88	0,86	0,79	1,1	445	3.000
315 S4	132	1.520	883	93,9	94,3	94,1	0,89	0,88	0,84	1,7	570	2.750
315 MA4	160	1.520	1.067	94,2	94,5	94,1	0,88	0,87	0,81	2,1	705	2.750
315 MB4	200	1.517	1.332	94,5	94,9	94,6	0,88	0,87	0,83	2,5	750	2.750
315 MD4	250	1.517	1.656	95,0	95,3	95,0	0,90	0,88	0,83	3,1	850	2.750
315 ME4	315	1.517	2.085	95,1	95,2	95,0	0,90	0,88	0,83	3,3	930	2.750
355 LA4	315	1.509	2.089	95,4	95,3	94,5	0,89	0,87	0,82	6,6	1.150	2.750
355 LB4	400	1.510	2.637	95,9	95,8	94,8	0,90	0,89	0,85	8,0	1.260	2.750
355 LC4	450	1.508	2.965	96,1	96,0	95,3	0,89	0,87	0,86	10,3	1.450	2.750
355 LD4	550	1.508	3.620	96,2	96,0	95,4	0,89	0,87	0,81	12,0	1.670	2.750
400 LB4	620	1.509	4.086	96,0	95,8	94,9	0,89	0,88	0,86	16,0	2.110	2.750
400 LC4	700	1.508	4.607	96,2	95,9	95,0	0,90	0,89	0,84	19,0	2.280	2.750
400 LD4	750	1.508	4.936	96,2	95,9	95,0	0,90	0,89	0,84	21,0	2.450	2.750
500 LA4	800	1.507	5.280	96,0	95,7	94,8	0,89	0,88	0,86	30	3.270	2.250
500 LB4	900	1.507	5.927	96,2	95,9	95,0	0,89	0,88	0,86	35	3.580	2.250
500 LC4	1.000	1.507	6.579	96,3	96,0	95,1	0,90	0,89	0,87	40	3.850	2.250

Figura 184. Extracto del catálogo de la empresa Marelli Generators

El alternador se designa por la empresa Marelli Generators como 355 LD4 y entre las variantes de montaje que proporciona la empresa se elige el montaje IM B3 - Air cooled (IC01) cuyas características geométricas se muestran a continuación.

Mounting: IM B3 - Air cooled (IC01)



Dimension	250		280		315	355	400	500	630
	S	M	S	M	M	L	L	L	L
H	250	250	280	280	315	355	400	500	630
HD	573	629	701	701	888	1000	1206	1402	1656
AB	460	480	520	520	600	800	890	1040	1300
L	808	789	901	901	1125	1525	1790	2145	2200
D	75	75	80	80	90	100	110	130	160
E	140	140	170	170	170	210	210	250	300

Figura 185. Características geométricas del alternador

3.9.2. Selección de la chaveta del acoplamiento

Las chavetas para el acoplamiento están suministradas por la empresa Opac. Entre las opciones de material que ofrece la empresa para sus chavetas se selecciona un acero AISI 430.

ACEROS INOXIDABLES FERRITICOS Y MARTENSITICOS

1.4005	X 12 Cr S 13	416	< 0,15	12 - 13
1.4016	X 8 Cr 17	430	< 0,08	15,5 - 17,5
1.4021	X 20 Cr 13	420 A	0,18 - 0,22	12 - 14
1.4028	X 30 Cr 13	420 B	0,25 - 0,35	12 - 14

Figura 186. Extracto de materiales disponibles del catálogo de chavetas Opac

La tensión de fluencia para un acero AISI 430 es:

$$\sigma_{yp} = 480 \text{ MPa}$$

La chaveta no debe ser mayor que el elemento montado cuya longitud es $b = 125 \text{ mm}$, además la chaveta no debe superar 1,5 veces el diámetro del eje que se obtiene de la figura 185 siendo este $D = 100 \text{ mm}$ por lo que la longitud de la chaveta debe ser:

$$L \leq 125 \text{ mm}$$

El par torsor máximo en el eje es el par torsor correspondiente al tercer eje de la caja multiplicadora:

$$T = T_3 = 3.919,64 \text{ Nm}$$

De la norma mostrada en la figura 187 se obtiene el ancho y el alto de la chaveta para un diámetro $D = 100 \text{ mm}$:

$$b = 28 \text{ mm}$$

$$h = 16 \text{ mm}$$

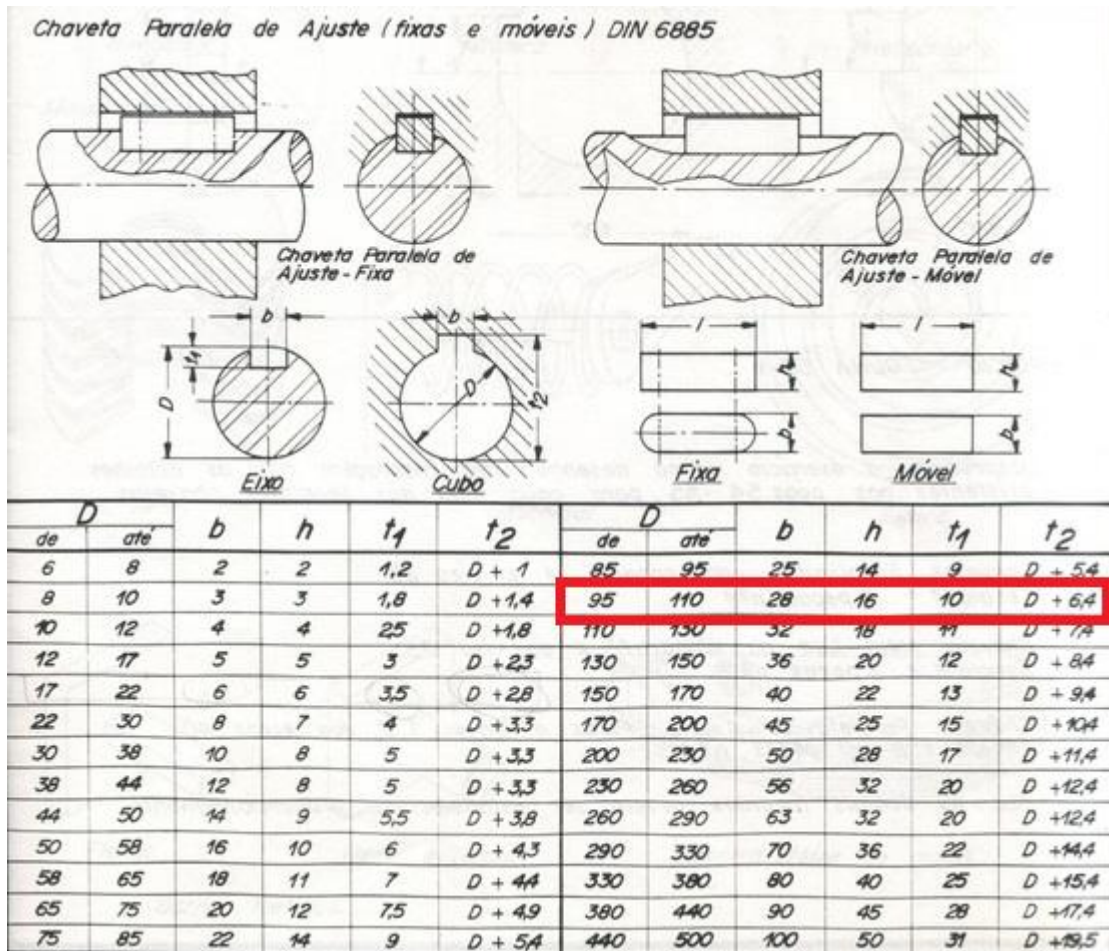


Figura 187. Norma DIN 6885 para chavetas

El coeficiente de seguridad para chavetas se encuentra normalizado por la norma UNE-EN 61400 siendo:

$$C.S = 1,1$$

La fuerza que actúa sobre la chaveta es:

$$F = \frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 3.919,64}{0,1} = 78.392,8 \text{ N}$$

Para dimensionar la chaveta se debe comprobar a cortante:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{C.S} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot C.S}$$

$$\frac{78.392,8}{28 \cdot L} \leq \frac{480}{2 \cdot 1,1} \rightarrow L \geq 12,83 \text{ mm}$$

Y a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{C.S}$$

$$\frac{78.392,8}{16 \cdot L/2} \leq \frac{480}{1,1} \rightarrow L \geq 22,46 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta queda limitada a aplastamiento en una longitud mínima de 22,46 mm siendo inferior a la máxima longitud permitida de 125 mm, se colocará en el eje una chaveta. Las dimensiones de la chaveta de la empresa Opac que cumple con las condiciones de diseño se muestra a continuación:

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)	Anchura b		32		36		40		45		50				
	Altura h		10	16	11	18	12	20	14	22	16	25	18	28	
Para diámetro del eje d1 3)	más de		95		110		130		150		170		200		
	hasta		110		130		150		170		200		230		
longitud (1 5) 6)	Dif. adm. Macho Hembra		Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)												
6															
8															
10															
12															
14															
16	-0,2	+0,2													
18															
20															
22															
25	-0,3	+0,3													
28															
32															
36															
40															

Figura 188. Características chavetas Opac

La chaveta queda caracterizada por las siguientes dimensiones:

$$\text{Ancho}(b) = 28 \text{ mm}$$

$$\text{Alto}(h) = 16 \text{ mm}$$

$$\text{Largo}(L) = 25 \text{ mm}$$

3.10. SISTEMA DE ORIENTACIÓN

Entre los sistemas de orientación utilizados en los aerogeneradores a barlovento el más adecuado para la máquina eólica de estudio es un sistema mecánico compuesto por un rodamiento dentado de la empresa Rothe Erde y un motorreductor, ya que un sistema de veleta no proporcionará las fuerzas necesarias para la correcta orientación de la góndola.

3.10.1. Fuerzas y momentos en el sistema de orientación

Los grandes rodamientos Rothe Erde son elementos de máquinas que forman por si mismos una unidad completa. Formados por un rodamiento y una corona dentada son capaces de transmitir de forma simultánea los esfuerzos axiales, radiales y los pares de vuelco.

Según el catálogo de rodamientos de la marca Rothe Erde se debe de obtener las fuerzas y momentos de la figura 189.

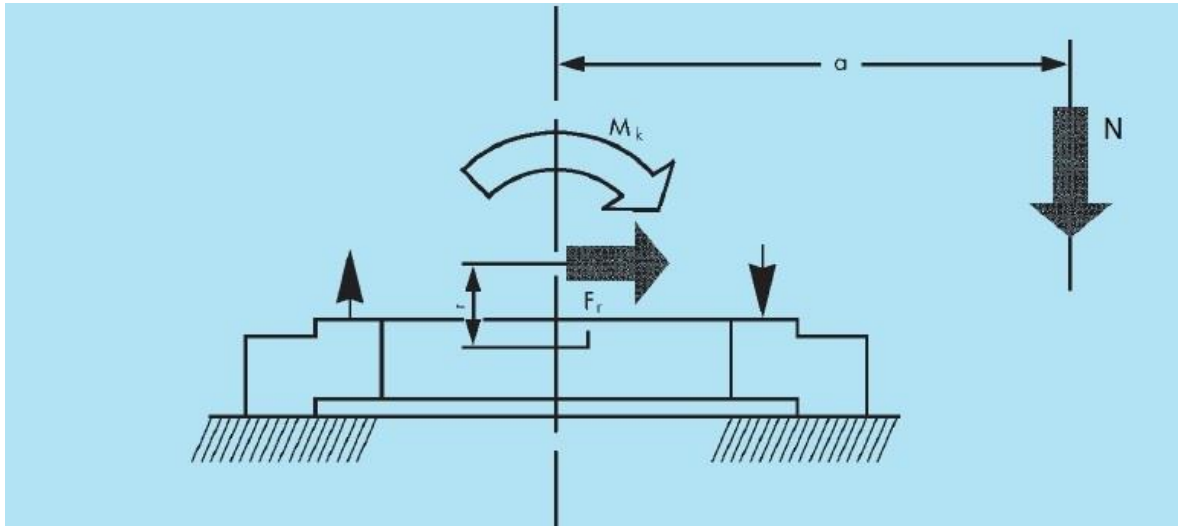


Figura 189. Fuerzas y momentos en el rodamiento

La masa aproximada de la góndola basándose en aerogeneradores de las mismas características es de 30.000 kg si se tiene en cuenta una desalineación con la torre de un metro, el momento de vuelco generado por la masa de la góndola es:

$$M_K = 294.300 \text{ Nm}$$

La fuerza de viento provoca un momento de valor $M = 26.108,94 \text{ Nm}$ que se suma al producido por la masa de la góndola, y a su vez induce una componente axial sobre el sistema de orientación, así las cargas necesarias para seleccionar el rodamiento del catálogo de la empresa Rothe Erde son:

$$N = 294.300 \text{ N} = 294,3 \text{ kN}$$

$$F_r = 13.318,17 \text{ N} = 13,32 \text{ kN}$$

$$M_K = 320.408 \text{ Nm} = 320,4 \text{ kNm}$$

3.10.2. Selección del rodamiento

Para la selección del rodamiento el catálogo ofrece curvas de carga límite para la capacidad de carga estática y curvas de vida útil.

