

INDICE

	Pag.
1. Antecedentes.....	2
2. Objeto del proyecto.....	2
3. Titular.....	2
4. Reglamentación industrial aplicada.....	2
4.1 Normativa de diseño industrial.....	2
4.2 Reglamentación industrial.....	4
4.3 Normativa de seguridad.....	4
5. Principio de funcionamiento de un aerogenerador.....	5
6. Descripción general de la transmisión mecánica y de sus partes principales.....	6
6.1 Eje de baja o eje principal.....	6
6.2. Caja de engranajes o multiplicadora.....	7
6.3. Eje de alta.....	8
7. Emplazamiento del aerogenerador.....	9
8. Plazo de fabricación de las instalaciones.....	13
9. Presupuesto.....	13
10. Forma de pago.....	13
11. Documentos de que consta este proyecto.....	13
12. Bibliografía empleada.....	14
13. Conclusión de la memoria.....	15

1. Antecedentes.

A petición del profesor del departamento de Ingeniería Mecánica, D. Miguel Lucas Rodríguez, encargado de dirigir el proyecto general propuesto para el presente curso académico 2010-2011 a los alumnos que cursan la titulación de Ingeniería Técnica Industrial, especialidad mecánica de la Universidad Politécnica de Cartagena, se propone al alumno Antonio Segura Martínez, perteneciente a dicha titulación, el cálculo y diseño del conjunto eje – acoplamiento – multiplicadora epicicloidal de un aerogenerador que genere una potencia eléctrica de 900 kw y que irá situado en la Sierra de Portmán, en La Unión (Murcia), como requisito indispensable para la obtención de título de ingeniero técnico industrial, especialidad mecánica.

2. Objeto del proyecto.

El presente proyecto tiene por objeto la realización de los cálculos y la selección de componentes necesarios para el diseño de una transmisión mecánica para un aerogenerador de 900 kw, así como la realización de los planos necesarios para la fabricación de sus componentes y posterior montaje del mecanismo en el interior de la cabina del mismo, dando una estimación del coste de fabricación.

3. Titular.

Proyecto realizado por el alumno de Ingeniería Técnica Industrial, especialidad mecánica, Antonio Segura Martínez. Tutelado por el profesor del Departamento de Ingeniería Mecánica, D. Miguel Lucas Rodríguez. Servirá como proyecto fin de carrera para el alumno, y únicamente será empleado para fines docentes y educativos.

4. Reglamentación industrial aplicada.

4.1 Normativa de diseño industrial.

Dibujo de los planos.

- UNE 1032 Principios generales de representación.
- UNE 1166-1 Documentación técnica de productos vocabulario.
Parte1: términos relativos a los dibujos técnicos generalidades y tipo de dibujo.
- UNE-EN ISO 6433 Referencia en los elementos.
- UNE 1135 Lista de elementos.
- UNE 1039 Acotación, principios generales, definiciones, métodos.

- UNE- EN ISO 6410-1 Roscas y piezas roscadas. Parte 1. Convenios generales
- UNE-EN ISO 6410-2 Roscas y piezas roscadas. Parte 2: Insertos roscados.
- UNE-EN ISO 6410-3 Roscas y piezas roscadas. Parte 3: Representación simplificada.
- UNE 1037 Indicaciones de los estados superficiales en los dibujos.

Tolerancias, ajustes y mecanizado.

- DIN 7154 Ajustes ISO para agujero único.
 - DIN 7155 Ajuste ISO para eje único.
 - DIN 7157 Ajuste para eje único.
 - DIN 7168 Tolerancias libres de magnitudes lineales.
 - UNE 1037-75 ISO 1032 Signos de mecanizado.
- Tornillería, roscas, elementos de sujeción y de izado.

- DIN 13 rosca métrica ISO.
- DIN 267 Condiciones técnicas de suministro de tornillería y tuercas.
- DIN 6885 Chaveta normalizada.
- DIN 471 Anillos elásticos para eje.
- DIN 472 Anillos elásticos para hueco.
- DIN 1441 Arandelas planas para pernos.
- DIN 908 Tapones cilíndricos roscados con hueco hexagonal.
- DIN 580 Cáncamo rosado.

Normas y códigos de diseño.

- Norma UNE-EN 61400-1:2006 Aerogeneradores. Parte 1: Requisitos de diseño.
- Código ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 norma para diseño y especificaciones de cajas de engranajes para turbinas eólicas.
- Código ANSI/AGMA 2001-C95 factores de evaluación fundamental y métodos de cálculo de dientes de involuta para engranajes rectos y helicoidales.

Materiales.

- EN 10084 Aceros de cementación.
- EN 10083-1 Aceros para temple y revenido.

4.2 Reglamentación industrial.

- Directiva 2006/42/CE de 17 de mayo de 2006 relativa a las máquinas y por la que se modifica la Directiva 95/16/CE.
- Ley 21/1992 de 16 de julio, de Industria.
- Real Decreto 697/1995, de 28 de abril, por el que se aprueba el Reglamento del Registro de Establecimientos Industriales de ámbito estatal.
- Real Decreto 251/1997, de 21 de febrero de 1987, por el que se aprueba el Reglamento del Consejo de Coordinación de la Seguridad Industrial.
- Real Decreto 560/2010, de 7 de mayo, por el que se modifican diversas normas reglamentarias en materia de seguridad industrial para adecuarlas a la Ley 17/2009, de 23 de noviembre, sobre el libre acceso a las actividades de servicios y su ejercicio, y a la Ley 25/2009, de 22 de diciembre, de modificación de diversas leyes para su adaptación a la Ley sobre el libre acceso a las actividades de servicios y su ejercicio.
- Ley 17/2009, de 23 de noviembre, sobre el libre acceso a las actividades de servicios y su ejercicio.
- Real Decreto 559/2010, de 7 de mayo, por el que se aprueba el Reglamento del Registro Integrado Industrial.
- Orden Consejería De Industria, Trabajo y Turismo, 14 Julio 1997 4/8/1997 Contenido de proyectos. Contenido mínimo de los proyectos técnicos de determinados tipos de instalaciones industriales. Ley de contenidos mínimos de la región de Murcia (C.A.R.M).

4.3 Normativa de seguridad.

- Directiva 89/392/CEE relativa a la aproximación de las legislaciones de los estados miembros modificada por la directiva 91/368/CEE y por la 93/44/CEE.
- R.D. 1435/1992 de 27 de noviembre por el que se traspone al derecho Español la directiva 89/392/CEE.
- R.D. 56/95 de 20/01/95 que modifica el R.D. 1435/92 de 27/11/92 sobre aplicación de las legislaciones de los estados miembros sobre máquinas.

- Directiva 98/37/CEE del parlamento europeo y del consejo de 2 de Junio de 1998 relativa a la aproximación de legislaciones de los estados miembros sobre máquinas (ésta directiva deroga a la 83/392/CEE y modificaciones, pero aún no ha sido traspuesta al derecho español).
- R.D. 1215/1997 de 18 de julio por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo.
- O.M. de 8/04/91 por el que se aprueba la I.T.C MSG-SM-1 del reglamento de seguridad de máquinas referente a máquinas elementos de máquinas o sistemas de protección usados.
- R.D. 830/91 de 24/05/92 y R.D. 590/89 de 19/05/89 que modifican el R.D. 1495/86 de 26/05/86 por el que se aprueba el reglamento de seguridad en máquinas.
- Ley 31/1995 de 8 de noviembre de prevención de riesgos laborales.
- UNE 74-100-88 acústica medidas del ruido aéreo emitido por las máquinas.
- UNE 74-101-88 acústica.
- UNE – EN 349; 1993 distancia mínima para evitar el aplastamiento de parte del cuerpo humano.
- UNE – EN 842:1997. Señalización visual de peligro. Requisitos generales, diseño y ensayo.
- UNE – EN 1050:1997. Principios para la evaluación del peligro.

5. Principio de funcionamiento de un aerogenerador.

Un aerogenerador convierte la energía que posee el viento al desplazarse en energía eléctrica. Para ello se hace incidir este viento sobre el rotor del aerogenerador, el cual está formado por una serie de perfiles aerodinámicos.

Estos perfiles atraviesan entonces un flujo de aire que crea por efecto aerodinámico una fuerza que hace girar respecto a su centro el rotor, comunicando un par de torsión al eje acoplado a éste.

Según el modelo teórico de Betz, la cantidad de energía que se puede extraer del viento viene dado por la ecuación.

$$N_{viento} = \frac{1}{2} * \rho * A_{rotor} * V^3$$

Donde:

- N_{viento} : es la potencia del viento, vatios.
- ρ : es la densidad del aire a la altura del rotor, kg/m^3 .
- A_{rotor} : es el área barrida por el rotor, m^2 .
- V : es la velocidad a la que el viento incide sobre el rotor, m/s .

Según lo que se observa en la ecuación anterior, la potencia que se puede extraer del viento aumenta de forma exponencial conforme aumenta la velocidad del viento que incide sobre el área barrida por el rotor, ya que el área de éste y la densidad se pueden considerar constantes. Así la potencia que podríamos extraer del viento es muy elevada, pero desgraciadamente no se puede extraer toda. Teóricamente, para captar el cien por cien de la energía que transporta en forma de energía cinética, deberíamos detener completamente el aire en movimiento. Pero si detuviésemos el aire totalmente, al estar parado, impediría la entrada de más aire al rotor de la turbina y no podríamos captar más energía. Para evitar esto, se debe permitir que el viento escape con cierta velocidad, reduciendo el rendimiento de producción energética, pero permitiendo que más viento pueda alcanzar el aerogenerador.

Por lo que el modelo teórico de Betz establece el límite teórico o coeficiente de Betz en el 59,5% como rendimiento máximo aerodinámico, resultado que ninguna máquina eólica, por muy sofisticada que sea, puede superar.

El par de torsión comunicado al eje de principal, al que está acoplado el rotor, junto con la velocidad de giro que posee ese eje nos genera una potencia mecánica.

Esta potencia mecánica se transforma en potencia eléctrica mediante un generador que va acoplado en el otro extremo del eje, o en el este caso, el otro extremo de la transmisión mecánica a diseñar en el presente proyecto.

6. Descripción general de la transmisión mecánica y de sus partes principales.

La transmisión mecánica a diseñar irá instalada en un aerogenerador de eje horizontal con el rotor a barlovento que va a generar una potencia máxima de 900.000 vatios.

El régimen de giro de la transmisión va a ser constante, independientemente de la potencia que se esté produciendo en cada momento.

Ésta va a constar de tres partes fundamentales.

6.1 Eje de baja o eje principal.

Es el eje de entrada a la transmisión, va acoplado en el extremo de entrada con el buje del rotor y en el de salida con la caja de engranajes. La velocidad de giro de este eje es baja, la cual viene condicionada por las características del rotor y por la velocidad del viento.

El rotor a que va a estar acoplado el eje va a tener las siguientes características que se van a tener en cuenta para el diseño:

- El rotor está formado básicamente por tres perfiles aerodinámicos tipo NACA, que están unidos por un extremo con el buje.
- La unión de los perfiles con el buje es móvil, permitiendo a estos cambiar su ángulo de incidencia con respecto al viento. Con esto se regula la cantidad de potencia que se va a extraer al viento.
- El rotor va estar provisto de tres perfiles alares.
- El diámetro del conjunto va a ser de 54 metros, y el área barrida va a ser de 2.290,22 metros cuadrados.
- La relación de velocidad periférica (TSR) va a ser 4, valor que extraemos de las siguientes gráficas.

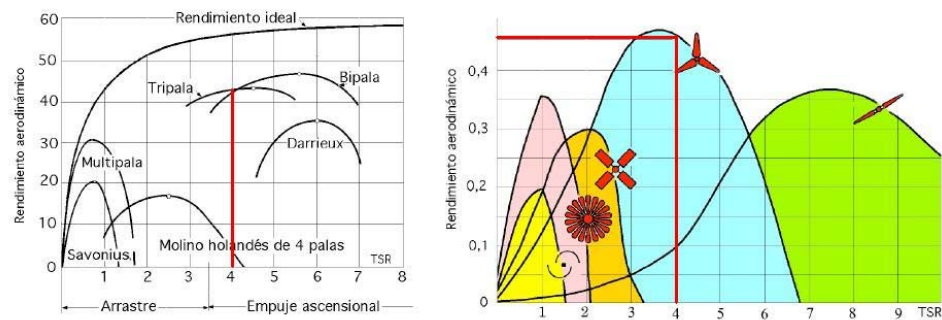


Fig IV.5.- Curvas ($\eta_{aerod} - TSR$)

Para la sujeción del eje al chasis de la góndola se ha optado por utilizar una configuración con dos cojinetes separados, esta configuración provoca que el esfuerzo en el acoplamiento con la caja de engranajes solo sea de torsión.

Este es el eje que mayor sollicitación de esfuerzos va a tener ya que recibe las fuerzas que los efectos del viento producen sobre el rotor y además del propio peso de éste.

6.2 Caja de engranajes o multiplicadora.

La multiplicadora va a ser la encargada de elevar el régimen de giro de entrada hasta el valor requerido a la salida. Va acoplada en la entrada con el eje de baja y a la salida con el eje de alta. Para elevar el régimen de giro va a contar con varias etapas de transmisión por engranajes, de las cuales una de ellas es de tipo epicicloidal.

El conjunto constará en total de tres etapas de engranajes para alcanzar el régimen necesario.

- Una primera etapa epicicloidial con tres planetas en la que el movimiento entra por el brazo porta-planetas y sale por el engranaje sol, colocando el engranaje corona fijo.
- Una segunda etapa ordinaria de ejes paralelos con engranajes helicoidales.
- Una tercera etapa ordinaria similar a la anterior de ejes paralelos con engranajes helicoidales.

Además incorporará elementos de sujeción con el chasis de la góndola igual que el eje de baja, y dispondrá de aceite que actuará de lubricante de las partes internas móviles que integren el conjunto como rodamientos, engranajes, etc.

6.3 Eje de alta.

Es el eje de salida de la transmisión, va acoplado a la entrada de este con el eje de salida de la caja de engranajes y a la salida con el eje de generador del aerogenerador.

La velocidad de giro de este eje es alta, y viene condicionada por el tipo de generador y de sus características.

Las características del generador son las siguientes.

- Generador asíncrono de cuatro polos.
- Potencia máxima generada 900.000 vatios.
- Régimen de giro constante a 1500 rpm.
- Frecuencia de generación 50 Hz.

Este eje está sometido únicamente a torsión, dato que se tendrá en cuenta a la hora de su diseño.

Además incorporará un freno mecánico que únicamente se empleará para mantener el aerogenerador en estado de estacionamiento. Éste se seleccionará de un catálogo de fabricante.

Para la parada del sistema se emplean otros dispositivos alternativos como el freno aerodinámico que coloca los perfiles en la dirección del viento para cesar la producción de potencia y así detener el giro del aerogenerador.

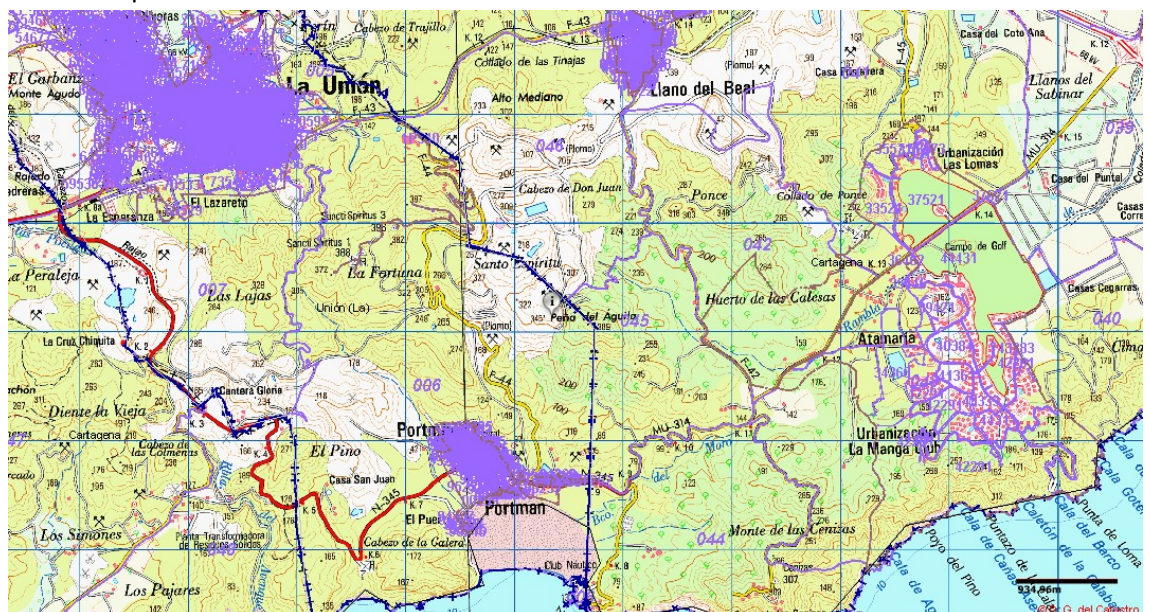
7. Emplazamiento del aerogenerador.

El aerogenerador donde va instalada la transmisión estará situado en la sierra de Portmán en La Unión (Murcia).

Plano de situación.



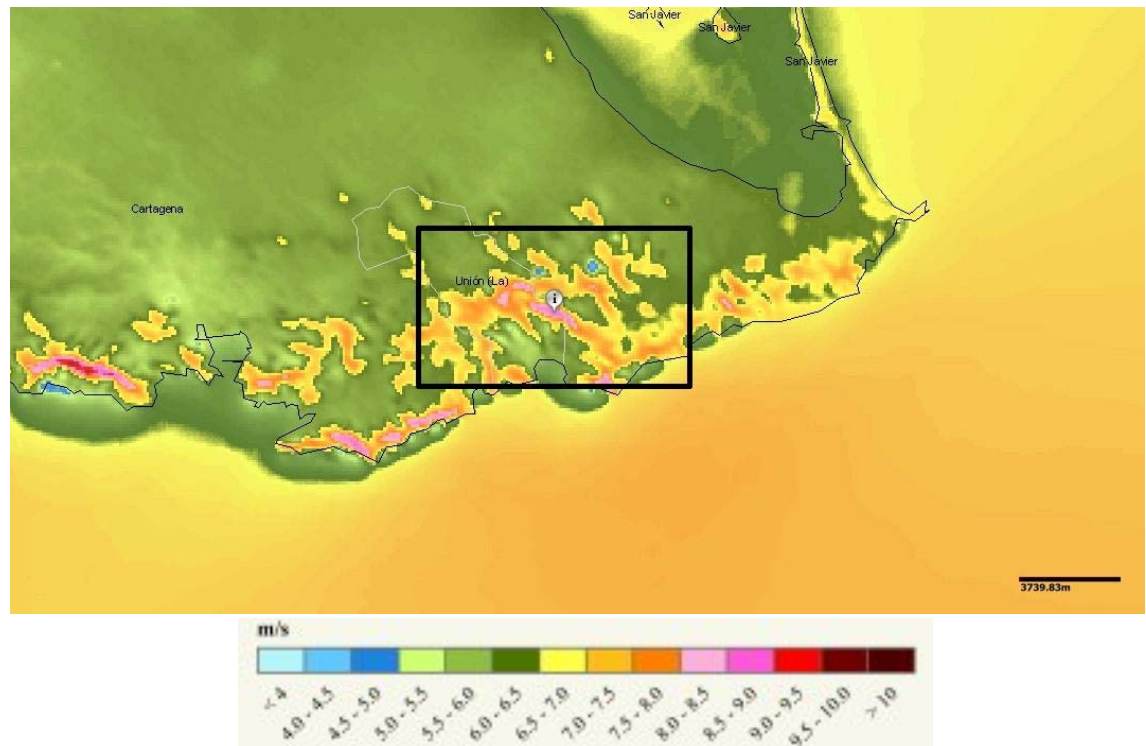
Detalle del plano de situación.



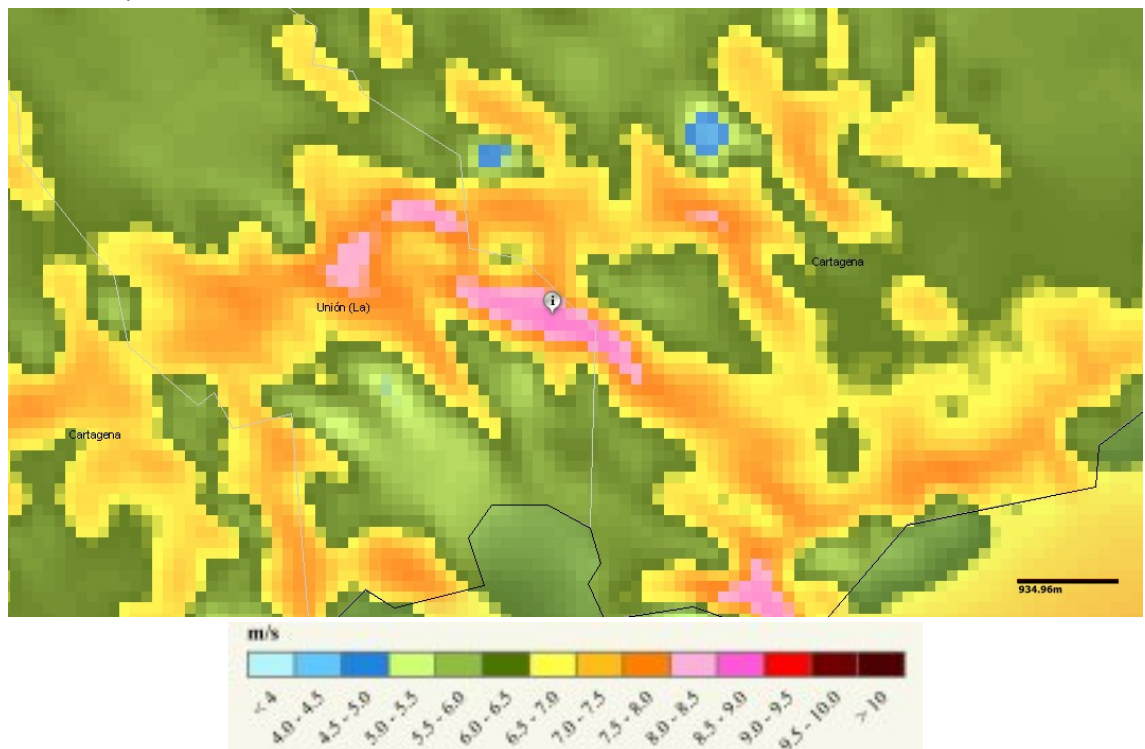
Se consulta el mapa eólico de la zona para localizar el lugar más propicio para el emplazamiento del aerogenerador.

El parámetro que nos va a resultar relevante para la elección del lugar es la velocidad media de viento anual, ya que es la base para la elección de un punto de medida con el que obtener la densidad de probabilidad de la velocidad del viento que sirva de base para la realización de los cálculos justificativos.

Mapa eólico.



Detalle mapa eólico.



Se ha marcado el lugar en el que se ha tomado la medida con un símbolo de exclamación como se puede observar en el detalle del mapa eólico.

La velocidad media anual del viento medida en ese punto es de 8,72 m/s para una altura respecto al suelo de 80 metros.

La frecuencia con la que sopla el viento a lo largo de un año se calcula mediante la ecuación de función de probabilidad de Weibull.

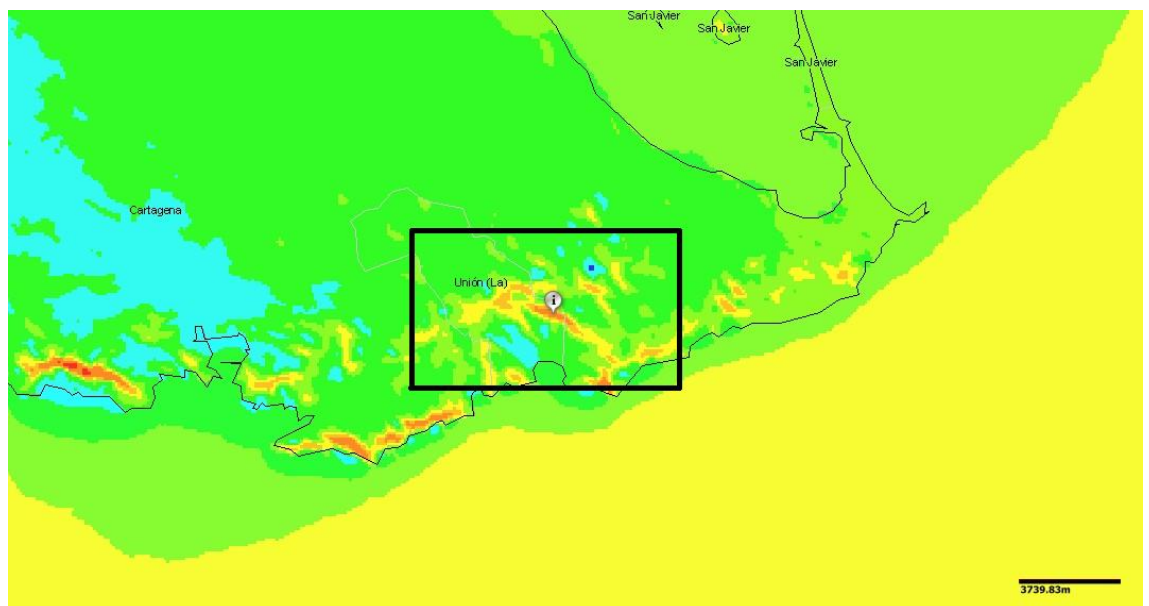
$$f(v) = \frac{K}{C} * \left(\frac{v}{C}\right)^{K-1} * e^{-\left(\frac{v}{C}\right)^K}$$

Para ello es necesario obtener los coeficientes de Weibull, los cuales, para ese punto son.

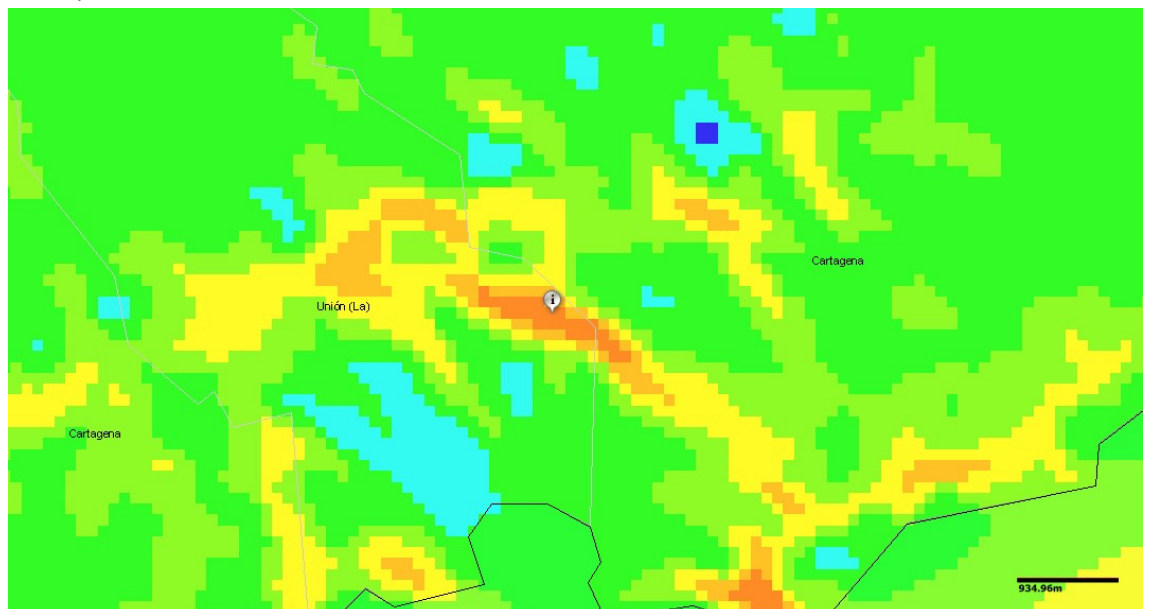
- Coeficiente de Weibull K → 2,133.
- Coeficiente de Weibull C → 10,04.

Se va a proporcionar el mapa de densidad eólica del emplazamiento con el que se comprueba que el lugar escogido es propicio para la colocación del aerogenerador.

Mapa de densidad eólica.



Detalle mapa densidad eólica.



8. Plazo de fabricación de las instalaciones.

El plazo para llevar a cabo la fabricación y montaje de todos los componentes de la transmisión mecánica del aerogenerador que se proyecta es de 60 días, a contar desde la fecha de inicio de su fabricación.

9. Presupuesto.

De acuerdo a los datos obtenidos en el documento nº4: Presupuesto, el presupuesto que se ha obtenido arroja los siguientes datos:

- **Presupuesto de ejecución por contrata de los trabajos de fabricación y montaje de la transmisión: 308.278,56 euros.**

10. Forma de pago.

El pago del costo del presente proyecto, se efectuará de manera fraccionada como se convenga en el pliego de condiciones económicas.

11. Documentos de que consta este proyecto.

- Documento nº 1: Memoria.
 - Memoria descriptiva.
 - Anejo nº 1: Cálculos justificativos.
- Documento nº2: Planos.
- Documento nº 3: Pliego de condiciones.
- Documento nº 4: Presupuesto.

12. Bibliografía empleada.

- Instituto para la diversificación y ahorro de la energía IDAE. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.
- “Energía eólica”. Pedro Fernández Díez. Libros sobre ingeniería energética.
- Artículo de investigación, “Sistema mecánico de transmisión de aerogeneradores de eje horizontal”. Francisco M. Gonzalez-Longatt, mayo de 2007.
- “*Diseño de elementos de Máquinas*”. Robert L. Mott, Virgilio González y Pozo. Editorial Pearson Educación - 2006.
- *ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 “Standard for Design and Specification of Gearboxes for Wind Turbines”*. American Gear Manufacturers Association, Virginia - 2004.
- *IEC 61400-1. Wind turbines – Part. 1: Design requirements. 3ª edition – 2005.*
- “*Elementos de máquinas*”. Bernard J. Hamrock, Bo O. Jacobson, Steven R. Schmid. Editorial McGraw Hill. México - 2.000.
- *ANSI/AGMA 2001-C95: “Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth”*. American Gears Manufacturers Association, Virginia – 2001.
- *Apuntes de la asignatura “Diseño de máquinas”, impartida en el 3º curso de la titulación de ingeniería técnica industrial, especialidad mecánica.*
- *Apuntes de la asignatura “Ampliación de Diseño de máquinas”, impartida en el 3º curso de la titulación de ingeniería técnica industrial, especialidad mecánica.*
- *Apuntes de la asignatura “Oficina técnica”, impartida en el 3º curso de la titulación de ingeniería técnica industrial, especialidad mecánica.*

13. Conclusión de la memoria.

Estimando que para la redacción del proyecto se han tenido en cuenta las prescripciones de la legislación vigente y que de acuerdo con ellas se han cubierto las condiciones impuestas por la especificación entregada por el profesor del departamento de Ingeniería mecánica de la Universidad Politécnica de Cartagena, D. Miguel Lucas Rodríguez, se somete a la aprobación por los organismos oficiales, dando por terminado en Cartagena, a 14 de Marzo de 2012.

El Ingeniero Técnico Industrial

Antonio Segura Martínez

FIRMA

Cartagena, a 14 de Marzo de 2012

INDICE

	Pag.
1. Análisis de los datos de partida y evaluación energética.....	4
2. Análisis, cálculo y selección de los componentes principales.....	6
2.1. Análisis general de la multiplicadora.....	6
3. Análisis energético.....	10
4. Análisis de la frecuencia de actuación del viento y su influencia sobre el sistema.....	11
4.1. Análisis y cálculo de los componentes de la transmisión mecánica.....	14
4.2. Cálculo de los engranajes.....	14
4.2.1. Evaluación de los datos de partida para la realización de los cálculos.....	14
4.2.2. Cálculo del engranaje 7 (Eje E).....	15
4.2.3. Cálculo del engranaje 6 (Eje D).....	21
4.2.4. Cálculo del engranaje 5 (Eje D).....	24
4.2.5. Cálculo del engranaje 4 (eje C).....	27
4.2.6. Calculo del engranaje 3 (eje C).....	30
4.2.7. Calculo del engranaje 2 (eje B).....	34
4.2.8. Calculo del engranaje 1.....	40
4.2.9. Consideraciones a tener en cuenta para el diseño de los engranajes.....	40
4.3. Cálculo de los ejes.....	41
4.3.1. Evaluación de los datos de partida para el cálculo de los ejes.....	41
4.3.2. Cálculo del eje E, conexión de 2ª etapa ordinaria con eje de alta.....	42
4.3.3. Cálculo del eje D, conexión de la 1ª con la 2ª etapa ordinaria.....	52
4.3.4. Cálculo del eje C, conexión de la etapa epicicloidial con la 1ª etapa ordinaria.....	59
4.3.5. Cálculo del eje B, eje que soporta el engranaje planeta al brazo porta-planetas de la etapa epicicloidial.....	67

4.3.6.	Cálculo del eje A, eje de baja velocidad o eje principal.....	73
4.4.	Selección de los rodamientos para los ejes.....	82
4.4.1.	Selección de los rodamientos del eje E, conexión de la 2ª etapa ordinaria con el eje de alta.....	82
4.4.2.	Selección de los rodamientos del eje D, conexión de la 1ª con la 2ª etapa ordinaria.....	91
4.4.3.	Selección de los rodamientos del eje C, conexión de la etapa epicicloidial con la 1ª etapa ordinaria.....	96
4.4.4.	Selección de los rodamientos del eje B, eje que soporta el engranaje planeta al brazo porta-planetas de la etapa epicicloidial.....	101
4.4.5.	Selección de los rodamientos del eje A, eje de baja velocidad o eje principal...	104
4.4.6.	Selección de los rodamientos del brazo porta-satélites o carro.....	109
5.	Selección, análisis y cálculo de los acoplamientos.....	113
5.1.	Buje con eje de baja principal.....	113
5.2.	Eje de baja con multiplicadora de velocidad.....	118
5.3.	Multiplicadora con generador.....	118
5.3.1.	Selección de pinza para el freno mecánico.....	120
6.	Selección de componentes de sujeción.....	123
6.1.	Soportes para rodamientos del eje de baja.....	123
6.2.	Selección de tornillería.....	124
7.	Cálculo de las chavetas.....	133
7.1.	Chaveta de eje E.....	133
7.2.	Chaveta de eje D.....	136
7.3.	Chavetas de eje C.....	137
8.	Lubricación.....	138
8.1.	Elementos de estanqueidad.....	139

8.2. Selección de tapón roscado.....	140
9. Elementos para la elevación de los componentes de la transmisión.....	140
10. Formulario.....	142

1. Análisis de los datos de partida y evaluación energética.

Se van a realizar los cálculos para la transmisión mecánica que conectará el buje, que incorpora los perfiles aerodinámicos, con el generador asíncrono con el que se va a generar la potencia eléctrica. Para estos primeros cálculos se necesitan conocer una serie de datos sobre estos dos elementos, además de cualquier otro dato que se estime necesario para la realización de los cálculos justificativos a continuación expuestos.

Los datos de los que se dispone para realizar los cálculos de resistencia de los elementos constructivos del conjunto mecánico del aerogenerador son:

- Diámetro del rotor (D_{rotor}): 54 metros.
- Potencia máxima del generador: 900.000 vatios.
- Velocidad de giro del generador: 1.500 rpm.
- Relación de velocidad periférica (TSR): 4.
- Velocidad media anual del viento a 80 metros (V_{ma}): 8,72 m/s.
- Coeficientes de Weibull => Weibull C: 10,04 m/s; Weibull K: 2,133.
- Perfil aerodinámico: NACA 65-415

Características: Angulo optimo α : 8 grados.

Coeficiente de sustentación C_y : 1,2

Coeficiente de arrastre C_x : 0,013

Se calcula la velocidad de giro del rotor, para ello se emplea la ecuación (1).

$$n = \frac{TSR * 60 * V_{ma}}{\pi * D_{rotor}} \quad (1)$$

$$n = 12,34 \text{ rpm.}$$

La velocidad de giro del rotor será de 12.34 rpm.

Se obtiene la potencia que tiene el viento que atraviesa el rotor para el rango de velocidades de viento entre 0 m/s y 30 m/s, se considera la densidad a la altura del rotor (cálculo según el modelo ISA) y el área barrida por el rotor, y se utiliza la ecuación (2).

$$N_{viento} = \frac{1}{2} * \rho * A_{rotor} * V^3 \quad (2)$$

Se obtienen los siguientes resultados:

Densidad del aire (Kg/m3)	1,1815
Diámetro de rotor (m)	54
Área barrida (m2)	2.290,22

Potencia viento			
V.v (m/s)	Pot.v (W)	V.v (m/s)	Pot.v (W)
0	0	16	5.541.675,3
1	1.352,9	17	6.647.033,9
2	10.823,6	18	7.890.393,2
3	36.529,6	19	9.279.870,9
4	86.588,7	20	10.823.584,7
5	169.118,5	21	12.529.652,2
6	292.236,8	22	14.406.191,2
7	464.061,2	23	16.461.319,3
8	692.709,4	24	18.703.154,3
9	986.299,2	25	21.139.813,8
10	1.352.948,1	26	23.779.415,5
11	1.800.773,9	27	26.630.077,1
12	2.337.894,3	28	29.699.916,3
13	2.972.426,9	29	32.997.050,8
14	3.712.489,5	30	36.529.598,2
15	4.566.199,8		

Se debe de tener en cuenta que la potencia generada no va a ser mayor que la potencia máxima del generador que se va a incorporar, en este caso, no mayor de 900.000 vatios, por lo que el rotor dispondrá de un dispositivo que regulará el ángulo de los perfiles aerodinámicos para no sobrepasar esa potencia, además de que se tiene que tener en cuenta que según la Teoría de Betz no se puede extraer más del 59% de la energía del viento. Se suma a esto el rendimiento de los perfiles aerodinámicos, que puede estar en torno a un 95%, por lo que el rendimiento en el acoplamiento de la transmisión con el buje ronda el 56,05%. Aún se tiene que tener en cuenta el rendimiento de la transmisión mecánica con lo que aun disminuye más este porcentaje, para ya llegar al generador donde ya se tendrían los 900.000 vatios de potencia máxima. Este rendimiento vendrá dado por los elementos que forman la transmisión.

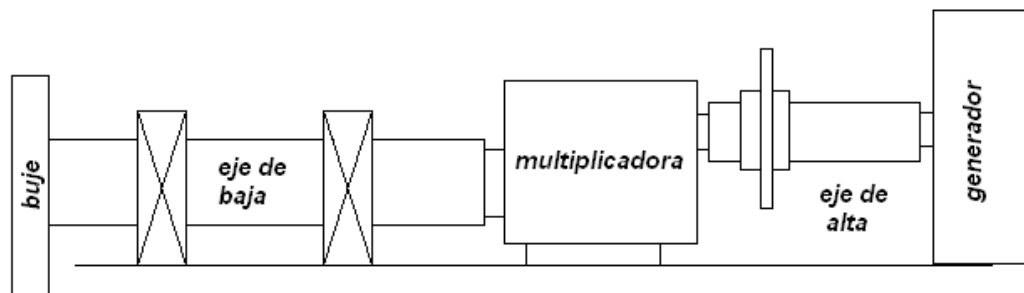
El rango de funcionamiento seleccionado para generación de potencia eléctrica está comprendido entre 3 m/s y 25 m/s.

2. Análisis, cálculo y selección de los componentes principales.

Para llevar esta potencia del rotor al generador se opta por una transmisión mecánica la cual estará formada por.

- Un eje de baja velocidad, o principal, el cual conecta el buje con la caja de engranajes.
- Una caja de engranajes, o multiplicadora, encargada de aumentar la velocidad de giro que se tiene a la entrada hasta el que solicita a la salida el generador.
- Un eje de alta que conecta la multiplicadora con el generador, en el cual dispone de un freno mecánico.

Se puede ver en el siguiente esquema como quedan distribuidos estos elementos en la transmisión.



Una vez expuestos los elementos que van a formar la transmisión mecánica se pasa a analizar con más detalle cada elemento por separado. Este análisis irá acompañado de los cálculos que se crean necesarios para asegurar de que las partes internas que forman cada elemento resisten las cargas que van a experimentar durante su vida útil.

2.1. Análisis general de la multiplicadora.

La multiplicadora, o caja de engranajes, es el elemento que va a modificar la velocidad de giro de entrada hasta el valor necesario a la salida. La velocidad de giro a la entrada va a ser la que le comunique el eje de baja que gira a la velocidad del rotor la cual ya se ha calculado mediante la ecuación (1) y es de 12,34 rpm. La velocidad de giro a la salida la marca el eje de alta que gira a la velocidad del generador la cual es de 1.500 rpm. Conociendo las velocidades de giro de entrada y salida se calcula la relación de velocidades.

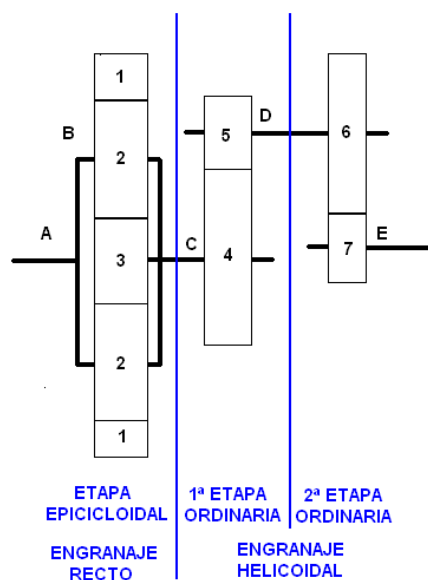
$$RV = \frac{\omega_{salida}}{\omega_{entrada}}$$

$$RV = 121,56$$

Se tiene que aumentar la velocidad de giro más de cien veces, para ello se va utilizar una serie de etapas mediante la cuales se va a ir aumentando la velocidad progresivamente para obtener una transmisión compacta. Con la información obtenida en manuales de diseño y catálogos de fabricantes de aerogeneradores de potencia similar se ha optado por utilizar una multiplicadora de tres etapas, con una primera etapa epicicloidal con engranaje de diente recto, para seguir con una segunda y tercera etapas de engranajes helicoidales de ejes paralelos.

Los motivos por los que he elegido esta configuración son, en primer lugar se tiene un muy alto par a la entrada, por lo que con el engranaje planetario podemos repartir mejor el esfuerzo y además se consigue un gran aumento en la velocidad de giro por lo que el par se reduce lo suficiente a la salida de este. Se puede entonces optar ahora por utilizar una configuración más sencilla de ejes ordinarios para ya llegar a la velocidad de giro a la salida necesaria.

Una de las características de engranaje epicicloidal es que el giro puede introducirse por la corona o por el brazo porta satélites dejando uno u otro inmóvil, en este caso se va a optar por el brazo porta satélites con la corona fija, ya que va a aportar un plus de velocidad de giro a la salida y el diseño se simplifica. Se puede ver en el siguiente esquema como queda configurada la multiplicadora, y se numeran los distintos engranajes y ejes para su posterior análisis.



Los engranajes 1, 2 y 3 pertenecen a la etapa epicicloidial, también se hará referencia a ello en algunos momentos utilizando el termino corona para el engranaje 1, planeta para el engranaje 2 y sol para engranaje 3. Los engranajes 4, 5, 6 y 7 pertenecen a las etapas ordinarias, se hará referencia a ellos con el número de engranaje indicado en el esquema. Para los ejes se hará referencia a cada uno con la letra indicada en el esquema anterior.

Se calcula ahora las velocidades de giro para los distintos ejes A, B, C, D y E; para ello se prueba con varias configuraciones de números de dientes para cada engranaje hasta que se consiga la velocidad de giro necesaria a la salida.

En la etapa epicicloidial se utiliza la formula de Willis, ecuación (3).

$$\frac{\omega_3 - \omega_L}{\omega_1 - \omega_L} = - \frac{Z_1}{Z_3} \quad (3)$$

Donde:

- ω_3 : es la velocidad de giro del engranaje solar, rpm.
- ω_1 : es la velocidad de giro de la corona, rpm.
- ω_L : es la velocidad de giro de brazo porta planetas.
- Z_1 : es el número de dientes del engranaje corona.
- Z_3 : es el número de dientes del engranaje sol.

Se toma una corona de 154 dientes la cual se mantiene fija: $\omega_1 = 0$ rpm, un sol de 20 dientes y una velocidad de giro del brazo porta planetas de $\omega_L = 12,34$ rpm, se obtiene una velocidad de giro de sol y por tanto del eje C de.

$$\omega_3 = 107,358 \text{ rpm} = \omega_C$$

Se comprueba que se cumplen las normas de relación de dientes de los engranajes epicicloidiales.

$$Z_{corona} = 2 * Z_{planeta} + Z_{sol}$$

$$\frac{Z_{corona} + Z_{sol}}{N^{\circ} \text{ planetas}} \in \mathbb{Z}$$

Se calcula el número de dientes del planeta.

$$Z_2 = 67 \text{ dientes.}$$

En las etapas de ejes ordinarios, para hallar la relación de velocidades solo hay que aplicar la ecuación (4).

$$RV = \frac{\omega_p}{\omega_G} = \frac{Z_G}{Z_p} \quad (4)$$

Donde:

- ω_p es la velocidad de giro de piñón.
- ω_G es la velocidad de giro de engrane.
- Z_p es el número de dientes del piñón.
- Z_G es el número de dientes de engrane.

Aclarar que se va a hacer referencia como piñón a la rueda más pequeña y engrane a la rueda más grande, no importa la dirección en la que entre el par.

Se entra con la velocidad de giro anterior calculada ($\omega_C = 107,358$ rpm), tomando 82 dientes en el engrane y 19 en el piñón se obtiene una velocidad de giro en el eje D.

$$\omega_D = 463,333 \text{ rpm}$$

Se entra ahora con la velocidad de giro obtenida en D, tomando 68 dientes en el engrane y 21 en el piñón se obtiene una velocidad de giro en el eje E.

$$\omega_E = 1500,3 \text{ rpm}$$

Como se observa se ha alcanzado la velocidad de giro necesaria a la salida del multiplicador para hacer operar el generador.

Resumen de los datos obtenidos de velocidades y números de dientes:

- Velocidades de giro los ejes:
Eje A: 12,34 rpm \Leftrightarrow 1,292 rad/s
Eje B: 32,04 rpm \Leftrightarrow 3,355 rad/s
Eje C: 107,358 rpm \Leftrightarrow 11,24 rad/s
Eje D: 463,33 rpm \Leftrightarrow 48,52 rad/s
Eje E: 1500,3 rpm \Leftrightarrow 157,11 rad/s
- Numero de dientes de los engranajes:
Engranaje 1 (Corona): 154 dientes.
Engranaje 2 (Planeta): 67 dientes
Engranaje 3 (Sol): 20 dientes
Engranaje 4: 82 dientes
Engranaje 5: 19 dientes
Engranaje 6: 68 dientes
Engranaje 7: 21 dientes.

3. Análisis energético.

Se representa la potencia a la entrada y salida de la transmisión y el par que afecta a cada eje teniendo en cuenta el rendimiento mecánico de cada etapa.

Debido al rozamiento entre las partes móviles, como los rodamientos que sirven de apoyo para los ejes, y entre los dientes de los engranajes se produce una pérdida de potencia entre la entrada y la salida de la transmisión debido al rendimiento de esta. Este rendimiento total se puede estimar sumando el rendimiento de cada una de las etapas que componen la transmisión.

$$\eta_m = \prod_{i=1}^n \eta_i$$

Donde:

- η_m : rendimiento total de la transmisión mecánica.
- η_i : rendimiento de cada etapa.

Se va a suponer una pérdida de potencia del 1% por etapa para el caso de transmisión por engranajes helicoidal y del 2% para el caso de engranaje recto, por lo que el rendimiento mecánico total es.

$$\eta_m = 0,99 * 0,99 * 0,98 = 0,96.$$

Teniendo en cuenta la potencia generada para cada velocidad del viento dada y la velocidad de giro de cada eje calculada, se halla el par que afecta a cada eje con la ecuación (5) para el rango de funcionamiento.

$$P_G = T * \omega \quad (5)$$

Donde:

- P_G : es la potencia generada, vatios.
- T : es el par, Nm.
- ω : es la velocidad de giro, rad/s.

Potencia de entrada y salida de la transmisión y Par que actúa en cada eje

P. Entrada (W)	P. Salida (W)	T. eje E (Nm)	T. eje D (Nm)	T. eje C (Nm)	T. eje A (Nm)	V.v (m/s)
20.475	19.656	125,108	409,202	1.783,850	15.844,434	3
48.533	46.592	296,552	969,960	4.228,385	37.557,177	4
94.791	90.999	579,204	1.894,453	8.258,565	73.353,862	5
163.799	157.247	1.000,864	3.273,614	14.270,800	126.755,473	6
260.106	249.702	1.589,335	5.198,378	22.661,501	201.282,997	7
388.264	372.733	2.372,418	7.759,678	33.827,081	300.457,419	8
552.821	530.708	3.377,916	11.048,448	48.163,949	427.799,723	9
758.327	727.994	4.633,629	15.155,621	66.068,517	586.830,896	10
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	11
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	12
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	13
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	14
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	15
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	16
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	17
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	18
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	19
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	20
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	21
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	22
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	23
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	24
937.500	900.000	5.728,432	18.736,492	81.678,751	725.483,432	25

4. Análisis de la frecuencia de actuación del viento y su influencia sobre el sistema.

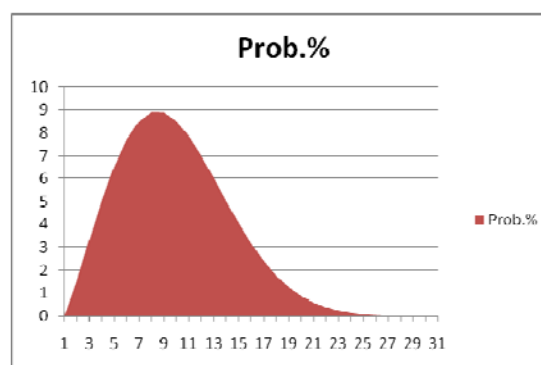
Una vez conocido el espectro de carga de torsión que va a afectar a cada eje del multiplicador es hora de analizar cada eje por separado, para ello es necesario conocer las fuerzas que actúan y la posición en la que actúan.

Antes de empezar con el análisis de cargas hay que definir las frecuencias con las que sopla el viento en la zona donde va a ir colocado el aerogenerador, van a ser necesarias para realizar los cálculos a fatiga, ya que va a permitir hallar una torsión equivalente con la que poder entrar en las ecuaciones que se utilicen para determinar las dimensiones mínimas que van a tener los elementos de transmisión.

Para esto se utiliza la función de Weibull, entrando con los coeficientes C y K para describir una distribución de frecuencias de velocidad del viento dada por la ecuación (6) con lo que se obtiene.

$$f(v) = K/C * (v/C)^{K-1} * e^{-(v/C)^K} \quad (6)$$

V.v (m/s)	Prob. (%)	V.v (m/s)	Prob. (%)
0	0,000	16	2,416
1	1,546	17	1,782
2	3,307	18	1,276
3	5,010	19	0,887
4	6,508	20	0,599
5	7,692	21	0,393
6	8,494	22	0,250
7	8,883	23	0,155
8	8,871	24	0,093
9	8,502	25	0,054
10	7,847	26	0,031
11	6,990	27	0,017
12	6,021	28	0,009
13	5,021	29	0,005
14	4,057	30	0,002
15	3,179		



Con estos datos se conoce con qué frecuencia sopla el viento a una velocidad determinada a lo largo de un año. Considerando los días, horas y minutos que tiene un año se obtiene durante cuantos minutos sopla el viento a una velocidad determinada en un año. Y multiplicando por 20 años se obtiene el número de minutos total.

Un año tiene:		Horas	8.760
Días	365	Minutos	525.600

<i>Tiempo de trabajo a V.v en un año según Weibull</i>				<i>Para 20 años de trabajo</i>	
V.v (m/s)	Prob.%	Horas	Minutos	Horas	Minutos
0	0	0	0	0	0
1	0,015.457	135,403	8.124,151	2.708,050	162.483,027
2	0,033.072	289,707	17.382,402	5.794,134	347.648,044
3	0,050.101	438,889	26.333,338	8.777,779	526.666,756
4	0,065.078	570,083	34.204,964	11.401,655	684.099,276
5	0,076.923	673,841	40.430,474	13.476,825	808.609,488
6	0,084.938	744,054	44.643,212	14.881,071	892.864,244
7	0,088.831	778,160	46.689,582	15.563,194	933.791,636
8	0,088.708	777,079	46.624,719	15.541,573	932.494,383
9	0,085.017	744,752	44.685,094	14.895,031	893.701,886
10	0,078.466	687,361	41.241,650	13.747,217	824.832,997
11	0,069.904	612,361	36.741,637	12.247,212	734.832,740
12	0,060.215	527,482	31.648,930	10.549,643	632.978,592
13	0,050.213	439,864	26.391,818	8.797,273	527.836,354
14	0,040.572	355,412	21.324,746	7.108,249	426.494,927
15	0,031.787	278,450	16.707,029	5.569,010	334.140,582
16	0,024.159	211,636	12.698,140	4.232,713	253.962,798
17	0,017.821	156,108	9.366,508	3.122,169	187.330,160
18	0,012.761	111,787	6.707,221	2.235,740	134.144,412
19	0,008.873	77,729	4.663,737	1.554,579	93.274,735
20	0,005.992	52,490	3.149,393	1.049,798	62.987,865
21	0,003.930	34,429	2.065,746	688,582	41.314,910
22	0,002.504	21,937	1.316,207	438,736	26.324,136
23	0,001.550	13,578	814,698	271,566	16.293,968
24	0,000.932	8,165	489,906	163,302	9.798,128
25	0,000.545	4,770	286,209	95,403	5.724,175
26	0,000.309	2,707	162,446	54,149	3.248,925
27	0,000.170	1,493	89,576	29,859	1.791,519
28	0,000.091	0,800	47,987	15,996	959,736
29	0,000.048	0,416	24,974	8,325	499,483
30	0,000.024	0,210	12,627	4,209	252,531
	Total	8.751,152	525.069,121	175.023,040	10.501.382,413

Ahora utilizando la velocidad de giro de cada eje se puede saber los ciclos de carga para cada etapa de torsión. Así que ya se puede empezar con el análisis de los ejes. A la hora de elegir el orden en el que se va a realizar dicho análisis, hay que aclarar, que se va a comenzar desde el eje E (alta velocidad de giro) hasta el eje A (baja velocidad de giro), es decir, del generador hacia el buje.

4.1. Análisis y cálculo de los componentes de la transmisión mecánica.

El procedimiento a seguir en el diseño de los ejes consistirá en obtener las fuerzas que actúan sobre cada uno, para ello es necesario saber a qué solicitaciones van a estar sometidos. Cada eje van a estar sometido a un estado de tensión producido por una serie de fuerzas aplicadas en varios puntos respecto al mismo provocando en éste esfuerzos de carácter torsional, axial, cortante y flector. Para obtener estos esfuerzos es necesario conocer las dimensiones y geometrías de los engranajes, ya que estos son dispositivos de transmisión de potencia.

Una vez definidos los engranajes se conocen estas fuerzas y su punto de aplicación, por lo que se pueden obtener las reacciones en los apoyos del eje. Con estos se puede realizar un análisis de esfuerzos con el que identificar la sección crítica sometida a mayor solicitación para obtener un diámetro mínimo de eje.

Conocida la sección mínima se puede plantear un diseño para el eje y seleccionar los rodamientos para su sujeción.

4.2. Cálculo de los engranajes.

4.2.1. Evaluación de los datos de partida para la realización de los cálculos.

Para el dimensionado de los engranajes se dispone del par de torsión, pero no se dispone de un valor constante, sino que durante el funcionamiento de la transmisión este par aumenta o disminuye en función de la velocidad con la que el viento actúa sobre los alabes del rotor, y para entrar en las ecuaciones para el cálculo del tamaño de diente se debe partir de un valor único.

Para obtener este valor único se va a emplear el procedimiento indicado en el anexo H del código AGMA 6006-A03, y que también viene indicado en el código ISO 6336-6.

Tomando los datos de torsión y los ciclos de carga asociados a cada velocidad de viento dada se emplea la ecuación (7) para calcular una tensión equivalente.

$$T_{eq} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n n_i * T_i^p}{\sum_{i=1}^n n_i} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (7)$$

Donde:

- T_{eq} : par de torsión equivalente, Nm.
- n_i : número de ciclos de carga para una etapa i.
- T_i : par para una etapa i, Nm.
- p: exponente de límite de fatiga.

El valor del exponente p se obtiene de la tabla H.1 incluida en el anexo H. Este valor vendrá dado por el tipo de tratamiento térmico de endurecimiento superficial del acero utilizado para la fabricación de los engranajes. Acompañado a ese valor también viene asociado un número límite de ciclos de carga de referencia.

Para la construcción de los engranajes se va a emplear dos tipos de acero.

- Acero AISI 4340 bonificado (templado y revenido), el valor de p y $N_{L\ ref}$ son:

p (picadura)	6,61	NL ref	50.000.000
p (flexión)	6,225	NL ref	3.000.000

- Acero AISI 4320 cementado, templado doble y revenido, el valor de p y $N_{L\ ref}$ son:

p (picadura)	6,61	NL ref	50.000.000
p (flexión)	8,738	NL ref	3.000.000

Puesto que se tienen todos los datos necesarios y el procedimiento a seguir, da comienzo el cálculo de los engranajes.

4.2.2. Cálculo del engranaje 7 (eje E).

Datos de que se dispone:

- Engranaje helicoidal.
- Velocidad de giro (n_E): 1.500,3 rpm \Leftrightarrow 157,11 rad/s
- Numero de dientes del piñón (Z_p): 21 dientes.
- Numero de dientes del engrane (Z_G): 68 dientes.
- Angulo de presión (θ): 20 grados.
- Angulo de hélice (ψ): 25 grados.
- Numero de contactos por vuelta: 1.
- Material: acero AISI 4340 Bonificado, con dureza superficial de 363 HB.

<i>Calculo de par equivalente</i>				
Etapa i	Par T_i (N/m)	L (min)	Ciclos n_i	Total ciclos
1	5.728,432	3.489.827	5.235.787.657	5.235.787.657
2	4.633,629	825.398	1.238.344.545	6.474.132.203
3	3.377,916	894.314	1.341.739.311	7.815.871.513
4	2.372,418	933.133	1.399.979.557	9.215.851.070
5	1.589,335	934.431	1.401.927.158	10.617.778.228
6	1.000,864	893.476	1.340.481.736	11.958.259.964
7	579,204	809.163	1.213.987.744	13.172.247.708
8	296,552	684.568	1.027.057.126	14.199.304.834
9	125,108	527.027	790.699.337	14.990.004.171

Ecuación 3	T_{eqFlex}	4.893,585	Nm
	T_{eqPica}	4.933,756	Nm

Una vez obtenidas las cargas de torsión equivalentes para flexión y picadura, y el número de ciclos total, se puede empezar el cálculo resistente.

Para ello se va a emplear el código AGMA 2001-C95 y algunas tablas y apuntes de la asignatura *ampliación de diseño de maquinas*, recogidas éstas también en el libro *“Diseño de máquinas”* de Robert L. Mott.

- Par de Torsión equivalente a flexión (T_{eqFlex}): 4.893,585 Nm.
- Par de Torsión equivalente a picadura (T_{eqPica}): 4.933,756 Nm.
- Numero de ciclos: $1.5 \cdot 10^{10}$ ciclos.

Cálculo a flexión.

Para el cálculo a flexión se emplean las ecuaciones (8) y (9).

$$S'_{at} = S_{at} * \frac{Y_N}{K_R * S_f} \quad (8)$$

- S'_{at} : esfuerzo de flexión admisible ajustado, MPa.
- S_{at} : esfuerzo de flexión admisible, MPa.
- Y_N : factor de ajuste de vida.
- K_R : factor de confiabilidad.
- S_f : factor de seguridad para esfuerzo a flexión.

$$S_t = K_O * K_S * K_m * K_B * K_v * \frac{F_t}{m * J * b} \quad (9)$$

- S_t : esfuerzo de flexión, MPa.
- K_O : factor de aplicación.
- K_S : factor de tamaño.
- K_m : factor de distribución de carga.
- K_B : factor de espesor de orilla.
- K_v : factor dinámico.
- F_t : fuerza tangencial, N.
- m : módulo, mm.
- b : ancho de cara, mm.
- J : factor de geometría.

Para que el diseño a flexión sea válido se debe de verificar que: $S_t < S'_{at}$

Se inicia el cálculo obteniendo un valor para el esfuerzo admisible a flexión utilizando la ecuación (8).

Para ello se emplean los siguientes datos, los cuales se obtienen al consultar el código de diseño AGMA 6006-A03, y que se van a emplear para los sucesivos cálculos que se realicen, no solo para el engranaje que se está calculando ahora, sino también para los posteriormente calculados:

Para el factor de seguridad, se recomienda que, tanto para flexión como para picadura, sea de cómo mínimo 1 en ambos casos. Para los presentes cálculos se va a emplear un factor de seguridad de 1,15 en ambos casos para todos los cálculos referentes a resistencia de los dientes de engranajes, para otorgar mayor seguridad en el diseño.

$$S_f = 1,15$$

Para el esfuerzo a flexión del material, se entra en las tablas del código tomando grado 2 de calidad para el material a emplear. Se entra con la dureza del acero indicado que es 363 de dureza Brinell y se obtiene el siguiente valor.

$$S_{at} = 368,1 \text{ MPa}$$

El factor de confiabilidad debe ser como mínimo del 99% según el código de diseño, por lo que:

$$K_R = 1,00$$

Para el factor de ajuste de vida, se tiene el número de ciclos que es aproximadamente $1,5 \cdot 10^{10}$ ciclos. Se entra en el gráfico o bien se emplea la ecuación (10), que sirve para calcular el factor de ajuste cuando en número de ciclos pasa de $3 \cdot 10^6$ ciclos.

$$Y_N = 1,3558 * N_C^{-0,0178} \quad (10)$$

$$Y_N = 0,89$$

Con todos estos datos, según la ecuación (8) $S'_{at} = 284,87$ MPa.

Se calcula utilizando la ecuación (9) un valor para el esfuerzo de flexión. Pero antes se ha de indicar un módulo normal para poder determinar una fuerza tangencial, un diámetro primitivo y un ancho, los cuales son necesarios para determinar los factores de corrección empleados en el cálculo.

Se toma un módulo normal de $m_n = 8$ mm, el cual se pasa a módulo aparente mediante la ecuación (11).

$$m = \frac{m_n}{\cos \psi} \quad (11)$$

$$m = 8,827 \text{ mm}$$

Conociendo el módulo y el número de dientes se obtiene el diámetro primitivo utilizando la ecuación (12).

$$D_p = m * Z_p \quad (12)$$

$$D_p = 185,36 \text{ mm}$$

La fuerza tangencial para flexión se obtiene con la ecuación (13). $T_{eqFlex}: 4.893,585$ Nm.

$$F_t = \frac{T_{eqFlex}}{D_p / 2 * 10^{-3}} \quad (13)$$

$$F_t = 52.800,873 \text{ N}$$

Para obtener un ancho de diente se emplea la ecuación (14) que da una referencia mínima.

$$b \geq B * m_n \quad (14)$$

Donde: $B = 2 * \pi / \sin \psi$ por lo que $B = 14,867 \Rightarrow b \geq 118,936 \text{ mm}$.

Como se irá observando en los sucesivos cálculos referentes al análisis de los engranajes, el ancho de diente seleccionado siempre va a ser mayor que el obtenido en la referencia. Esto se debe a que, en el proceso de diseño se ha procurado mantener un equilibrio entre el módulo, el diámetro y el ancho del engranaje, prestando atención sobre todo las dos últimas magnitudes que tienen mucha importancia en el análisis a picadura de los engranajes, que es donde más ajustados se obtienen los resultados.

Esto va a afectar sobre todo a los engranajes más pequeños como el que se aborda a continuación.

Se toma un ancho, $b = 160$ mm.

Los factores de corrección teniendo en cuenta las dimensiones del engranaje van a ser:

- $K_O = 1,1$
- $K_s (m_n = 8 \text{ mm}) = 1,15$
- $K_m = 1,27$
- $K_B = 1,00$
- $K_v (\text{para un } Q_v = 11) = 1,12$
- $J = 0,486$

Con todos estos datos, según la ecuación (9) $S_t = 138,443$ MPa.

Se verifica que $S_t < S'_{at}$ así que el engranaje calculado resiste la carga a flexión durante toda su vida útil.

Cálculo a picadura.

Para el cálculo a picadura se emplean las ecuaciones (15) y (16).

$$S'_{ac} = S_{ac} * \frac{Z_N * C_H}{K_R * S_h} \quad (15)$$

- S'_{ac} : esfuerzo de contacto admisible ajustado, Mpa.
- S_{ac} : esfuerzo de contacto admisible, Mpa.
- Z_N : factor de ajuste de vida para resistencia a picadura.
- K_R : factor de confiabilidad.
- S_h : factor de seguridad para esfuerzo de contacto.
- C_H : Factor por relación de durezas.

$$S_c = C_p * \sqrt{\frac{F_t * K_O * K_S * K_m * K_v}{b * l * D_p}} \quad (16)$$

- S_c : esfuerzo de contacto, Mpa.
- K_O : factor de aplicación.
- K_S : factor de tamaño.
- K_m : factor de distribución de carga.
- K_v : factor dinámico.
- F_t : fuerza tangencial, N.
- D_p : diámetro primitivo, mm.
- b : ancho de cara, mm.
- l : factor de geometría para resistencia a picadura.
- C_p : coeficiente elástico, $\text{Mpa}^{0,5}$.

Para que el diseño a flexión sea valido se debe de verificar que: $S_c < S'_{ac}$

Se calcula, utilizando la ecuación (15), un valor para el esfuerzo de contacto admisible.

Factor de seguridad: $S_h = 1,15$

Para el esfuerzo de contacto del material se entra en las tablas del código tomando grado 2 de calidad para el material a emplear. Se entra con la dureza del acero indicado que es 363 de dureza Brinell y se obtiene un valor.

$$S_{ac} = 1.109,2 \text{ Mpa}$$

Factor de confiabilidad: $K_R = 1,00$

Para el factor de ajuste de vida para resistencia a picadura, se tiene el número de ciclos que es aproximadamente $1,5 * 10^{10}$. Se entra en el gráfico, o se emplea la ecuación (17), que sirve para calcular el factor de ajuste cuando en número de ciclos pasa de $1 * 10^7$ ciclos.

$$Z_N = 1,4488 * N_C^{-0,023} \quad (17)$$

$$Z_N = 0,845$$

El factor de relación de durezas es $C_H = 1,00$ ya que no hay diferencia de dureza superficial entre piñón y engrane, y además solo se tiene en cuenta en el engrane, no en el piñón.

Con todos estos datos, según la ecuación (15) $S'_{ac} = 815,02 \text{ Mpa}$.

Se calcula, utilizando la ecuación (16), un valor para el esfuerzo de contacto. Para ello se debe obtener la fuerza tangencial para picadura, el factor de geometría para picadura y el valor de C_p , ya que todos los demás valores y factores se toman del cálculo a flexión.

- $K_O = 1,1$
- $K_s (m_n = 8 \text{ mm}) = 1,15$
- $K_m = 1,27$
- $K_v (\text{para un } Q_v = 11) = 1,12$
- $D_p = 185,36 \text{ mm}$
- $b = 160 \text{ mm}$

La fuerza tangencial se obtiene con la ecuación (18). $T_{eqPica} = 4.933,756 \text{ Nm}$.

$$F_t = \frac{T_{eqPica}}{D_p/2 * 10^{-3}} \quad (18)$$

$$F_t = 53.234,311 \text{ N}$$

El valor geométrico, mirando en tablas e interpolando, es: $I = 0,206$

El coeficiente elástico se obtiene indicando el material para piñón y engrane, que en el actual diseño es el mismo, en este caso acero, por lo que: $C_p = 191 \text{ Mpa}^{0,5}$.

Se sustituye en la ecuación (16) y se obtiene que $S_c = 756,421 \text{ Mpa}$.

Se verifica que $S_c < S'_{ac}$ así que el engranaje calculado resiste este esfuerzo de contacto durante toda su vida útil.