Para la determinación de la capacidad de carga necesaria del rodamiento se deberán multiplicar las cargas obtenidas con los “factores de carga” de la figura 190.

Casos de aplicación	f_{ca}	f_L	Vida útil, giros a plena carga
Grúa sobre vehículo (servicio de cuchara y en general aplicaciones con gran frecuencia de movimiento de cargas)	1,45	1,7	150.000
Grúa giratoria (cuchara/imán)			
Transportador giratorio (cuchara/imán)			
Puente grúa (cuchara/imán)			
Grúa flotante (cuchara/imán)			
Mecanismo principal de giro de rotopalas	2,15		300.000
Retro-cargadores			
Apiladores			
Cintas transportadoras en voladizo			

Figura 190. Factores de carga para la selección de rodamientos

Se utilizan rodamientos normalizados de la serie KD 600 por su peso reducido, además el rodamiento se comercializa con dentado interior lo que proporciona un tamaño reducido.

Serie KD 600

Uniones giratorias de una hilera de bolas
 Uniones giratorias con transmisión de carga
 por cuatro puntos de contacto

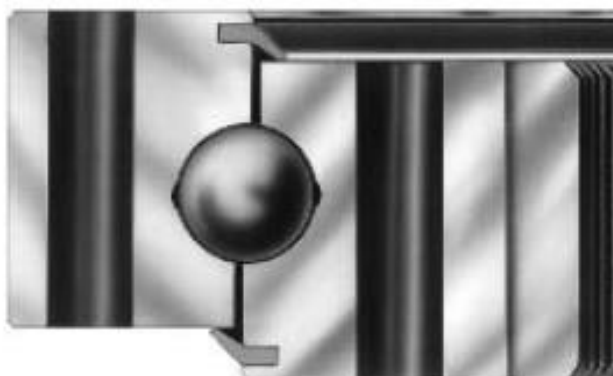


Figura 191. Rodamiento de bolas

El rodamiento debe verificarse de acuerdo a dos criterios de diseño y se seleccionara el más restrictivo de los dos, es decir con el que se obtenga un rodamiento de mayor tamaño.

1º Capacidad de carga estática:

Para los rodamientos de la serie KD 600 se deben calcular las dos combinaciones de cargas que proporcionan las “cargas de lectura”.

Combinación de carga I:

$$N' = (N + 5,046 \cdot Fr) \cdot f_{stat}$$

$$M'_k = M_k \cdot f_{stat}$$

Combinación de cargas II:

$$N' = (1,225 \cdot N + 2,676 \cdot Fr) \cdot f_{stat}$$

$$M_k' = 1,225 \cdot M_k \cdot f_{stat}$$

Estas “cargas de lectura” deben quedar situadas por debajo de la curva de carga limite estática proporcionando así el rodamiento requerido.

Combinación de cargas I:

$$N' = (294,3 + 5,046 \cdot 13,32) \cdot 1,45 = 524,19 \text{ kN}$$

$$M_k' = 320,4 \cdot 1,45 = 464,58 \text{ kNm}$$

Combinación de cargas II:

$$N' = (1,225 \cdot 294,3 + 2,676 \cdot 13,32) \cdot 1,45 = 574,4 \text{ kN}$$

$$M_k' = 1,225 \cdot 320,4 \cdot 1,45 = 569,11 \text{ kNm}$$

A la hora de entrar en las curvas de carga limite estática se debe estudiar con las “cargas de lectura” de valor más elevado entre las combinaciones obtenidas, esta es la combinación de cargas II. Además se debe tener en cuenta el diámetro del rodamiento que en este caso viene marcado por el diámetro de la parte superior de la torre de valor $D = 2 \text{ m}$.

En la figura 192 se muestran las curvas de carga estática que cumple para las condiciones de diseño.

2ª Vida útil del rodamiento:

Para una vida útil de 300.000 giros a plena carga se utiliza un factor $f_L = 2,15$ tal y como se indica en la figura 190. Las “cargas de lectura” son:

$$N' = (N + F_r) \cdot f_L$$

$$M_k' = M_k \cdot f_L$$

Sustituyendo:

$$N' = (294,3 + 13,32) \cdot 2,15 = 661,4 \text{ kN}$$

$$M_k' = 320,4 \cdot 2,15 = 688,86 \text{ kNm}$$

Estas cargas de lectura se deben de comprobar en la curva de vida útil correspondiente al rodamiento seleccionado, la curva se muestra en la figura 194.

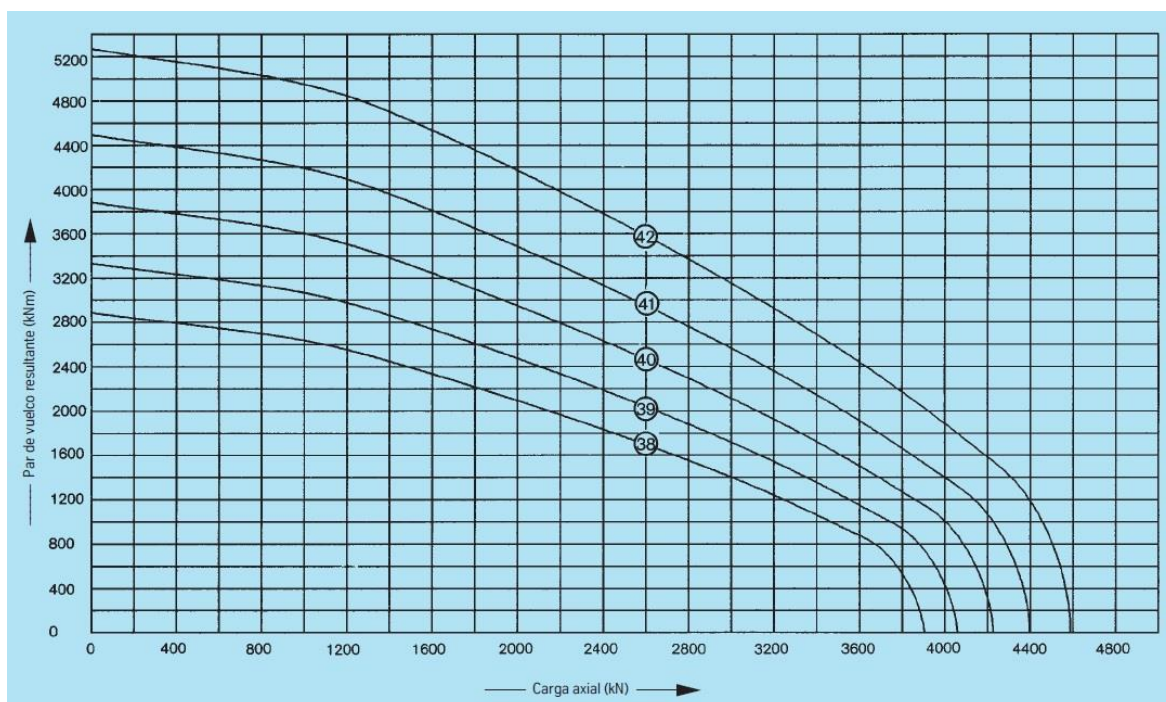


Figura 194. Curva de vida útil

Sigue siendo útil el rodamiento seleccionado con el criterio de carga estática.

El rodamiento presenta una vida útil superior a la que representa la curva, ya que debido a las cargas a las que se ve solicitado se encuentra por debajo de la curva de 30.000 ciclos. Se puede calcular la nueva vida útil del rodamiento que indicará en que momento debe ser sustituido. Así con las cargas obtenidas de la figura 195, que son las cargas para la vida útil sobre la curva característica del rodamiento, se puede obtener el número de ciclos completos de funcionamiento como sigue:

$$f_L = \frac{2070}{661,4} = 3,1$$

$$f_L = \frac{2050}{688,86} = 2,9$$

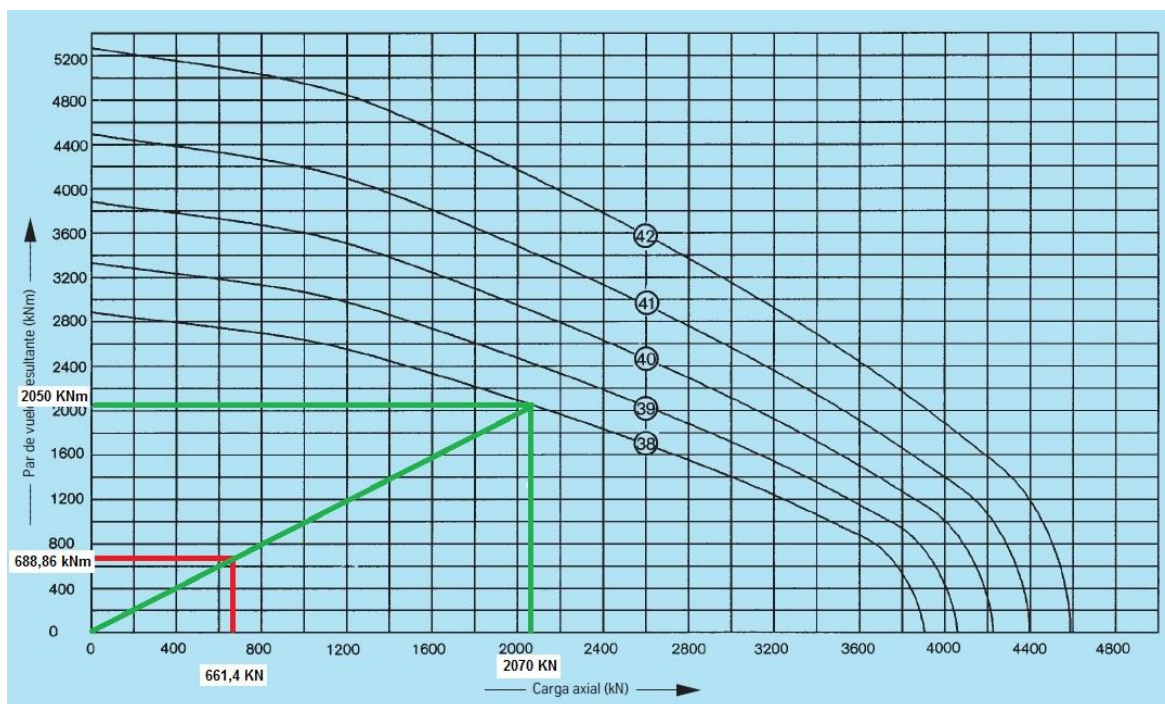


Figura 195. Curva de vida útil

La ecuación para obtener la vida útil es:

$$G = (f_L)^P \cdot 30.000$$

Clase de sujeción según DIN/ISO 898			8.8	10.9				
Limite de elasticidad $R_{p0,2}$ N/mm ²			640 para $\leq M 16$ 660 para $> M 16$			940		
rosca métrica ISO DIN 13	área tensionada A_s mm ²	área del núcleo A_3 mm ²	fuerza de tensado F_M N	con atornillador dinamo métrico hidráulico o eléctrico M_A Nm	con llave dinamo métrica M_A' Nm	fuerza de tensado F_M N	con atornillador dinamo métrico hidráulico o eléctrico M_A Nm	con llave dinamo métrica M_A' Nm
M 12	84,3	76,2	38500	87	78	56000	130	117
M 14	115	105	53000	140	126	77000	205	184
M 16	157	144	72000	215	193	106000	310	279
M 18	193	175	91000	300	270	129000	430	387
M 20	245	225	117000	430	387	166000	620	558
M 22	303	282	146000	580	522	208000	830	747
M 24	353	324	168000	740	666	239000	1060	954
M 27	459	427	221000	1100	990	315000	1550	1395
M 30	561	519	270000	1500	1350	385000	2100	1890
M 33	694	647	335000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo		480000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo	
M 36	817	759	395000			560000		
M 39	976	913	475000			670000		
M 42	1120	1045	542000			772000		
M 45	1300	1224	635000			905000		
M 48	1470	1377	714000			1018000		
M 52	1760	1652	857000			1221000		
M 56	2030	1905	989000			1408000		
M 60	2360	2227	1156000			1647000		

Figura 197. Fuerza de tensado y par de apriete necesarios en el rodamiento

Al ser tornillos de clase 8.8 de métrica M 30 la fuerza debida al tensado y el par de apriete son:

$$F_M = 270.000 \text{ N}$$

$$M_A = 1.500 \text{ Nm}$$

El par de apriete deberá de aplicarse mediante atornillador dinamométrico hidráulico o eléctrico.

3.10.3. Selección del motorreductor

Para la selección del motorreductor se debe de conocer el par necesario para el funcionamiento del sistema de giro. La empresa de rodamiento Rothe Erde ofrece en su catálogo las ecuaciones necesarias para el cálculo del par de arranque en sus rodamientos basándose en datos y conocimientos teóricos y prácticos.

Rothe Erde indica que la ecuación necesaria para el cálculo del par de rozamiento

de arranque (M_r) para uniones giratorias de bolas es:

$$M_r = \frac{\mu}{2} (4,4 \cdot M_k + N \cdot D_L + 2,2 \cdot F_r \cdot D_L \cdot 1,73)$$

El coeficiente de rozamiento (μ) se obtiene de la figura 198, al utilizar rodamientos de la serie KD 600 el coeficiente de rozamiento es $\mu = 0,006$.

$\mu = 0,008$	para la serie de tipos KD 210, Tipo 13 y 21, rodamientos en ejecución normalizada
0,006	para la serie de tipos KD 210, Tipo 110
0,004	para la serie de tipos KD 320
0,006	para la serie de tipos KD 600
0,003	para la serie de tipos RD 700
0,004	para la serie de tipos RD 800
0,003	para la serie de tipos RD 900

Figura 198. Coeficiente de rozamiento

El diámetro de rodadura del rodamiento (D_L) se obtiene de la tabla de características del rodamiento mostrada en la figura 193, el diámetro de rodadura del rodamiento es $D_L = 1.800 \text{ mm} = 1,8 \text{ m}$.

Las cargas sobre el rodamiento son:

$$N = 294.300 \text{ N} = 294,3 \text{ KN}$$

$$F_r = 13.318,17 \text{ N} = 13,32 \text{ KN}$$

$$M_k = 320.408 \text{ Nm} = 320,4 \text{ kNm}$$

Por lo que el par de rozamiento de arranque será:

$$M_r = \frac{0,006}{2} (4,4 \cdot 320,4 + 294,3 \cdot 1,8 + 2,2 \cdot 13,32 \cdot 1,8 \cdot 1,73) = 6,09 \text{ kNm}$$

El motorreductor utilizado es el proporcionado por la empresa Rossi.



Figura 199. Motorreductor coaxial con motor asíncrono trifásico

Se tratan de motorreductores coaxiales con motor asíncrono trifásico disponibles con un montaje de dos o tres engranajes cilíndricos.

Para la determinación del tamaño del motorreductor se debe disponer de los datos necesarios: potencia P_2 requerida a la salida del motorreductor, velocidad angular n_2 a la salida del motorreductor y el factor de servicio f_s .

La potencia requerida a la salida del motorreductor se obtiene con la siguiente ecuación:

$$P_2 = \frac{M_r \cdot n_1 \cdot 2\pi}{\eta_4 \cdot 60}$$

Donde n_1 es la velocidad de giro del sistema de orientación $n_1 = 1,5$ r.p.m. y para reductores de tres engranajes el rendimiento es $\eta_4 = 0,96$, por lo que la potencia requerida a la salida del motorreductor es:

$$P_2 = \frac{M_r \cdot n_1 \cdot 2\pi}{\eta_4 \cdot 60} = \frac{6,09 \cdot 1,5 \cdot 2\pi}{0,96 \cdot 60} = 0,99 \text{ kW}$$

A la hora de seleccionar la potencia a la salida del motorreductor (P_1), se seleccionará una $P_1 \geq P_2$.

Para calcular la velocidad angular n_2 a la salida del motorreductor se tiene que predimensionar el engranaje del piñón que se colocará en el eje del motorreductor el cual proporcionará una relación de transmisión i entre el piñón y la corona dentada que se encuentra en el rodamiento.

La relación de transmisión máxima entre un par de engranajes es $i_{\max} = 5$ donde la relación de transmisión se da con la siguiente ecuación:

$$i = \frac{Z_{\text{corona}}}{Z_{\text{piñon}}} = \frac{\omega_{\text{piñon}}}{\omega_{\text{corona}}}$$

El número de dientes de la corona Z_{corona} lo facilita el fabricante del rodamiento, se muestra en la figura 193 donde se obtienen las características del rodamiento facilitadas por Rothe Erde.

$$Z_{\text{corona}} = 112 \text{ dientes}$$

Por lo que el número de dientes del piñón es:

$$Z_{\text{piñon}} = \frac{Z_{\text{corona}}}{i} = \frac{112}{5} = 22,4 \text{ dientes} \rightarrow 23 \text{ dientes}$$

El número de dientes del piñón es válido, ya que $Z_{\text{piñon}} = 23 > 14$ dientes por lo que no existe posibilidad de interferencias.

La velocidad angular n_2 a la salida del motorreductor es igual a la $\omega_{\text{piñon}}$ y como la ω_{corona} es la velocidad de giro del sistema de orientación:

$$\omega_{\text{corona}} = 1,5 \cdot \frac{2\pi}{60} = 0,157 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\omega_{\text{piñon}} = i \cdot \omega_{\text{corona}} = 4,87 \cdot 0,157 = 0,765 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$n_2 = \omega_{\text{piñon}} \cdot \frac{60}{2\pi} = 0,765 \cdot \frac{60}{2\pi} = 7,3 \text{ r.p.m.}$$

Se deberá seleccionar del catálogo la velocidad angular n_2 más próxima a la requerida.

El factor de servicio fs del motorreductor se obtiene de la figura 200, para un aerogenerador se considera una clasificación de carga III “sobrecargas fuertes” donde $fs = 1,6$ como valor mínimo. El motorreductor seleccionado deberá tener como mínimo un factor de servicio de 1,6.

Clasificación de la carga Classification de la charge	Maquina accionada Machine entraînée	fs \geq
I Carga uniforme Charge uniforme ($m_j \leq 0,3$)	Ventiladores (con diámetros reducidos) - Agitadores (para líquidos de densidad baja y constante) - Mezcladores (para materiales de densidad baja y uniforme) - Transportadores de cinta (para materiales sueltos de pequeñas dimensiones) - Mandos auxiliares - Líneas de montaje - Llenadoras - Compresores centrífugos - Bombas centrifugadoras (líquidos de densidad baja y constante) - Elevadores de cinta - Escaleras móviles. Ventilateurs (petits diamètres) - Agitateurs (liquides à densité basse et constante) - Mélangeurs (matériaux à densité basse et uniforme) - Transporteurs à bande (matériaux fins en vrac) - Commandes auxiliaires - Lignes de montage - Remplisseuses - Compresseurs centrifuges - Pompes centrifuges (liquides à densité basse et constante) - Élévateurs à bande - Escaliers roulants.	1
II Sobrecargas moderadas Surcharges modérées ($m_j \leq 3$)	Ventiladores (con diámetros medio) - Agitadores (para líquidos de densidad elevada o variable) - Mezcladores (para materiales de densidad variables) - Transportadores de cinta (para materiales sueltos de grandes dimensiones) - Traslación - Bombas dosificadoras - Bombas de engranajes - Bombas de pistones multicilíndricas - Bombas centrifugadoras (líquidos de densidad variable o elevada) - Paletizadores - Coronas de orientación - Empaquetadoras - Embotelladoras - Montacargas - Puertas correderas. Ventilateurs (diamètres moyens) - Agitateurs (liquides à densité élevée ou variable) - Mélangeurs (matériaux à densité variable) - Transporteurs à bande (matériaux gros en vrac) - Translation - Pompes de dosage - Pompes à engrenages - Pompes à piston pluricylindriques - Pompes centrifuges (liquides à densité variable ou élevée) - Paletizers - Cercles de rotation - Machines à confectionner - Machines à embouteiller - Monte-charges - Portes coulissantes.	1,32
III Sobrecargas fuertes Surcharges élevées ($m_j \leq 10$)	Elevadores de cangilones - Caminos de rodillos - Mezcladores pesados (para materiales sólidos y heterogéneos) - Traslación de puentes grúa - Mecanismos (sistemas de manivelas, excéntricos) - Cizallas (para chapas) - Dobladoras - Centrifugadoras - Prensas (de manivela, de palanca acodada, excéntricas). Élévateurs à godet - Trains de rouleaux - Mélangeurs lourds (matériaux solides et hétérogènes) - Translation (ponts) - Mécanismes (à manivelles excentriques) - Cisailles (tôles) - Plieuses - Centrifugeuses - Presses (à manivelle, à imprimer, à vilebrequin).	1,6

Figura 200. Factor de servicio para motorreductores

Con los valores de:

$$P_2 = 0,94 \text{ kW}$$

$$n_2 = 7,3 \text{ r.p.m.}$$

$$fs = 1,6$$

Se obtiene el motorreductor del catálogo de la empresa Rossi cuyas características se muestran en la figura 201.

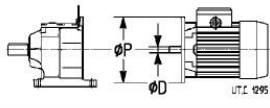
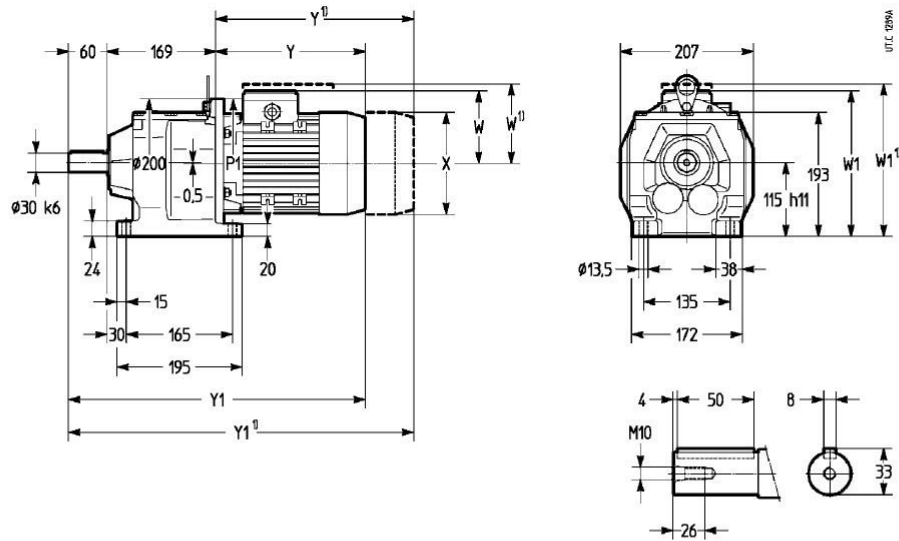
P_1	n_2	M_2	F_{T2}	i	f_s		Masa Masse	
							HF	F0
kW	min ⁻¹	N m	N				kg	kg
1,1	10,2	1031	11 500	89,8	0,85	MR 31 7 - 90 L 6 B5R 19 x 200	54	60
	10,3	1021	10 300	88,9	0,8		MR 31 7 - 90 L 6 B5 24 x 200	54
	11,4	920	9 500	124	1	MR 31 7 - 80 C 4 B5* 19 x 200	50	53
	12,6	837	10 900	113	1,06			
	14	752	12 200	101	1,18			
	15,8	667	12 500	89,8	1,32			
	14,4	731	9 750	98,4	1	MR 31 7 - 90 S 4 B5 24 x 200	50	53
	15,9	660	12 200	88,9	1,25			
	17,1	615	12 500	82,8	1,5			
	18,8	559	12 500	75,3	1,6			
	20,9	502	12 500	67,7	1,8			
	23,6	445	12 500	60	2			
	26,2	400	12 500	53,9	2,24			
	31,9	330	12 500	44,4	2,8			

Figura 201. Características del motorreductor

Según el catálogo de motorreductores Rossi se designa al motorreductor seleccionado como:

MR 31 7 P C 3 E – HF 90S 4 230.400 B5 / 7,3

La geométrica del motorreductor y sus dimensiones características pueden observarse en la figura 202.