4.2.3. Cálculo del engranaje número 6 (eje D).

Datos de que se dispone:

- Engranaje helicoidal.
- Velocidad de giro (n_D): $463,33 \text{ rpm} \Leftrightarrow 48,52 \text{ rad/s}$
- Numero de dientes del piñón (Z_p): 21 dientes.
- Numero de dientes del engrane (Z_G): 68 dientes.
- Angulo de presión (θ): 20 grados.
- Angulo de hélice (ψ): 25 grados.
- Numero de contactos por vuelta: 1.
- Material: acero AISI 4340 Bonificado, con dureza superficial de 363 HB.

Calculo de par equivalente

Etapa i	Par T_i (Nm)	L (min)	Ciclos n_i	Total ciclos
1	18.736,492	3.489.827	1.616.941.609	1.616.941.609
2	15.155,621	825.398	382.431.632	1.999.373.241
3	11.048,448	894.314	414.362.511	2.413.735.752
4	7.759,678	933.133	432.348.549	2.846.084.301
5	5.198,378	934.431	432.950.017	3.279.034.317
6	3.273,614	893.476	413.974.140	3.693.008.458
7	1.894,453	809.163	374.909.646	4.067.918.103
8	969,960	684.568	317.180.816	4.385.098.919
9	409,202	527.027	244.187.645	4.629.286.564

Ecuación 3	T_{eqFlex}	16.005,884	Nm
	T_{eqPica}	16.137,274	Nm

Una vez obtenidas las cargas de torsión equivalentes para flexión y picadura, y el número de ciclos total, se puede empezar el cálculo resistente.

- Par de Torsión equivalente a flexión (T_{eqFlex}): 16005,884 Nm.
- Par de Torsión equivalente a picadura (T_{eqPica}): 16137,274 Nm.
- Numero de ciclos: $4,629 \cdot 10^9$ ciclos.

El procedimiento de cálculo es el mismo para todos los engranajes, tal y como ya se ha expuesto todos los datos. Por tanto, en lo sucesivo se indicán solo los valores tomados en cada magnitud, y solo en el caso de que se adopte otra metodología se indicara y expondrá.

Cálculo a flexión.

Para el cálculo a flexión se emplean las ecuaciones (8) y (9).

Para que el diseño a flexión sea válido se debe de verificar que: $S_t < S'_{at}$

Se calcula, utilizando la ecuación (8), un valor para el esfuerzo admisible a flexión.

- Factor de seguridad: $S_f = 1,15$
- Esfuerzo a flexión del material (363 HB): $S_{at} = 368,1$ Mpa
- Factor de confiabilidad: $K_R = 1,00$
- Factor de ajuste de vida ($4,629 \cdot 10^9$ ciclos): $Y_N = 0,912$

Con todos estos datos, según la ecuación (8) $S'_{at} = 291,92$ Mpa.

Se calcula, utilizando la ecuación (9), un valor para el esfuerzo de flexión.

El módulo y el ancho nos vienen impuesto por el engranaje compañero, antes calculado.

Módulo normal de $m_n = 8$ mm, el cual se pasa a módulo aparente mediante la ecuación (11).

$$m = 8,827 \text{ mm}$$

Conociendo el módulo y el número de dientes se calcula el diámetro primitivo utilizando la ecuación (12).

$$D_p = 600,236 \text{ mm}$$

La fuerza tangencial para flexión se obtiene con la ecuación (13). $T_{eqFlex}: 16.005,884$ Nm.

$$F_t = 53.331,969 \text{ N}$$

Ancho de diente $b = 160$ mm.

Los factores de corrección teniendo en cuenta las dimensiones del engranaje van a ser:

- $K_O = 1,1$
- $K_s (m_n = 8 \text{ mm}) = 1,15$
- $K_m = 1,224$
- $K_B = 1,00$
- K_v (para un $Q_v = 11$) = 1,12
- $J = 0,55$

Con todos estos datos, según la ecuación (9) $S_t = 119,053$ Mpa.

Se verifica que $S_t < S'_{at}$ así que el engranaje calculado resiste la carga a flexión durante toda su vida útil.

Cálculo a picadura.

Para el cálculo a picadura se emplean las ecuaciones (15) y (16).

Para que el diseño a flexión sea valido se debe de verificar que: $S_c < S'_{ac}$

Se calcula, utilizando la ecuación (15), un valor para el esfuerzo de contacto admisible.

- Factor de seguridad: $S_n = 1,15$
- Esfuerzo de contacto del material (363 HB): $S_{ac} = 1109,2$ Mpa
- Factor de confiabilidad: $K_R = 1,00$
- Factor de ajuste de vida para resistencia a picadura ($4,629 \cdot 10^9$ ciclos): $Z_N = 0,868$
- Factor de relación de durezas: $C_H = 1,00$

Con todos estos datos, según la ecuación (15) $S'_{ac} = 837,2$ Mpa.

Se calcula, utilizando la ecuación (16), un valor para el esfuerzo de contacto.

- Valor geométrico: $I = 0,206$
- Coeficiente elástico: $C_p = 191 \text{ Mpa}^{0,5}$.
- $K_o = 1,1$
- $K_s (m_n = 8 \text{ mm}) = 1,15$
- $K_m = 1,224$
- K_v (para un $Q_v = 11$) = 1,12
- $D_p = 600,236 \text{ mm}$
- $b = 160 \text{ mm}$

La fuerza tangencial para picadura se obtiene con la ecuación (18). $T_{eqPica} = 16.137,274 \text{ Nm}$.

$$F_t = 53.769,763 \text{ N}$$

Se sustituye en la ecuación (16) y se obtiene que $S_c = 414,641 \text{ Mpa}$.

Se verifica que $S_c < S'_{ac}$ así que el engranaje calculado resiste este esfuerzo de contacto durante toda su vida útil.

4.2.4. Cálculo del engranaje numero 5 (eje D).

Datos de que se dispone:

- Engranaje helicoidal.
- Velocidad de giro (n_D): 463,33 rpm \Leftrightarrow 48,52 rad/s
- Numero de dientes del piñón (Z_p): 19 dientes.
- Numero de dientes del engrane (Z_G): 82 dientes.
- Angulo de presión (θ): 20 grados.
- Angulo de hélice (ψ): 15 grados.
- Numero de contactos por vuelta: 1.
- Material: acero AISI 4340 Bonificado, con dureza superficial de 363 HB.

Calculo de par equivalente

Etapa i	Par T_i (Nm)	L (min)	Ciclos n_i	Total ciclos
1	18.736,492	3.489.827	1.616.941.609	1.616.941.609
2	15.155,621	825.398	382.431.632	1.999.373.241
3	11.048,448	894.314	414.362.511	2.413.735.752
4	7.759,678	933.133	432.348.549	2.846.084.301
5	5.198,378	934.431	432.950.017	3.279.034.317
6	3.273,614	893.476	413.974.140	3.693.008.458
7	1.894,453	809.163	374.909.646	4.067.918.103
8	969,960	684.568	317.180.816	4.385.098.919
9	409,202	527.027	244.187.645	4.629.286.564

Ecuación 3	T_{eqFlex}	16.005,884	Nm
	T_{eqPica}	16.137,274	Nm

Una vez obtenidas las cargas de torsión equivalentes para flexión y picadura, y el número de ciclos total, se puede empezar el cálculo resistente.

- Par de Torsión equivalente a flexión (T_{eqFlex}): 16.005,884 Nm.
- Par de Torsión equivalente a picadura (T_{eqPica}): 16.137,274 Nm.
- Número de ciclos: $4,629 \cdot 10^9$ ciclos.

Cálculo a flexión.

Para el cálculo a flexión se emplean las ecuaciones (8) y (9).

Para que el diseño a flexión sea válido se debe verificar que: $S_t < S'_{at}$

Se calcula, utilizando la ecuación (8), un valor para el esfuerzo admisible a flexión.

- Factor de seguridad: $S_f = 1,15$
- Esfuerzo a flexión del material (363 HB): $S_{at} = 368,1$ Mpa
- Factor de confiabilidad: $K_R = 1,00$
- Factor de ajuste de vida ($4,629 \cdot 10^9$ ciclos): $Y_N = 0,912$

Con todos estos datos, según la ecuación (8) $S'_{at} = 291,92$ Mpa.

Se calcula, utilizando la ecuación (9), un valor para el esfuerzo de flexión.

Se toma un módulo normal de $m_n = 12$ mm, el cual se pasa a módulo aparente mediante la ecuación (11).

$$m = 12,42 \text{ mm}$$

Conociendo el módulo y el número de diente se calcula el diámetro primitivo utilizando la ecuación (12).

$$D_p = 236,04 \text{ mm}$$

La fuerza tangencial para flexión se obtiene con la ecuación (13). T_{eqFlex} : 16.005,884 Nm.

$$F_t = 135.620,098 \text{ N}$$

Para obtener un ancho de diente se utiliza la ecuación (14) que da una referencia mínima.

Donde: $B = 2 * \pi / \sin \psi$ por lo que $B = 24,276 \Rightarrow b \geq 291,31 \text{ mm}$

Se toma un ancho, $b = 350$ mm.

Los factores de corrección teniendo en cuenta las dimensiones del engranaje van a ser:

- $K_o = 1,1$
- $K_s (m_n = 12 \text{ mm}) = 1,25$
- $K_m = 1,513$
- $K_B = 1,00$
- $K_v (\text{para un } Q_v = 11) = 1,08$
- $J = 0,505$

Con todos estos datos, según la ecuación (9) $S_t = 139,003$ Mpa.

Se verifica que $S_t < S'_{at}$ así que el engranaje calculado resiste la carga a flexión durante toda su vida útil.

Cálculo a picadura.

Para el cálculo a picadura se emplean las ecuaciones (15) y (16).

Para que el diseño a flexión sea válido se debe de verificar que: $S_c < S'_{ac}$

Se calcula, utilizando la ecuación (15), un valor para el esfuerzo de contacto admisible.

- Factor de seguridad: $S_n = 1,15$
- Esfuerzo de contacto del material (363 HB): $S_{ac} = 1.109,2 \text{ Mpa}$
- Factor de confiabilidad: $K_R = 1,00$
- Factor de ajuste de vida para resistencia a picadura ($4,629 \cdot 10^9$ ciclos): $Z_N = 0,868$
- Factor de relación de durezas: $C_H = 1,00$

Con todos estos datos, según la ecuación (15) $S'_{ac} = 837,2 \text{ Mpa}$.

Se calcula, utilizando la ecuación (16), un valor para el esfuerzo de contacto.

- Valor geométrico: $I = 0,213$
- Coeficiente elástico: $C_p = 191 \text{ Mpa}^{0,5}$.
- $K_O = 1,1$
- $K_s (m_n = 12 \text{ mm}) = 1,25$
- $K_m = 1,513$
- K_v (para un $Q_v = 11$) = 1,08
- $D_p = 236,04 \text{ mm}$
- $b = 350 \text{ mm}$

La fuerza tangencial para picadura se obtiene con la ecuación (18). $T_{eqPica} = 16.137,274 \text{ Nm}$.

$$F_t = 136.733,384 \text{ N}$$

Se sustituye en la ecuación (16) y se obtiene que $S_c = 798,629 \text{ Mpa}$.

Se verifica que $S_c < S'_{ac}$ así que el engranaje calculado resiste este esfuerzo de contacto durante toda su vida útil.

4.2.5. Cálculo del engranaje 4 (eje C).

Datos de que se disponen:

- Engranaje helicoidal.
- Velocidad de giro (n_c): $107,35 \text{ rpm} \Leftrightarrow 11,24 \text{ rad/s}$
- Número de dientes del piñón (Z_p): 19 dientes.
- Número de dientes del engrane (Z_g): 82 dientes.
- Ángulo de presión (θ): 20 grados.
- Ángulo de hélice (ψ): 15 grados.
- Número de contactos por vuelta: 1.
- Material: acero AISI 4340 Bonificado, con dureza superficial de 363 HB.

Calculo del par equivalente

Etapa i	Par T_i (N/m)	L (min)	Ciclos n_i	Total ciclos
1	81.678,751	3.489.827	374.660.862	374.660.862
2	66.068,517	825.398	88.613.073	463.273.935
3	48.163,949	894.314	96.011.764	559.285.699
4	33.827,081	933.133	100.179.301	659.465.000
5	22.661,501	934.431	100.318.667	759.783.667
6	14.270,800	893.476	95.921.774	855.705.441
7	8.258,565	809.163	86.870.157	942.575.598
8	4.228,385	684.568	73.493.834	1.016.069.432
9	1.783,850	527.027	56.580.617	1.072.650.049

Ecuación 3	T_{eqFlex}	69.775,099	Nm
	T_{eqPica}	70.347,876	Nm

Una vez obtenidas las cargas de torsión equivalentes para flexión y picadura, y el número de ciclos total, se puede empezar el cálculo resistente.

- Par de Torsión equivalente a flexión (T_{eqFlex}): 69.775,099 Nm.
- Par de Torsión equivalente a picadura (T_{eqPica}): 70.347,876 Nm.
- Numero de ciclos: $1,072 \cdot 10^9$ ciclos.

Cálculo a flexión.

Para el cálculo a flexión se emplean las ecuaciones (8) y (9).

Para que el diseño a flexión sea válido debe de verificar que: $S_t < S'_{at}$

Se calcula, utilizando la ecuación (8), un valor para el esfuerzo admisible a flexión.

- Factor de seguridad: $S_f = 1,15$
- Esfuerzo a flexión del material (363 HB): $S_{at} = 368,1$ Mpa
- Factor de confiabilidad: $K_R = 1,00$
- Factor de ajuste de vida ($1,072 \cdot 10^9$ ciclos): $Y_N = 0,936$

Con todos estos datos, según la ecuación (8) $S'_{at} = 299,6$ Mpa.

Se calcula, utilizando la ecuación (9), un valor para el esfuerzo de flexión.

El módulo y el ancho nos vienen impuesto por el engranaje compañero, antes calculado.

Módulo normal de $m_n = 12$ mm, el cual se pasa a módulo aparente mediante la ecuación (11).

$$m = 12,42 \text{ mm}$$

Conociendo el módulo y el número de diente se calcula el diámetro primitivo utilizando la ecuación (12).

$$D_p = 1.018,44 \text{ mm}$$

La fuerza tangencial para flexión se obtiene con la ecuación (13). $T_{eqFlex}: 69.775,099$ Nm.

$$F_t = 137.023,485 \text{ N}$$

Ancho $b = 350$ mm.

Los factores de corrección teniendo en cuenta las dimensiones del engranaje van a ser:

- $K_O = 1,1$
- $K_s (m_n = 12 \text{ mm}) = 1,25$
- $K_m = 1,42$
- $K_B = 1,00$
- K_v (para un $Q_v = 11$) = 1,08
- $J = 0,586$

Con todos estos datos, según la ecuación (9) $S_t = 113,498$ Mpa.

Se verifica que $S_t < S'_{at}$ así que el engranaje calculado resiste la carga a flexión durante toda su vida útil.

Cálculo a picadura.

Para el cálculo a picadura se emplean las ecuaciones (15) y (16).

Para que el diseño a flexión sea valido se debe de verificar que: $S_c < S'_{ac}$

Se calcula, utilizando la ecuación (15), un valor para el esfuerzo de contacto admisible.

- Factor de seguridad: $S_h = 1,15$
- Esfuerzo de contacto del material (363 HB): $S_{ac} = 1.109,2$ Mpa
- Factor de confiabilidad: $K_R = 1,00$
- Factor de ajuste de vida para resistencia a picadura ($1,072 \cdot 10^9$ ciclos): $Z_N = 0,8976$
- Factor de relación de durezas: $C_H = 1,00$

Con todos estos datos, según la ecuación (15) $S'_{ac} = 865,75 \text{ Mpa}$.

Calculamos utilizando la ecuación (16) un valor para el esfuerzo de contacto.

- Valor geométrico: $I = 0,213$
- Coeficiente elástico: $C_p = 191 \text{ Mpa}^{0,5}$.
- $K_o = 1,1$
- $K_s (m_n = 12 \text{ mm}) = 1,25$
- $K_m = 1,42$
- $K_v (\text{para un } Q_v = 11) = 1,08$
- $D_p = 1018,44 \text{ mm}$
- $b = 350 \text{ mm}$

La fuerza tangencial para picadura la obtenemos con la ecuación (18). $T_{eqPica} = 70.347,876 \text{ Nm}$.

$$F_t = 138.148,297 \text{ N}$$

Se sustituye en la ecuación (16) y se obtiene que $S_c = 374,245 \text{ Mpa}$.

Se verifica que $S_c < S'_{ac}$ así que el engranaje calculado resiste este esfuerzo de contacto durante toda su vida útil.

4.2.6. Cálculo del engranaje 3 (eje C).

Este engranaje pertenece a la etapa epicicloidal, concretamente es el engranaje sol. A la hora de realizar el cálculo de fuerzas se va a tener en cuenta que se van a colocar varios engranajes planeta. Esto no afecta a la potencia de entrada y salida ni a la carga de torsión, pero al tener varios dientes en contacto a la vez, evaluando cada diente por separado para realizar el cálculo de resistencia, esta carga de torsión queda dividida por el número de engranajes planeta.

En este caso, el número de planetas que va a contener esta etapa epicicloidal es de tres, por lo que el par de torsión queda dividido por tres y con ello la fuerza tangencial sobre cada diente también. Pero entonces se ha de tener en cuenta que el número de contactos al que está sometido cada diente por vuelta también es tres, y esto afecta al número de ciclos de esfuerzo a la hora de realizar los cálculos.

Para este engranaje en concreto se va a utilizar un acero cementado, que va otorgar mejor resistencia a picadura, ya que como se puede observar en los cálculos anteriores, es donde se exige mayor esfuerzo.

Datos de que se dispone:

- Engranaje recto.
- Velocidad de giro (n_c): 107,35 rpm \Leftrightarrow 11,24 rad/s
- Número de dientes del piñón (Z_p): 20 dientes.
- Número de dientes del engrane (Z_G): 67 dientes.
- Ángulo de presión (θ): 20 grados.
- Número de contactos por vuelta: 3.
- Material: acero AISI 4320 Cementado, templado doble y revenido en aceite, con dureza superficial de 653 HB y dureza en el núcleo de 302 HB.

<i>Calculo del par equivalente</i>				
Etapa i	Par T_i (N/m)	L (min)	Ciclos n_i	Total ciclos
1	27.226,250	3.489.827	1.123.982.586	1.123.982.586
2	22.022,839	825.398	265.839.220	1.389.821.806
3	16.054,650	894.314	288.035.291	1.677.857.096
4	11.275,694	933.133	300.537.903	1.978.394.999
5	7.553,834	934.431	300.956.000	2.279.351.000
6	4.756,933	893.476	287.765.323	2.567.116.323
7	2.752,855	809.163	260.610.470	2.827.726.793
8	1.409,462	684.568	220.481.502	3.048.208.295
9	594,617	527.027	169.741.851	3.217.950.146

Ecuación 3	T_{eqFlex}	24.246,241	Nm
	T_{eqPica}	23.449,292	Nm

Una vez obtenidas las cargas de torsión equivalentes para flexión y picadura, y el número de ciclos total, se puede empezar el cálculo resistente.

- Par de Torsión equivalente a flexión (T_{eqFlex}): 24.246,241 Nm.
- Par de Torsión equivalente a picadura (T_{eqPica}): 23.449,292 Nm.
- Numero de ciclos: $3,217 \cdot 10^9$ ciclos.

Cálculo a flexión.

Para el cálculo a flexión se emplean las ecuaciones (8) y (9).

Para que el diseño a flexión sea válido se debe verificar que: $S_t < S'_{at}$

Se calcula, utilizando la ecuación (8), un valor para el esfuerzo admisible a flexión.

- Factor de seguridad: $S_f = 1,15$
- Esfuerzo a flexión del material (acero cementado): $S_{at} = 447,85$ Mpa
- Factor de confiabilidad: $K_R = 1,00$
- Factor de ajuste de vida ($3,217 \cdot 10^9$ ciclos): $Y_N = 0,918$

Con todos estos datos, según la ecuación (8) $S'_{at} = 357,5$ Mpa.

Se calcula, utilizando la ecuación (9), un valor para el esfuerzo de flexión.

Se considera un módulo de $m = 14$ mm.

Conociendo el módulo y el número de dientes se calcula el diámetro primitivo utilizando la ecuación (12).

$$D_p = 280 \text{ mm}$$

La fuerza tangencial para flexión se obtiene con la ecuación (13). $T_{eqFlex}: 24.246,241$ Nm.

$$F_t = 173.187,435 \text{ N}$$

Hay que definir un ancho para el diente. Para ello se sabe que la anchura recomendada para engranajes rectos debe estar comprendida entre.

$$3\pi < B < 5\pi$$

Dada la ecuación (19), para el ancho de diente.

$$b = B * m \quad (19)$$

El ancho de diente debería estar comprendido entre 131,94 y 219,91 milímetros, pero se va a ir más allá, ya que como se indicó al comienzo del análisis, se va a procurar realizar el diseño lo más equilibrado posible. Se va a optar por elegir un ancho de diente muy por encima de los valores recomendados en comparación con los casos anteriores, ya que si el diseño se ciñera a los datos recomendados, las soluciones a adoptar para cumplir con las exigencias de resistencia conducirían a un sobredimensionado innecesario de los demás elementos de la transmisión.

Se escoge para este caso un ancho de 400 mm.

Los factores de corrección teniendo en cuenta las dimensiones del engranaje van a ser:

- $K_O = 1,1$
- $K_s (m = 14 \text{ mm}) = 1,28$
- $K_m = 1,56$
- $K_B = 1,00$
- $K_v (\text{para un } Q_v = 11) = 1,05$
- $J = 0,33$

Con todos estos datos, según la ecuación (9) $S_t = 217,421 \text{ Mpa}$.

Se verifica que $S_t < S'_{at}$ así que el engranaje calculado resiste la carga a flexión durante toda su vida útil.

Cálculo a picadura.

Para el cálculo a picadura se emplean las ecuaciones (15) y (16).

Para que el diseño a flexión sea válido se debe verificar que: $S_c < S'_{ac}$

Se calcula, utilizando la ecuación (15), un valor para el esfuerzo de contacto admisible.

- Factor de seguridad: $S_h = 1,15$
- Esfuerzo de contacto del material (acero cementado): $S_{ac} = 1.550,2 \text{ Mpa}$
- Factor de confiabilidad: $K_R = 1,00$
- Factor de ajuste de vida para resistencia a picadura ($3,217 \cdot 10^9$ ciclos): $Z_N = 0,875$
- Factor de relación de durezas: $C_H = 1,00$

Con todos estos datos, según la ecuación (15) $S'_{ac} = 1.179,53 \text{ Mpa}$.

Se calcula, utilizando la ecuación (16), un valor para el esfuerzo de contacto.

- Valor geométrico: $I = 0,104$
- Coeficiente elástico: $C_p = 191 \text{ Mpa}^{0,5}$.
- $K_O = 1,1$
- $K_s (m = 14 \text{ mm}) = 1,2875$
- $K_m = 1,56$
- $K_v (\text{para un } Q_v = 11) = 1,05$
- $D_p = 280 \text{ mm}$
- $b = 400 \text{ mm}$

La fuerza tangencial para picadura la obtenemos con la ecuación (18). T_{eqPica} : 23.449,292 Nm.

$$F_t = 167.494,943 \text{ N}$$

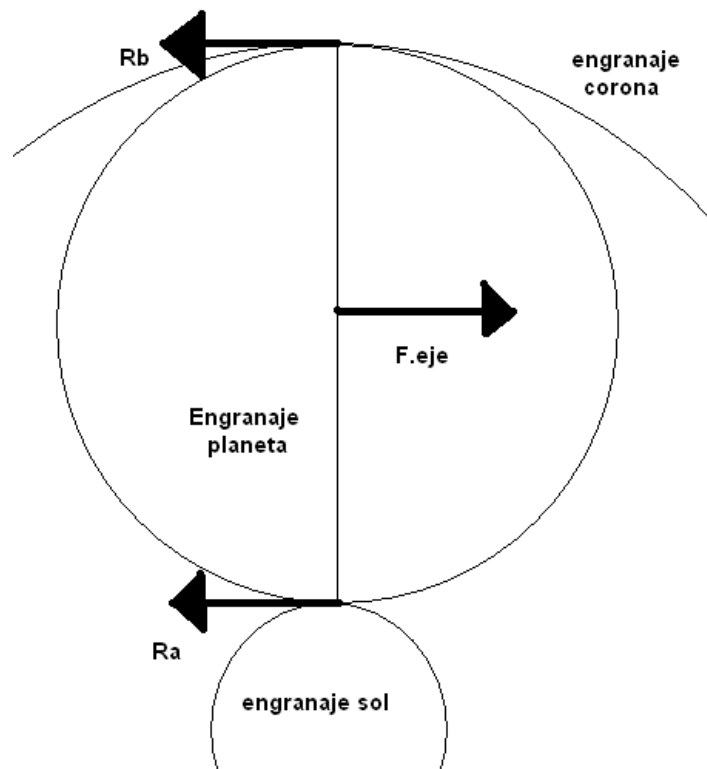
Se sustituye en la ecuación (16) y se obtiene que $S_c = 1.103,195 \text{ Mpa}$.

Se verifica que $S_c < S'_{ac}$ así que el engranaje calculado resiste este esfuerzo de contacto durante toda su vida útil.

4.2.7. Calculo del engranaje 2 (eje B).

Este engranaje pertenece a la etapa epicicloidal y concretamente es un planeta de la etapa. Antes de realizar los cálculos hay que analizar los esfuerzos a los que va a estar sometido, y el movimiento a través del hueco interior del engranaje epicicloidal.

La entrada de potencia a la etapa epicicloidal se realiza a través del brazo porta planetas, por lo que el par de torsión de entrada producirá una fuerza que será aplicada en el centro del eje de este engranaje. A la vez los dientes del engranaje contactan con el engranaje corona y con el engranaje sol como se muestran en la figura.



La fuerza que se ejerce sobre el eje es el par de torsión de entrada, dividida por tres debido a que se reparte entre los tres planetas acoplados al brazo porta-planetas, dividida por la longitud suma del radio del engranaje planeta más el radio del engranaje sol, ecuación (20)

$$F_{eje} = \frac{T_{ent}}{r_{planeta} + r_{sol}} \quad (20)$$

Al igual que en los otros engranajes, aquí también se tiene que obtener un par equivalente para el caso de flexión y para picadura.

<i>Calculo del par equivalente</i>				
Etapa i	Par T_i (Nm)	L (min)	Ciclos n_i	Total ciclos
1	241.827,811	3.489.827	129.193.401	129.193.401
2	195.610,299	825.398	30.556.232	159.749.633
3	142.599,908	894.314	33.107.505	192.857.138
4	100.152,473	933.133	34.544.587	227.401.724
5	67.094,332	934.431	34.592.644	261.994.368
6	42.251,824	893.476	33.076.474	295.070.842
7	24.451,287	809.163	29.955.226	325.026.068
8	12.519,059	684.568	25.342.701	350.368.770
9	5.281,478	527.027	19.510.558	369.879.327

Ecuación 3	$T_{ent(eqFlex)}$	206.584,446	Nm
	$T_{ent(eqPica)}$	208.280,275	Nm

- Par de Torsión equivalente para flexión ($T_{ent(eqFlex)}$): 206.584,446 Nm.
- Par de Torsión equivalente para picadura ($T_{ent(eqPica)}$): 208.280,275 Nm.
- Radio del engranaje planeta: $r_{planeta} = 0,469$ m.
- Radio del engranaje solar: $r_{sol} = 0,14$ m.

$$F_{eje(flex)} = 339.219,123 \text{ N}$$

$$F_{eje(pica)} = 342.003,735 \text{ N}$$

Las reacciones R_a y R_b se calculan mediante las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos (21).

$$\sum F_h = 0 \quad \sum F_v = 0 \quad \sum M = 0 \quad (21)$$

Como tanto R_a y R_b se encuentran a la misma distancia de F_{eje} , es fácil llegar a la conclusión de que:

$$R_a = \frac{F_{eje}}{2} \quad \text{Y que} \quad R_a = R_b$$

$$R_{a(flex)} = R_{b(flex)} = 169.609,561 \text{ N}$$

$$R_{a(pica)} = R_{b(pica)} = 171.001,867 \text{ N}$$

Calculando la velocidad lineal se puede obtener la velocidad de giro del planeta. En este caso tiene que ser la misma que la del engranaje 3 (sol) con el que va acoplado. Para ello se emplea la ecuación (22).

$$v_t = \frac{D_p}{2} * \omega \quad (22)$$

Donde:

- v_t : es la velocidad lineal, m/s.
- D_p : es el diámetro primitivo del engranaje, m.
- ω : es la velocidad de giro del engranaje, rad/s.

Tomando una velocidad lineal en el engranaje 3 de: $v_t = 1,573$ m/s, y conociendo el diámetro del engranaje 2. Se obtiene una velocidad de giro de.

$$\omega = 3,355 \text{ rad/s}$$

Obtenidos los datos necesarios para el cálculo del engranaje 2 (planeta), se pasa a su análisis.

Datos de que se dispone:

- Engranaje recto.
- Velocidad de giro (n_b): 32,04 rpm \Leftrightarrow 3,355 rad/s
- Numero de dientes del piñón (Z_p): 20 dientes.
- Numero de dientes del engrane (Z_G): 67 dientes.
- Angulo de presión (θ): 20 grados.
- Numero de contactos por vuelta: 2.
- Material: acero AISI 4340 Bonificado, con dureza superficial de 363 HB.

Calculo del par equivalente

Etapa i	Par T_i (Nm)	L (min)	Ciclos n_i	Total ciclos
1	93.117,605	3.489.827	111.814.062	111.814.062
2	75.321,207	825.398	26.445.750	138.259.812
3	54.909,160	894.314	28.653.821	166.913.633
4	38.564,458	933.133	29.897.584	196.811.217
5	25.835,174	934.431	29.939.176	226.750.393
6	16.269,381	893.476	28.626.964	255.377.357
7	9.415,151	809.163	25.925.593	281.302.950
8	4.820,557	684.568	21.933.553	303.236.504
9	2.033,673	527.027	16.885.961	320.122.465
			x2	640.244.929

Ecuación 3	T_{eqFlex}	79.546,884	Nm
	T_{eqPica}	80.199,876	Nm

Una vez obtenidas las cargas de torsión equivalentes para flexión y picadura, y el número de ciclos total, se puede empezar el cálculo resistente.

- Par de Torsión equivalente a flexión (T_{eqFlex}): 79.546,884 Nm.
- Par de Torsión equivalente a picadura (T_{eqPica}): 80.199,876 Nm.

Para el número de ciclos se ha tenido en cuenta que el diente no está sometido a carga solo por una cara. En este caso, si se observa detenidamente, engrana por una cara con el engranaje solar, mientras que con el engranaje corona lo hace por la otra. Esto no afecta en gran medida los ciclos de flexión, pero si a los ciclos de picadura ya que los ciclos de carga se reparten por igual entre las dos caras del diente.

- Número de ciclos flexión: $6,402 \cdot 10^8$ ciclos.
- Número de ciclos picadura: $3,201 \cdot 10^8$ ciclos.

Cálculo a flexión.

Para el cálculo a flexión se emplean las ecuaciones (8) y (9).

Para que el diseño a flexión sea válido se debe verificar que: $S_t < S'_{at}$

Se calcula, utilizando la ecuación (8), un valor para el esfuerzo admisible a flexión.

- Factor de seguridad: $S_f = 1,15$
- Esfuerzo a flexión del material (363 HB): $S_{at} = 368,1 \text{ Mpa}$
- Factor de confiabilidad: $K_R = 1,00$
- Factor de ajuste de vida ($6,402 \cdot 10^8$ ciclos): $Y_N = 0,945$

Con todos estos datos, según la ecuación (8) $S'_{at} = 302,48 \text{ Mpa}$.

Se calcula, utilizando la ecuación (9), un valor para el esfuerzo de flexión.

El módulo y el ancho nos vienen impuesto por el engranaje compañero, antes calculado.

El módulo es: $m = 14 \text{ mm}$.

Conociendo el módulo y el número de dientes se calcula el diámetro primitivo utilizando la ecuación (12).

$$D_p = 938 \text{ mm}$$

La fuerza tangencial se obtiene con la ecuación (13). $T_{eqFlex}: 79.546,884 \text{ Nm}$.

$$F_t = 169.609,561 \text{ N}$$

Ancho de diente $b = 400 \text{ mm}$.

Los factores de corrección teniendo en cuenta las dimensiones del engranaje van a ser:

- $K_O = 1,1$
- $K_s (m = 14 \text{ mm}) = 1,2875$
- $K_m = 1,48$
- $K_B = 1,00$
- $K_v (\text{para un } Q_v = 11) = 1,05$
- $J = 0,415$

Con todos estos datos, según la ecuación (9) $S_t = 160,56 \text{ Mpa}$.

Se verifica que $S_t < S'_{at}$ así que el engranaje calculado resiste la carga a flexión durante toda su vida útil.

Cálculo a picadura.

Para el cálculo a picadura se emplean las ecuaciones (15) y (16).

Para que el diseño a flexión sea valido se debe de verificar que: $S_c < S'_{ac}$

Se calcula, utilizando la ecuación (15), un valor para el esfuerzo de contacto admisible.

- Factor de seguridad: $S_h = 1,15$
- Esfuerzo de contacto del material (363 HB): $S_{ac} = 1.109,2 \text{ Mpa}$
- Factor de confiabilidad: $K_R = 1,00$
- Factor de ajuste de vida para resistencia a picadura ($3,201 \cdot 10^8$ ciclos): $Z_N = 0,923$

Existe una diferencia de durezas entre el piñón y el engrane, por lo que se tiene que calcular el factor de relación de durezas.

- Factor de relación de durezas: $C_H = 1,016$

Con todos estos datos, según la ecuación (15) $S'_{ac} = 904,5 \text{ Mpa}$.

Se calcula, utilizando la ecuación (16), un valor para el esfuerzo de contacto.

- Valor geométrico: $I = 0,104$
- Coeficiente elástico: $C_p = 191 \text{ Mpa}^{0,5}$.
- $K_O = 1,1$
- $K_s (m = 14 \text{ mm}) = 1,2875$
- $K_m = 1,48$
- K_v (para un $Q_v = 11$) = 1,05
- $D_p = 938 \text{ mm}$
- $b = 400 \text{ mm}$

La fuerza tangencial para picadura la obtenemos con la ecuación (18). $T_{eqPica} = 80.199,876 \text{ Nm}$.

$$F_t = 171.001,867 \text{ N}$$

Se sustituye en la ecuación (16) y se obtiene que $S_c = 593,057 \text{ Mpa}$.