Tam. motor Grand. moteur		P1 Ø	X Ø	Y	Y1	W	W1					
			≈ 1)	≈ 1)	≈ 1)	≈ 1)	≈ 1)					
63	BX1	160	122	122	187	229	416	458	92	104	207	218
71	B5	160	140	140	230	275	459	504	118	114	233	228
	BX5				212		441		102		217	
	BX2											
80	B5	200	159	159	252	307	481	536	137	129	252	243
	B5R	160				325		554				
90S	B5	200	175	159	262	307	491	536	144	129	259	243
90L	B5	200	177	177	288	355	517	584	144	144	259	258
	B5R											
90LC	B5	200	177	177	318	355	547	584	144	144	259	258
	B5R											

Figura 202. Dimensiones del motorreductor

Una vez que se tiene la geometría del motorreductor hay que comprobar que se puede hacer una correcta unión entre el engranaje y el motorreductor.

El engranaje del piñón tiene la misma longitud de diente (b) que la corona que se obtiene de la figura 193 donde:

$$b = H_1 = 100 \text{ mm}$$

Como la longitud del eje es de 60 mm se debe de solicitar a la empresa de motorreductores Rossi un alargador de eje superior a 40 mm específico para el tipo de motorreductor seleccionado.

3.10.4. Cálculo del engranaje del piñón del motorreductor

Como el engranaje suministrado con el rodamiento por la empresa Rothe Erde es un engranaje de dientes rectos se utilizara un engranaje de dientes rectos también para el engranaje del piñón.

Para diseñar correctamente el engranaje primero se calcula el módulo mínimo necesario de acuerdo a dos criterios: criterio de la flexión (formula de Lewis) y a fallo superficial (ecuación de Hertz) y posteriormente se dimensiona el engranaje.

A continuación se recuerda algunos datos ya calculados:

$$i = 4,87$$

$$P_1 = 1,1 \text{ kW} = 1,49 \text{ C.V.}$$

$$Z_{\text{piñon}} = 23 \text{ dientes}$$

$$\omega_{\text{piñon}} = 0,765 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

3.10.4.1. Cálculo del módulo del engranaje del piñón

A la hora engranar un par de engranajes estos deben tener el mismo módulo de engranaje. Como el engranaje del rodamiento proporcionado por Rothe Erde ya se encuentra normalizado se tendrá que utilizar el módulo de este para el piñón, se obtiene de la figura 193:

$$m_{\text{piñon}} = m_{\text{corona}} = 14$$

Se procede a continuación a comprobar si dicho modulo es correcto de acuerdo a los dos criterios nombrados anteriormente.

Criterio de la flexión (fórmula de Lewis):

Según este criterio el módulo mínimo se calcula con la siguiente expresión:

$$m \geq 267,62 \cdot \sqrt{\frac{Pot \cdot (i-1)}{n_e \cdot a \cdot \psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

Donde la potencia es la que se obtiene del motorreductor calculado con anterioridad:

$$Pot = P_1 = 1,49 \text{ C.V.}$$

La velocidad de giro del engranaje (n_e) es:

$$n_e = \omega_{piñon} = 0,765 \frac{rad}{seg} = 7,3 \text{ r.p.m}$$

El radio del piñón se puede obtener de la fórmula de la relación de engranaje ya que se conoce el radio del rodamiento de la figura 193, por lo que:

$$i = \frac{R_{corona}}{R_{piñon}} \rightarrow R_{piñon} = \frac{R_{corona}}{i} = \frac{1568 / 2}{4,87} = 161 \text{ mm}$$

Se trata de un par de engranajes interiores donde la separación entre ejes (a) queda definida en la figura 203.

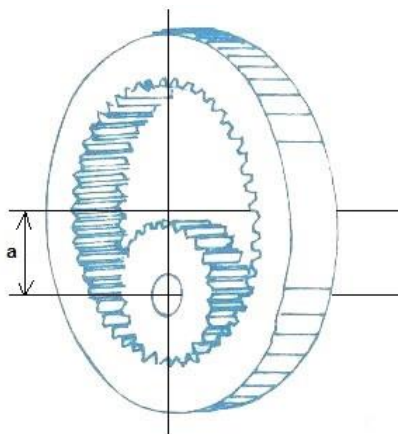


Figura 203. Distancia entre ejes

$$a = R_{corona} - R_{piñon} = 784 - 161 = 623 \text{ mm} = 62,3 \text{ cm}$$

El valor del factor de forma de Lewis (Y) se obtiene de la figura 204.

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Figura 204. Valores del factor de forma de Lewis

Como el número de dientes del piñón es 23 el factor de forma de Lewis es:

$$Y = 0,334$$

El factor de guiado (ψ) depende de la longitud del diente de la corona (b) que se obtiene de la figura 205.

Rodamientos con dentado interior

Número de plano	Peso	Dímetro exterior	Dímetro interior	Altura total	Dímetro círculo taladro exterior	Dímetro círculo taladro interior	Cantidad tableros por círculo	Dímetro del taladro	Medida del tornillo	Cantidad de engrasadores	Dímetro	Dímetro	Altura del aro	Altura del aro	Separación abajo aros exterior/interior	Separación arriba aros exterior/interior	Dímetro primitivo	Módulo	Cantidad de dientes	Conexión perfil, signo según SDA, 396B, Octubre 1976	Ajuste cabeza de diente	Altura del diente	Fuerza tangencial admisible normal	Fuerza tangencial admisible máxima
D_L [mm]	[kg]	D_a [mm]	D_i [mm]	H [mm]	L_e [mm]	L_i [mm]	n	B [mm]	M [mm]	n_1	O [mm]	U [mm]	H_1 [mm]	H_2 [mm]	H_a [mm]	H_b [mm]	d [mm]	m [mm]	z	x · m [mm]	k · m [mm]	b [mm]	[kN]	[kN]
062.50.1800.001.49.1504	762	1971	1554	109	1905	1695	36	33	30	9	1798	1802	100	99	10	9	1568	14	112	-7,0	-	100	128,5	257,0
062.50.2000.001.49.1504	843	2171	1764	109	2105	1895	40	33	30	8	1998	2002	100	99	10	9	1778	14	127	-7,0	-	100	128,5	257,0
062.50.2240.001.49.1504	961	2411	1984	109	2345	2135	48	33	30	8	2238	2242	100	99	10	9	2000	16	125	-8,0	-	100	146,8	293,6
062.50.2490.001.49.1504	1053	2661	2240	109	2595	2385	54	33	30	9	2488	2492	100	99	10	9	2256	16	141	-8,0	-	100	146,8	293,6
062.50.2800.001.49.1504	1205	2971	2544	109	2905	2695	60	33	30	12	2798	2802	100	99	10	9	2560	16	160	-8,0	-	100	146,8	293,6

Aros en material bonificado

Figura 205. Características del rodamiento dentado

$$b = H_1 = 100 \text{ mm}$$

$$b = \psi \cdot m \rightarrow \psi = \frac{b}{m} = \frac{100}{14} = 7,14$$

La tensión admisible en el engranaje se obtiene de la figura 206.

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE σ_{adm} (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
Acero	Normalizado	140 BHN	130-172	76
	Temple y revenido	180 BHN	172-227	96
	Temple y revenido	300 BHN	248-323	131
	Temple y revenido	450 BHN	303-406	172
	Carburizado	55 Rc	375-447	189
	Carburizado	60 Rc	413-482	207
	Temple por inducción o a la llama. Patrón de dureza 1*	54 Rc	310-375	
	Patrón de dureza 1*	54 Rc en la superficie	151	93
	AISI 4140 Nitrurado	53Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254-289	138

Figura 206. Tensión admisible para el fallo por rotura del diente

Se trata de engranajes donde se busca una gran resistencia, por ello no se utilizan

engranajes con tratamientos normalizados sino engranajes de acero al carbono St 60 con un tratamiento de temple y revenido con una dureza brinell mínima de 180 HBN. Así que para engranajes rectos la tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = 200 \text{ MPa} = 2000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Sustituyendo en la fórmula de Lewis:

$$m \geq 267,62 \sqrt{\frac{1,49 \cdot (4,87 - 1)}{7,3 \cdot 62,3 \cdot 7,14 \cdot 2000 \cdot 0,334}}$$

$$m \geq 0,436 \text{ cm} = 4,36 \text{ mm}$$

El modulo del piñón se debe de redondear a su valor normalizado superior, según la figura 207.

serie		
I	II	III
1	1.125	3.25
1.25	1.375	3.75
1.5	1.75	6.5
2	2.25	
2.5	2.75	
3	3.5	
4	4.5	
5	5.5	
6	7	
8	9	
10	11	
12	14	

Figura 207. Valores normalizados del módulo m (en mm)

Según el criterio de la flexión el módulo mínimo ha de ser $m = 5 \text{ mm}$ para la serie I, como el módulo es $m = 14 \text{ mm}$ cumple el criterio.

Fallo superficial (ecuación de Hertz):

Según la ecuación de Hertz el módulo mínimo para que no se produzca fallo superficial es:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot (i-1)}{K_{adm} \cdot \psi \cdot Z_{piñon}^2 \cdot i \cdot \sin \alpha_p \cdot \cos \alpha_p}}$$

El par torsor (T) se obtiene de la potencia (P_1) como se muestra en la siguiente ecuación:

$$T = \frac{P_1}{\omega_{piñon}} = \frac{1,1 \cdot 735,5}{0,765} = 1.057,5 \text{ Nm} = 10.374 \text{ kg cm}$$

El ángulo de presión (α_p) se encuentra normalizado por la máquina de tallado, siendo este de:

$$\alpha_p = 20^\circ$$

El valor de la presión de rodadura, se obtiene de la figura 208, con el tipo de material y las revoluciones por minuto del piñón.

Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm ²)	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										K min
			10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
Fundición	GG-18	170	32	24	19	15	11	8.8	7.7	-	-	-	3.5
	GG-26	220	60	44	35	28	21	16.5	14.4	13	11.5	-	7
Acero moldeado	GS o St 42	125	35	26	20	16	12	9.5	8.3	7.5	6.6	5.6	4.3
Acero al carbono	St 50	155	53	39	31	25	18	14	12.5	11.5	10	8.5	5.3
	St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11.0	6.7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18.5	15.5	9.0
Acero aleado	Acero al Mn 80-95 kg/mm ²	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
	Acero al Mn 90-105 kg/mm ²	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

Figura 208. Presión admisible de rodadura para 5000 horas de servicio [Kg/cm²]

Para un acero al carbono St 60 y 7,3 r.p.m el valor de la presión de rodadura para 5.000 horas de servicio es:

$$K_{5000} = 76,6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Las horas de servicio mínimo del piñón se obtienen de la figura 209.

APLICACIÓN	DURACIÓN REQUERIDA (EN H)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automóviles	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales y transmisiones de usos múltiples	8000-15000
Motores eléctricos y maquinaria industrial en general	20000-30000
Bombas y compresores	40000-60000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24h/día	100000-200000

Figura 209. Valores orientativos de la duración requerida en horas

Al tratarse de maquinaria industrial el engranaje se debe de diseñar como mínimo para 30.000 horas de servicio por lo que el valor de la presión de rodadura debe ser modificado con el coeficiente (φ) de la figura 210.

Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de K_{adm} se hará = $\varphi \cdot K_{5000}$. Los valores se extraen de la siguiente tabla										
Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
φ	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32

Figura 210. Valores para modificar la presión admisible

El coeficiente (φ) para 30.000 horas de servicio se obtiene interpolando y tiene un valor de:

$$\varphi = 0,6$$

Por lo que la presión de rodadura admisible es:

$$k_{adm} = 76,6 \cdot 0,6 = 45,96 \frac{kg}{cm^2}$$

El resto de datos de la formula son conocidos:

$$i = 4,87$$

$$\psi = 7,14$$

$$Z_{piñon} = 23 \text{ dientes}$$

Sustituyendo se obtiene el módulo mínimo según la fórmula de Hertz:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10.374 \cdot (4,87 - 1)}{45,96 \cdot 7,14 \cdot 23^2 \cdot 4,87 \cdot \text{sen } 20 \cdot \cos 20}}$$

$$m \geq 0,666 \text{ cm} = 6,66 \text{ mm}$$

Al igual que en el criterio de la flexión el módulo debe redondearse a su valor normalizado superior según la figura 207. El módulo mínimo para que no se produzca fallo superficial es:

$$m = 8 \text{ mm}$$

Como el módulo del engranaje es $m = 14 \text{ mm}$ el engranaje cumple a fallo superficial.

3.10.4.2. Dimensionamiento del engranaje del piñón

Tras comprobar el módulo se procede a dimensionar el engranaje del piñón. Lo primero que se debe realizar es una comprobación para determinar si el par de engranajes está formado por ruedas A-cero:

$$a = \frac{m Z_{corona}}{2} - \frac{m Z_{piñon}}{2} \rightarrow 623 = \frac{14 \cdot 112}{2} - \frac{14 \cdot 23}{2} \rightarrow$$

$$\rightarrow 623 = 623 \text{ (condición de diseño)}$$

Además:

$$Z_{piñon} + Z_{corona} = 23 + 112 = 135 > 28$$

Se cumplen ambas condiciones por lo que el par de engranajes puede fabricarse con ruedas A-cero.

Hay que comprobar si se la empresa Rothe Erde ha desplazado la herramienta de tallado en la fabricación del engranaje del rodamiento lo que obligaría a desplazar también la máquina de tallado en la fabricación del engranaje del piñón, para ello se observa la figura 211 donde se encuentran las características del rodamiento proporcionado por la empresa Rothe Erde.

Rodamientos con dentado interior

Número de plano	Peso	Dímetro exterior	Dímetro interior	Altura total	Dímetro círculo taladro exterior	Dímetro círculo taladro interior	Cantidad tableros por círculo	Dímetro del taladro	Medida del tornillo	Cantidad de engrasadores	Dímetro	Dímetro	Altura del aro	Altura del aro	Separación abajo aros exterior/interior	Separación arriba aros exterior/interior	Dímetro primitivo	Módulo	Cantidad de dientes	Corrección perfil, signo s/DIN 3960, Octubre 1976	Ajuste cabeza de diente	Altura del diente	Fuerza tangencial admisible normal	Fuerza tangencial admisible máxima	Curvas
D_L [mm]	[kg]	D_a [mm]	D_i [mm]	H [mm]	L_e [mm]	L_i [mm]	n	B [mm]	M [mm]	n_1	O [mm]	U [mm]	H_1 [mm]	H_2 [mm]	H_a [mm]	H_b [mm]	d [mm]	m [mm]	z	$x \cdot m$ [mm]	k · m [mm]	b [mm]	[kN]	[kN]	
062.50.1800.001.49.1504	762	1971	1554	109	1905	1695	36	33	30	9	1798	1802	100	99	10	9	1568	14	112	-7,0	-	100	128,5	257,0	38
062.50.2000.001.49.1504	843	2171	1764	109	2105	1895	40	33	30	8	1998	2002	100	99	10	9	1778	14	127	-7,0	-	100	128,5	257,0	39
062.50.2240.001.49.1504	961	2411	1984	109	2345	2135	48	33	30	8	2238	2242	100	99	10	9	2000	16	125	-8,0	-	100	146,8	293,6	40
062.50.2490.001.49.1504	1053	2661	2240	109	2595	2385	54	33	30	9	2488	2492	100	99	10	9	2256	16	141	-8,0	-	100	146,8	293,6	41
062.50.2800.001.49.1504	1205	2971	2544	109	2905	2695	60	33	30	12	2798	2802	100	99	10	9	2560	16	160	-8,0	-	100	146,8	293,6	42

Aros en material bonificado

Figura 211. Características del rodamiento dentado

El perfil del engranaje del rodamiento ha sufrido una corrección tal que:

$$x \cdot m = -7 \text{ mm}$$

Corrección que debe aplicarse como ya se ha explicado al engranaje del piñón. Para dimensionar correctamente el engranaje se deben definir las siguientes características:

Radio primitivo:

$$R = \frac{m \cdot Z_{\text{piñon}}}{2} = \frac{14 \cdot 23}{2} = 161 \text{ mm}$$

Radio de cabeza:

$$R_c = R + m + x \cdot m = 161 + 14 + 7 = 182 \text{ mm}$$

Radio de pie o de fondo:

$$R_f = \frac{m \cdot Z_{\text{piñon}}}{2} - (m + j) + x \cdot m = \frac{14 \cdot 23}{2} - (14 + 0,8) + 7 = 153,2 \text{ mm}$$

Radio de circunferencia básica:

$$\rho = R \cdot \cos \alpha_p = 161 \cos 20 = 151,29 \text{ mm}$$

Altura de cabeza:

$$h_c = \text{Addendum} = m = 14 \text{ mm}$$

Altura de fondo:

$$h_f = \text{Deddendum} = m + j = 14 + 0,8 = 14,8 \text{ mm}$$

Altura del diente:

$$h = h_c + h_f = 14 + 14,8 = 28,8 \text{ mm}$$

Espesor del diente (s) y hueco entre dientes (e) :

$$s = e = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{14 \cdot \pi}{2} = 21,99 \text{ mm}$$

Ancho o longitud del diente:

$$b = \psi \cdot m = 7,14 \cdot 14 = 100 \text{ mm}$$

Paso angular:

$$P_a = \frac{360}{Z_{\text{piñon}}} = \frac{360}{23} = 15,65^\circ$$

Paso circunferencial:

$$P_c = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_{\text{piñon}}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 161}{23} = 43,98 \text{ mm}$$

Paso diametral:

$$P_d = m = \frac{2 \cdot R}{Z_{\text{piñon}}} = \frac{2 \cdot 161}{23} = 14 \text{ mm}$$

Diametral Pitch:

$$D.P. = \frac{Z_{\text{piñon}}}{2 \cdot R} = \frac{23}{2 \cdot 161} = 0,071 \text{ pulgadas}$$

Grado de recubrimiento o coeficiente de engrane:

$$\varepsilon = \frac{1}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_p} \sum_{i=1}^2 \left[\sqrt{R_{c_i}^2 - \rho_i^2} - R_i \text{ sen } \alpha_p \right]$$

Para calcular el grado de recubrimiento se necesitan las siguientes dimensiones del engranaje del rodamiento:

$$R = 784 \text{ mm}$$

$$\rho = 784 \cdot \cos 20 = 736,7 \text{ mm}$$

$$R_c = 784 + 14 - 7 = 791 \text{ mm}$$

El grado de recubrimiento es:

$$\varepsilon = \frac{1}{14 \cdot \pi \cdot \cos 20} \left[\left(\sqrt{182^2 - 151,29^2} - 161 \text{ sen } 20 \right) + \left(\sqrt{791^2 - 736,7^2} - 784 \text{ sen } 20 \right) \right]$$

$$\varepsilon = 1,59 > 1$$

Tras dimensionar completamente el engranaje, se debe de comprobar si acaba en punta, ya que ha sido corregido. Para ello se debe comprobar que el espesor del diente en la cabeza t_{cabeza} sea mayor que cero.

$$t_{\text{primitivo}} = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha_p = \frac{14 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 7 \cdot \operatorname{tg} 20 = 27,08 \text{ mm}$$

$$R = \frac{m \cdot Z_{\text{piñon}}}{2} = \frac{14 \cdot 23}{2} = 161 \text{ mm}$$

$$R_c = R + m + x \cdot m = 161 + 14 + 7 = 182 \text{ mm}$$

$$E_v \phi_{\text{primitivo}} = E_v \alpha_p = E_v 20^\circ = 0,014904$$

$$R \cos \phi_{\text{primitivo}} = R_c \cos \phi_{\text{cabeza}} \rightarrow 161 \cos 20 = 182 \cos \phi_B \rightarrow \phi_B = 33,77^\circ$$

$$E_v \phi_{\text{cabeza}} = \operatorname{tg} \phi_{\text{cabeza}} - \phi_{\text{cabeza}} = \operatorname{tg} 33,77 - 33,77 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,079285$$

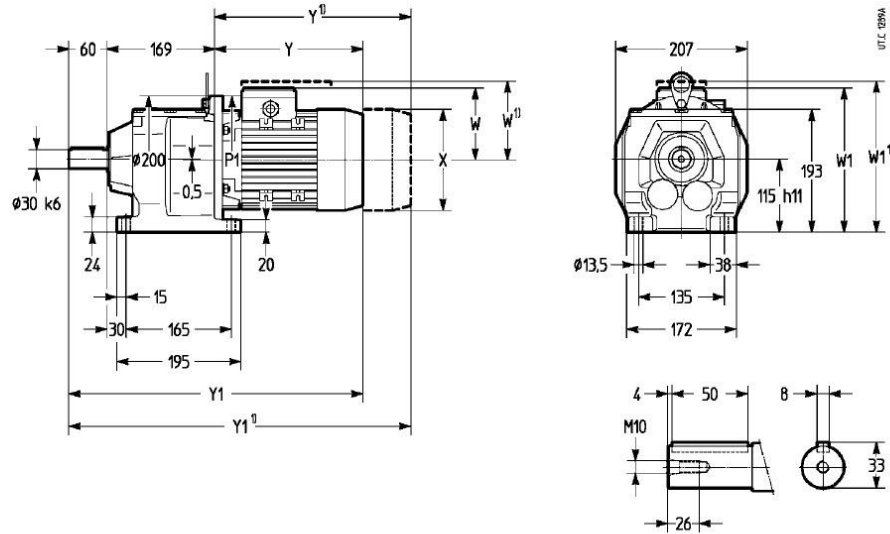
$$t_{\text{cabeza}} = 182 \cdot \left[\frac{27,08}{161} - 2(0,079285 - 0,014904) \right] = 7,18 \text{ mm} > 0$$

El diente no acaba en punta.

3.10.5. Cálculo de la chaveta del piñón

El cálculo de la chaveta consiste en calcular la longitud L para que pueda transmitir el par T entre el eje y el elemento a unir.

Lo primero que se hace es obtener el diámetro del eje del motorreductor así como el par que transmite. Estos datos se extraen del catálogo de la empresa de motorreductores Rossi y se muestran en la figura 212 y 213.