Se verifica que $S_c < S'_{ac}$ así que el engranaje calculado resiste este esfuerzo de contacto durante toda su vida útil.

4.2.8. Cálculo del engranaje 1.

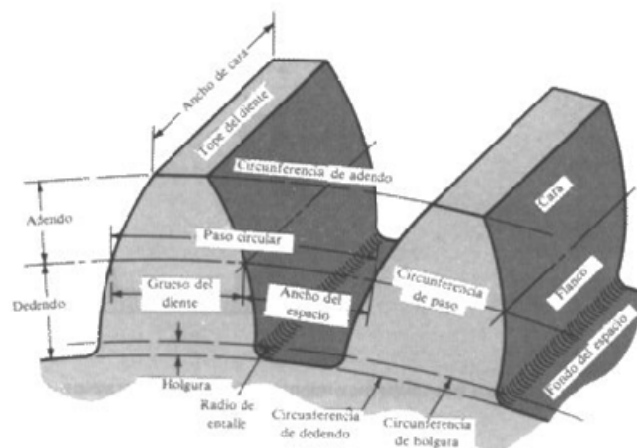
Este engranaje es la corona que se ha dejado fija, por lo que al no poseer velocidad de giro, se ve claramente que el dimensionado para sus engranajes compañeros garantiza la resistencia del mismo tanto a picadura como a flexión.

Datos del engranaje 1 (corona):

- Engranaje recto.
- Engranaje interno.
- Numero de dientes (Z_1): 154 dientes.
- Angulo de presión (θ): 20 grados.
- Material: acero AISI 4340 Bonificado, con dureza superficial de 363 HB.
- Módulo (m) = 14 mm.
- Diámetro primitivo (D_p): 2.156 mm
- Ancho de diente b = 400 mm.

4.2.9. Consideraciones a tener en cuenta para el diseño de los engranajes.

La altura de cabeza (adendo) como la altura del pie (dedendo) de los dientes de todos los engranajes calculados se obtiene teniendo en cuenta el módulo de cada uno de estos siguiendo el siguiente criterio.



- Altura de cabeza $\rightarrow A = 1,00 * m$
- Altura del pie $\rightarrow B = 1,25 * m$

El valor de “m” se toma como módulo para engranaje recto y como módulo normal para engranaje helicoidal.

4.3. Cálculo de los ejes.

Se procede al cálculo del diámetro mínimo resistente para los ejes que componen el conjunto de transmisión mecánica, tanto a carga estática como a carga cíclica, una vez calculadas las dimensiones de los engranajes, donde se han obtenido el diámetro primitivo y el ancho de cara.

El cálculo resistente de los ejes consistirá en un análisis a carga cíclica, en el que se utilizará el par equivalente que se había empleado para el cálculo de los engranajes, y un análisis a carga estática para el par máximo en condiciones de funcionamiento normales.

El objetivo de estos análisis es el de obtener un diámetro mínimo para el diseño de eje identificando la sección solicitada a mayor esfuerzo, la cual se llamará sección crítica, evaluando los esfuerzos que actúan sobre ella.

Para realizar el análisis de esfuerzos en cada eje se calculan las reacciones en los puntos de apoyo de eje con el chasis a partir de las fuerzas que actúan sobre los elementos que componen la transmisión. Estas fuerzas estarán distribuidas en distintos puntos y orientadas en varias direcciones en el espacio, así que para la realización de los cálculos es necesario una aproximación de cómo puede ser el eje, empezando por indicar cotas y la posible distribución de los elementos que posteriormente estarán acoplados a él para poder distribuir las cargas que determinan el análisis de esfuerzos.

4.3.1. Evaluación de los datos de partida para el cálculo de los ejes.

Las características a tener en cuenta para el diseño de los ejes son:

- Todos los ejes van a tener dos apoyos y formarán una estructura isostática, con un apoyo que fija el eje en el sentido radial y axial, mientras que el otro apoyo solo fija en el sentido radial.
- La entrada y salida de potencia se realiza a través de engranaje, del propio eje o del buje, según el caso.
- El material usado para fabricar el eje es el mismo que el empleado en el engranaje.
- Se tendrá en cuenta el ancho de cara del engranaje o engranajes que contenga el eje, el ancho de los elementos de fijación al chasis (rodamientos) y las holguras que se crean convenientes, así como su posible disposición a lo largo del eje, para realizar una primera aproximación al diseño que tendrá cada eje.
- Para el análisis de carga cíclica se va a emplear el par equivalente para resistencia a flexión de diente calculado para cada eje.

Se va a seguir el mismo orden empleado en el cálculo de los engranajes, comenzando en el eje de alta y terminando en el de baja.

El primer eje a analizar, como se indica anteriormente, es el de alta que sirve de conexión entre el generador y la caja de engranajes, pero para realizar este cometido se emplea un acoplamiento flexible que se selecciona de catálogo de fabricante, por lo que el procedimiento que se va a describir para el análisis de los demás ejes no es aplicable por ser un elemento comercial. El análisis para su selección se describe en apartados posteriores destinados a selección de los acoplamientos.

4.3.2. Cálculo del eje E, conexión de 2ª etapa ordinaria con eje de alta.

Este eje contiene al engranaje 7, a través del cual se produce la entrada de potencia. La salida de ésta se produce a través del acoplamiento de mismo eje con el eje de alta velocidad.

Los datos de los que se dispone para el análisis de eje son.

Características del engranaje 7.

- Engranaje de tipo helicoidal.
- Diámetro primitivo: $D_p = 185,36$ mm.
- Ancho de cara: $b = 160$ mm.
- Angulo de presión: $\theta_n = 20$ grados.
- Angulo de hélice: $\psi = 25$ grados.

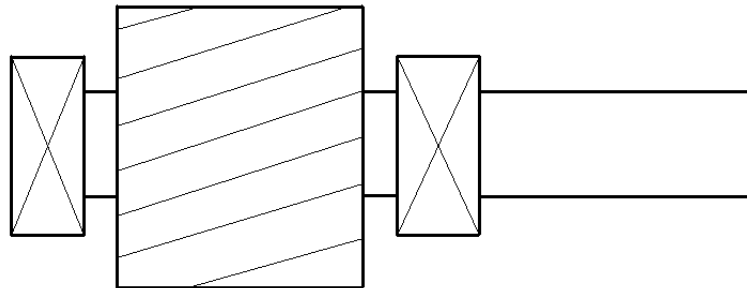
El material que se va a emplear para la fabricación de eje es acero con denominación AISI 4340 Bonificado:

- Limite de fluencia: $S_y = 1.090$ MPa.
- Resistencia ultima: $S_{ut} = 1.180$ MPa.

Los pares de torsión a aplicar para los cálculos y el número de ciclos de carga que va a soportar el eje son:

- Par equivalente (carga cíclica): $T_{eq} = 4.893,58$ Nm.
- Par máximo (carga estática): $T_{max} = 5.728,43$ Nm.
- Nº de ciclos de carga: $N_c = 1,5 * 10^{10}$ ciclos.

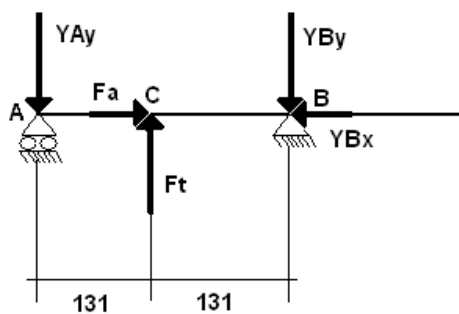
Con estos datos y las características para el diseño que se han indicado, el eje tiene el siguiente esquema.



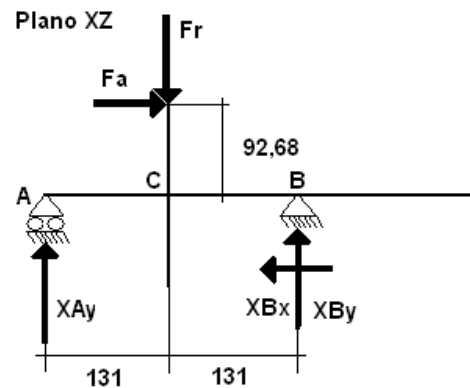
Las fuerzas que actúan, las reacciones en los apoyos y sus posiciones a lo largo de eje vienen representadas en el siguiente esquema. Para representar las fuerzas en el eje se precisa emplear dos planos de corte del mismo ya que con uno solo no quedan totalmente representadas.

Para los planos de referencia se va a tomar como eje "Z" el eje de simetría del propio eje, por lo que se tendrá el plano "YZ" y perpendicular a este el plano "XZ".

Plano YZ



Plano XZ



Sobre diente del engranaje actúa una fuerza "F", la cual como se puede observar en el esquema de fuerzas se descompone en tres componentes: componente tangencial, componente radial y componente axial. Para su obtención se utilizan las ecuaciones (23), (24) y (25).

$$F_t = \frac{T_{eq}}{\frac{D_p}{2} * 10^{-3}} \quad (23)$$

$$F_r = \frac{F_t * \tan \theta_n}{\cos \psi} \quad (24)$$

$$F_a = F_t * \tan \psi \quad (25)$$

Análisis a carga cíclica.

Para el análisis a carga cíclica se toma el par equivalente: $T_{eq} = 4.893,58 \text{ Nm}$ y se entra en la ecuación (23) para obtener la fuerza tangencial. Una vez conocida la fuerza tangencial se emplean los ángulos característicos del engranaje para obtener la fuerza radial y axial con las ecuaciones (24) y (25).

Los valores de fuerzas sobre el diente del engranaje 7 que se obtienen son:

$$F_{t7} = 52.800,87 \text{ N}$$

$$F_{r7} = 21.204,66 \text{ N}$$

$$F_{a7} = 24.621,45 \text{ N}$$

Para diferenciar entre las fuerzas de cada engranaje se va a añadir el subíndice con el número de engranaje al que corresponde.

Las reacciones en los apoyos se representan sobre las secciones A y B, y se calculan mediante las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos (21). El engranaje 7 se representa en la sección C.

$$\sum F_h = 0 \quad \sum F_v = 0 \quad \sum M = 0 \quad (21)$$

Como se ha indicado anteriormente se tienen dos planos de referencia para representar las fuerzas sobre el eje, así que se han de aplicar las ecuaciones de equilibrio para ambos planos.

Para el plano YZ se obtienen los siguientes resultados:

- Apoyo A: $Y_{Ay} = 26.400,44 \text{ N}$.
- Apoyo B: $Y_{By} = 26.400,44 \text{ N}$ y $Y_{Bx} = 24.621,45 \text{ N}$.

Para el plano XZ se obtienen los siguientes resultados:

- Apoyo A: $X_{Ay} = 1.892,72 \text{ N}$.
- Apoyo B: $X_{By} = 19.311,93 \text{ N}$ y $X_{Bx} = 24.621,45 \text{ N}$.

Diagramas de esfuerzos.

Mediante los diagramas de esfuerzos se haya la sección del eje más solicitada.

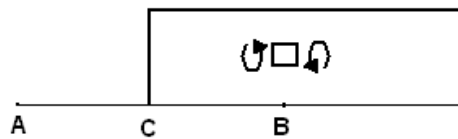
Para que queden completamente representados los esfuerzos a los que está sometido el eje a lo largo de toda su sección es necesario indicar.

- Diagrama de esfuerzo de torsión.
- Diagrama de esfuerzo axil.
- Diagrama de esfuerzo de corte.
- Diagrama de esfuerzo de flexión.

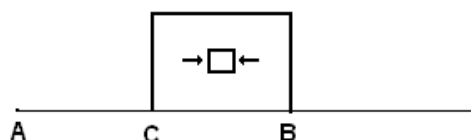
En el caso de dos planos de referencia, se tienen que representar los diagramas para cada plano, pero para el caso que se está tratando se puede simplificar, ya que el diagrama de esfuerzo de torsión y esfuerzo axil es igual para ambos planos "YZ" y "XZ". Los diagramas de esfuerzo cortante y esfuerzo flector si es necesario representarlos para ambos planos.

Diagramas de esfuerzos para el eje E.

Esfuerzo de torsión:

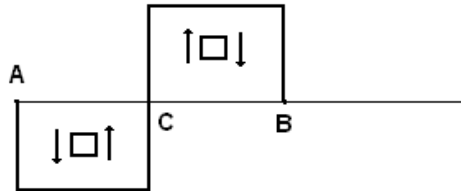


Esfuerzo axil:

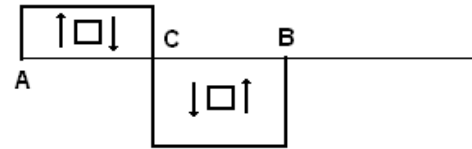


Esfuerzo cortante:

Plano YZ

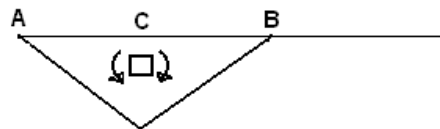


Plano XZ

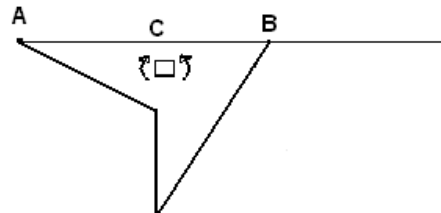


Esfuerzo flector:

Plano YZ



Plano XZ



Como se puede observar, entre la sección C y B se produce la mayor concentración de esfuerzos. Este tramo está sometido a esfuerzo de torsión, de compresión y de flexión, pero mientras el esfuerzo de torsión y axil es constante a lo largo del tramo, el esfuerzo de flexión disminuye desde C, donde es máximo, hasta B donde se anula. Por esa razón se va a tomar la sección C como “sección crítica”.

Para el cálculo del diámetro mínimo que debe de tener el eje para que resista a fatiga se va a emplear la teoría de la energía de distorsión, más la línea de Goodman (TED+GOODMAN), utilizando la ecuación (26) que engloba las dos teorías y con la que podemos despejar un diámetro mínimo para el eje. Para utilizar este método se va a considerar que las cargas fluctúan con la misma frecuencia y en fase.

$$d = \left[\frac{32 \cdot n_s}{\pi \cdot S_e} \sqrt{\left(\frac{M_a \cdot K_{flex}}{K_{S_{flex}}} + \frac{F_a \cdot d \cdot K_{fax}}{2} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_a \cdot K_{fs}}{K_{S_s}} \right)^2} + \frac{32 \cdot n_s}{\pi \cdot S_{ut}} \sqrt{\left(M_m + \frac{F_m \cdot d}{2} \right)^2 + \frac{3}{4} (T_m)^2} \right]^{1/3} \quad (26)$$

Donde:

- n_s : es el factor de seguridad a fatiga.
- S_e : es el límite de fatiga modificado, Pa.
- S_{ut} : es la resistencia a la rotura por tensión, Pa.
- M_a : es el momento alternante, Nm.
- M_m : es el momento medio, Nm.
- F_a : es la fuerza de tracción o compresión alternante, N.
- F_m : es la fuerza de tracción o compresión media, N.
- T_a : es el par de torsión alternante, Nm.
- T_m : es el par de torsión medio, Nm.
- d : es el diámetro de eje, m.
- K_{flex} : es el factor de concentración de esfuerzos para flexión.
- K_{fax} : es el factor de concentración de esfuerzos para carga axial.
- K_{fs} : es el factor de concentración de esfuerzos para torsión.
- $K_{S_{flex}}$: es el factor de tamaño para flexión.
- K_{S_s} : es el factor de tamaño para torsión.

Se dispone de los esfuerzos en la sección crítica, ya que se extraen de los diagramas de esfuerzo.

El esfuerzo flector se obtiene mediante la ecuación (28), aplicando la ecuación (27).

$$M = F \cdot d_x + M_x \quad (27)$$

Donde:

- M : es el momento resultante en un punto "x", Nm.
- F : es la fuerza que crea el momento en "x", N.
- d_x : es la distancia desde F hasta el punto "x", m.
- M_x : es el momento que se da en "x" por acción de otras fuerzas, Nm.

$$M_C = \sqrt{M_{YZ}^2 + M_{XZ}^2} \quad (28)$$

Donde:

- M_C : es el momento en el punto C, Nm.
- M_{YZ} : es el momento en el plano YZ, Nm.
- M_{XZ} : es el momento en el plano XZ, Nm.

El esfuerzo de torsión y axil se obtiene directamente.

Los esfuerzos en la sección crítica son:

- Torsión: $T_a = 0 \text{ Nm}$; $T_m = 4.893,58 \text{ Nm}$.
- Axil: $F_a = 0 \text{ N}$; $F_m = 24.621,45 \text{ N}$.
- Flector: $M_a = 4.284,99 \text{ Nm}$; $M_m = 0 \text{ Nm}$.

El límite de resistencia a la rotura para el material que se va a emplear para el eje es.

$$S_{ut}: 1.180 \text{ Mpa.}$$

Para obtener el límite de fatiga modificado S_e , se va a emplear la ecuación (29).

$$S_e = K_f * K_r * K_m * S'_e \quad (29)$$

Donde:

- S_e : es límite de fatiga modificado, Pa.
- K_f : es el factor de acabado de superficie.
- K_r : es el factor de confiabilidad.
- K_m : es el factor de efectos diversos.
- S'_e : es el límite de fatiga para alto ciclaje, Pa.

Para determinar S'_e se va a utilizar el límite de fatiga para carga de flexión.

Conociendo el número de ciclos de carga se obtiene un valor de S'_e . En este caso el número de ciclos es de $1,5 * 10^{10}$. Puesto que el número de ciclos para vida infinita del acero es a partir de 10^6 , se considera que el cálculo debe hacerse para vida infinita.

Para ello utilizamos la expresión $S'_e = 0,5 * S_{ut}$ en la que, entrando con el límite de resistencia a la rotura del material, se obtiene:

$$S'_e = 590 * 10^6 \text{ Pa.}$$

El factor de acabado se toma de tablas en función del acabado del eje. Puesto que el engranaje se tallará con el mismo eje, el acabado es un rectificado, por lo que.

$$K_f = 0,9.$$

El factor de confiabilidad para probabilidad de supervivencia debe ser del 95% por lo que:

$$K_r = 0,87.$$

El factor de efectos diversos no va a influir por lo que se toma como la unidad. $K_m = 1,0$.

Aplicando la ecuación (29) se obtiene.

$$S_e = 461,97 * 10^6 \text{ Pa.}$$

Se obtienen los factores de concentración de esfuerzos ya que hay un cambio de diámetro de la sección, al pasar del diámetro del engranaje al del eje.

Se utiliza entonces la ecuación (32), y se corrige con el radio de muesca.

$$K_f = 1 + (K_C - 1) * q_n \quad (32)$$

Donde:

- K_f : es el factor de concentración de esfuerzos modificado.
- K_C : es el factor de concentración de esfuerzos para el tipo de muesca en función de la carga.
- q_n : es la sensibilidad a la muesca.

El factor de concentración de esfuerzos obtenido para una barra redondeada con filete, de las tablas para flexión es:

$$K_C = 2,4.$$

El factor para la sensibilidad a la muesca si se toma un radio de muesca de $r = 3$ mm.

$$q_n = 0,9.$$

Se obtiene un factor de concentración de esfuerzos modificado.

$$K_{f \text{ flex}} = 2,26.$$

El factor de tamaño se obtiene mediante la ecuación (30) y es el mismo para flexión y torsión.

$$K_{s \text{ flex}} = K_{s \text{ s}} = 1,189 * d^{-0,112} \quad (30)$$

Para calcularlo es necesario que se indique un diámetro para el eje. Como no se dispone de un diámetro debido a que es lo que se está determinando con este análisis, se tiene que suponer un diámetro ahora, y una vez determinado el diámetro del eje con la ecuación (26) comprobar si es válido.

Se supone un diámetro de eje: $d = 80$ mm, por lo que.

$$K_{s \text{ flex}} = K_{s \text{ s}} = 0,728$$

Este valor de diámetro también se va a emplear en la ecuación (26), ya que como se puede ver también se necesita para realizar el cálculo.

Para el factor de seguridad a fatiga se va a tomar un valor, $n_s = 1,5$.

Una vez calculados todos los datos necesarios se sustituye en la ecuación (26), y se obtiene un diámetro mínimo para el eje.

$$d = 0,076 \text{ m} \rightarrow \mathbf{0,08 \text{ m}}$$

Este es el diámetro mínimo en la sección solicitada a mayor esfuerzo para que no se produzca fallo por carga cíclica.

Para que el análisis sea completo se tiene que comprobar la resistencia estática para carga máxima en condiciones normales de funcionamiento.

Análisis a carga estática.

Para el análisis a carga estática se toma el par máximo: $T_{\max} = 5.728,43 \text{ Nm}$, y al igual que en el caso de carga cíclica se entra en las ecuaciones (23), (24) y (25) aunque ahora el par con el que se entra es el máximo, en vez del equivalente.

Los valores de fuerzas sobre el diente del engranaje 7 que se obtienen son:

$$F_{t7} = 61.808,72 \text{ N}$$

$$F_{r7} = 24.822,18 \text{ N}$$

$$F_{a7} = 28.821,88 \text{ N}$$

Se vuelve a calcular las reacciones en los apoyo mediante las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos (21) en los planos de referencia YZ y XZ.

Para el plano YZ se obtiene los siguientes resultados:

- Apoyo A: $Y_{Ay} = 30.904,36 \text{ N}$.
- Apoyo B: $Y_{By} = 30.904,36 \text{ N}$ y $Y_{Bx} = 28.821,88 \text{ N}$.

Para el plano XZ se obtiene los siguientes resultados:

- Apoyo A: $X_{Ay} = 2.215,62 \text{ N}$.
- Apoyo B: $X_{By} = 22.606,55 \text{ N}$ y $X_{Bx} = 28.821,88 \text{ N}$.

Los diagramas de esfuerzos son iguales a los calculados en el análisis a carga cíclica, solo cambian los valores de esfuerzo.

Para comprobar que el diámetro mínimo obtenido mediante el análisis de carga cíclica no produce falla se va a emplear la teoría de la energía de distorsión (TED) a carga estática, ecuación (31).

$$\frac{S_y}{n_s} \geq \frac{4}{\pi * d^3} \sqrt{(8M + F * d)^2 + 48T^2} \quad (31)$$

Donde:

- n_s : es el factor de seguridad para carga estática.
- S_y : es el límite de fluencia del material del eje, Pa.
- M : es el momento flector, Nm.
- F : es la fuerza de tracción o compresión, N.
- T : es el par de torsión, Nm.
- d : es el diámetro de eje, m.

Se dispone de los esfuerzos máximos en la sección, ya que se extraen de los diagramas de esfuerzo.

El esfuerzo flector se obtiene mediante la ecuación (28), aplicando la ecuación (27).

El esfuerzo de torsión y axil se obtiene directamente.

Los esfuerzos en la sección crítica son:

- Torsión: $T = 5.728,43$ Nm.
- Axil: $F = 28.821,88$ N.
- Flector: $M = 5.016,00$ Nm.

El límite de fluencia para el material que se va a emplear para el eje es:

$$S_y: 1.090 \text{ Mpa.}$$

El diámetro del eje que se va a emplear es el obtenido mediante carga cíclica:

$$d = 0,08 \text{ m.}$$

El factor de seguridad a carga estática, tomando como referencia la norma IEC 61400-1 sobre diseño de aerogeneradores, suponiendo carga normal en régimen de funcionamiento normal, debe estar por encima de: $n_s = 1,25$, como mínimo.

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (31) y sustituyendo se obtiene.

$$n_s = 7,54.$$

Este valor es mayor que el factor de seguridad a carga estática mínimo, por lo que no se producirá fallo a carga estática máxima para el diámetro mínimo.

4.3.3. Cálculo del eje D, conexión de la 1ª con la 2ª etapa ordinaria.

Este eje contiene al engranaje 5, a través del cual se produce la entrada de potencia. Y al engranaje 6, a través del cual se produce la salida de ésta.

Los datos de los que se dispone para el análisis de eje son:

Características del engranaje 5.

- Engranaje de tipo helicoidal.
- Diámetro primitivo: $D_p = 236,04$ mm.
- Ancho de cara: $b = 350$ mm.
- Angulo de presión: $\theta_n = 20$ grados.
- Angulo de hélice: $\psi = 15$ grados.

Características del engranaje 6.

- Engranaje de tipo helicoidal.
- Diámetro primitivo: $D_p = 600,24$ mm.
- Ancho de cara: $b = 160$ mm.
- Angulo de presión: $\theta_n = 20$ grados.
- Angulo de hélice: $\psi = 25$ grados.

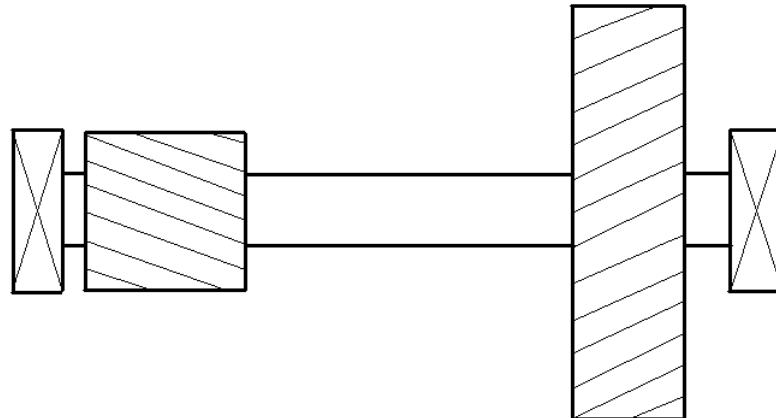
El material que se va a emplear para la fabricación de eje es acero con denominación AISI 4340 Bonificado:

- Limite de fluencia: $S_y = 1.090$ MPa.
- Resistencia ultima: $S_{ut} = 1.180$ MPa.

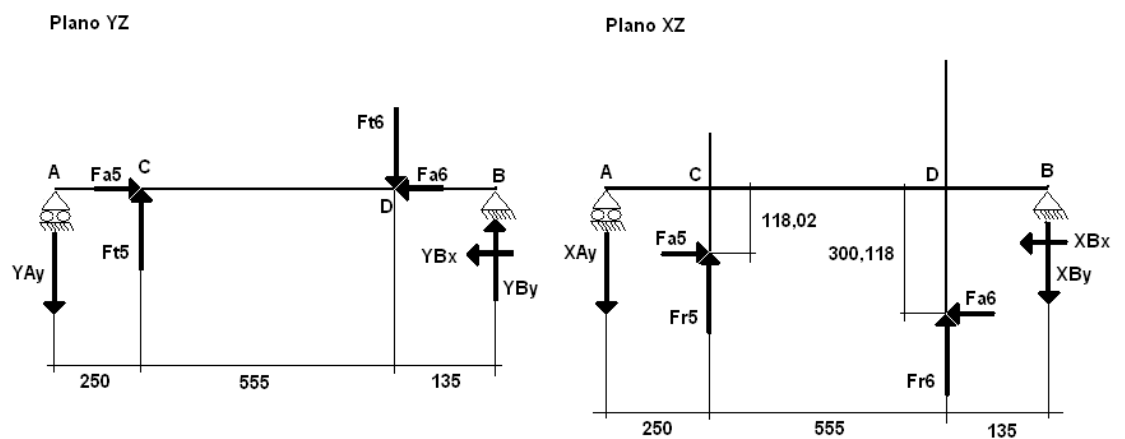
Los pares de torsión a aplicar para los cálculos y el número de ciclos de carga que va a soportar el eje son:

- Par equivalente (carga cíclica): $T_{eq} = 16.005,88$ Nm.
- Par máximo (carga estática): $T_{max} = 18.736,49$ Nm.
- Nº de ciclos de carga: $N_c = 4,629 \cdot 10^9$ ciclos.

Con estos datos y las características para el diseño que se han indicado, el eje tiene el siguiente esquema.



Las fuerzas que actúan, las reacciones en los apoyos y sus posiciones a lo largo de eje vienen representadas en el siguiente esquema:



Análisis a carga cíclica.

El método de análisis sigue el mismo procedimiento indicado en el eje E. En el caso de que se tenga que realizar cualquier variación durante el proceso de análisis se indicará y se comentará.

Se toma el par equivalente: $T_{eq} = 16.005,88 \text{ Nm}$, y se entra en las ecuaciones (23), (24) y (25).

Los valores de fuerzas sobre el diente del engranaje 5 que se obtienen son:

$$F_{t5} = 135.620,10 \text{ N}$$

$$F_{r5} = 51.102,97 \text{ N}$$

$$F_{a5} = 36.339,30 \text{ N}$$

Los valores de fuerzas sobre el diente del engranaje 6 que se obtienen son:

$$F_{t6} = 53.331,97 \text{ N}$$

$$F_{r6} = 21.417,94 \text{ N}$$

$$F_{a6} = 24.869,11 \text{ N}$$

Las reacciones en los apoyos se representan sobre las secciones A y B. Se calculan mediante las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos (21). El engranaje 5 se representa en la sección C y el engranaje 6 en la sección D.

$$\sum F_h = 0 \quad \sum F_v = 0 \quad \sum M = 0 \quad (21)$$

Para el plano YZ se obtienen los siguientes resultados:

- Apoyo A: $Y_{Ay} = 91.891,31 \text{ N}$.
- Apoyo B: $Y_{By} = 9.603,18 \text{ N}$ y $Y_{Bx} = 11.470,19 \text{ N}$.

Para el plano XZ se obtienen los siguientes resultados:

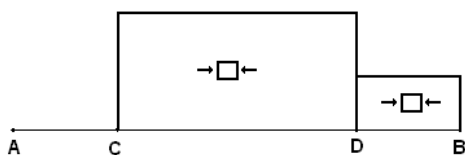
- Apoyo A: $X_{Ay} = 43.965,29 \text{ N}$.
- Apoyo B: $X_{By} = 28.555,62 \text{ N}$ y $X_{Bx} = 11.470,19 \text{ N}$.

Diagramas de esfuerzos para el eje D.

Esfuerzo de torsión:

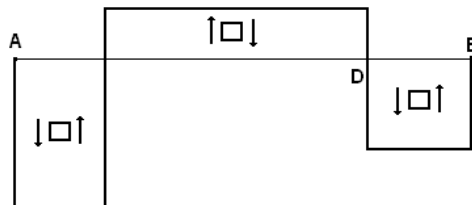


Esfuerzo axial:

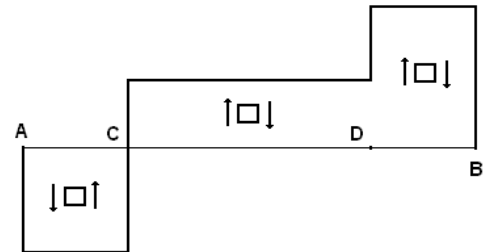


Esfuerzo cortante:

Plano YZ

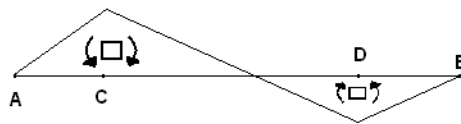


Plano XZ



Esfuerzo flector:

Plano YZ



Plano XZ



Como se puede observar, entre la sección C y D se produce la mayor concentración de esfuerzos. Este tramo está sometido a esfuerzo de torsión, de compresión y de flexión, pero mientras el esfuerzo de torsión y axial es constante a lo largo del tramo, el esfuerzo de flexión disminuye desde C hasta D siendo en estas dos secciones elevado. Se calcula la flexión en ambas secciones mediante la ecuación (28), así comprobamos que sección está sometida a mayor esfuerzo.

$$M_C = 27.590,42 \text{ Nm.}$$

$$M_D = 11.392,68 \text{ Nm.}$$

Se observa que en la sección C el esfuerzo de flexión es mayor, y a igualdad de los demás esfuerzos para ambas secciones se decide tomar la sección C como “sección crítica”.

Para el cálculo del diámetro mínimo que debe de tener el eje para que resista a fatiga se va a emplear la teoría de la energía de distorsión, más la línea de Goodman (TED+GOODMAN), ecuación (26).

Los esfuerzos en la sección crítica son:

- Torsión: $T_a = 0 \text{ Nm}$; $T_m = 16.005,88 \text{ Nm}$.
- Axil: $F_a = 0 \text{ N}$; $F_m = 36.339,30 \text{ N}$.
- Flector: $M_a = 27.590,43 \text{ Nm}$; $M_m = 0 \text{ Nm}$.

El límite de resistencia a la rotura para el material que se va a emplear para el eje es.

$$S_{ut}: 1.180 \text{ Mpa.}$$

Se obtiene el límite de fatiga modificado S_e , empleando la ecuación (29).

Conociendo el número de ciclos de carga se obtiene un valor de S'_e . En este caso el número de ciclos es de $4,629 \cdot 10^9$. Puesto que el número de ciclos para vida infinita del acero es a partir de 10^6 , se considera que el cálculo debe hacerse para vida infinita.

Para ello utilizamos la expresión $S'_e = 0,5 \cdot S_{ut}$ en la que, entrando con el límite de resistencia a la rotura del material se obtiene.

$$S'_e = 590 \cdot 10^6 \text{ Pa.}$$

El factor de acabado se toma de tablas en función del acabado del eje. Puesto que el engranaje se tallará con el mismo eje, el acabado es un rectificado, por lo que.

$$K_f = 0,9.$$

El factor de confiabilidad para probabilidad de supervivencia debe ser del 95% por lo que.

$$K_r = 0,87.$$

El factor de efectos diversos no va a influir por lo que se toma como la unidad. $K_m = 1,0$.

Aplicando la ecuación (29) se obtiene.

$$S_e = 461,97 \cdot 10^6 \text{ Pa.}$$

Se obtienen los factores de concentración de esfuerzos ya que hay un cambio de diámetro de la sección, al pasar del diámetro del engranaje al del eje.

Se utiliza entonces la ecuación (32), y se corrige con el radio de muesca.

El factor de concentración de esfuerzos obtenido para una barra redondeada con filete de las tablas para flexión es.

$$K_c = 2,00.$$

El factor para la sensibilidad a la muesca si se toma un radio de muesca de $r = 10 \text{ mm}$.

$$q_n: 0,9.$$

Se obtiene un factor de concentración de esfuerzos modificado:

$$K_{f \text{ flex}} = 1,9.$$

El factor de tamaño se obtiene mediante la ecuación (30) y es el mismo para flexión y torsión.

Se supone un diámetro de eje: $d = 120 \text{ mm}$, por lo que:

$$K_{s \text{ flex}} = K_{s \text{ s}} = 0,695$$

Para el factor de seguridad a fatiga se toma un valor, $n_s = 1,5$.

Una vez calculados todos los datos necesarios se sustituye en la ecuación (26), y se obtiene un diámetro mínimo para el eje.

$$d = 0,138 \text{ m} \rightarrow \mathbf{0,14 \text{ m}}$$

Este es el diámetro mínimo en la sección solicitada a mayor esfuerzo para que no se produzca fallo por carga cíclica.

Análisis a carga estática.

Para el análisis a carga estática se toma el par máximo: $T_{\text{max}} = 18.736,49 \text{ Nm}$, y al igual que en el caso de carga cíclica se entra en las ecuaciones (23), (24) y (25).

Los valores de fuerzas sobre el diente del engranaje 5 que se obtienen son:

$$F_{t5} = 158.756,92 \text{ N}$$

$$F_{r5} = 59.821,15 \text{ N}$$

$$F_{a5} = 42.538,79 \text{ N}$$

Los valores de fuerzas sobre el diente del engranaje 6 que se obtienen son:

$$F_{t6} = 62.430,42 \text{ N}$$

$$F_{r6} = 25.071,85 \text{ N}$$

$$F_{a6} = 29.111,78 \text{ N}$$

Se vuelve a calcular las reacciones en los apoyos mediante las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos (21) en los planos de referencia YZ y XZ.

Para el plano YZ se obtienen los siguientes resultados:

- Apoyo A: $Y_{Ay} = 107.568,27 N$.
- Apoyo B: $Y_{By} = 11.241,76 N$ y $Y_{Bx} = 13.427,01 N$.

Para el plano XZ se obtienen los siguientes resultados:

- Apoyo A: $X_{Ay} = 51.465,78 N$.
- Apoyo B: $X_{By} = 33.427,22 N$ y $X_{Bx} = 13.427,01 N$.

Los diagramas de esfuerzos son iguales a los calculados en el análisis a carga cíclica. Solo cambian los valores de esfuerzo.

Para comprobar que el diámetro mínimo obtenido mediante el análisis de carga cíclica no produce falla, se va a emplear la teoría de la energía de distorsión (TED) a carga estática, ecuación (31).

Se dispone de los esfuerzos máximos en la sección, ya que se extraen de los diagramas de esfuerzo.

El esfuerzo flector se obtiene mediante la ecuación (28), aplicando la ecuación (27).

El esfuerzo de torsión y axil se obtiene directamente.

Los esfuerzos en la sección crítica son:

- Torsión: $T = 18.736,49 Nm$.
- Axil: $F = 42.538,79N$.
- Flector: $M = 32.297,42 Nm$.

El límite de fluencia para el material que se va a emplear para el eje es.

$$S_y: 1.090 \text{ Mpa.}$$

El diámetro del eje que se va a emplear es el obtenido mediante carga cíclica.

$$d = 0,14 \text{ m.}$$

El factor de seguridad a carga estática mínimo debería ser igual o estar por encima de.

$$n_s = 1,25.$$

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (31) y sustituyendo se obtiene.

$$n_s = 7,98.$$

Este valor es mayor que el factor de seguridad a carga estática mínimo, por lo que no se producirá fallo a carga estática máxima para el diámetro mínimo.

4.3.4. Cálculo del eje C, conexión de la etapa epicicloidial con la 1ª etapa ordinaria.

Este eje contiene al engranaje 3, a través del cual se produce la entrada de potencia. Y al engranaje 4, a través del cual se produce la salida de ésta.

Los datos de los que se dispone para el análisis de eje son.

Características del engranaje 3.

- Engranaje de tipo recto.
- Diámetro primitivo: $D_p = 280$ mm.
- Ancho de cara: $b = 400$ mm.
- Angulo de presión: $\theta = 20$ grados.

Características del engranaje 4.

- Engranaje de tipo helicoidal.
- Diámetro primitivo: $D_p = 1.018,44$ mm.
- Ancho de cara: $b = 350$ mm.
- Angulo de presión: $\theta_n = 20$ grados.
- Angulo de hélice: $\psi = 15$ grados.

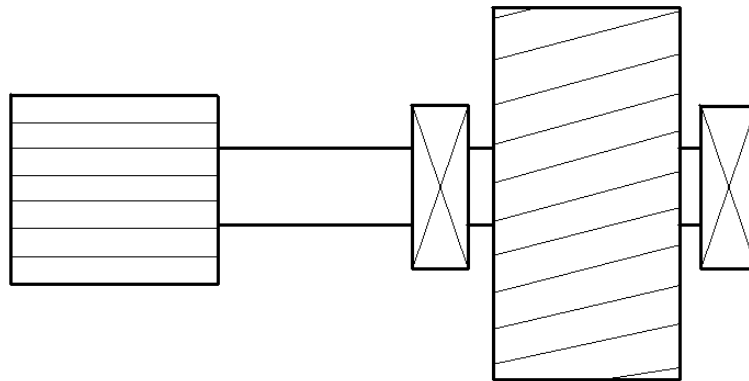
El material que se va a emplear para la fabricación de eje es acero con denominación AISI 4340 Bonificado:

- Limite de fluencia: $S_y = 1.090$ MPa.
- Resistencia ultima: $S_{ut} = 1.180$ MPa.

Los pares de torsión a aplicar para los cálculos y el número de ciclos de carga que va a soportar el eje son:

- Par equivalente (carga cíclica): $T_{eq} = 69.775,10$ Nm.
- Par máximo (carga estática): $T_{max} = 81.678,75$ Nm.
- Nº de ciclos de carga: $N_c = 1,07 \cdot 10^9$ ciclos.

Con estos datos y las características para el diseño que se han indicado, el eje tiene el siguiente esquema.



El engranaje 3 pertenece a la etapa epicicloidal; es el engranaje solar. Sobre él se dan un conjunto de fuerzas que se tienen que analizar detenidamente.

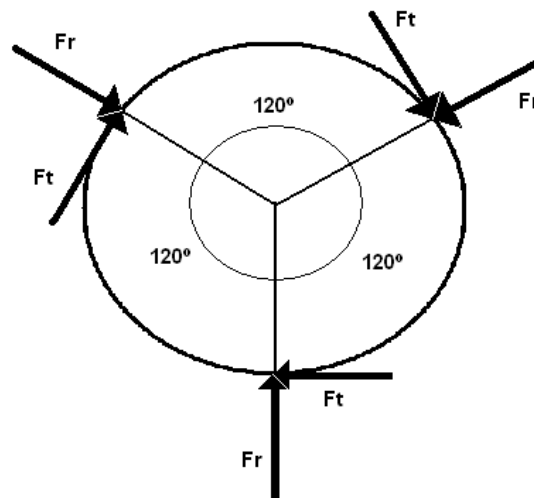


Diagrama de fuerzas engranaje 3

Estas fuerzas las determina el número de contactos que tiene el engranaje 3 con el número de planetas que componga la etapa epicicloidal. En este caso son tres contactos ya que son tres los planetas que contactan con el engranaje. Además hay otro aspecto a tener en cuenta, y es que el contacto no se produce en un punto fijo como ocurre con los engranajes de ejes paralelos. Esto se debe a la configuración adoptada para la transmisión epicicloidal en la que se introduce el movimiento por el brazo porta-planetas, dejando la corona fija, lo que provoca que los planetas que están acoplados a dicho brazo se desplacen siguiendo su movimiento.

Esto supondría una complicación para la determinación de las fuerzas en el análisis del eje, ya que cada planeta que contacta con el engranaje 3 produce una fuerza en el diente, que se descompone en una componente tangencial y otra radial, y además el punto de aplicación de dicha fuerza se desplaza alrededor del diámetro primitivo del engranaje 3. Pero dada la disposición de los planetas formando el mismo ángulo entre sí, se puede comprobar utilizando las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos que se simplifican los esfuerzos.

Se tiene una fuerza F en cada contacto, que se descompone en una componente tangencial y otra radial perpendicular una a la otra. Se tienen tres planetas, por lo que se traduce en tres contactos simultáneos. Y las líneas que unen sus centros con el del engranaje 3 se disponen formando el mismo ángulo según el esquema anterior.

Se supone que la fuerza sobre cada diente que hace contacto es la misma, utilizando las ecuaciones (21) se obtiene.

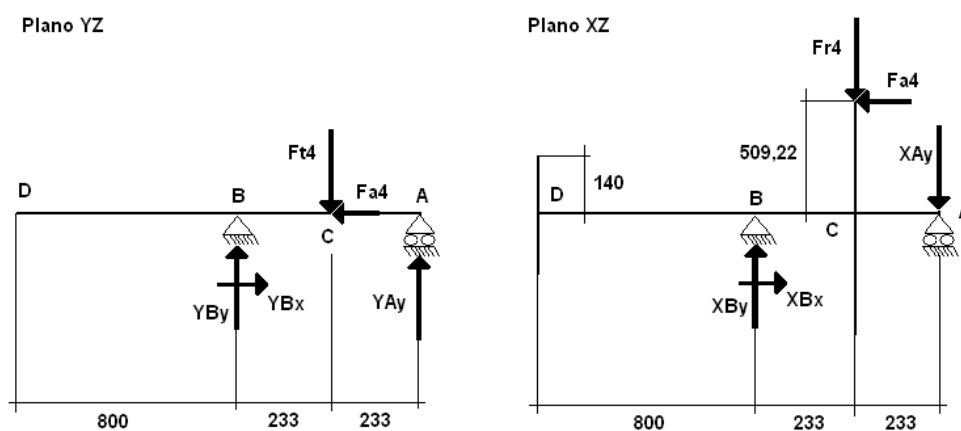
$$\sum F_h = 0 \Rightarrow F_t - F_t * \cos 60 - F_t * \cos 60 + F_r * \cos 30 - F_r * \cos 30 = 0 \Rightarrow 0 = 0$$

$$\sum F_v = 0 \Rightarrow F_r - F_r * \cos 60 - F_r * \cos 60 + F_t * \cos 30 - F_t * \cos 30 = 0 \Rightarrow 0 = 0$$

$$\sum M_o = 0 \Rightarrow 3 * F_t * r - M_C = 0 \Rightarrow M_C = 69.775,10 \text{ Nm} = T_{eq}$$

Se observa que las cargas que actúan sobre el engranaje se compensan horizontalmente y verticalmente manteniendo un equilibrio de fuerzas, y solo se transmite carga de torsión al eje.

Las fuerzas que actúan, las reacciones en los apoyos y sus posiciones a lo largo de eje vienen representadas en el siguiente esquema.



Análisis a carga cíclica.

Para el análisis de fuerzas solo se precisa calcular las componentes sobre el engranaje 4, ya que como se ha demostrado, el engranaje 3 solo introduce carga de torsión en el eje.

Se toma el par equivalente: $T_{eq} = 69.775,10 \text{ Nm}$, y se entra en las ecuaciones (23), (24) y (25).

Los valores de fuerzas sobre el diente del engranaje 4 que se obtienen son:

$$F_{t4} = 137.023,48 \text{ N}$$

$$F_{r4} = 51.631,78 \text{ N}$$

$$F_{a4} = 36.715,33 \text{ N}$$

Las reacciones en los apoyos se representan sobre las secciones A y B. Se calculan mediante las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos (21). El engranaje 4 se representa en la sección C y el engranaje 3 en la sección D.

$$\sum F_h = 0 \quad \sum F_v = 0 \quad \sum M = 0 \quad (21)$$

Para el plano YZ se obtienen los siguientes resultados:

- Apoyo A: $Y_{Ay} = 68.511,74 \text{ N}$.
- Apoyo B: $Y_{By} = 68.511,74 \text{ N}$ y $Y_{Bx} = 36.715,32 \text{ N}$.

Para el plano XZ se obtienen los siguientes resultados:

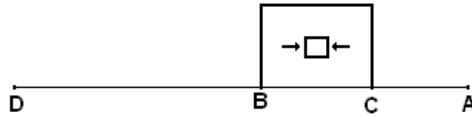
- Apoyo A: $X_{Ay} = 14.810,41 \text{ N}$.
- Apoyo B: $X_{By} = 66442,19 \text{ N}$ y $X_{Bx} = 36.715,32 \text{ N}$.

Diagramas de esfuerzos para el eje C.

Esfuerzo de torsión:

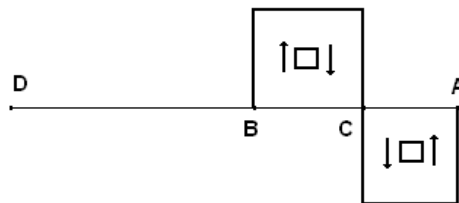


Esfuerzo axial:

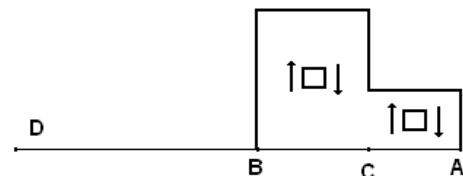


Esfuerzo cortante:

Plano YZ

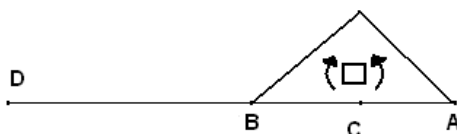


Plano XZ

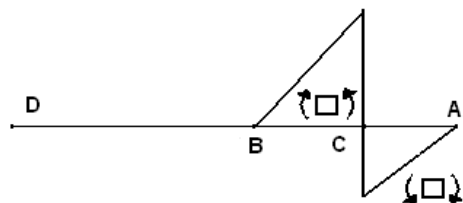


Esfuerzo flector:

Plano YZ



Plano XZ



Como se puede observar, entre la sección B y C se produce esfuerzo de compresión, de flexión y de torsión, entre la sección C y A se produce esfuerzo de flexión, y entre la sección B y D solo esfuerzo de torsión. La flexión máxima se produce en la sección C, donde también se da esfuerzo de torsión y de compresión. Se requiere de una ranura para la colocación de una chaveta que conecte el engranaje al eje y de un cambio de sección para que quede fijo el engranaje.

Teniendo en cuenta que en la sección C en concreto se están dando los tres tipos de esfuerzo se decide tomar esta sección como “sección crítica”.

Para el cálculo del diámetro mínimo que debe de tener el eje para que resista a fatiga se va a emplear la teoría de la energía de distorsión, más la línea de Goodman (TED+GOODMAN), ecuación (26).

El esfuerzo flector se obtiene mediante la ecuación (28), aplicando la ecuación (27).

El esfuerzo de torsión y axil se obtiene directamente.

Los esfuerzos en la sección crítica son:

- Torsión: $T_a = 0$ Nm; $T_m = 69.775,10$ Nm.
- Axil: $F_a = 0$ N; $F_m = 36.715,32$ N.
- Flector: $M_a = 21.950,75$ Nm; $M_m = 0$ Nm.

El límite de resistencia a la rotura para el material que se va a emplear para el eje es.

$$S_{ut}: 1.180 \text{ Mpa.}$$

Se obtiene el límite de fatiga modificado S_e , empleando la ecuación (29).

Conociendo el número de ciclos de carga se obtiene un valor de S'_e . En este caso, el número de ciclos es de $1,07 \cdot 10^9$. Puesto que el número de ciclos para vida infinita del acero es a partir de 10^6 , se considera que el cálculo debe de hacerse para vida infinita.

Para ello utilizamos la expresión $S'_e = 0,5 \cdot S_{ut}$ en la que, entrando con el límite de resistencia a la rotura del material se obtiene.

$$S'_e = 590 \cdot 10^6 \text{ Pa.}$$

El factor de acabado se toma de tablas en función del acabado del eje, el acabado es un rectificado, por lo que.

$$K_f = 0,9.$$

El factor de confiabilidad para probabilidad de supervivencia debe ser del 95% por lo que.

$$K_r = 0,87.$$

El factor de efectos diversos no va a influir por lo que se toma como la unidad. $K_m = 1,0$.

Aplicando la ecuación (29) se obtiene.

$$S_e = 461,97 \cdot 10^6 \text{ Pa.}$$

Se obtienen los factores de concentración de esfuerzos ya que hay que realizar una muesca para colocar una chaveta, y además se tiene un cambio de sección.

Para el chavetero el valor se obtiene en función del tipo de chaveta, en este caso de extremos fresados. La dureza del eje también influye, siendo esta de 363 HB, y se toman dos valores, uno para flexión y otro para torsión. Teniendo en cuenta esto, los valores son.

$$K_{flex} = 2,0 \quad y \quad K_{ts} = 1,6.$$

El cambio de diámetro de la sección se utiliza como tope a la hora de colocar el engranaje en el eje.

Se utiliza entonces la ecuación (32), y se corrige con el radio de muesca.

El factor de concentración de esfuerzos obtenido para una barra redondeada con filete de las tablas para flexión es:

$$K_c = 1,8.$$

El factor para la sensibilidad a la muesca si se toma un radio de muesca de $r = 5 \text{ mm}$.

$$q_n: 0,9.$$

Se obtiene un factor de concentración de esfuerzos modificado.

$$K_{flex} = 1,72.$$

El factor de tamaño se obtiene mediante la ecuación (30) y es el mismo para flexión y torsión.

Se supone un diámetro de eje: $d = 210 \text{ mm}$, por lo que.

$$K_{s flex} = K_{s s} = 0,65$$

Para el factor de seguridad a fatiga se toma un valor, $n_s = 2,5$. Se toma más elevado para prevenir el caso de que falle uno o varios planetas de la etapa epicicloidial, ya que provocaría un desequilibrio de fuerzas en el tramo desde la sección A hasta D.

Una vez calculados todos los datos necesarios se sustituye en la ecuación (26), y se obtiene un diámetro mínimo para el eje.

$$d = 0,198 \text{ m} \rightarrow \mathbf{0,20 \text{ m}}.$$

Este es el diámetro mínimo en la sección solicitada a mayor esfuerzo para que no se produzca fallo por carga cíclica.

Análisis a carga estática.

Para el análisis a carga estática se toma el par máximo: $T_{\max} = 81.678,75 \text{ Nm}$, y al igual que en el caso de carga cíclica se entra en las ecuaciones (23), (24) y (25).

Los valores de fuerzas sobre el diente del engranaje 4 que se obtienen son:

$$F_{t4} = 160.399,73 \text{ N}$$

$$F_{r4} = 60.440,18 \text{ N}$$

$$F_{a4} = 42.978,98 \text{ N}$$

Se vuelven a calcular las reacciones en los apoyos mediante las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos (21) en los planos de referencia YZ y XZ.

Para el plano YZ se obtienen los siguientes resultados:

- Apoyo A: $Y_{Ay} = 80.199,86 \text{ N}$.
- Apoyo B: $Y_{By} = 80.199,86 \text{ N}$ y $Y_{Bx} = 42.978,98 \text{ N}$.

Para el plano XZ se obtienen los siguientes resultados:

- Apoyo A: $X_{Ay} = 17337,08 \text{ N}$.
- Apoyo B: $X_{By} = 77.777,26 \text{ N}$ y $X_{Bx} = 42.978,98 \text{ N}$.

Los diagramas de esfuerzos son iguales a los calculados en el análisis a carga cíclica. Solo cambian los valores de esfuerzo.

Para comprobar que el diámetro mínimo obtenido mediante el análisis de carga cíclica no produce falla se va a emplear la teoría de la energía de distorsión (TED) a carga estática, ecuación (31).

Se dispone de los esfuerzos máximos en la sección, ya que se extraen de los diagramas de esfuerzo.

El esfuerzo flector se obtiene mediante la ecuación (28), aplicando la ecuación (27).

El esfuerzo de torsión y axial se obtiene directamente.

Los esfuerzos en la sección crítica son:

- Torsión: $T = 81.678,75 \text{ Nm}$.
- Axial: $F = 42.978,98 \text{ N}$.
- Flector: $M = 25.695,55 \text{ Nm}$.

El límite de fluencia para el material que se va a emplear para el eje es:

$$S_y: 1.090 \text{ Mpa.}$$

El diámetro del eje que se va a emplear es el obtenido mediante carga cíclica.

$$d = 0,2 \text{ m.}$$

El factor de seguridad a carga estática mínimo debería ser igual o estar por encima de:

$$n_s = 1,25.$$

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (31) y sustituyendo se obtiene:

$$n_s = 11,32.$$

Este valor es mayor que el factor de seguridad a carga estática mínimo, por lo que no se producirá fallo a carga estática máxima para el diámetro mínimo.

4.3.5. Cálculo del eje B, eje que soporta el engranaje planeta al brazo porta-planetas de la etapa epicicloidal.

Este eje contiene al engranaje 2, encargado de transmitir la potencia entre el eje de baja y el engranaje 3.

Los datos de los que se dispone para el análisis de eje.

Características del engranaje 2.

- Engranaje de tipo recto.
- Diámetro primitivo: $D_p = 938 \text{ mm.}$
- Ancho de cara: $b = 400 \text{ mm.}$
- Angulo de presión: $\theta_n = 20 \text{ grados.}$

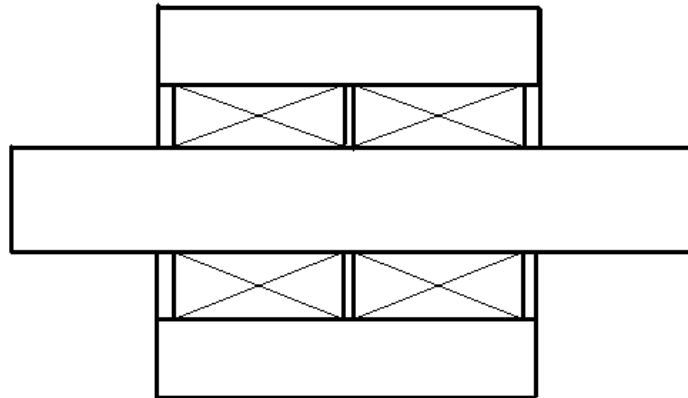
El material que se va a emplear para la fabricación de eje es acero con denominación AISI 4340 Bonificado:

- Límite de fluencia: $S_y = 1.090 \text{ MPa.}$
- Resistencia última: $S_{ut} = 1.180 \text{ MPa.}$

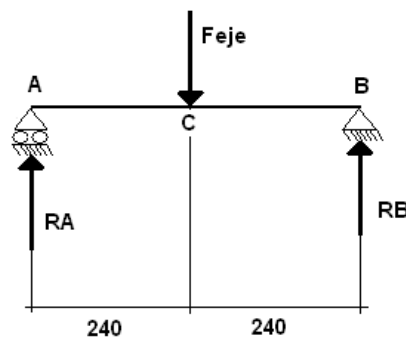
El par de torsión que se van a emplear para los cálculos se extrae del eje de baja que está acoplado al eje de entrada al multiplicador. Este par se transmite a tres engranajes a la vez, lo que hace que el esfuerzo se divida entre los tres ejes. Así el par de torsión que actúa sobre cada brazo es.

- Par equivalente de entrada (carga cíclica): $T_{ent\ eq} = 206.584,44\ Nm$.
- Par máximo de entrada (carga estática): $T_{max} = 241.827,81\ Nm$.
- Nº de ciclos de carga: $N_c = 3,7 \cdot 10^8$ ciclos.

Con estos datos y las características para el diseño que se han indicado, el eje tiene el siguiente esquema.

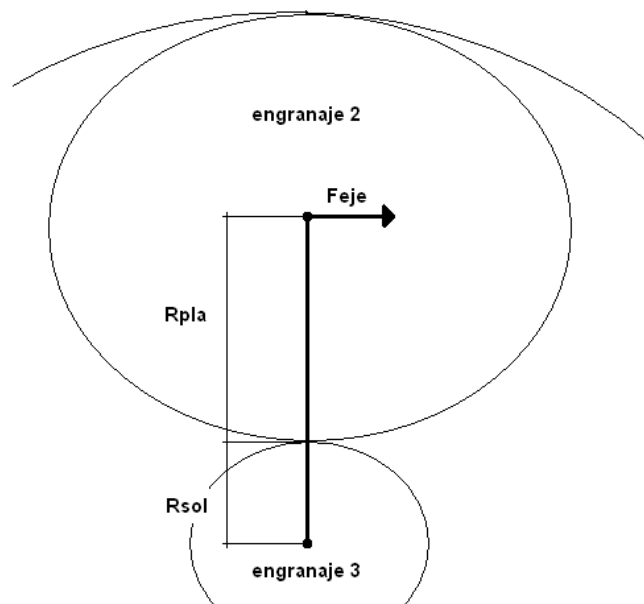


Las fuerzas que actúan, las reacciones en los apoyos y sus posiciones a lo largo de eje vienen representadas en el siguiente esquema. Para este caso queda completamente representadas las fuerzas sobre el eje con un solo plano de referencia.



Análisis a carga cíclica.

Este eje no trabaja transmitiendo carga de torsión como los demás ejes tratados, ya que no hay unión fija entre eje y engranaje. Esta unión es libre a través de rodamientos, simplemente se usa de sujeción para el engranaje 2 con el brazo porta-planetas. Debido a ésto las fuerzas que solicitan el eje no provienen del engranaje sino del brazo porta satélites. Así que este eje se encuentra al final del brazo que lo hace girar junto con el engranaje 2 alrededor del eje del engranaje 3, por lo que se plantea como una manivela la cual está ejerciendo una fuerza que vendrá dada por el par de torsión que se aplica sobre el brazo, y por la longitud de este. Esta longitud vendrá dada por los radios de los engranajes 2 y 3.



La fuerza que se ejerce sobre el eje viene dada por la ecuación (20).

Se toma el par equivalente de entrada, los radios de los engranajes y se obtiene.

- $T_{ent\ eq}: 206.584,44\ Nm.$
- $r_{planeta} = 0,469\ m.$
- $r_{sol} = 0,14\ m.$

El valor de fuerza sobre el eje que se obtiene es:

$$F_{eje} = 339.219,12\ N$$

Las reacciones en los apoyos se representan sobre las secciones A y B, se calculan mediante las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos (21). La fuerza sobre el eje se representa en la sección C.

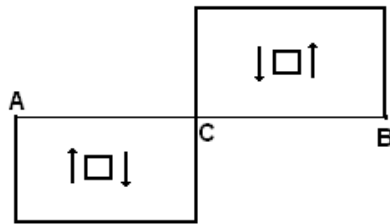
$$\sum F_h = 0 \quad \sum F_v = 0 \quad \sum M = 0 \quad (21)$$

Para las reacciones en los apoyos se obtienen los siguientes resultados:

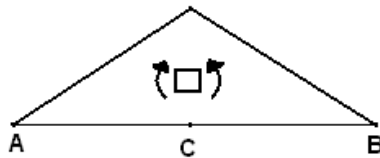
- Apoyo A: $R_A = 169.609,56 \text{ N}$.
- Apoyo B: $R_B = 169.609,56 \text{ N}$.

Diagramas de esfuerzos para el eje B.

Esfuerzo cortante:



Esfuerzo flector:



Se observa que el único esfuerzo al que está sometido el eje es flexión, siendo éste máximo en la sección C, así que se decide tomar la sección C como "sección crítica".

Para el cálculo del diámetro mínimo que debe de tener el eje para que resista a fatiga se va a emplear la teoría de la energía de distorsión, más la línea de Goodman (TED+GOODMAN), ecuación (26).

El esfuerzo en la sección crítica es:

- Torsión: $T_a = T_m = 0 \text{ Nm}$.
- Axil: $F_a = F_m = 0 \text{ N}$.
- Flector: $M_a = 0 \text{ Nm}$; $M_m = 40.706,30 \text{ Nm}$.

El límite de resistencia a la rotura para el material que se emplea para el eje es:

$$S_{ut}: 1.180 \text{ Mpa.}$$

No se va a obtener el límite de fatiga modificado S_e , ni factores de concentración de esfuerzos, ya que no hay cargas alternantes sobre el eje, por lo que la parte de la ecuación (26) referente a este tipo de cargas es cero independientemente de los valores que adopten estos factores.

Como se ha indicado, van a actuar tres engranajes simultáneamente, pero se va a tener en cuenta un factor de seguridad mayor, para prever el caso de fallo de alguno de los engranajes planeta, y así puedan, el resto soportar el aumento de esfuerzo consiguiente. Para el factor de seguridad a fatiga se toma un valor de $n_s = 3,00$.

Una vez calculados todos los datos necesarios se sustituye en la ecuación (26), y se obtiene un diámetro mínimo para el eje.

$$d = 0,102 \text{ m}$$

Este es el diámetro mínimo en la sección solicitada a mayor esfuerzo para que no se produzca fallo por carga cíclica.

Análisis a carga estática.

Se toma el par máximo de entrada, los radios de los engranajes y se entra en la ecuación (20).

- $T_{max}: 241.827,81 \text{ Nm.}$
- $r_{planeta} = 0,469 \text{ m.}$
- $r_{sol} = 0,14 \text{ m.}$

El valor de fuerza sobre el eje que se obtiene es:

$$F_{eje} = 397.090 \text{ N}$$

Las reacciones en los apoyos se representan sobre las secciones A y B, y se calculan mediante las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos (21). La fuerza sobre el eje se representa en la sección C.

$$\sum F_h = 0 \quad \sum F_v = 0 \quad \sum M = 0 \quad (21)$$

Para las reacciones en los apoyos se obtienen los siguientes resultados:

- Apoyo A: $R_A = 198.545 \text{ N}$.
- Apoyo B: $R_B = 198.545 \text{ N}$.

Los diagramas de esfuerzos son iguales a los calculados en el análisis a carga cíclica. Solo cambian los valores de esfuerzo.

Para comprobar que el diámetro mínimo obtenido mediante el análisis de carga cíclica no produce falla se va a emplear la teoría de la energía de distorsión (TED) a carga estática, ecuación (31).

Se dispone de los esfuerzos máximos en la sección, ya que se extraen de los diagramas de esfuerzo.

Los esfuerzos en la sección crítica son:

- Torsión: $T = 0 \text{ Nm}$.
- Axil: $F = 0 \text{ N}$.
- Flector: $M = 47.650,80 \text{ Nm}$.

El límite de fluencia para el material que se va a emplear para el eje es:

$$S_y: 1.090 \text{ Mpa.}$$

El diámetro del eje que se va a emplear es el obtenido mediante carga cíclica:

$$d = 0,102 \text{ m.}$$

El factor de seguridad a carga estática mínimo se mayor también suponiendo el caso de fallo de uno o varios engranajes planeta, por lo que debería ser igual o estar por encima de.

$$n_s = 3,75.$$

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (31) y sustituyendo se obtiene.

$$n_s = 2,38.$$

Este valor es menor que el factor de seguridad a carga estática mínimo, por lo que se producirá fallo a carga estática máxima para el diámetro mínimo obtenido en el análisis de carga cíclica.

Para obtener un diámetro mínimo para el eje se vuelve a utilizar la ecuación (31), pero ahora se despeja el diámetro en vez del factor de seguridad a carga estática tomando éste como.

$$n_s = 3,75.$$

Y se obtiene un diámetro para el eje.

$$d = 0,119 \text{ m} \rightarrow \mathbf{0,12 \text{ m.}}$$

Este valor de diámetro no producirá fallo a carga estática máxima.

4.3.6. Cálculo del eje A, eje de baja velocidad o eje principal.

Este eje conecta el buje del rotor con la multiplicadora de velocidad.

Los datos de los que se dispone para el análisis de eje son.

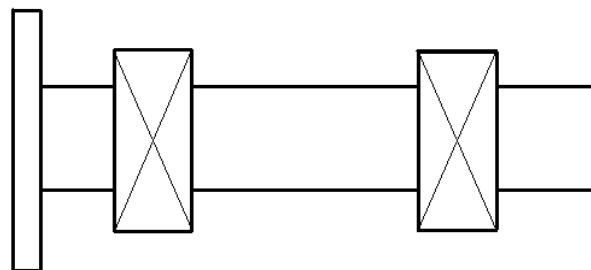
El material que se va a emplear para la fabricación de eje es acero con denominación AISI 4340 Bonificado:

- Limite de fluencia: $S_y = 1.090 \text{ MPa}$.
- Resistencia ultima: $S_{ut} = 1.180 \text{ MPa}$.

Los pares de torsión a aplicar para los cálculos y el número de ciclos de carga que va a soportar el eje son:

- Par equivalente (carga cíclica): $T_{eq} = 619.753,34 \text{ Nm}$.
- Par máximo (carga estática): $T_{max} = 725.483,43 \text{ Nm}$.
- Nº de ciclos de carga: $N_c = 1,23 \cdot 10^8$ ciclos.

Con estos datos y las características para el diseño que se han indicado, el eje tiene el siguiente esquema.

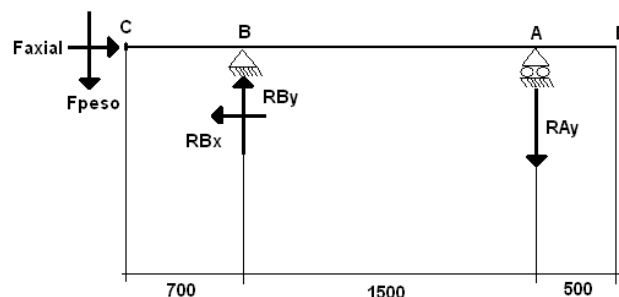


En los demás ejes se ha partido del par y de la geometría para determinar las fuerzas y su punto de aplicación con respecto al eje para realizar el análisis, pero en este caso lo que produce las cargas que generan los esfuerzos en el eje es el rotor acoplado en uno de los extremos del eje, ya que en el otro está acoplada la multiplicadora que solo produce carga de torsión en el eje.

Los esfuerzos que se producen debidos al rotor son.

- Esfuerzo de torsión producido las fuerzas generadas por las hélices en el sentido del plano perpendicular a la dirección del aire que incide sobre el rotor.
- Esfuerzo axil producido por las fuerzas generadas por las hélices y el buje en el mismo sentido de la dirección del aire que incide sobre el rotor.
- Esfuerzo cortante producido por el propio peso del rotor.
- Esfuerzo flector producido por este mismo peso.

Las fuerzas que actúan, las reacciones en los apoyos y sus posiciones a lo largo de eje vienen representadas en el siguiente esquema.



Análisis a carga cíclica.

Para el análisis del eje necesitamos conocer los valores que van a adoptar las fuerzas que produce el rotor sobre el extremo del eje.

Las fuerzas que actúan sobre el extremo del eje son.