Tam. motor Grand. moteur		P1 Ø	X Ø	Y	Y1	W	W1
			1)	1)	1)	1)	1)
63	BX1	160	122	187	416	92	207
71	B5	160	140	230	459	118	233
	BX5 BX2			212	441	102	217
80	B5	200	159	252	481	137	252
	B5R			307	536	129	243
90S	B5	200	175	262	491	144	259
90L	B5	200	177	288	517	144	259
	B5R			355	584	144	258
90LC	B5	200	177	318	547	144	259
	B5R			355	584	144	258

Figura 212. Dimensiones del motorreductor

El diámetro del eje es :

$$D = 30 \text{ mm}$$

P ₁ kW	n ₂ min ⁻¹	M ₂ N m	F ₁₂ N	i	fs		Masa Masse	
							HF kg	F0 kg
1,1	10,2	1031	11 500	89,8	0,85	MR 31 7 - 90 L 6 B5R 19 x 200	54	60
	10,3	1021	10 300	88,9	0,8	MR 31 7 - 90 L 6 B5 24 x 200	54	60
	11,4	920	9 500	124	1	MR 31 7 - 80 C 4 B5* 19 x 200	50	53
	12,6	837	10 900	113	1,06			
	14	752	12 200	101	1,18			
	15,8	667	12 500	89,8	1,32			
	14,4	731	9 750	98,4	1	MR 31 7 - 90 S 4 B5 24 x 200	50	53
	15,9	660	12 200	88,9	1,25			
	17,1	615	12 500	82,8	1,5			
	18,8	559	12 500	75,3	1,6			
	20,9	502	12 500	67,7	1,8			
	23,6	445	12 500	60	2			
	26,2	400	12 500	53,9	2,24			
	31,9	330	12 500	44,4	2,8			

Figura 213. Características del motorreductor

El par torsor es:

$$T = M_2 = 559 \text{ Nm}$$

Las chavetas están suministradas por la empresa Opac. Entre las opciones de material que ofrece la empresa para sus chavetas se selecciona un acero AISI 430.

ACEROS INOXIDABLES FERRITICOS Y MARTENSITICOS

1.4005	X 12 Cr S 13	416	< 0,15	12 - 13
1.4016	X 8 Cr 17	430	< 0,08	15,5 - 17,5
1.4021	X 20 Cr 13	420 A	0,18 - 0,22	12 - 14
1.4028	X 30 Cr 13	420 B	0,25 - 0,35	12 - 14

Figura 214. Extracto de materiales disponibles del catálogo de chavetas Opac

La tensión de fluencia para un acero AISI 430 es:

$$\sigma_{yp} = 480 \text{ MPa}$$

A la hora de dimensionar la chaveta la longitud de esta no deberá ser mayor que el elemento montado, en este caso se trata del piñón del motorreductor cuyo espesor es de 100 mm, además se recomienda que el largo de la chaveta no supere 1,5 veces el diámetro del eje de 30 mm por lo que la longitud máxima de la chaveta queda limitada por esta condición a:

$$L \leq 45 \text{ mm}$$

La anchura de la chaveta (b) y la altura (h) están normalizadas en función del diámetro del eje según la norma DIN 6885, se obtienen los datos necesarios de la figura siguiente:

Chaveta Paralela de Ajuste (fixas e móveis) DIN 6885

D		b	h	t ₁	t ₂	D		b	h	t ₁	t ₂
de	até					de	até				
6	8	2	2	1,2	D + 1	85	95	25	14	9	D + 5,4
8	10	3	3	1,8	D + 1,4	95	110	28	16	10	D + 6,4
10	12	4	4	2,5	D + 1,8	110	130	32	18	11	D + 7,4
12	17	5	5	3	D + 2,3	130	150	36	20	12	D + 8,4
17	22	6	6	3,5	D + 2,8	150	170	40	22	13	D + 9,4
22	30	8	7	4	D + 3,3	170	200	45	25	15	D + 10,4
30	38	10	8	5	D + 3,3	200	230	50	28	17	D + 11,4
38	44	12	8	5	D + 3,3	230	260	56	32	20	D + 12,4
44	50	14	9	5,5	D + 3,8	260	290	63	32	20	D + 12,4
50	58	16	10	6	D + 4,3	290	330	70	36	22	D + 14,4
58	65	18	11	7	D + 4,4	330	380	80	40	25	D + 15,4
65	75	20	12	7,5	D + 4,9	380	440	90	45	28	D + 17,4
75	85	22	14	9	D + 5,4	440	500	100	50	31	D + 19,5

Figura 215. Norma DIN 6885

De la norma se obtiene que el ancho y alto de la chaveta para un diámetro $D=30\text{ mm}$ es:

$$b=8\text{ mm}$$

$$h=7\text{ mm}$$

Para el correcto dimensionamiento de la chaveta se supone de forma simplificada que sobre esta actúa una fuerza tal que:

$$F = \frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 559}{30 \cdot 10^{-3}} = 37.266,66\text{ N}$$

Dicha fuerza ocasiona que la chaveta falle a cortante o aplastamiento. En

consecuencia para que no se produzca el fallo se debe comprobar que:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \quad (A \text{ cortante})$$

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \quad (A \text{ aplastamiento})$$

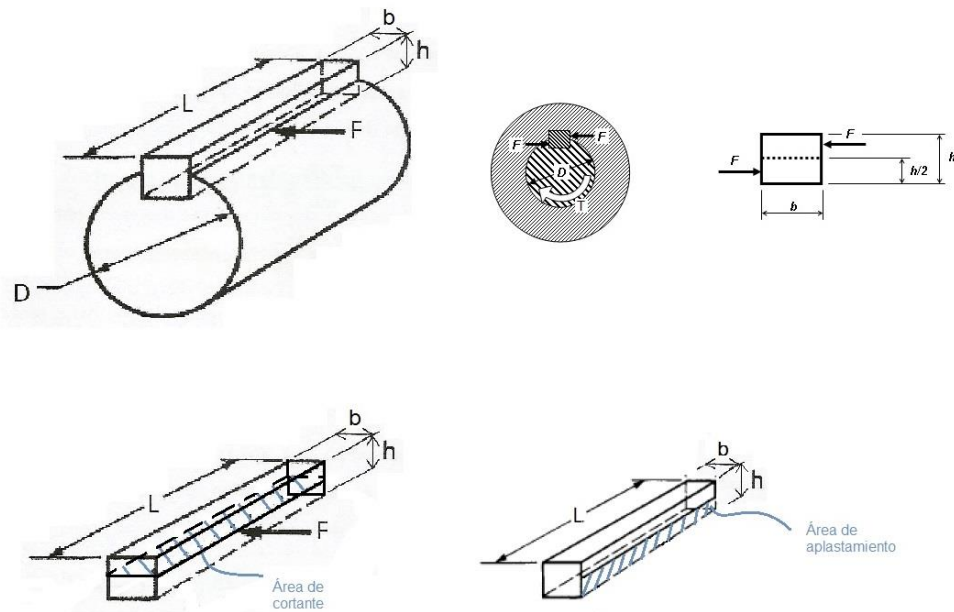


Figura 216. Fallo de la chaveta

Las chavetas se colocan en los ejes como fusible mecánico, rompiéndose este y no el resto de elementos de precio considerablemente superior, es por este motivo que el coeficiente de seguridad no debe de ser muy elevado, en el caso de aerogeneradores viene marcado por la norma UNE-EN 61400 tal como se observa en la figura 217.

Condición	Caracterización total
Resistencia a fatiga	1,25
Resistencia a limite de rotura	1,1

Figura 217. Coeficientes de seguridad según UNE-EN 61400

Con un coeficiente de seguridad para rotura de $C.S. = 1,1$ se procede a dimensionar la chaveta.

A cortante:

$$\frac{37.266,66}{8 \cdot L} \leq \frac{480}{2 \cdot 1,1} \rightarrow L \geq 21,35 \text{ mm}$$

A aplastamiento:

$$\frac{37.266,66}{7 \cdot L/2} \leq \frac{480}{1,1} \rightarrow L \geq 24,4 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta queda limitada a aplastamiento en una longitud mínima de 24,4 mm, como es inferior a la máxima longitud que se recomienda poner de 45 mm solo se coloca una chaveta en el eje, se selecciona una chaveta que cumpla las condiciones de diseño del catálogo de la empresa Opac cuyas dimensiones se muestran en la figura 218.

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)		Anchura b		2	3	4	5	6	8		10				
		Altura h		2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	
Para diámetro del eje d1 3)	más de			6	8	10	12	17	22		30				
	hasta			8	10	12	17	22	30		38				
longitud (1 5) 6)	Dif. adm. Macho Hembra		Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)												
6	-0,2	+0,2	0,188												
8			0,251	0,565											
10			0,314	0,707	1,25										
12			0,377	0,848	1,51	1,41	2,35								
14			0,44	0,989	1,76	1,65	2,75								
16			0,502	1,13	2,01	1,88	3,14	30,1	4,52						
18			0,565	1,27	2,26	2,12	3,53	3,39	5,09						
20			0,628	1,14	2,51	2,36	3,92	3,77	5,65	6,28	8,8				
22					1,55	2,76	2,59	4,32	4,14	6,2	6,9	9,67			
25					1,77	3,14	2,94	4,91	4,71	7,07	7,85	11,0	11,8	15,7	
28			1,98	3,52	3,30	5,20	5,28	7,91	8,79	12,3	13,2	17,5			

Figura 218. Características chavetas Opac

La chaveta queda caracterizada por las siguientes dimensiones:

$$\text{Ancho } (b) = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Alto } (h) = 7 \text{ mm}$$

$$Largo(L) = 25 \text{ mm}$$

3.11. CHASIS DE APOYO

El chasis de apoyo sirve para sustentar todos los elementos que componen la góndola. El proceso de diseño del chasis se realiza apoyándose en el programa Cespia.

El chasis de apoyo diseñado para la instalación en el proyecto de estudio es una estructura plana articulada que presenta la disposición que se muestra a continuación:

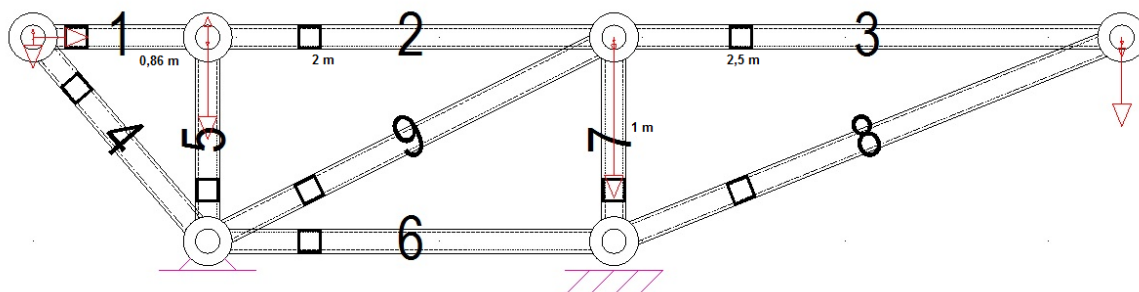


Figura 219. Chasis de apoyo

Sobre el actúa el peso de la góndola y los componentes mecánicos, a lo que se denominará con el nombre de peso propio (PP), con un valor aproximado basándose en aerogeneradores de las mismas dimensiones de $PP = 25.000 \text{ kg} = 245.250 \text{ N}$. El viento sobre el rotor que se traslada hasta el pórtico a través de los componentes mecánicos. Además se tendrá en cuenta una sobrecarga de uso para trabajos de mantenimiento con un valor según el código técnico de $U = 1 \text{ kN/m}^2$.

Las combinaciones de hipótesis de carga sobre la estructura son:

Sin cargas variables

$$\text{Comb 1: } 1'35PP$$

Una carga variable

$$\text{Comb 2: } 1'35PP + 1'5U$$

$$\text{Comb 3: } 1'35PP + 1'5V$$

Dos cargas variables

$$\text{Comb 4: } 1'35PP + 1'5U + 0'6 \cdot 1'5V$$

$$\text{Comb 5: } 1'35PP + 1'5V + 0'7 \cdot 1'5U$$

La estructura mostrada en la figura 219 se denomina “pórtico”, se disponen cinco pórticos paralelos para formar el chasis de apoyo. Toda la estructura está construida mediante perfiles de acero cuadrados de $120 \times 120 \text{ mm}$ y 4 mm de espesor soldados entre ellos. Las características mecánicas se muestran en la figura 220.

Perfil		Peso G (kg/m)	Dimensiones (mm)					Área secc. Transv A (mm ²)	Propiedades de la sección						
HxB (mm)	e (mm)		B	H	r _o	r _i	e		ejes y-y/z-z					C _t *10 ³ (mm ³)	I _t *10 ⁴ (mm ⁴)
									I *10 ⁴ (mm ⁴)	W _{el} *10 ³ (mm ³)	W _{pl} *10 ³ (mm ³)	i (mm)	A _v (mm ³)		
110x110	3	9,90	110	110	6	3	3,0	1260,82	238,3	43,33	50,27	43,48	624,0	65,07	373,5
110x110	4	12,99	110	110	8	4	4,0	1654,80	305,9	55,62	65,21	43,00	816,0	83,63	486,5
110x110	5	15,98	110	110	10	5	5,0	2035,62	367,9	66,90	79,27	42,52	1.000	100,7	593,6
110x110	6	18,87	110	110	12	6	6,0	2403,29	424,6	77,19	92,46	42,03	1.176	116,5	694,9
110x110	7	21,32	110	110	17,5	10,5	7,0	2715,75	463,2	84,21	102,46	41,30	1.344	130,1	791,2
120x120	3	10,84	120	120	6	3	3,0	1380,82	312,3	52,06	60,24	47,56	684,0	78,15	487,7
120x120	4	14,25	120	120	8	4	4,0	1814,80	402,3	67,05	78,33	47,08	896,0	100,8	636,6
120x120	5	17,55	120	120	10	5	5,0	2235,62	485,5	80,91	95,45	46,60	1.100	121,8	778,5
120x120	6	20,75	120	120	12	6	6,0	2643,29	562,2	93,69	111,61	46,12	1.296	141,22	913,5
120x120	7	23,52	120	120	17,5	10,5	7,0	2995,75	617,3	102,9	124,29	45,39	1.484	158,4	1.044

Figura 220. Extracto del prontuario de perfiles de acero

Las comprobaciones se llevarán a cabo sobre el elemento con mayor carga a tracción y el de mayor carga de compresión. Para la comprobación a pandeo se debe de tener en cuenta el elemento de mayor longitud además de la mayor carga de compresión. A continuación se procede con las comprobaciones.

Resistencia de la sección a tracción:

$$N_{t,Rd} \leq N_{pl,Rd} = A \cdot f_{yd}$$

Donde

$$A = 1.814,8 \text{ mm}^2$$

$$f_{yd} = \frac{275}{1,05}$$

$$N_{t,Rd} = 95.092,3 \text{ N (figura 221)}$$

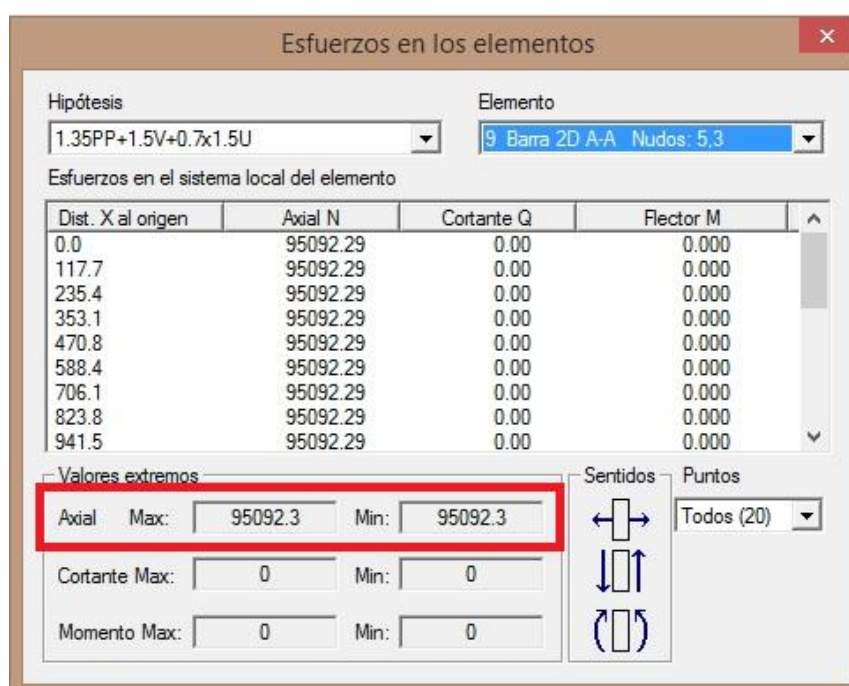


Figura 221. Esfuerzo de tracción

Se obtiene que:

$$95.092,3 \text{ N} < 475.304,8 \text{ N} \rightarrow \text{CUMPLE}$$

Resistencia de la sección a compresión:

$$N_{c,Rd} \leq N_{pl,Rd} = A \cdot f_{yd}$$

Donde

$$A = 1.814,8 \text{ mm}^2$$

$$f_{yd} = \frac{275}{1,05}$$

$$N_{t,Rd} = 81.213,7 \text{ N (figura 222)}$$

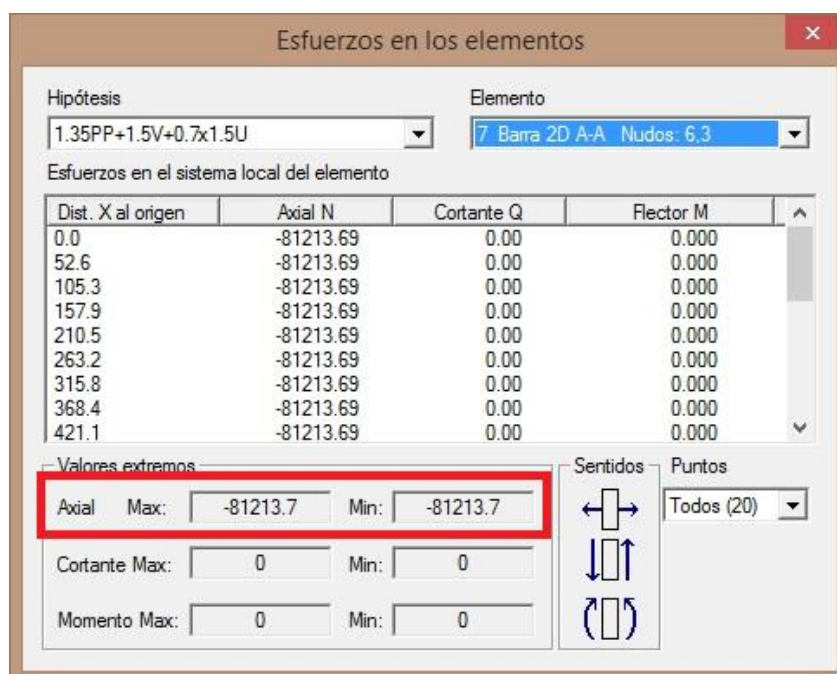


Figura 222. Esfuerzo de compresión

Se obtiene que:

$$81.213,7 \text{ N} < 475.304,8 \text{ N} \rightarrow \text{CUMPLE}$$

Comprobación a pandeo:

Debido a que el cordón superior se encuentra soldado a una plancha de acero que sirve de tablero de los componentes de la góndola, este no es susceptible de pandeo por

tener una gran rigidez. Por ello el elemento de mayor longitud es la diagonal enumerada en la figura 219 con el número 8, con una longitud de $L_K = 2.692,58 \text{ mm}$.

Como tanto la longitud de pandeo L_K , como el momento de inercia son el mismo para ambos planos en los que puede existir pandeo de la barra, se realiza una única comprobación sin especificar si se trata del plano “y” o “z”.

$$N_{Ed} = 73.929,3 \text{ N (figura 223)}$$

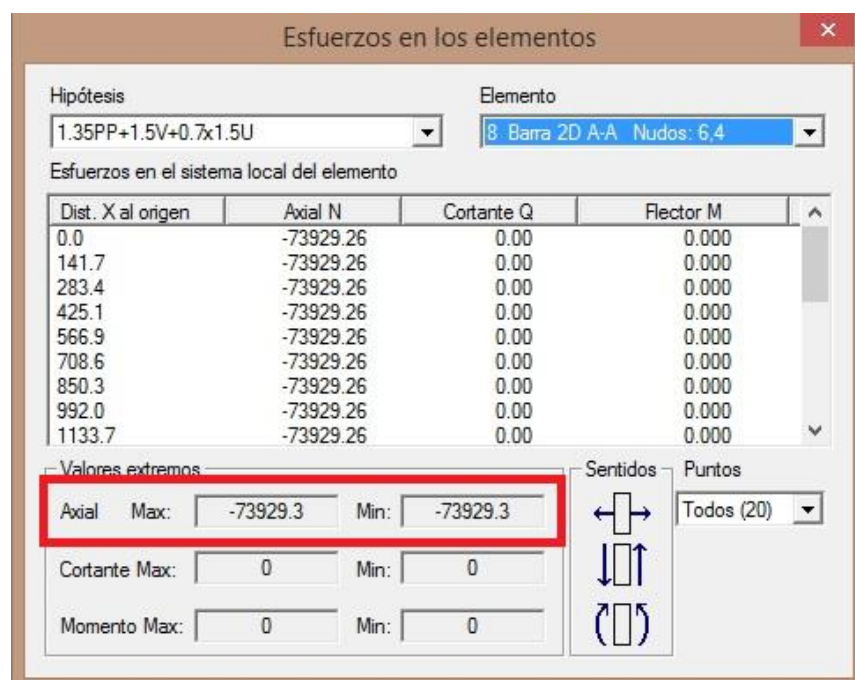


Figura 223. Esfuerzo de compresión

$$N_{Cr} = \left(\frac{\pi}{L_K}\right)^2 \cdot E \cdot I = \left(\frac{\pi}{2.692,58}\right)^2 \cdot 210.000 \cdot 402,3 \cdot 10^4 = 1.150.090 \text{ N}$$

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{Cr}}} = \sqrt{\frac{1.814,8 \cdot 275}{1.150.090}} = 0'66 < 2 \rightarrow \text{CUMPLE}$$

Curva de pandeo “a” (tubo de chapa simple o agrupado laminado en caliente):

$$\chi = 0,866 \text{ (interpolando)}$$

$$N_{b,Rd} = \chi \cdot A \cdot f_{yd} = 0'866 \cdot 1.814,8 \cdot \frac{275}{1'05} = 411.613,9 \text{ N}$$

$$N_{Ed} = 73.929,3 \text{ N} < N_{d,Rd} = 411.613,9 \rightarrow \text{CUMPLE}$$

Como la estructura tiene otro elemento con mayor carga de compresión tal y como se aprecia en la figura 222, se debe de realizar también sobre este elemento la comprobación a pandeo. El elemento con mayor carga de compresión es el enumerado en la figura 219 con el número 7, con una longitud de $L_K = 1.000 \text{ mm}$.

Como tanto la longitud de pandeo L_K , como el momento de inercia son el mismo para ambos planos en los que puede existir pandeo de la barra, se realiza una única comprobación sin especificar si se trata del plano “y” o “z”.

$$N_{Ed} = 81.213,7 \text{ N (figura 222)}$$

$$N_{Cr} = \left(\frac{\pi}{L_K}\right)^2 \cdot E \cdot I = \left(\frac{\pi}{1.000}\right)^2 \cdot 210.000 \cdot 402,3 \cdot 10^4 = 2,654 \cdot 10^9 \text{ N}$$

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{Cr}}} = \sqrt{\frac{1.814,8 \cdot 275}{2,654 \cdot 10^9}} = 0'013 < 2 \rightarrow \text{CUMPLE}$$

Curva de pandeo “a” (tubo de chapa simple o agrupado laminado en caliente):

$$\chi = 1$$

$$N_{b,Rd} = \chi \cdot A \cdot f_{yd} = 1 \cdot 1.814,8 \cdot \frac{275}{1'05} = 475.304,76 \text{ N}$$

$$N_{Ed} = 81.213,7 \text{ N} < N_{d,Rd} = 475.304,76 \text{ N} \rightarrow \text{CUMPLE}$$

Comprobación de la flecha máxima:

Esta comprobación se realiza con el programa Cespla donde se introducen las

solicitaciones sin mayorar, el punto de deflexión máximo se obtiene en la barra 3 y este no debe de ser mayor de 1/350 veces la luz (DB SE para el confort de los usuarios), que en este caso es de 2.500 mm, por lo que el nudo no podrá descender más de 7,142mm. La deflexión máxima se muestra en la figura 224.