El par equivalente que se extrae del rotor que es: $T_{eq} = 619.753,34 \text{ Nm}$.

La fuerza que provoca el propio peso del rotor, la cual se obtiene utilizando la ecuación (33).

$$P = m * g \quad (33)$$

Donde:

- P: es el peso del rotor, N.
- m: es la masa del rotor, Kg.
- g: es la aceleración de la gravedad, $9,81 \text{ m/s}^2$.

Para el valor de la masa del rotor se va a tomar un valor máximo, dando más margen a la hora de elegir el material y los componentes del rotor, siempre que la masa no exceda este valor.

El valor máximo de masa para el rotor es: $m = 18.000 \text{ Kg}$. Utilizando la ecuación (33).

$$P = 176.580 \text{ N.}$$

La fuerza axial sobre el eje es la resistencia aerodinámica del rotor. Ésta se obtiene con la ecuación (34).

$$F_{aerod} = 0.062 * A * v^2 \quad (34)$$

Donde:

- F_{aerod} : es la fuerza que se produce por la resistencia al aire del rotor, N.
- A: es el área del rotor, m^2 .
- v: es la velocidad a la que incide el aire sobre el rotor, m/s.

Se obtiene la resistencia aerodinámica para el rango de velocidades de viento en condiciones normales de funcionamiento con la ecuación (34), y utilizando la probabilidad de la frecuencia de la velocidad del viento se obtiene un valor medio.

<i>V.v (m/s)</i>	<i>F.aerod (N)</i>	<i>Frecuencia</i>
3	1.277,94	5,010
4	2.271,90	6,508
5	3.549,84	7,692
6	5.111,77	8,494
7	6.957,69	8,883
8	9.087,60	8,871
9	11.501,49	8,502
10	14.199,37	7,846
11	17.181,24	6,990
12	20.447,09	6,021
13	23.996,94	5,021
14	27.830,77	4,057
15	31.948,58	3,179
16	36.350,39	2,416
17	41.036,18	1,782
18	46.005,96	1,276
19	51.259,73	0,887
20	56.797,48	0,599
21	62.619,22	0,393
22	68.724,95	0,250
23	75.114,67	0,155
24	81.788,37	0,093
25	88.746,06	0,054

La resistencia aerodinámica media que se obtiene es.

$$F_{aerod\ media} = F_{axial} = 14600,84\ N.$$

Las reacciones en los apoyos se representan sobre las secciones A y B, y se calculan mediante las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos (21).

$$\sum F_h = 0 \quad \sum F_v = 0 \quad \sum M = 0 \quad (21)$$

Se obtienen los siguientes resultados:

- Apoyo A: $R_{Ay} = 82.404\ N$.
- Apoyo B: $R_{By} = 258.984\ N$ y $R_{Bx} = 14.600,84\ N$.

Diagramas de esfuerzos para el eje A.

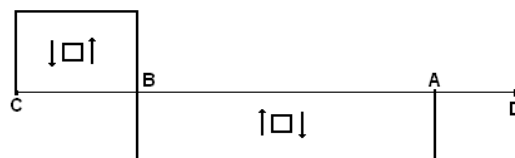
Esfuerzo de torsión:



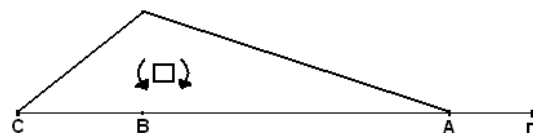
Esfuerzo axial:



Esfuerzo cortante:



Esfuerzo flector:



Como se puede observar, entre la sección del extremo de unión con el buje, sección C, y B se produce la mayor concentración de esfuerzos debido a que este tramo se encuentra en voladizo. Este tramo está sometido a esfuerzo de torsión, de compresión y de flexión, pero mientras el esfuerzo de torsión y axial es constante a lo largo del tramo, el esfuerzo de flexión aumenta desde el extremo del eje hasta B siendo en esta sección máximo.

Una vez comprobados los esfuerzos en este tramo, se decide tomar la sección B como “sección crítica”.

Para el cálculo del diámetro mínimo que debe de tener el eje para que resista a fatiga se va a emplear la teoría de la energía de distorsión, más la línea de Goodman (TED+GOODMAN), ecuación (26).

Los esfuerzos en la sección crítica son:

- Torsión: $T_a = 0 \text{ Nm}$; $T_m = 619.753,34 \text{ Nm}$.
- Axil: $F_a = 0 \text{ N}$; $F_m = 14.600,84 \text{ N}$.
- Flector: $M_a = 123.606 \text{ Nm}$; $M_m = 0 \text{ Nm}$.

El límite de resistencia a la rotura para el material que se va a emplear en el eje es:

$$S_{ut}: 1.180 \text{ Mpa.}$$

Se obtiene el límite de fatiga modificado S_e , empleando la ecuación (29).

Conociendo el número de ciclos de carga se obtiene un valor de S'_e . En este caso el número de ciclos es de $1,233 \cdot 10^8$. Puesto que el número de ciclos para vida infinita del acero es a partir de 10^6 , el cálculo debe de hacerse para vida infinita.

Para ello utilizamos la expresión $S'_e = 0,5 \cdot S_{ut}$ en la que, entrando con el límite de resistencia a la rotura del material, se obtiene:

$$S'_e = 590 \cdot 10^6 \text{ Pa.}$$

El factor de acabado se toma de tablas en función del acabado del eje, el acabado es un rectificado, por lo que:

$$K_f = 0,9.$$

El factor de confiabilidad para probabilidad de supervivencia debe ser del 95% por lo que.

$$K_r = 0,87.$$

El factor de efectos diversos no va a influir, por lo que se toma como la unidad. $K_m = 1,0$.

Aplicando la ecuación (29) se obtiene.

$$S_e = 461,97 \cdot 10^6 \text{ Pa.}$$

Se obtienen los factores de concentración de esfuerzos ya que se tiene un cambio de sección.

El cambio de diámetro de la sección se utiliza como tope a la hora de colocar el engranaje en el eje.

Se utiliza entonces la ecuación (32), y se corrige con el radio de muesca.

El factor de concentración de esfuerzos obtenido para una barra redondeada con filete de las tablas para flexión es:

$$K_c = 1,8.$$

El factor para la sensibilidad a la muesca si se toma un radio de muesca de $r = 4$ mm.

$$q_n: 0,9.$$

Se obtiene un factor de concentración de esfuerzos modificado:

$$K_{flex} = 1,72.$$

El factor de tamaño se obtiene mediante la ecuación (30) y es el mismo para flexión y torsión.

Se supone un diámetro de eje: $d = 260$ mm, por lo que.

$$K_{s flex} = K_{s s} = 0,64$$

Para el factor de seguridad a fatiga se toma un valor, $n_s = 1,5$.

Una vez calculados todos los datos necesarios se sustituye en la ecuación (26), y se obtiene un diámetro mínimo para el eje.

$$d = 0,262 \text{ m} \rightarrow \mathbf{0,265 \text{ m}}.$$

Este es el diámetro mínimo en la sección solicitada a mayor esfuerzo para que no se produzca fallo por carga cíclica.

Análisis a carga estática.

Para el análisis del eje a carga estática se necesita conocer los valores que van a adoptar las fuerzas máximas que se producen en el rotor sobre el extremo del eje.

Las fuerzas máximas que actúan sobre el extremo del eje son.

El par máximo que se extrae del rotor que es: $T_{max} = 725.483,73$ Nm.

La fuerza que provoca el propio peso del rotor. En este caso es la misma que se utilizó en el análisis de carga cíclica.

$$P = 176.580 \text{ N}.$$

La fuerza axial máxima sobre el eje es la resistencia aerodinámica máxima para la mayor velocidad del viento que atraviese el rotor en condiciones normales de funcionamiento, esta se obtiene con la ecuación (34) para una velocidad máxima de $v = 25$ m/s.

La resistencia aerodinámica máxima que se obtiene es.

$$F_{aerod\ max} = F_{axial} = 88.746,06\ N.$$

Las reacciones en los apoyos se representan sobre las secciones A y B, y se calculan mediante las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos (21).

$$\sum F_h = 0 \quad \sum F_v = 0 \quad \sum M = 0 \quad (21)$$

Se obtienen los siguientes resultados:

- Apoyo A: $R_{Ay} = 82.404\ N$.
- Apoyo B: $R_{By} = 258.984\ N$ y $R_{Bx} = 88.746,06\ N$.

Los diagramas de esfuerzos son iguales a los calculados en el análisis a carga cíclica, solo cambian los valores de esfuerzo.

Para comprobar que el diámetro mínimo obtenido mediante el análisis de carga cíclica no produce falla se va a emplear la teoría de la energía de distorsión (TED) a carga estática, ecuación (31).

Se dispone de los esfuerzos máximos en la sección, ya que se extraen de los diagramas de esfuerzo.

Los esfuerzos en la sección crítica son:

- Torsión: $T = 725.483,43\ Nm$.
- Axil: $F = 88.746,06\ N$.
- Flector: $M = 123.606\ Nm$.

El límite de fluencia para el material que se emplea para el eje es:

$$S_y: 1.090\ Mpa.$$

El diámetro del eje que se va a emplear es el obtenido mediante carga cíclica.

$$d = 0,265\ m.$$

El factor de seguridad a carga estática mínimo debería ser igual o estar por encima de:

$$n_s = 1,25.$$

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (31) y sustituyendo se obtiene.

$$n_s = 3,11.$$

Este valor es mayor que el factor de seguridad a carga estática mínimo, por lo que no se producirá fallo a carga estática máxima para el diámetro mínimo.

4.4. Selección de los rodamientos para los ejes.

Una vez calculados los ejes, y conocidas las fuerzas en los apoyos, se seleccionan ahora los rodamientos. Se seguirá el mismo orden empleado en los demás cálculos.

El procedimiento a seguir consistirá en el cálculo a fatiga por contacto para carga equivalente, y el cálculo estático para carga máxima.

Se dispone de las fuerzas en los apoyos A y B, pero estas, en la mayoría de los casos, están descompuestas sobre dos planos de referencia, “plano YZ” y “plano XZ”. Para poder trabajar con ellas hay que obtener una fuerza resultante en dirección radial y axial.

Para el caso de la fuerza resultante axial se toma tal cual la obtenemos ya que es constante, independientemente del plano en el que se obtenga. Eso sí, en el cálculo de los ejes siempre se ha supuesto que el apoyo A es el libre y el apoyo B es el fijo a carga axial, por lo que se toma la fuerza axial como.

$$F_a = Y_{Bx} = X_{Bx}$$

El caso de la fuerza radial no es tan sencillo, ya que se tienen dos fuerzas que son ortogonales, una en dirección “Y” y otra en “X”, para obtener una resultante de ambas se utiliza la ecuación (35).

$$R_i = \sqrt{Y_{iy}^2 + X_{iy}^2} \quad (35)$$

Siendo “i” el apoyo A o B, se obtiene la reacción resultante en dicho apoyo. Entonces se toma la fuerza radial como.

$$F_r = R_i$$

4.4.1. Selección de los rodamientos del eje E, conexión de la 2ª etapa ordinaria con el eje de alta.

Los datos de que se disponen para el cálculo son:

El diámetro mínimo de eje, ya que no se debe seleccionar un rodamiento que tenga un diámetro interior menor que el obtenido mediante el cálculo resistente del eje.

$$d_{min} = 80 \text{ mm.}$$

La velocidad de giro del eje: $n = 1.500,3 \text{ rpm.}$

Las reacciones en los apoyos según el plano de referencia que se van a tener en cuenta.

Para el cálculo a fatiga.

Plano YZ:

- Apoyo A: $Y_{Ay} = 26.400,44 \text{ N}$.
- Apoyo B: $Y_{By} = 26.400,44 \text{ N}$ y $Y_{Bx} = 24.621,45 \text{ N}$.

Plano XZ:

- Apoyo A: $X_{Ay} = 1.892,72 \text{ N}$.
- Apoyo B: $X_{By} = 19.311,93 \text{ N}$ y $X_{Bx} = 24.621,45 \text{ N}$.

Para el cálculo a estática.

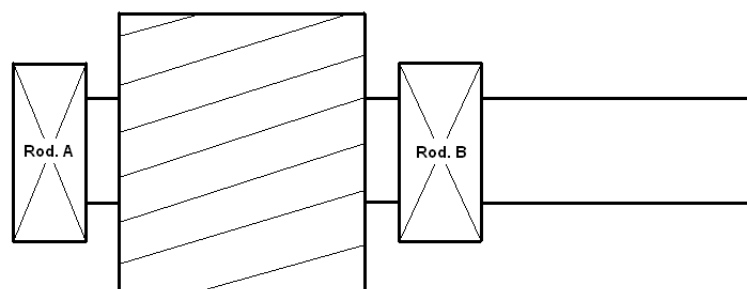
Plano YZ:

- Apoyo A: $Y_{Ay} = 30.904,36 \text{ N}$.
- Apoyo B: $Y_{By} = 30.904,36 \text{ N}$ y $Y_{Bx} = 28.821,88 \text{ N}$.

Plano XZ:

- Apoyo A: $X_{Ay} = 2.215,62 \text{ N}$.
- Apoyo B: $X_{By} = 22.606,55 \text{ N}$ y $X_{Bx} = 28.821,88 \text{ N}$.

Se tiene que seleccionar un rodamiento para el apoyo A y otro para el apoyo B, estos se designarán como rodamiento A y rodamiento B, como se observa en el esquema del eje.



Selección del rodamiento A.**Cálculo a fatiga.**

Este rodamiento va a estar sometido a carga radial, la cual se obtiene con la ecuación (35).

$$F_r = R_A = 26.468,20 \text{ N}$$

Para la selección a fatiga se utiliza la ecuación (36).

$$L_{h10} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (36)$$

Donde:

- L_{h10} : es la vida del cojinete para una fiabilidad del 90% en horas.
- C : es la capacidad básica de carga dinámica, N.
- P : es la carga equivalente en el cojinete, N.
- n : es la velocidad de giro del eje.
- p : es el exponente carga-vida, el cual es 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para rodamientos de rodillos.

De esta ecuación se obtiene un valor para la capacidad de carga dinámica que se precisa, con la que se entra en un catalogo de fabricante y se selecciona el rodamiento que sea más adecuado. Para ello son necesarios también el resto de valores.

La velocidad de giro es: $n = 1.500,3 \text{ rpm}$.

La vida que tendrá que dar el cojinete se obtiene observando el rango de funcionamiento del aerogenerador, en este caso, para una velocidad de viento entre 3 y 25 metros por segundo durante 20 años, despreciando las horas que durante esos 20 años el generador va a estar parado por culpa de una velocidad de viento fuera de rango. Se suman las horas pertenecientes a cada velocidad de viento útil y se obtiene el total.

Tiempo de trabajo a V.v en un año según Weibull				para 20 años de trabajo	
V.v (m/s)	Prob.%	Horas	Minutos	Horas	Minutos
0	0	0	0	0	0
1	0,015.457	135,403	8.124,151	2.708,050	162.483,027
2	0,033.072	289,707	17.382,402	5.794,134	347.648,044
3	0,050.101	438,889	26.333,338	8.777,779	526.666,756
4	0,065.078	570,083	34.204,964	11.401,655	684.099,276
5	0,076.923	673,841	40.430,474	13.476,825	808.609,488
6	0,084.938	744,054	44.643,212	14.881,071	892.864,244
7	0,088.831	778,160	46.689,582	15.563,194	933.791,636
8	0,088.708	777,079	46.624,719	15.541,573	932.494,383
9	0,085.017	744,752	44.685,094	14.895,031	893.701,886
10	0,078.466	687,361	41.241,650	13.747,217	824.832,997
11	0,069.904	612,361	36.741,637	12.247,212	734.832,740
12	0,060.215	527,482	31.648,930	10.549,643	632.978,592
13	0,050.213	439,864	26.391,818	8.797,273	527.836,354
14	0,040.572	355,412	21.324,746	7.108,249	426.494,927
15	0,031.787	278,450	16.707,029	5.569,010	334.140,582
16	0,024.159	211,636	12.698,140	4.232,713	253.962,798
17	0,017.821	156,108	9.366,508	3.122,169	187.330,160
18	0,012.761	111,787	6.707,221	2.235,740	134.144,412
19	0,008.873	77,729	4.663,737	1.554,579	93.274,735
20	0,005.992	52,490	3.149,393	1.049,798	62.987,865
21	0,003.930	34,429	2.065,746	688,582	41.314,910
22	0,002.504	21,937	1.316,207	438,736	26.324,136
23	0,001.550	13,578	814,698	271,566	16.293,968
24	0,000.932	8,165	489,906	163,302	9.798,128
25	0,000.545	4,770	286,209	95,403	5.724,175
26	0,000.309	2,707	162,446	54,149	3.248,925
27	0,000.170	1,493	89,576	29,859	1.791,519
28	0,000.091	0,800	47,987	15,996	959,736
29	0,000.048	0,416	24,974	8,325	499,483
30	0,000.024	0,210	12,627	4,209	252,531
Total		8751,152	525.069,121	175.023,040	10.501.382,413

Total horas de funcionamiento: $L_{h10} = 166.408,32$ horas.

Este ciclo de vida es común para todos los rodamientos que se van a seleccionar.

La carga dinámica equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (37).

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad (37)$$

Donde:

- X: es un factor radial para carga dinámica.
- Y: es un factor de empuje para carga dinámica.
- F_r : es la componente radial de la carga, N.
- F_a : es la componente axial de la carga, N.

Los valores de los factores radial y de empuje se obtienen en función del tipo de rodamiento que se esté seleccionando. En los catálogos de cada fabricante vienen indicados los valores a tomar en cuenta para cada uno de estos factores en función de la relación de proporción entre la componente axial y radial.

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial que va a soportar el rodamiento. En este caso solo se tiene componente radial, por lo que se ensayan rodamientos que sean adecuados para soportar estas fuerzas.

Se obtiene la carga dinámica equivalente sobre el cojinete.

$$P = 26.468,20 \text{ N}$$

Se despeja la capacidad básica de carga dinámica "C" de la ecuación (36) y se obtiene un valor.

$$C = 473.560,72 \text{ N}$$

Con este valor, teniendo en cuenta el diámetro mínimo y la velocidad de giro del eje, se selecciona un rodamiento teniendo en cuenta que.

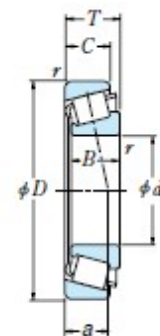
$$C \leq C_r$$

Siendo C_r la capacidad básica de carga dinámica límite del rodamiento seleccionado.

Se decide seleccionar un rodamiento de rodillos cónicos de una sola hilera del fabricante NSK, de la serie **HR 32319 J**.

Características básicas del rodamiento seleccionado:

- Diámetro interior: $d = 95 \text{ mm}$.
- Diámetro exterior: $D = 200 \text{ mm}$.
- Ancho total: $T = 71,5 \text{ mm}$.
- Carga dinámica límite: $C_r = 525.000 \text{ N}$.
- Carga estática límite: $C_{0r} = 710.000 \text{ N}$.



Este rodamiento soporta las cargas dinámicas aplicadas sobre el apoyo A. Para que la selección sea correcta hay que comprobar el rodamiento a carga estática.

Calculo a carga estática.

La carga radial máxima a la que va a estar sometido se obtiene con la ecuación (35).

$$F_r = R_A = 30.983,68 \text{ N}$$

Para comprobar que el rodamiento seleccionado a carga cíclica resiste a carga estática se emplea la ecuación (38).

$$C_0 = n_{s0} * P_0 \quad (38)$$

Donde:

- C_0 : es la capacidad básica de carga estática, N.
- n_{s0} : es el factor de seguridad estático.
- P_0 : es la carga estática equivalente, N.

La carga estática equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (39), muy similar a la empleada para el cálculo dinámico equivalente.

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a \quad (39)$$

Donde:

- X_0 : es un factor radial para carga estática.
- Y_0 : es un factor de empuje para carga estática.
- F_r : es la componente radial de la carga, N.
- F_a : es la componente axial de la carga, N.

Al igual que antes, los valores de los factores radial y de empuje se obtienen en función del tipo de rodamiento que se esté seleccionando. En los catálogos de cada fabricante vienen indicados los valores a tomar en cuenta para cada uno de estos factores en función de la relación de proporción entre la componente axial y radial.

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial máximas que va a soportar el rodamiento, en este caso solo se tiene componente radial.

Se obtiene la carga estática equivalente sobre el cojinete.

$$P_0 = 30.983,68 \text{ N.}$$

Conocido el valor de capacidad básica de carga estática del rodamiento seleccionado a carga cíclica “ C_{0r} ”, se toma dicho valor como capacidad básica de carga estática “ C_0 ”.

$$C_0 = C_{0r} = 710.000 N.$$

El factor de seguridad mínimo para que no se produzca el fallo a carga estática debe ser igual o estar por encima de 1.

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (38) y sustituyendo se obtiene:

$$n_{s0} = 22,91$$

Este valor es mayor que la unidad, por lo que el rodamiento seleccionado resiste a carga estática, por tanto la selección es correcta.

Selección del rodamiento B.

Cálculo a fatiga.

Este rodamiento va a estar sometido a carga radial, la cual se obtiene con la ecuación (35), y a carga axial.

$$F_r = R_B = 32.709,84 N$$

$$F_a = 24.621,45 N$$

El método que se ha seguido para seleccionar el rodamiento A se emplea para seleccionar el resto de rodamientos, tanto de éste como del resto de ejes.

Para la selección a fatiga se utiliza la ecuación (36).

La velocidad de giro es: $n = 1.500,3$ rpm.

La vida que tendrá que soportar el cojinete es: $L_{h10} = 166.408,32$ horas.

La carga dinámica equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (37).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial que va a soportar el rodamiento. En este caso se tienen ambas componentes y la relación entre ellas es.

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,752$$

Por lo que se ensayan rodamientos que sean adecuados para soportar estas fuerzas.

Se obtiene la carga dinámica equivalente sobre el cojinete.

$$P = 32.709,84 N$$

Se despeja la capacidad básica de carga dinámica “C” de la ecuación (36) y se obtiene un valor.

$$C = 585.211,75N$$

Con este valor, teniendo en cuenta el diámetro mínimo y la velocidad de giro del eje, se selecciona un rodamiento teniendo en cuenta que.

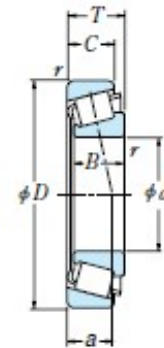
$$C \leq C_r$$

Siendo C_r la capacidad básica de carga dinámica límite del rodamiento seleccionado.

Se decide seleccionar un rodamiento de rodillos cónicos de una sola hilera del fabricante NSK, de la serie **HR 31326 J**.

Características básicas del rodamiento seleccionado:

- Diámetro interior: $d = 130$ mm.
- Diámetro exterior: $D = 280$ mm.
- Ancho total: $T = 72$ mm.
- Carga dinámica límite: $C_r = 625.000$ N.
- Carga estática límite: $C_{0r} = 820.000$ N.



Este rodamiento soporta las cargas dinámicas aplicadas sobre el apoyo B. Para que la selección sea correcta hay que comprobar el rodamiento a carga estática.

Calculo a carga estática.

La carga radial máxima a la que va a estar sometido, se obtiene con la ecuación (35), y la carga axial máxima son.

$$F_r = R_B = 38.290,15 N$$

$$F_a = 28.821,88 N$$

Para comprobar que el rodamiento seleccionado mediante carga cíclica resiste a carga estática se emplea la ecuación (38).

La carga estática equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (39).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial máximas que va a soportar el rodamiento.

Se obtiene la carga estática equivalente sobre el cojinete.

$$P_0 = 38.290,15 \text{ N}$$

Conocido el valor de capacidad básica de carga estática del rodamiento seleccionado a carga cíclica “ C_{0r} ”, se toma dicho valor como capacidad básica de carga estática “ C_0 ”.

$$C_0 = C_{0r} = 820.000 \text{ N.}$$

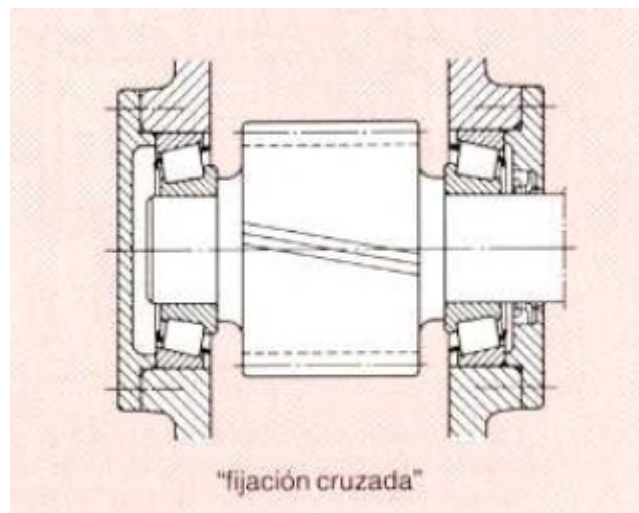
El factor de seguridad mínimo para que no se produzca el fallo a carga estática debe ser igual o estar por encima de 1.

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (38) y sustituyendo se obtiene:

$$n_{s0} = 21,41$$

Este valor es mayor que la unidad, por lo que el rodamiento seleccionado resiste a carga estática, por tanto la selección es correcta.

Como se puede comprobar, se han seleccionado dos rodamientos de rodillos cónicos para los apoyos del eje. Su montaje en el eje se realizará con orientación opuesta o cruzados, como se puede observar en el esquema.



4.4.2. Selección de los rodamientos del eje D, conexión de la 1ª con la 2ª etapa ordinaria.

Los datos de que se disponen para el cálculo son:

El diámetro mínimo de eje.

$$d_{min} = 140 \text{ mm.}$$

La velocidad de giro del eje: $n = 463,33 \text{ rpm}$.

Las reacciones en los apoyos según el plano de referencia que se van a tener en cuenta.

Para el cálculo a fatiga.

Plano YZ:

- Apoyo A: $Y_{Ay} = 91.891,31 \text{ N}$.
- Apoyo B: $Y_{By} = 9.603,18 \text{ N}$ y $Y_{Bx} = 11.470,19 \text{ N}$.

Plano XZ:

- Apoyo A: $X_{Ay} = 43.965,29 \text{ N}$.
- Apoyo B: $X_{By} = 28.555,62 \text{ N}$ y $X_{Bx} = 11.470,19 \text{ N}$.

Para el cálculo a estática.

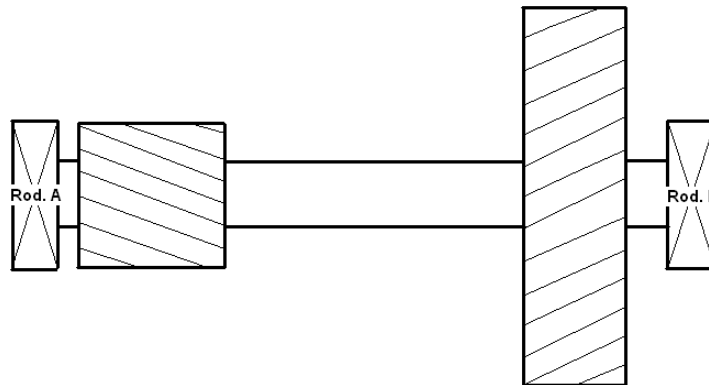
Plano YZ:

- Apoyo A: $Y_{Ay} = 107.568,27 \text{ N}$.
- Apoyo B: $Y_{By} = 11.241,76 \text{ N}$ y $Y_{Bx} = 13.427,01 \text{ N}$.

Plano XZ:

- Apoyo A: $X_{Ay} = 51.465,78 \text{ N}$.
- Apoyo B: $X_{By} = 33.427,22 \text{ N}$ y $X_{Bx} = 13.427,01 \text{ N}$.

Se tiene que seleccionar un rodamiento para el apoyo A y otro para el apoyo B, estos se designarán como rodamiento A y rodamiento B, como se observa en el esquema del eje.



Selección del rodamiento A.

Cálculo a fatiga.

Este rodamiento va a estar sometido a carga radial, la cual se obtiene con la ecuación (35).

$$F_r = R_A = 101.867,36 \text{ N}$$

Para la selección a fatiga se utiliza la ecuación (36).

La velocidad de giro es: $n = 463,33 \text{ rpm}$.

La vida que tendrá que dar el cojinete es: $L_{h10} = 166.408,32 \text{ horas}$.

La carga dinámica equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (37).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial que va a soportar el rodamiento. En este caso solo se tiene componente radial, por lo que se ensayan rodamientos que sean adecuados para soportar estas fuerzas.

Se obtiene la carga dinámica equivalente sobre el cojinete.

$$P = 101.867,36 \text{ N}$$

Se despeja la capacidad básica de carga dinámica "C" de la ecuación (36) y se obtiene un valor.

$$C = 1.281.083,96 \text{ N}$$

Con este valor, teniendo en cuenta el diámetro mínimo y la velocidad de giro del eje, se selecciona un rodamiento teniendo en cuenta que.

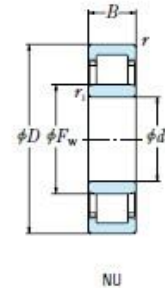
$$C \leq C_r$$

Siendo C_r la capacidad básica de carga dinámica límite del rodamiento seleccionado.

Se decide seleccionar un rodamiento de rodillos cilíndricos de una sola hilera del fabricante NSK, de la serie **NU 2332 EM**.

Características básicas del rodamiento seleccionado:

- Diámetro interior: $d = 160$ mm.
- Diámetro exterior: $D = 340$ mm.
- Ancho total: $B = 114$ mm.
- Carga dinámica límite: $C_r = 1.310.000$ N.
- Carga estática límite: $C_{0r} = 1.820.000$ N.



Este rodamiento soporta las cargas dinámicas aplicadas sobre el apoyo A. Para que la selección sea correcta hay que comprobar el rodamiento a carga estática.

Calculo a carga estática.

La carga radial máxima a la que va a estar sometido se obtiene con la ecuación (35).

$$F_r = R_A = 119.246,21 \text{ N}$$

Para comprobar que el rodamiento seleccionado mediante carga cíclica resiste a carga estática se emplea la ecuación (38).

La carga estática equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (39).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial máximas que va a soportar el rodamiento, en este caso solo se tiene componente radial.

Se obtiene la carga estática equivalente sobre el cojinete.

$$P_0 = 119.246,21 \text{ N}$$

Conocido el valor de capacidad básica de carga estática del rodamiento seleccionado a carga cíclica " C_{0r} ", se toma dicho valor como capacidad básica de carga estática " C_0 ".

$$C_0 = C_{0r} = 1.820.000 \text{ N.}$$

El factor de seguridad mínimo para que no se produzca el fallo a carga estática debe ser igual o estar por encima de 1.

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (38) y sustituyendo se obtiene:

$$n_{s0} = 15,26$$

Este valor es mayor que la unidad, por lo que el rodamiento seleccionado resiste a carga estática, por tanto la selección es correcta.

Selección del rodamiento B.

Cálculo a fatiga.

Este rodamiento va a estar sometido a carga radial, la cual se obtiene con la ecuación (35), y a carga axial.

$$F_r = R_B = 30.127,14 \text{ N}$$

$$F_a = 11.470,19 \text{ N}$$

Para la selección a fatiga se utiliza la ecuación (36).

La velocidad de giro es: $n = 463,33$ rpm.

La vida que tendrá que dar el cojinete es: $L_{h10} = 166.408,32$ horas.

La carga dinámica equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (37).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial que va a soportar el rodamiento. En este caso se tienen ambas componentes y la relación entre ellas es.

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,381$$

Por lo que se ensayan rodamientos que sean adecuados para soportar estas fuerzas.

Se obtiene la carga dinámica equivalente sobre el cojinete.

$$P = 53.448,74 \text{ N}$$

Se despeja la capacidad básica de carga dinámica "C" de la ecuación (36) y se obtiene un valor.

$$C = 672.171,325 \text{ N}$$

Con este valor, teniendo en cuenta el diámetro mínimo y la velocidad de giro del eje, se selecciona un rodamiento teniendo en cuenta que.

$$C \leq C_r$$

Siendo C_r la capacidad básica de carga dinámica límite del rodamiento seleccionado.

Se decide seleccionar un rodamiento de rodillos esféricos del fabricante NSK, de la serie **23228CE4**.

Características básicas del rodamiento seleccionado:

- Diámetro interior: $d = 140$ mm.
- Diámetro exterior: $D = 250$ mm.
- Ancho total: $B = 88$ mm.
- Carga dinámica límite: $C_r = 835.000$ N.
- Carga estática límite: $C_{0r} = 1.300.000$ N.



Diámetro Interior Cilíndrico

Este rodamiento soporta las cargas dinámicas aplicadas sobre el apoyo B. Para que la selección sea correcta hay que comprobar el rodamiento a carga estática.

Calculo a carga estática.

La carga radial máxima a la que va a estar sometido, se obtiene con la ecuación (35), y la carga axial máxima son.

$$F_r = R_B = 35.266,93 \text{ N}$$

$$F_a = 13.427,01 \text{ N}$$

Para comprobar que el rodamiento seleccionado mediante carga cíclica resiste a carga estática se emplea la ecuación (38).

La carga estática equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (39).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial máximas que va a soportar el rodamiento.

Se obtiene la carga estática equivalente sobre el cojinete.

$$P_0 = 60.778,24 \text{ N.}$$

Conocido el valor de capacidad básica de carga estática del rodamiento seleccionado a carga cíclica " C_{0r} ", se toma dicho valor como capacidad básica de carga estática " C_0 ".

$$C_0 = C_{0r} = 1.300.000 \text{ N.}$$

El factor de seguridad mínimo para que no se produzca el fallo a carga estática debe ser igual o estar por encima de 1.

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (38) y sustituyendo se obtiene:

$$n_{s0} = 21,39$$

Este valor es mayor que la unidad, por lo que el rodamiento seleccionado resiste a carga estática, por tanto la selección es correcta.

4.4.3. Selección de los rodamientos del eje C, conexión de la etapa epicicloidal con la 1ª etapa ordinaria.

Los datos de que se disponen para el cálculo son:

El diámetro mínimo de eje.

$$d_{min} = 200 \text{ mm.}$$

La velocidad de giro del eje: $n = 107,35$ rpm.

Las reacciones en los apoyos según el plano de referencia que se van a tener en cuenta.