Según el programa el descenso es de 3,9204 mm < 7,142 mm → CUMPLE

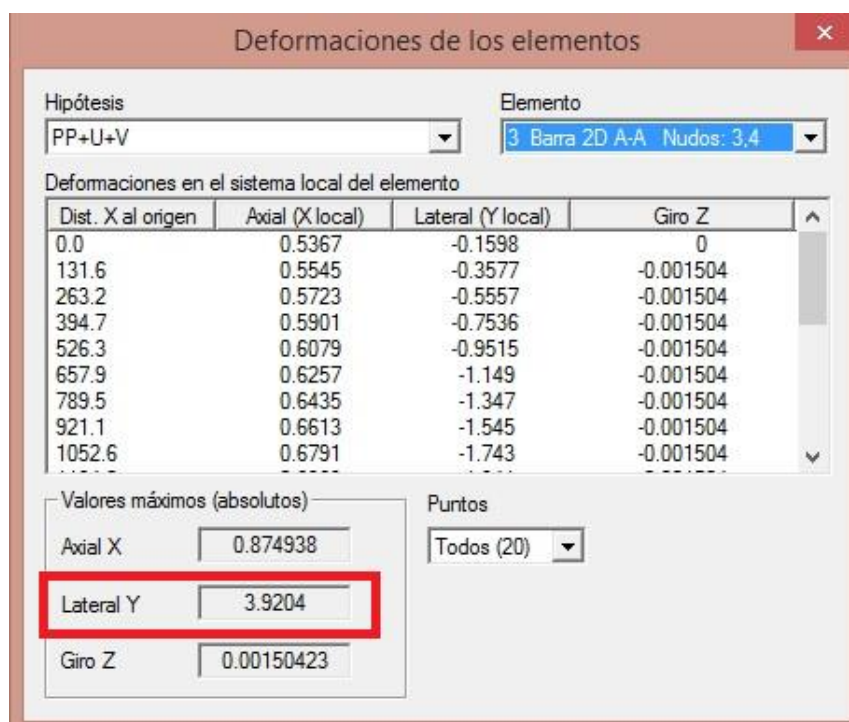


Figura 224. Deflexión máxima

3.12. TORRE

Para obtener la potencia de diseño la altura del rotor se debe colocar a 25 m, a esta altura hay que descontar la de la góndola por lo que la torre medirá 22,75 m.

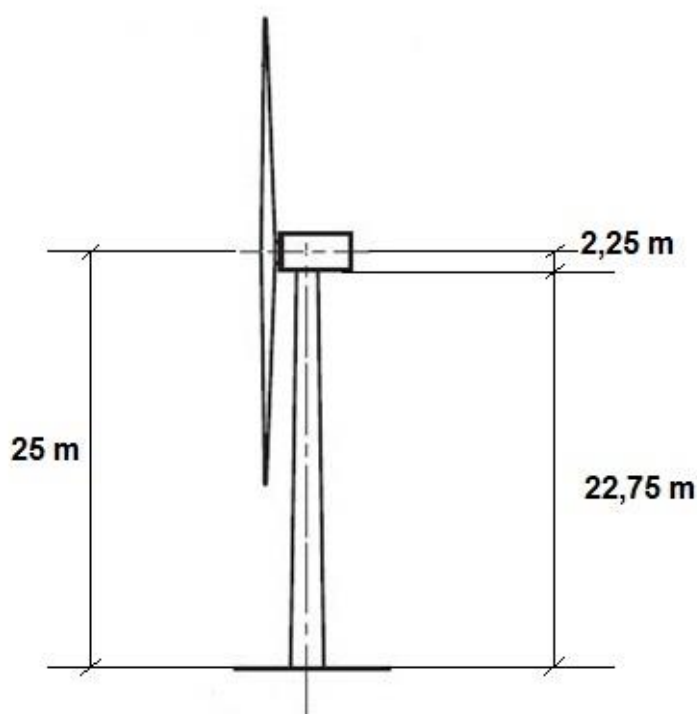


Figura 225. Geometría de la torre

Se fabrica en acero AISI 1045 cuyas características mecánicas se muestran a continuación:

Propiedades mecánicas:	Dureza 163 HB (84 HRb)
	Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
	Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)
	Elongación 16% (en 50 mm)
	Reducción de área (40%)
	Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
	Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

Figura 226. Propiedades mecánicas del acero AISI 1045

La torre del aerogenerador es hueca, con el fin de que los operarios puedan acceder a la góndola por el interior para realizar servicios de mantenimiento, siendo los diámetros exterior e interior en la sección de la base que será la más desfavorable:

$$D_e = 4,18 \text{ m}$$

$$D_i = 3,68 \text{ m}$$

Para el estudio de la torre como no se conoce el emplazamiento se han seleccionado las combinaciones de carga extremas según norma, siendo las siguientes:

$$\text{Comb 1: } 1'4DL$$

$$\text{Comb 2: } 1'2DL + (1,35TWL + 1,6WL)$$

$$\text{Comb 3: } 0,9DL - (1,35TWL + 1,6WL)$$

Donde:

DL: cargas permanentes

TWL: carga del viento sobre el rotor

WL: carga del viento sobre la torre

Las cargas permanentes que actúan sobre la torre son el peso de la góndola, los componentes mecánicos y el chasis de apoyo con un peso aproximado de $30.000 \text{ kg} \cdot 9,81 = 294.300 \text{ N}$, además del momento de desalineación del peso con la torre de valor $M = 294.300 \text{ Nm}$. La carga del viento sobre el rotor se calculó con anterioridad siendo esta de $F_a = 13.318,17 \text{ N}$ y $M = 26.108,94 \text{ Nm}$

La carga de viento sobre la torre se obtiene con la siguiente ecuación:

$$WL = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot D \cdot v^2 \cdot c_e$$

Donde:

ρ es la densidad del aire de valor $1,225 \text{ kg/m}^3$

D es el diámetro del tubo: $D = 4,18 \text{ m}$

$$v = 50 \frac{m}{s} \text{ (velocidad extrema según norma)}$$

c_e es un coeficiente de forma que se obtiene de la figura 227.

$$c_e = 0,4$$

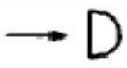

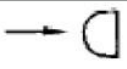
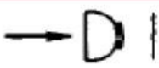

	<i>Structures</i>	<i>Shape coefficient</i>
	Hollow hemisphere, concavity to wind	1.40
	Hollow hemisphere	0.35
	Hollow or solid hemisphere, concavity to leeward	0.40
	Solid hemisphere and circular disc	1.20
	Hemisphere on horizontal plane	0.50

Figura 227. Coeficiente de forma

Sustituyendo:

$$WL = \frac{1}{2} \cdot 1,225 \cdot 4,18 \cdot 50^2 \cdot 0,4 = 2.560,25 \frac{N}{m}$$

La carga WL se debe de sustituir por una carga puntual aplicada en la mitad de la altura de la torre de valor:

$$2.560,25 \cdot 11,375 = 29.122,84 \text{ N}$$

La disposición de cargas sobre la torre se muestra en la figura 228.

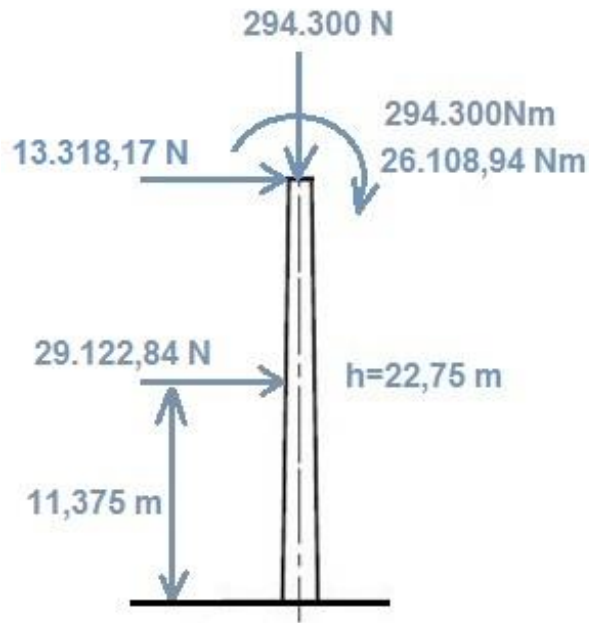


Figura 228. Cargas sobre la torre

La sección más desfavorable de la torre se encuentra en la base, estando sometida a compresión y flexión por lo que la comprobación que se debe de hacer es:

$$\sigma = \frac{M \cdot R}{I_{LN}} + \frac{N}{A} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

El momento flector y la carga de compresión en la base se muestran a continuación para las distintas combinaciones de carga:

Combinación	Momento	Carga de compresión
Combinación 1	412.020 Nm	412.020 N
Combinación 2	1.327.477 Nm	353.160 N
Combinación 3	709.447 Nm	264.870 N

En la combinación 1 se da la mayor carga de compresión, pero no así el mayor momento flector que se produce en la combinación 2, por lo que se procede a comprobar ambas combinaciones:

Combinación 1:

$$M = 412.020 \text{ Nm}$$

$$R = 2,09 \text{ m}$$

$$N = 412.020 \text{ Nm}$$

$$A = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) = \frac{\pi}{4} (4,18^2 - 4,08^2) = 0,649 \text{ m}^2$$

$$I_{LN} = \frac{\pi}{64} (D_e^4 - D_i^4) = \frac{\pi}{64} (4,18^4 - 4,08^4) = 1,3834 \text{ m}^4$$

Sustituyendo:

$$\sigma = \frac{412.020 \cdot 2,09}{1,3834} + \frac{412.020}{0,649} = 1.257.321 \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma = 1.257.321 \frac{N}{m^2} = 1,26 \text{ MPa} < \frac{\sigma_{yp}}{CS} = \frac{310}{1,1} = 281,81 \text{ MPa} \rightarrow \text{CUMPLE}$$

Combinación 2:

$$M = 1.327.477 \text{ Nm}$$

$$R = 2,09 \text{ m}$$

$$N = 353.160 \text{ N}$$

$$A = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) = \frac{\pi}{4} (4,18^2 - 4,08^2) = 0,649 \text{ m}^2$$

$$I_{LN} = \frac{\pi}{64} (D_e^4 - D_i^4) = \frac{\pi}{64} (4,18^4 - 4,08^4) = 1,3834 \text{ m}^4$$

Sustituyendo:

$$\sigma = \frac{1.327.477 \cdot 2,09}{1,3834} + \frac{353.160}{0,649} = 2.549.673,4 \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma = 2.549.673,4 \frac{N}{m^2} = 2,55 \text{ MPa} < \frac{\sigma_{yp}}{CS} = \frac{310}{1,1} = 281,81 \text{ MPa} \rightarrow \text{CUMPLE}$$

Carga crítica de pandeo:

Debido a que la torre se encuentra sometida a una carga de compresión $N = 412.020 \text{ N}$ se determina la carga crítica de pandeo con la fórmula:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2}$$

Dónde:

$$E = 2 \cdot 10^{11} \frac{N}{m^2}$$

$$L_p = 2 \cdot h(\text{empotrado} - \text{libre}) = 2 \cdot 22,75 = 45,5 \text{ m}$$

$$I = 1,3834 \text{ m}^4$$

Sustituyendo:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 1,3834}{45,5^2} = 1.319 \cdot 10^6 \text{ N}$$

Como:

$$N = 412.020 \text{ N} < 1.319 \cdot 10^6 \text{ N}$$

La torre resiste a pandeo.