Para el cálculo a fatiga.

Plano YZ:

- Apoyo A: $Y_{Ay} = 68.511,74 \text{ N}$.
- Apoyo B: $Y_{By} = 68.511,74 \text{ N}$ y $Y_{Bx} = 36.715,32 \text{ N}$.

Plano XZ:

- Apoyo A: $X_{Ay} = 14.810,41 \text{ N}$.
- Apoyo B: $X_{By} = 66442,19 \text{ N}$ y $X_{Bx} = 36.715,32 \text{ N}$.

Para el cálculo a estática.

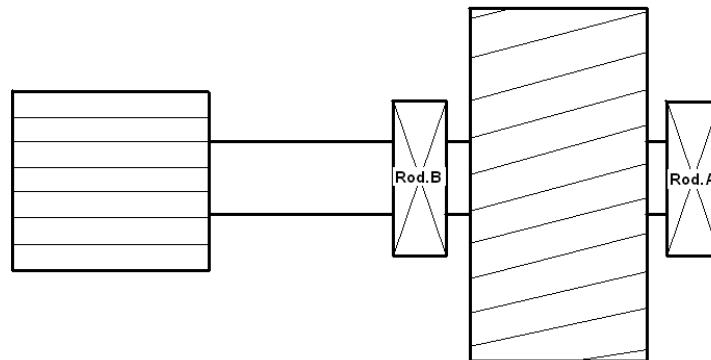
Plano YZ:

- Apoyo A: $Y_{Ay} = 80.199,86 \text{ N}$.
- Apoyo B: $Y_{By} = 80.199,86 \text{ N}$ y $Y_{Bx} = 42.978,98 \text{ N}$.

Plano XZ:

- Apoyo A: $X_{Ay} = 17337,08 \text{ N}$.
- Apoyo B: $X_{By} = 77.777,26 \text{ N}$ y $X_{Bx} = 42.978,98 \text{ N}$.

Se tiene que seleccionar un rodamiento para el apoyo A y otro para el apoyo B, estos se designarán como rodamiento A y rodamiento B, como se observa en el esquema del eje.



Selección del rodamiento A.

Cálculo a fatiga.

Este rodamiento va a estar sometido a carga radial, la cual se obtiene con la ecuación (35).

$$F_r = R_A = 70.094,27 \text{ N}$$

Para la selección a fatiga se utiliza la ecuación (36).

La velocidad de giro es: $n = 107,35 \text{ rpm}$.

La vida que tendrá que dar el cojinete es: $L_{h10} = 166.408,32 \text{ horas}$.

La carga dinámica equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (37).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial que va a soportar el rodamiento. En este caso solo se tiene componente radial, por lo que se ensayan rodamientos que sean adecuados para soportar estas fuerzas.

Se obtiene la carga dinámica equivalente sobre el cojinete.

$$P = 70.094,27 \text{ N}$$

Se despeja la capacidad básica de carga dinámica "C" de la ecuación (36) y se obtiene un valor.

$$C = 568.464,53 \text{ N}$$

Con este valor, teniendo en cuenta el diámetro mínimo y la velocidad de giro del eje, se selecciona un rodamiento teniendo en cuenta que.

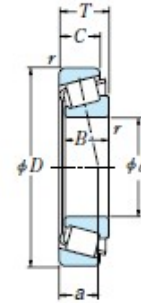
$$C \leq C_r$$

Siendo C_r la capacidad básica de carga dinámica límite del rodamiento seleccionado.

Se decide seleccionar un rodamiento de rodillos cónicos de una sola hilera del fabricante NSK, de la serie **HR 32044 XJ**.

Características básicas del rodamiento seleccionado:

- Diámetro interior: $d = 220$ mm.
- Diámetro exterior: $D = 340$ mm.
- Ancho total: $T = 76$ mm.
- Carga dinámica límite: $C_r = 885.000$ N.
- Carga estática límite: $C_{0r} = 1.610.000$ N.



Este rodamiento soporta las cargas dinámicas aplicadas sobre el apoyo A. Para que la selección sea correcta hay que comprobar el rodamiento a carga estática.

Calculo a carga estática.

La carga radial máxima a la que va a estar sometido se obtiene con la ecuación (35).

$$F_r = R_A = 82.052,37 \text{ N}$$

Para comprobar que el rodamiento seleccionado mediante carga cíclica resiste a carga estática se emplea la ecuación (38).

La carga estática equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (39).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial máximas que va a soportar el rodamiento, en este caso solo se tiene componente radial.

Se obtiene la carga estática equivalente sobre el cojinete.

$$P_0 = 82.052,37 \text{ N}$$

Conocido el valor de capacidad básica de carga estática del rodamiento seleccionado a carga cíclica " C_{0r} ", se toma dicho valor como capacidad básica de carga estática " C_0 ".

$$C_0 = C_{0r} = 1.610.000 \text{ N.}$$

El factor de seguridad mínimo para que no se produzca el fallo a carga estática se va a aumentar para este caso y se aplica el mismo factor que en el cálculo del eje a fatiga:

$$n_{s0} = 2,5$$

Así se tiene en cuenta el caso de un fallo en los engranajes de la etapa epicicloidal que provocaría un aumento de los esfuerzos en el eje.

Este factor de seguridad también se va a emplear en la selección del rodamiento B.

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (38) y sustituyendo se obtiene:

$$n_{s0} = 18,62$$

Este valor es mayor que el valor del factor de seguridad estático, por lo que el rodamiento seleccionado resiste a carga estática, por tanto la selección es correcta.

Selección del rodamiento B.

Cálculo a fatiga.

Este rodamiento va a estar sometido a carga radial, la cual se obtiene con la ecuación (35), y a carga axial.

$$F_r = R_B = 95.438,06 \text{ N}$$

$$F_a = 36.715,32 \text{ N}$$

Para la selección a fatiga se utiliza la ecuación (36).

La velocidad de giro es: $n = 107,35 \text{ rpm}$.

La vida que tendrá que soportar el cojinete es: $L_{h10} = 166.408,32 \text{ horas}$.

La carga dinámica equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (37).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial que va a soportar el rodamiento. En este caso se tienen ambas componentes y la relación entre ellas es.

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,385$$

Por lo que se ensayan rodamientos que sean adecuados para soportar estas fuerzas.

Se obtiene la carga dinámica equivalente sobre el cojinete.

$$P = 95.438,06 \text{ N}$$

Se despeja la capacidad básica de carga dinámica "C" de la ecuación (36) y se obtiene un valor.

$$C = 774.002,67 \text{ N}$$

Con este valor, teniendo en cuenta el diámetro mínimo y la velocidad de giro del eje, se selecciona un rodamiento teniendo en cuenta que.

$$C \leq C_r$$

Siendo C_r la capacidad básica de carga dinámica límite del rodamiento seleccionado.

Se decide seleccionar un rodamiento de rodillos cónicos de una sola hilera del fabricante NSK, de la serie **HR 32044 XJ**.

Como se puede observar, el rodamiento seleccionado es el mismo que el del apoyo A.

Este rodamiento soporta las cargas dinámicas aplicadas sobre el apoyo B. Para que la selección sea correcta hay que comprobar el rodamiento a carga estática.

Calculo a carga estática.

La carga radial máxima a la que va a estar sometido, esta se obtiene con la ecuación (35), y la carga axial máxima son.

$$F_r = R_B = 111.719,83 \text{ N}$$

$$F_a = 42.978,98 \text{ N}$$

Para comprobar que el rodamiento seleccionado mediante carga cíclica resiste a carga estática se emplea la ecuación (38).

La carga estática equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (39).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial máximas que va a soportar el rodamiento.

Se obtiene la carga estática equivalente sobre el cojinete.

$$P_0 = 111.719,83 \text{ N}$$

Conocido el valor de capacidad básica de carga estática del rodamiento seleccionado a carga cíclica " C_{0r} ", se toma dicho valor como capacidad básica de carga estática " C_0 ".

$$C_0 = C_{0r} = 1.610.000 \text{ N}.$$

El factor de seguridad mínimo para que no se produzca el fallo a carga estática debe ser igual o estar por encima de: $n_{s0} = 2,5$.

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (38) y sustituyendo se obtiene:

$$n_{s0} = 14,41$$

Este valor es mayor que el valor del factor de seguridad estático, por lo que el rodamiento seleccionado resiste a carga estática, por tanto la selección es correcta.

Se han seleccionado dos rodamientos de rodillos cónicos para los apoyos de este eje. Su montaje en el eje se realizará con orientación opuesta o cruzada.

4.4.4. Selección de los rodamientos del eje B, eje que soporta el engranaje planeta al brazo porta-planetas de la etapa epicicloidal.

Este eje los rodamientos van alojados en el interior del engranaje y se interponen entre éste y el eje, actuando de apoyos del engranaje sobre el eje de sujeción al porta-planetas, a diferencia de los casos anteriores en los que los engranajes van acoplados al eje y los rodamientos actúan de apoyo entre los ejes y las tapas de la carcasa de la multiplicadora.

Los datos de que se disponen para el cálculo son:

El diámetro mínimo de eje.

$$d_{min} = 120 \text{ mm.}$$

La velocidad de giro del engranaje, en este caso: $n = 32,04$ rpm.

La fuerza que se va a tener en cuenta para los cálculos va a ser la que induce el brazo porta-satélites sobre el eje B.

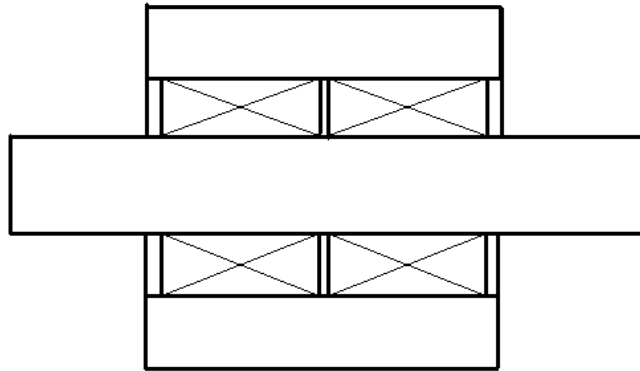
Para el cálculo a fatiga.

$$F_{eje} = 339.219,12 \text{ N}$$

Para el cálculo a estática.

$$F_{eje} = 397.090 \text{ N}$$

En este caso se tiene que seleccionar rodamientos que soporten una gran cantidad de carga radial, tienen que ser iguales y no superar el ancho del engranaje, $b = 400$ mm, como se observa en el esquema del eje.



Selección del rodamiento.

Cálculo a fatiga.

Estos rodamientos van a estar sometido a una carga radial.

$$F_r = F_{eje} = 339.219,12 \text{ N}$$

Para la selección a fatiga se utiliza la ecuación (36).

La velocidad de giro es: $n = 32,04$ rpm.

La vida que tendrá que dar el rodamiento es: $L_{h10} = 166.408,32$ horas.

La carga dinámica equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (37).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial que va a soportar el rodamiento. En este caso solo se tiene componente radial, por lo que se ensayan rodamientos que sean adecuados para soportar estas fuerzas.

Se obtiene la carga dinámica equivalente sobre el cojinete.

$$P = 339.219,12 \text{ N}$$

Se despeja la capacidad básica de carga dinámica "C" de la ecuación (36) y se obtiene un valor.

$$C = 1.914.213,51 \text{ N}$$

Con este valor, teniendo en cuenta el diámetro mínimo y la velocidad de giro del eje, se selecciona un rodamiento teniendo en cuenta que.

$$C \leq C_r$$

Siendo C_r la capacidad básica de carga dinámica límite del rodamiento seleccionado.

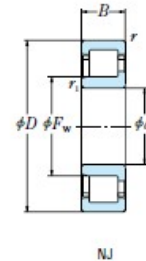
Dada la anchura del engranaje hay que colocar dos rodamientos, a cada extremo del eje. Al colocar dos rodamientos la capacidad básica de carga dinámica se divide.

$$C_2 = 957.106,75 N$$

Se decide seleccionar dos rodamientos de rodillos cilíndricos de una sola hilera del fabricante NSK, de la serie **NJ 2328 EM**.

Características básicas del rodamiento seleccionado:

- Diámetro interior: $d = 140 \text{ mm}$.
- Diámetro exterior: $D = 300 \text{ mm}$.
- Ancho total: $B = 102 \text{ mm}$.
- Carga dinámica límite: $C_r = 1.020.000 \text{ N}$.
- Carga estática límite: $C_{0r} = 1.380.000 \text{ N}$.



Este rodamiento soporta las cargas dinámicas aplicadas sobre el eje que soporta el engranaje planeta. Para que la selección sea correcta hay que comprobar el rodamiento a carga estática.

Calculo a carga estática.

La carga radial máxima a la que va a estar sometido se obtiene con la ecuación (35).

$$F_r = F_{eje} = 397.090 N$$

Para comprobar que el rodamiento seleccionado mediante carga cíclica resiste a carga estática se emplea la ecuación (38).

La carga estática equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (39).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial máximas que va a soportar el rodamiento, en este caso solo se tiene componente radial.

Se obtiene la carga estática equivalente sobre los cojinetes que soportan el engranaje.

$$P_0 = 397.090 N$$

Esta carga estática se divide por dos por ser dos rodamientos los que soportan el engranaje y encontrarse estos equidistantes del punto de aplicación de la carga, por lo que:

$$P_0 = 198.545 \text{ N}$$

Conocido el valor de capacidad básica de carga estática del rodamiento seleccionado a carga cíclica “ C_{0r} ”, se toma dicho valor como capacidad básica de carga estática “ C_0 ”.

$$C_0 = C_{0r} = 1.380.000 \text{ N}.$$

El factor de seguridad estático que se va a tomar va a ser de 3,0. Para comprobar en caso de que falle uno o varios engranajes planeta.

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (38) y sustituyendo se obtiene:

$$n_{s0} = 6,95$$

Este valor es mayor que el valor del factor de seguridad estático, por lo que el rodamiento seleccionado resiste a carga estática, por tanto la selección es correcta.

Se ha seleccionado un rodamiento de rodillos cilíndricos con la pista interior desmontable en un solo sentido. Su montaje se realizará con orientación opuesta, colocando los anillos interiores de forma que salga hacia fuera.

4.4.5. Selección de los rodamientos del eje A, eje de baja velocidad o eje principal.

Los datos de que se disponen para el cálculo son:

El diámetro mínimo de eje.

$$d_{min} = 265 \text{ mm}.$$

Pero se necesita un diámetro mínimo para el acoplamiento de este eje con la multiplicadora, este diámetro mínimo es: $d = 290 \text{ mm}$. Además ambos rodamientos se introducen por el lado de dicho acoplamiento, por lo que eso también se tiene que tener en cuenta a la hora de la selección de los mismos.

La velocidad de giro del eje, en este caso: $n = 12,34 \text{ rpm}$.

Las reacciones en los apoyos que se van a tener en cuenta.

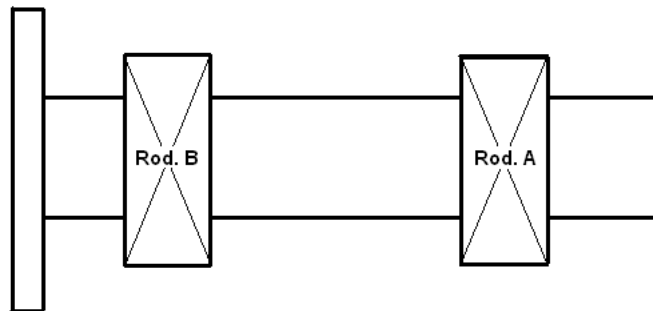
Para el cálculo a fatiga.

- Apoyo A: $R_{Ay} = 82.404 \text{ N}$.
- Apoyo B: $R_{By} = 258.984 \text{ N}$ y $R_{Bx} = 14.600,84 \text{ N}$.

Para el cálculo a estática.

- Apoyo A: $R_{Ay} = 82.404 N$.
- Apoyo B: $R_{By} = 258.984 N$ y $R_{Bx} = 88.746,06 N$.

Se tiene que seleccionar un rodamiento para el apoyo A y otro para el apoyo B, estos se designarán como rodamiento A y rodamiento B, como se observa en el esquema del eje.



Selección del rodamiento A.

Cálculo a fatiga.

Este rodamiento va a estar sometido a carga radial, es este caso solo se tiene un plano de referencia por lo que la reacción se toma tal cual.

$$F_r = R_{Ay} = 82.404 N$$

Para la selección a fatiga se utiliza la ecuación (36).

La velocidad de giro es: $n = 12,34 \text{ rpm}$.

La vida que tendrá que dar el cojinete es: $L_{h10} = 166.408,32 \text{ horas}$.

La carga dinámica equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (37).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial que va a soportar el rodamiento. En este caso solo se tiene componente radial, por lo que se ensayan rodamientos que sean adecuados para soportar estas fuerzas.

Se obtiene la carga dinámica equivalente sobre el cojinete.

$$P = 82.404 N$$

Se despeja la capacidad básica de carga dinámica “C” de la ecuación (36) y se obtiene un valor.

$$C = 349.228,15 \text{ N}$$

Con este valor, teniendo en cuenta el diámetro mínimo y la velocidad de giro del eje, se selecciona un rodamiento teniendo en cuenta que.

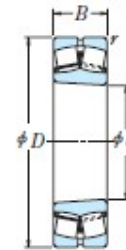
$$C \leq C_r$$

Siendo C_r la capacidad básica de carga dinámica límite del rodamiento seleccionado.

Se decide seleccionar un rodamiento de rodillos esféricos con interior cónico del fabricante NSK, de la serie **23064CAKE4**.

Características básicas del rodamiento seleccionado:

- Diámetro interior: $d = 320 \text{ mm}$.
- Diámetro exterior: $D = 480 \text{ mm}$.
- Ancho total: $B = 121 \text{ mm}$.
- Carga dinámica límite: $C_r = 1.960.000 \text{ N}$.
- Carga estática límite: $C_{0r} = 3.850.000 \text{ N}$.



Diámetro Interior Cónico

Este rodamiento soporta las cargas dinámicas aplicadas sobre el apoyo A. Para que la selección sea correcta hay que comprobar el rodamiento a carga estática.

Cálculo a carga estática.

La carga radial máxima a la que va a estar sometido es.

$$F_r = R_{Ay} = 82.404 \text{ N}$$

Para comprobar que el rodamiento seleccionado mediante carga cíclica resiste a carga estática se emplea la ecuación (38).

La carga estática equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (39).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial máximas que va a soportar el rodamiento, en este caso solo se tiene componente radial.

Se obtiene la carga estática equivalente sobre el cojinete.

$$P_0 = 82.404 \text{ N}$$

Conocido el valor de capacidad básica de carga estática del rodamiento seleccionado a carga cíclica “ C_{0r} ”, se toma dicho valor como capacidad básica de carga estática “ C_0 ”.

$$C_0 = C_{0r} = 3.850.000 \text{ N.}$$

El factor de seguridad mínimo para que no se produzca el fallo a carga estática debe ser igual o estar por encima de 1.

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (38) y sustituyendo se obtiene:

$$n_{s0} = 46,72$$

Este valor es mayor que la unidad, por lo que el rodamiento seleccionado resiste a carga estática, por tanto la selección es correcta.

Selección del rodamiento B.

Cálculo a fatiga.

Este rodamiento va a estar sometido a carga radial y a carga axial.

$$F_r = R_{By} = 258.984 \text{ N}$$

$$F_a = 14.600,84 \text{ N}$$

Para la selección a fatiga se utiliza la ecuación (36).

La velocidad de giro es: $n = 12,34$ rpm.

La vida que tendrá que dar el cojinete es: $L_{h10} = 166.408,32$ horas.

La carga dinámica equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (37).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial que va a soportar el rodamiento. En este caso se tienen ambas componentes y la relación entre ellas es.

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,056$$

Por lo que se ensayan rodamientos que sean adecuados para soportar estas fuerzas.

Se obtiene la carga dinámica equivalente sobre el cojinete.

$$P = 296.946,18 \text{ N}$$

Se despeja la capacidad básica de carga dinámica “ C ” de la ecuación (36) y se obtiene un valor.

$$C = 1.258.457,93 \text{ N}$$

Con este valor, teniendo en cuenta el diámetro mínimo y la velocidad de giro del eje, se selecciona un rodamiento teniendo en cuenta que.

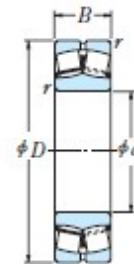
$$C \leq C_r$$

Siendo C_r la capacidad básica de carga dinámica límite del rodamiento seleccionado.

Se decide seleccionar un rodamiento de rodillos esféricos del fabricante NSK, de la serie **22264CAE4**.

Características básicas del rodamiento seleccionado:

- Diámetro interior: $d = 320$ mm.
- Diámetro exterior: $D = 580$ mm.
- Ancho total: $B = 150$ mm.
- Carga dinámica límite: $C_r = 2.990.000$ N.
- Carga estática límite: $C_{0r} = 4.850.000$ N.



Diámetro Interior Cilíndrico

Este rodamiento soporta las cargas dinámicas aplicadas sobre el apoyo B. Para que la selección sea correcta hay que comprobar el rodamiento a carga estática.

Calculo a carga estática.

La carga radial máxima a la que va a estar sometido y la carga axial máxima son.

$$F_r = R_{By} = 258.984 \text{ N}$$

$$F_a = 88.746,06 \text{ N}$$

Para comprobar que el rodamiento seleccionado mediante carga cíclica resiste a carga estática se emplea la ecuación (38).

La carga estática equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (39).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial máximas que va a soportar el rodamiento.

Se obtiene la carga estática equivalente sobre el cojinete.

$$P_0 = 489.723,76 \text{ N}$$

Conocido el valor de capacidad básica de carga estática del rodamiento seleccionado a carga cíclica " C_{0r} ", se toma dicho valor como capacidad básica de carga estática " C_0 ".

$$C_0 = C_{0r} = 4.850.000 \text{ N.}$$

El factor de seguridad mínimo para que no se produzca el fallo a carga estática debe ser igual o estar por encima de 1.

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (38) y sustituyendo se obtiene:

$$n_{s0} = 9,90$$

Este valor es mayor que la unidad, por lo que el rodamiento seleccionado resiste a carga estática, por tanto la selección es correcta.

4.4.6. Selección de los rodamientos del brazo porta-satélites o carro.

Los datos de que se dispone para el cálculo son:

El diámetro mínimo de eje, ya que no se debe seleccionar un rodamiento que tenga un diámetro interior menor que el necesario en el eje de acoplamiento de la multiplicadora, en este caso.

$$d_{min} = 390 \text{ mm.}$$

La velocidad de giro del eje: $n = 12,34 \text{ rpm}$.

Las reacciones que se van a tener en cuenta para los cálculos va a ser las que induce el eje B sobre los apoyos del carro, los valores se toman para el caso de que actúe un solo engranaje planeta como viene expuesto en el cálculo resistente del eje B.

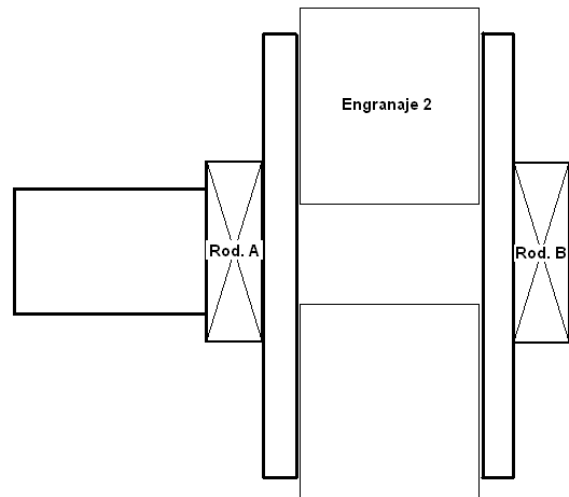
Para el cálculo a fatiga.

- Apoyo A: $R_A = 169609,56 \text{ N}$.
- Apoyo B: $R_B = 169609,56 \text{ N}$.

Para el cálculo a estática.

- Apoyo A: $R_A = 198.545 \text{ N}$.
- Apoyo B: $R_B = 198.545 \text{ N}$.

Se tiene que seleccionar un rodamiento para el apoyo A y otro para el apoyo B, estos se designarán como rodamiento A y rodamiento B, como se observa en el esquema del eje.



Como se observa, las reacciones en ambos apoyos son iguales, así que se va a seleccionar un rodamiento para que sirva para ambos apoyos.

Selección del rodamiento A y B.

Cálculo a fatiga.

Este rodamiento va a estar sometido a carga radial.

$$F_r = R_A = 169.609,56 \text{ N}$$

Para la selección a fatiga se utiliza la ecuación (36).

La velocidad de giro es: $n = 12,34 \text{ rpm}$.

La vida que tendrá que dar el cojinete es: $L_{h10} = 166.408,32 \text{ horas}$.

La carga dinámica equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (37).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial que va a soportar el rodamiento. En este caso solo se tiene componente radial, por lo que se ensayan rodamientos que sean adecuados para soportar estas fuerzas.

Se obtiene la carga dinámica equivalente sobre el cojinete.

$$P = 169.609,56 \text{ N}$$

Se despeja la capacidad básica de carga dinámica “C” de la ecuación (36) y se obtiene un valor.

$$C = 718.805,31 N$$

Con este valor, teniendo en cuenta el diámetro mínimo y la velocidad de giro del eje, se selecciona un rodamiento teniendo en cuenta que.

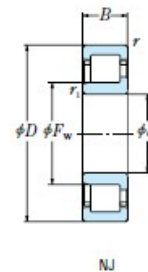
$$C \leq C_r$$

Siendo C_r la capacidad básica de carga dinámica límite del rodamiento seleccionado.

Se decide seleccionar un rodamiento de rodillos cilíndricos de una sola hilera del fabricante NSK, de la serie **NJ 1096**.

Características básicas del rodamiento seleccionado:

- Diámetro interior: $d = 480$ mm.
- Diámetro exterior: $D = 700$ mm.
- Ancho total: $B = 100$ mm.
- Carga dinámica límite: $C_r = 1.620.000$ N.
- Carga estática límite: $C_{0r} = 2.860.000$ N.



Este rodamiento soporta las cargas dinámicas aplicadas sobre el apoyo. Para que la selección sea correcta hay que comprobar el rodamiento a carga estática.

Calculo a carga estática.

La carga radial máxima a la que va a estar sometido es.

$$F_r = R_A = 198.545 N$$

Para comprobar que el rodamiento seleccionado mediante carga cíclica resiste a carga estática se emplea la ecuación (38).

La carga estática equivalente sobre el cojinete se obtiene mediante la ecuación (39).

Se toma en cuenta los valores de las componentes radial y axial máximas que va a soportar el rodamiento, en este caso solo se tiene componente radial.

Se obtiene la carga estática equivalente sobre el cojinete.

$$P_0 = 198.545 N$$

Conocido el valor de capacidad básica de carga estática del rodamiento seleccionado a carga cíclica “ C_{0r} ”, se toma dicho valor como capacidad básica de carga estática “ C_0 ”.

$$C_0 = C_{0r} = 2.860.000 N.$$

El factor de seguridad estático que se va a tomar va a ser de 3,0. Para comprobar en caso de que falle uno o varios engranajes planeta provocando mayores esfuerzos en el brazo.

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (38) y sustituyendo se obtiene:

$$n_{s0} = 14,40$$

Este valor es mayor que el valor del factor de seguridad estático, por lo que el rodamiento seleccionado resiste a carga estática, por tanto la selección es correcta.

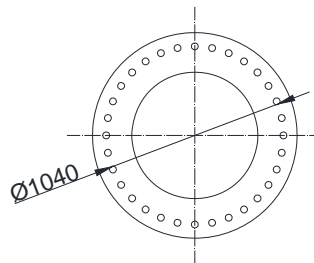
Se ha seleccionado un rodamiento de rodillos cilíndricos con la pista interior desmontable en un solo sentido. Su montaje se realizará con orientación opuesta, colocando los anillos interiores de forma que salga hacia dentro.

5. Selección, análisis y cálculo de los acoplamientos.

Se procede a exponer y calcular los acoplamientos entre las partes principales que va a incorporar la transmisión mecánica. En cada caso se indicará el tipo de acoplamiento elegido, el proceso que se ha seguido para su cálculo y posterior selección de los componentes necesarios.

5.1. Buje con eje de baja, o eje principal.

Este acoplamiento se realiza a través de una sección circular de 1.200 mm de diámetro acoplado al buje mediante una serie de tornillos según norma *DIN 931*. Los tornillos se encuentran situados a un radio de 520 mm, como se puede comprobar en el dibujo.



Es preciso indicar que, para favorecer el posterior montaje entre el buje y el disco, éste cuenta con un saliente circular que debe encajar en un respectivo hueco que debe incorporar el buje.

Esta solución tiene una ventaja adicional, ya que hace que los tornillos no soporten el peso del rotor.

Se calcula el factor de seguridad de las uniones atornilladas entre el buje y el disco del eje de baja de forma que no se produzca el fallo en el acoplamiento. Para ello se va a realizar un análisis de los esfuerzos a los que va a estar sometidas las uniones roscadas.

Los esfuerzos a los que van a estar sometidos los tornillos que se van a emplear para el acoplamiento van a ser de dos tipos:

- Esfuerzo de tracción, debido a la fuerza de tracción inducida por el apriete inicial y las fuerzas de tracción o compresión que actúa sobre el tornillo y la junta.
- Esfuerzo de corte, debida a fuerzas que tienden a deslizar las partes unidas por el tornillo.

Se selecciona un tamaño y número de tornillos que cumpla con la norma *DIN 931* y el grado de resistencia con los que se pretende realizar la unión. En este caso se va a optar por utilizar 32 tornillos de M39, grado 10.9 y longitud 200 mm.

Este tornillo tiene las siguientes características:

- Resistencia a la rotura: $S_u = 1040 \text{ Mpa}$.
- Límite de fluencia: $S_y = 940 \text{ Mpa}$.
- Resistencia de prueba: $S_p = 830 \text{ Mpa}$.
- Sección de tensión nominal: $A_s = 976 \text{ mm}^2$.

Las fuerzas que se requieren para el análisis las genera el rotor y se obtuvieron en el cálculo del eje A. Las fuerzas que se van a tomar para el análisis van a ser las máximas.

Estas fuerzas son:

- Peso del rotor: 176.580 N.
- Fuerza axial: 88.746,03 N.
- Par máximo: 725.483,43 Nm.

De estos datos se va a utilizar el par y la fuerza axial, ya que, como se ha indicado al principio, los tornillos no van a soportar el peso del rotor.

El esfuerzo de tracción que se va a dar en el tornillo va a proceder de apriete inicial y de la fuerza axial de compresión que actúa sobre la unión.

Para conexiones que van a ser permanentes se recomienda que el apriete inicial sea:

$$P_i = 0,90 * P_p$$

Donde:

- P_i : es la fuerza de apriete inicial, N.
- P_p : es la fuerza de prueba que soporta el tornillo, N.

Esta recomendación va a ser válida para todos los tornillos que se calculen posteriormente.

La fuerza de prueba del tornillo seleccionado (M39 y grado 10.9) es de P_p : 810.000 N, por lo que:

$$P_i = 729.000 \text{ N}.$$

El esfuerzo de tracción sobre el tornillo se obtiene con la ecuación (40):

$$\sigma = \frac{P_i}{A_t} + C_k * \frac{P}{N * A_t} \quad (40)$$

Donde:

- σ : es el esfuerzo de tracción sobre el tornillo, MPa.
- P_i : es la fuerza de apriete inicial, N.
- P : es la fuerza que actúa sobre la unión atornillada, N.
- A_t : es la sección de tensión nominal, mm^2 .
- C_k : es el parámetro de rigidez de la unión roscada.
- N : es el número de tornillos que soportan el esfuerzo.

Se tiene una carga de compresión en la junta debida al rotor de: $P = -88.746,03 \text{ N}$.

El parámetro de rigidez se obtiene mediante la ecuación (47).

$$C_k = \frac{k_b}{k_b + k_j} \quad (47)$$

Donde:

- C_k : es el parámetro de rigidez.
- k_b : es el parámetro de rigidez del tornillo.
- k_j : es el parámetro de rigidez de la junta.

El parámetro de rigidez del tornillo se obtiene con la ecuación (48).

$$\frac{1}{k_b} = \frac{4}{\pi * E} \left[\frac{L_s + 0,4d_c}{d_c^2} + \frac{L_t + 0,4d_r}{d_r^2} \right] \quad (48)$$

Donde:

- E : es el módulo elasticidad del material del tornillo, Pa.
- L_s : es la longitud de la parte sin roscar, m.
- L_t : es la longitud de la parte roscada, m.
- d_c : es el diámetro de la cresta, m.
- d_t : es el diámetro de la raíz, m.

Se sustituye en la ecuación (47), y se obtiene un valor.

$$k_b = 1,81 * 10^9 \text{ N/m}$$

El parámetro de rigidez de la junta se obtiene mediante la ecuación de Wileman (49).

$$k_j = E * d * A * e^{B*d_c/L} \quad (49)$$

Donde:

- d: es el diámetro del agujero, m.
- A y B: son constantes que se determinan en función del material.
- L: es la longitud de la junta.

Se sustituye en la ecuación (48), y se obtiene un valor.

$$k_j = 8,373 * 10^9 N/m$$

Una vez obtenidos los parámetros de rigidez del tornillo y de la junta se sustituye en la ecuación (46), y se obtiene.

$$C_k = 0,177$$

Se sustituyen en la ecuación (40) y se obtiene:

$$\sigma = 746,42 MPa$$

El esfuerzo de corte se obtiene con la ecuación (41):

$$\tau = \frac{P_c}{A} \quad (41)$$

Donde:

- τ : es el esfuerzo de corte sobre el área que forma la unión roscada, MPa.
- P_c : es la fuerza que tiende a deslizar las partes unidas por el tornillo, N.
- A: es el área que forma la unión roscada, mm^2 .

La fuerza que tiende a deslizar las partes unidas por los tornillos se obtiene entrando con el par máximo aplicado por el rotor al eje: $T_{max} = 725.483,43$ Nm, y el radio al que se encuentran las uniones del centro de giro del eje: $R = 0,52$ m, en la expresión:

$$P = T_{max}/R = 1.395.160,44 N$$

Se calcula el área que forma la unión roscada multiplicando la sección de tensión nominal por el número total de uniones a emplear.

$$A = 32 * 976 = 31.232 mm^2$$

Con estos resultados se entra en la ecuación (41), y se obtiene un esfuerzo de corte de:

$$\tau = 44,67 MPa.$$

Obtenidos los esfuerzos de tracción y cortadura, se emplea la ecuación (42) para obtener los esfuerzos principales.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (42)$$

Los esfuerzos principales son:

$$\sigma_1 = 749,08 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -2,66 \text{ MPa}$$

Se emplea la ecuación (43), esfuerzo de von Mises para un estado biaxial, con la que se obtiene un valor de esfuerzo equivalente para la unión roscada.

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 * \sigma_2)^{1/2} \quad (43)$$

$$\sigma_e = 750,41 \text{ MPa}$$

Utilizando la ecuación (44).

$$\sigma_e \geq \frac{S_y}{n_s} \quad (44)$$

Se despeja el factor de seguridad y se obtiene:

$$n_s = 1,25$$

El valor obtenido es mayor que la unidad, así que la selección de las uniones es correcta.

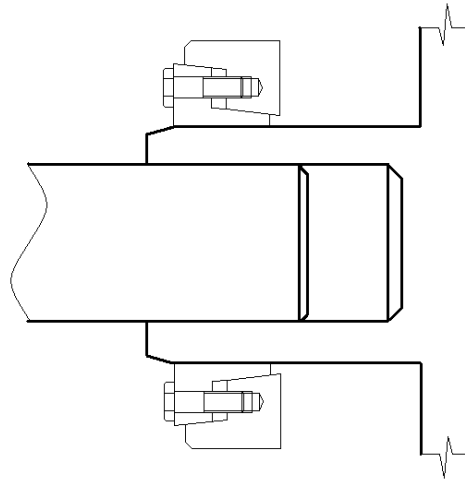
El par de apriete que se recomienda en los tornillos seleccionados según norma DIN 931 para su colocación es de 4.800 Nm.

Este par de apriete tiene en cuenta los siguientes puntos:

- Coeficiente de fricción $\mu = 0,14$.
- Límite de alargamiento mínimo = 90%.
- El momento al apretar.

5.2. Eje de baja con multiplicadora de velocidad.

El acoplamiento del eje de baja con la multiplicadora se realiza mediante un anillo de apriete según el esquema adjunto.



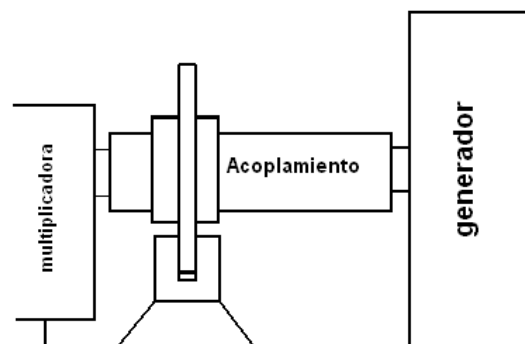
Esta unión tiene que soportar el par máximo a transmitir, en este caso: $T_{\max} = 725.483,43 \text{ Nm}$.

Para ello se selecciona un anillo del fabricante STÜWE tipo HSD 390 – 23 que soporta un par máximo de 850.000 Nm.

5.3. Multiplicadora con generador.

El acoplamiento entre la multiplicadora y el generador se realiza mediante un acoplamiento flexible. Este acoplamiento se selecciona de catálogo de fabricante.

En el proceso de selección se debe de tener en cuenta que esta parte de la transmisión se colocará el freno mecánico del aerogenerador. (ver esquema)



El par equivalente que se va a tener a la salida de la multiplicadora es: $T_{eq} = 4.893,58 \text{ Nm}$, se va a tomar este par como el valor nominal para la selección del acoplamiento.

Se toma un factor de seguridad de 2,0. Este factor es el mínimo que recomienda el fabricante del acoplamiento para realizar el proceso de selección del mismo.

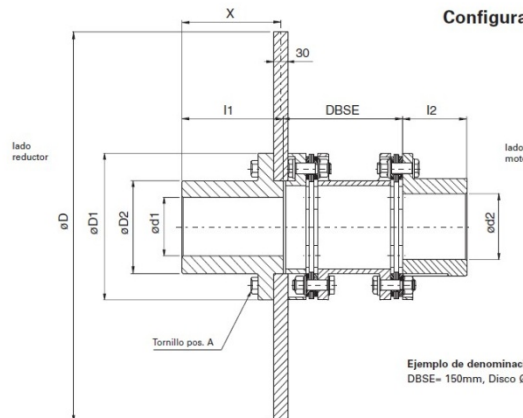
Se aplica el factor de seguridad al par nominal y se obtiene un valor: $T_{nom} = 9.787,16 \text{ Nm}$.

Se selecciona un acoplamiento Lamidisc tipo SXFD 255-6 que forma por si solo el eje completo de alta con disco de freno incluido.

Se expone una imagen del catalogo con el esquema del eje y la tabla de selección para mayor información.



**Tipo SXFD-6:
Configuración con disco de freno**



Ejemplo de denominación: SXFD-132-6,
DBSE= 150mm, Disco Ø315x30, Velocidad (rpm)

Tipo de Acoplamiento SXFD Tamaño	1) PAR NOMINAL Nm.	2) PAR DE PICO Nm.	3) MAX. VELOCIDAD r.p.m.	DIMENSIONES (mm.)										Tornillo pos.A e) Z-M Nm	7) J Inercia Kgm²	7) Peso Kg.	Desalín. Axial e) ±Ka mm.	Desalín. Ang e) ±Kw grados
				d1-d2 max. 3)	4) D	D1	D2	l1	l2	5) DBSE	X							
132-6	1.100	2.200	3.500 3.100	65	315 355	132	89	85	60	105	80	12-M8	35	0,241 0,381	23,5 28,5	2,6	1,5°	
158-6	2.000	4.000	3.500 3.100 2.800	75	315 355 395	158	104	110	70	131	105	12-M10	60	0,269 0,409 0,605	31 36 41,5	3,1		
185-6	3.300	6.600	2.800 2.500 2.200	87	395 445 495	185	121	110	80	148	105	12-M12	120	0,653 0,997 1,478	49 57 65,7	3,7		
202-6	4.600	9.200	2.500 2.200 2.000	95	445 495 550	202	132	140	90	170	135	12-M14	190	1,054 1,536 2,263	64,6 73 84	3,8		
228-6	7.000	14.000	2.200 2.000 1.800	107	495 550 625	228	150	170	100	187	165	12-M16	295	1,665 2,393 3,805	87 97,7 114	4,2		
255-6	10.200	20.400	1.800 1.600	117	625 705	255	163	170	115	241	185	12-M18	405	4,016 6,200	130,5 150,2	4,7		
278-6	14.200	28.400	1.800 1.400	131	625 705 795	278	183	210	125	263	205	12-M20	580	4,297 6,480 10,004	153 172,7 197,7	5,2		1°
302-6	20.000	40.000	1.600 1.400	145	705 795	302	201	210	135	282,3	205	12-M22	780	6,883 10,407	194,8 219,8	5,7		
325-6	25.000	50.000	1.600 1.400 1.100	156	705 795 995x40	325	219	250	145	302 302 307	245 245 240	12-M22	780	7,389 10,914 31,883	219 244 368	6,5		
345-6	31.000	62.000	1.400 1.100	165	795 995x40	345	230	250	155	321 326	245 240	12-M24	1000	11,477 32,445	268 393	6,9		

Las características básicas del acoplamiento son.

- Par nominal: 10.200 Nm.
- Par máximo: 20.400 Nm.
- Diámetro del disco de freno: 625 mm.
- Longitud total del eje: 526 mm.

Se indicará al fabricante del acoplamiento los diámetros de los ejes de acoplamiento con la multiplicadora y con el generador.

5.3.1. Selección de pinza para el freno mecánico.

El freno mecánico incluido en el eje de alta tiene la función de mantener parado todo el sistema de transmisión aguas arriba desde la posición de este, incluido el rotor del aerogenerador cuando no se produzca generación de energía. Por los motivos que sean, (estar fuera del rango de velocidades de funcionamiento, labores de mantenimiento, etc), por lo que la potencia de frenado necesaria no es muy elevada.

Para producir la parada del sistema, el aerogenerador contará con otros sistemas de frenado que no generen esfuerzos mayores innecesarios, como por ejemplo el freno aerodinámico que orienta los álabes para que cese la producción de energía y se detenga el sistema.

Para seleccionar el freno que ira ubicado en el eje de alta velocidad se debe calcular el par de frenado para así poder ir al catalogo.

En este caso se va a optar por una pinza de freno hidráulica del fabricante TWIFLEX. En el propio catálogo se indica un procedimiento a seguir para la selección.

El par de frenado total se calcula mediante la ecuación (45).

$$T_B = T_j + T_L - T_F \quad (45)$$

Donde:

- T_B : es el par de frenado, Nm.
- T_j : es el par de inercia de frenado, Nm.
- T_L : es el par de torsión del eje, Nm.
- T_F : es el par de fricción necesario para frenar el eje, Nm.

El par de inercia de frenado y el par de fricción necesario se desprecian ya que, como se ha comentado, el freno mecánico no es el encargado de parar todo el conjunto sino simplemente de retenerlo una vez parado.

$$T_j = T_F = 0$$

Para tomar un valor de par para la selección se va a tener en cuenta el par máximo que soporta el eje de alta generador en condiciones normales.

El par máximo en condiciones normales de trabajo es: $T_{\max} = 5.728,43 \text{ Nm} = T_L$.

Para obtener la fuerza de frenado necesaria se utiliza la ecuación (46).

$$T_B = F_B * r_e \quad (46)$$

Donde:

- F_B : es la fuerza de frenado, N.
- r_e : es el radio efectivo de frenado, m.

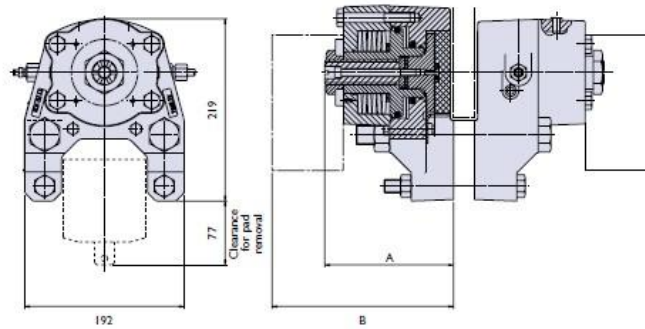
El diámetro exterior del disco de freno es: $D = 625 \text{ mm}$, y el interior es: $d = 255 \text{ mm}$.

El radio efectivo es: $r_e = \frac{D - d}{2} = 185 \text{ mm} \rightarrow 0,185 \text{ m}$.

Por lo que, despejando de la ecuación (46) la fuerza de frenado, se obtiene.

$$F_B = 30,96 \text{ KN}.$$

Con este dato se selecciona una pinza de freno hidráulica de la serie VCS Mk3, modelo **VCS40S** que tiene una fuerza de frenado de 31 KN.



	A	B
Long	184	247
Standard	152	215

Caliper Type	Disc/Pad Air Gap mm	Braking Force kN	Hydraulic Pressure for Full Retraction bar
VCS72L	2	62	162
VCS60L	2	50	138
VCS55L	2.5	43	106
VCS50L	2.5	37	94
VCS40L	3.5	30	77
VCS40S	2	31	77
VCS25S	3.5	20	54
VCS22S	3.5	14	44

Maximum Retraction Pressure 162 bar
 Weight of caliper (2 modules) - 46kg
 Volume displacement per 1mm stroke at both pads = 14ml

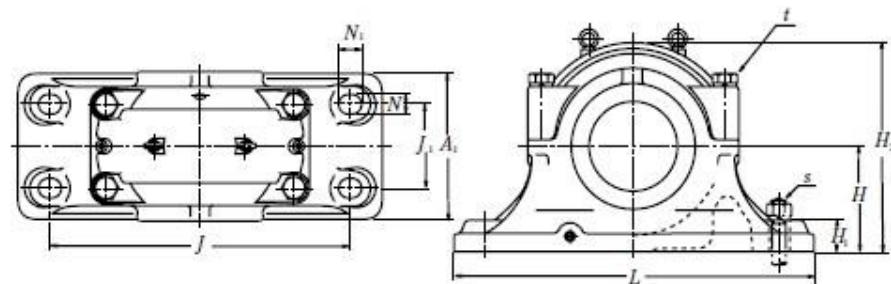
Para la sujeción de la pinza de freno seleccionada al chasis se utiliza un soporte en forma de T invertida que dispondrá de los correspondientes agujeros pasantes para la correcta colocación de la pinza en el mismo.

El suministro de todos los tornillos necesarios para sujeción de la pinza al soporte está dentro del alcance del fabricante.

6. Selección de componentes de sujeción.

6.1. Soportes para rodamientos del eje de baja.

Se seleccionan unos soportes para fijar los rodamientos del eje de baja al chasis de la góndola. Para ello se opta por soportes de fundición del fabricante NSK, que ya se ha tenido en cuenta en el proceso de elección de los rodamientos para este eje, por lo que éstos son completamente compatibles con los soportes que se seleccionen a continuación.



Soporte de fundición para rodamientos

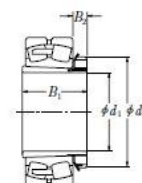
Para el soporte del extremo fijo se va a utilizar un soporte de tipo escalonado para diámetro de eje 320 mm, de la serie **SD 264 CG**. En cual irá acompañado de todos los elementos necesarios para la sujeción del rodamiento al eje:

- Tuerca **AN 64**.
- Arandela de número **AL 64**.
- Retenes de aceite **GS 72** y **GS 64**.

Para el soporte del extremo libre se va a utilizar un soporte para rodamientos de gran tamaño para diámetro de eje 300 mm, de la serie **SD 3064 S**. En cual irá acompañado de todos los elementos necesarios para la sujeción del rodamiento al eje:

- Adaptador **H 3064** para la fijación del rodamiento al eje.
- Retenes de aceite **GS 64**.

Adaptador para
fijación del
rodamiento al eje



6.2. Selección de tornillería.

Se procede a realizar la selección de los tornillos para la sujeción de las carcasas de la multiplicadora, y sujeción de los soportes de los elementos principales de la transmisión al chasis de la góndola. Para ello se va a seguir el procedimiento anteriormente empleado en la selección de los pernos del acoplamiento del buje con el eje de baja.

Todos los tornillos que se seleccionen serán según norma DIN 931 y se emplearán arandelas planas en su colocación según norma DIN 1441 acorde con la métrica seleccionada.

Para la sujeción de las carcasas que conforman la envoltura de los ejes y engranajes de la multiplicadora se van a emplear **44 tornillos de M20, grado 8.8 y longitud L = 150 mm.**

Este tornillo tiene las siguientes características:

- Resistencia a la rotura: $S_u = 830 \text{ Mpa}$.
- Límite de fluencia: $S_y = 660 \text{ Mpa}$.
- Resistencia de prueba: $S_p = 600 \text{ Mpa}$.
- Sección de tensión nominal: $A_s = 245 \text{ mm}^2$.

Las fuerzas que se requieren para el análisis se obtienen de las reacciones en los apoyos de los ejes. Éstas provocan en las uniones roscadas esfuerzo de tracción, que tiende a separar las tapas en las dos etapas ordinarias debido a las fuerzas axiales que provocan los engranajes helicoidales en los apoyos de los ejes. Y esfuerzo de cortadura que tiende a deslizar unas tapas sobre otras debido a las reacciones que se dan en los apoyos de los ejes. Pero, debido a que el diseño de las tapas se ha realizado para que encajen unas con otras, impidiendo ese deslizamiento, no se van a considerar esfuerzos de cortadura.

Las fuerzas que se van a tomar para el análisis van a ser las máximas.

Estas fuerzas son:

- Fuerza axial en el apoyo fijo del eje C: 42.978,98 N.
- Fuerza axial en el apoyo fijo del eje D: 13.427,01 N.
- Fuerza axial en el apoyo fijo del eje E: 28.821,88 Nm.

La fuerza axial sobre el apoyo fijo de eje C tiende a separar la primera y segunda tapa intermedia y las otras dos fuerzas axiales (eje D y E) combinadas tienden a separar la tapa del lado de alta de la segunda tapa intermedia.

El esfuerzo de tracción que se va a dar en el tornillo principalmente va a proceder de la fuerza axial en eje C por ser mayor que la combinación de las otras dos, y del apriete inicial.

Indicar que en número de tornillos empleado para la sujeción de ambas uniones entre tapas es el mismo.

La fuerza de prueba del tornillo seleccionado (M20 y grado 8.8) es de P_p : 147.000 N, por lo que el apriete inicial es:

$$P_i = 132.300 \text{ N.}$$

El esfuerzo de tracción sobre el tornillo se obtiene con la ecuación (40):

Se tiene una fuerza de tracción que tiende a separar la unión de: $P = 42.978,98 \text{ N}$

El parámetro de rigidez del tornillo se obtiene con la ecuación (48), se sustituye y se obtiene un valor:

$$k_b = 5,616 * 10^8 \text{ N/m}$$

El parámetro de rigidez de la junta se obtiene mediante la ecuación (49), se sustituye y se obtiene un valor:

$$k_j = 3,774 * 10^9 \text{ N/m}$$

Una vez obtenidos los parámetros de rigidez del tornillo y de la junta se sustituye en la ecuación (47), y se obtiene.

$$C_k = 0,123$$

Se sustituye en la ecuación (40) y se obtiene:

$$\sigma = 543,60 \text{ MPa}$$

Debido a que no se da esfuerzo de corte, no es necesario obtener los esfuerzos principales y el esfuerzo equivalente con la ecuación de von Mises.

Se sustituye directamente en la ecuación (44).

Se despeja el factor de seguridad y se obtiene:

$$n_s = 1,21$$

El valor obtenido es mayor que la unidad, así que la selección de las uniones es correcta.

El par de apriete que se recomienda en los tornillos seleccionados según norma DIN 931 para su colocación es de 425 Nm.

Este par de apriete tiene en cuenta los siguientes puntos:

- Coeficiente de fricción $\mu = 0,14$.
- Límite de alargamiento mínimo = 90%.
- El momento al apretar.

Para la sujeción de la multiplicadora al chasis se emplean cuatro soportes, que emplean 8 tornillos en su base para su sujeción, por lo que se van a emplear **32 tornillos de M39, grado 10.9 y longitud 200 mm.**

Este tornillo tiene las siguientes características:

- Resistencia a la rotura: $S_u = 1.040$ Mpa.
- Límite de fluencia: $S_y = 940$ Mpa.
- Resistencia de prueba: $S_p = 830$ Mpa.
- Sección de tensión nominal: $A_s = 976$ mm².

Las fuerzas que se requieren para el análisis se obtienen del eje de baja. Este transmite a través del acoplamiento con la multiplicadora el par que recibe de rotor. Este par provoca fuerzas de efecto contrario en los soportes, provocando que las uniones atornilladas de un lado estén sometidas a tracción, mientras que las del otro a compresión.

Las fuerzas que se van a tomar para el análisis van a ser las máximas.

Estas fuerzas son:

- Par que transmite el eje de baja a la multiplicadora: 725.483,43 Nm.

El esfuerzo de tracción que se va a dar en el tornillo va a proceder de la fuerza que produce el par que actúa sobre la multiplicadora en los soportes de ésta, y del apriete inicial.

No se va a tener en cuenta el peso de la multiplicadora en el cálculo.

La fuerza de prueba del tornillo seleccionado (M39 y grado 10.9) es de P_p : 810.000 N, por lo que el apriete inicial es:

$$P_i = 729.000 \text{ N.}$$

El esfuerzo de tracción sobre el tornillo se obtiene con la ecuación (40):

La fuerza que actúa en el soporte se obtiene entrando con el par máximo aplicado por el eje de baja a la multiplicadora: $T_{max} = 725.483,43$ Nm, y el radio al que se encuentran la unión de ésta con el soporte: $R = 1,65$ m, en la expresión:

$$P = T_{max}/R = 439.686,93 \text{ N}$$

Este valor de fuerza actúa en los soportes de un lado con sentido positivo, sometiendo la unión atornillada a tracción, y en los del otro lado con sentido negativo, someténdola a compresión. Para el cálculo se toma el primer caso por ser más desfavorable.

El parámetro de rigidez del tornillo se obtiene con la ecuación (48), se sustituye y se obtiene un valor.

$$k_b = 1,81 * 10^9 N/m$$

El parámetro de rigidez de la junta se obtiene mediante la ecuación de Wileman (49), se sustituye y se obtiene un valor.

$$k_j = 8,373 * 10^9 N/m$$

Una vez obtenidos los parámetros de rigidez del tornillo y de la junta se sustituye en la ecuación (47), y se obtiene.

$$C_k = 0,177$$

Se sustituye en la ecuación (40) y se obtiene:

$$\sigma = 756,89 MPa$$

Debido a que no se da esfuerzo de corte, no es necesario obtener los esfuerzos principales y el esfuerzo equivalente con la ecuación de von Mises.

Se sustituye directamente en la ecuación (44).

Se despeja el factor de seguridad y se obtiene:

$$n_s = 1,24$$

El valor obtenido es mayor que la unidad, así que la selección de las uniones es correcta.

El par de apriete que se recomienda en los tornillos seleccionados según norma DIN 931 para su colocación es de 4.800 Nm.

Este par de apriete tiene en cuenta los siguientes puntos:

- Coeficiente de fricción $\mu = 0,14$.
- Límite de alargamiento mínimo = 90%.
- El momento al apretar.

Para la sujeción de los soportes del eje de baja se van a emplear los tornillos recomendados en el catálogo de selección.

En el soporte seleccionado para actuar como fijo (NSK **SD 264 CG**) se van a emplear **4 tornillos de M48, grado 10.9 y longitud L = 220 mm.**

Este tornillo tiene las siguientes características:

- Resistencia a la rotura: $S_u = 1040$ Mpa.
- Límite de fluencia: $S_y = 940$ Mpa.
- Resistencia de prueba: $S_p = 830$ Mpa.
- Sección de tensión nominal: $A_s = 1.473$ mm².

Las fuerzas que se requieren para el análisis son las que se dan en el apoyo que actúa como fijo del eje de baja. Las fuerzas que se van a tomar para el análisis van a ser las máximas.

Estas fuerzas son:

- Fuerza vertical: $R_{By} = 258.984$ N.
- Fuerza horizontal: $R_{Bx} = 88.746,03$ N.

El esfuerzo de tracción que se va a dar en el tornillo va a proceder de apriete inicial y de la fuerza vertical de compresión que actúa sobre la unión.

La fuerza de prueba del tornillo seleccionado (M48 y grado 10.9) es de $P_p: 1.222.500$ N, por lo que:

$$P_i = 1.100.250 \text{ N.}$$

Se tiene una carga de compresión en la junta de: $P = -258.984$ N.

El parámetro de rigidez del tornillo se obtiene con la ecuación (48), se sustituye y se obtiene un valor.

$$k_b = 1,978 * 10^9 \text{ N/m}$$

El parámetro de rigidez de la junta se obtiene mediante la ecuación (49), se sustituye y se obtiene un valor:

$$k_j = 1,055 * 10^{10} \text{ N/m}$$

Una vez obtenidos los parámetros de rigidez del tornillo y de la junta se sustituye en la ecuación (47), y se obtiene.

$$C_k = 0,158$$

Se sustituyen en la ecuación (40) y se obtiene:

$$\sigma = 740,00 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de corte se obtiene con la ecuación (41):

La fuerza que tiende a deslizar las partes unidas por los tornillos es: $P_c = R_{Bx} = 88.746,03 \text{ N}$.

Se calcula área que forma la unión roscada multiplicando la sección de tensión nominal por el número total de uniones a emplear.

$$A = 4 * 1.473 = 5.892 \text{ mm}^2$$

Con estos resultados se entra en la ecuación (41), y se obtiene un esfuerzo de corte de:

$$\tau = 15,06 \text{ MPa}.$$

Obtenidos los esfuerzos de tracción y cortadura, se emplea la ecuación (42) para obtener los esfuerzos principales.

Los esfuerzos principales son:

$$\sigma_1 = 740,31 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -0,31 \text{ MPa}$$

Se emplea la ecuación (43), esfuerzo de von Mises para un estado biaxial, con la que se obtiene un valor de esfuerzo equivalente para la unión roscada.

$$\sigma_e = 740,46 \text{ MPa}$$

Utilizando la ecuación (44), se despeja el factor de seguridad y se obtiene:

$$n_s = 1,27$$

El valor obtenido es mayor que la unidad, así que la selección de las uniones es correcta.

Para esta unión no se da un par de apriete recomendado para tornillos según norma DIN 931 debido a que por encima de métrica 39 no se recomiendan valores.

En el soporte seleccionado para actuar como libre (NSK **SD 3064 S**) se van a emplear **4 tornillos de M36, grado 10.9 y longitud L = 170 mm.**

Este tornillo tiene las siguientes características:

- Resistencia a la rotura: $S_u = 1040$ Mpa.
- Límite de fluencia: $S_y = 940$ Mpa.
- Resistencia de prueba: $S_p = 830$ Mpa.
- Sección de tensión nominal: $A_s = 817$ mm².

Las fuerzas que se requieren para el análisis son las que se dan en el apoyo que actúa como libre del eje de baja. Las fuerzas que se van a tomar para el análisis van a ser las máximas.

Estas fuerzas son:

- Fuerza vertical: $R_{By} = 82.404$ N.

El esfuerzo de tracción que se va a dar en el tornillo va a proceder de apriete inicial y de la fuerza vertical de tracción que actúa sobre la unión.

La fuerza de prueba del tornillo seleccionado (M36 y grado 10.9) es de $P_p: 678.000$ N, por lo que:

$$P_i = 610.200 \text{ N.}$$

Se tiene una carga de compresión en la junta de: $P = 82.404$ N.

El parámetro de rigidez del tornillo se obtiene con la ecuación (48), se sustituye y se obtiene un valor.

$$k_b = 1,731 * 10^9 \text{ N/m}$$

El parámetro de rigidez de la junta se obtiene mediante la ecuación (49), se sustituye y se obtiene un valor:

$$k_j = 8,193 * 10^9 \text{ N/m}$$

Una vez obtenidos los parámetros de rigidez del tornillo y de la junta se sustituye en la ecuación (47), y se obtiene.

$$C_k = 0,174$$

Se sustituyen en la ecuación (40) y se obtiene:

$$\sigma = 751,28 \text{ MPa}$$

Debido a que no se da esfuerzo de corte, no es necesario obtener los esfuerzos principales y el esfuerzo equivalente con la ecuación de von Mises.

Se sustituye directamente en la ecuación (44).

$$n_s = 1,25$$

El valor obtenido es mayor que la unidad, así que la selección de las uniones es correcta.

El par de apriete que se recomienda en los tornillos seleccionados según norma DIN 931 para su colocación es de 3.700 Nm.

Este par de apriete tiene en cuenta los siguientes puntos:

- Coeficiente de fricción $\mu = 0,14$.
- Límite de alargamiento mínimo = 90%.
- El momento al apretar.

Para la sujeción del soporte de la pinza de freno al chasis se emplean **8 tornillos de M30, grado 10.9. y longitud L = 100 mm.**

Este tornillo tiene las siguientes características:

- Resistencia a la rotura: $S_u = 1040$ Mpa.
- Límite de fluencia: $S_y = 940$ Mpa.
- Resistencia de prueba: $S_p = 830$ Mpa.
- Sección de tensión nominal: $A_s = 561$ mm².

Las fuerzas que se requieren para el análisis son las empleadas para la selección de la pinza de freno. Las fuerzas que se van a tomar para el análisis van a ser las máximas.

Estas fuerzas son:

- Par de torsión en el eje de alta: $T_{\max} = 5.728,43$ Nm.

El esfuerzo de tracción que se va a dar en el tornillo va a proceder del apriete inicial y el esfuerzo de corte se va a obtener de la fuerza que genera el par en el soporte de la pinza de freno que tiende a deslizar ésta con respecto al chasis en una frenada.

En el cálculo no se va a tener en cuenta el peso de la pinza y el soporte por representar una carga de peso pequeña que apenas va a influir en los resultados.

La fuerza de prueba del tornillo seleccionado (M30 y grado 10.9) es de $P_p: 466.000$ N, por lo que:

$$P_i = 419.400 \text{ N.}$$

Se sustituyen en la ecuación (40) y se obtiene:

$$\sigma = 747,59 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de corte se obtiene con la ecuación (41):

La fuerza que tiende a deslizar las partes unidas por los tornillos se obtiene entrando con el par máximo del eje de alta: $T_{\max} = 5.728,43 \text{ Nm}$, y el radio al que se encuentran las uniones del centro de giro del eje: $R = 0,54 \text{ m}$, en la expresión:

$$P = T_{\max}/R = 10.608,20 \text{ N}$$

Se calcula área que forma la unión roscada multiplicando la sección de tensión nominal por el número total de uniones a emplear.

$$A = 8 * 561 = 4.488 \text{ mm}^2$$

Con estos resultados se entra en la ecuación (41), y se obtiene un esfuerzo de corte de:

$$\tau = 2,36 \text{ MPa.}$$

Obtenidos los esfuerzos de tracción y cortadura, se emplea la ecuación (42) para obtener los esfuerzos principales.

Los esfuerzos principales son:

$$\sigma_1 = 747,60 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -0,005 \text{ MPa}$$

Se emplea la ecuación (43), esfuerzo de von Mises para un estado biaxial, con la que se obtiene un valor de esfuerzo equivalente para la unión roscada.

$$\sigma_e = 747,60 \text{ MPa}$$

Utilizando la ecuación (44), se despeja el factor de seguridad y se obtiene:

$$n_s = 1,26$$

El valor obtenido es mayor que la unidad, así que la selección de las uniones es correcta.

El par de apriete que se recomienda en los tornillos seleccionados según norma DIN 931 para su colocación es de 2.100 Nm.

Este par de apriete tiene en cuenta los siguientes puntos:

- Coeficiente de fricción $\mu = 0,14$.
- Límite de alargamiento mínimo = 90%.
- El momento al apretar.

7. Cálculo de las chavetas.

Las chavetas se dimensionan para que sean resistentes a dos sollicitaciones que son por las que generalmente pueden fallar:

- Por corte.
- Por compresión.

El material más común con el que se fabrican las chavetas es acero con denominación DIN es Ck 45 (SAE 1045), por lo que la resistencia de fluencia que se va a utilizar en los cálculos es:

$$S_y = 490 \text{ Mpa}$$

Se van a tallar dos chavetas iguales en cada caso, dispuestas una frente a otra. Dado el alto par que se va a transmitir en las primeras etapas, la utilización de una sola exige una longitud excesiva que no es adecuada para el diseño de los ejes.

El factor de seguridad a emplear en el cálculo va a ser de 1,25 para una chaveta. Este factor es el mismo que se empleó en el cálculo a carga estática de los ejes.

Las chavetas se van a calcular siguiendo la norma DIN 6885 por lo que, en función del diámetro del eje se tienen los valores de longitud de "b", "h", "t₁" y "t₂". Por lo que se tiene que obtener es la longitud "l".



7.1. Chaveta de eje E.

En este eje se requiere una chaveta para la unión entre éste y el eje de alta.

Los datos de los que se dispone son:

- Diámetro del eje: $D = 100 \text{ mm}$.
- Par de torsión máximo: $T_{\max} = 5.728,43 \text{ Nm}$.

Según DIN las dimensiones de la chaveta deben ser:

$$b = 28 \text{ mm}; h = 16 \text{ mm}; t_1 = 9,9 \text{ mm}; t_2 = 6,1 \text{ mm}.$$

Se calcula un valor de longitud para la chaveta analizando el esfuerzo de corte y compresión con el siguiente procedimiento.

Análisis por corte.

El área de corte de la chaveta es: $A_s = b * l$.

Esta área se obtiene despejando de la ecuación (50).

$$\tau_{diseño} = \frac{P}{A_s} \quad (50)$$

Donde:

- P: es la fuerza tangencial, Nm.
- $\tau_{diseño}$: es el esfuerzo de diseño para corte, Pa.

La fuerza tangencial se obtiene mediante la ecuación (51).

$$P = \frac{T}{d/2} \quad (51)$$

Tomando valores se obtiene un valor de $P = 114.568,6 \text{ Nm}$.

El esfuerzo de diseño se obtiene mediante la ecuación (52).

$$\tau_{diseño} \leq \frac{0,40 * S_y}{n_s} \quad (52)$$

Donde:

- S_y = es el esfuerzo de fluencia del material, Pa.
- n_s = es el factor de seguridad.

Tomando el factor de seguridad se obtiene un valor para el esfuerzo de diseño.

$$\tau_{diseño} \leq 156,8 * 10^6 \text{ Pa}.$$

El área de corte que se obtiene es.

$$A_s = 7,306 * 10^{-4} \text{ m}^2 \rightarrow 730,6 \text{ mm}^2.$$

Se obtiene un valor: $l = 26,09 \text{ mm}$.

Análisis por compresión.

El área de apoyo de la chaveta es: $A_c = l * t_2$.

Esta área se obtiene despejando de la ecuación (53).

$$\sigma_{diseño} = \frac{P}{A_c} \quad (53)$$

Donde:

- P: es la fuerza tangencial, Nm.
- $\sigma_{diseño}$: es el esfuerzo de diseño para compresión, Pa.

La fuerza tangencial es la misma que para el cálculo por corte: $P = 114.568,6$ Nm.

El esfuerzo de diseño se obtiene mediante la ecuación (54).

$$\sigma_{diseño} \leq \frac{0,90 * S_y}{n_s} \quad (54)$$

Donde:

- S_y = es el esfuerzo de fluencia del material, Pa.
- n_s = es el factor de seguridad.

El valor que se obtenga es aplicable al resto de cálculos del resto de chavetas para los demás ejes.

Tomando el factor de seguridad se obtiene un valor para el esfuerzo de diseño.

$$\sigma_{diseño} \leq 352,8 * 10^6 \text{ Pa.}$$

El área que se obtiene es.

$$A_s = 3,247 * 10^{-4} \text{ m}^2 \rightarrow 324,7 \text{ mm}^2.$$

Se obtiene un valor: $l = 53,24$ mm.

La longitud de la chaveta finalmente es:

$$l = 60 \text{ mm.}$$

7.2. Chaveta de eje D.

En este eje se requiere una chaveta para el acoplamiento del engranaje 6.

Los datos de los que se dispone son:

- Diámetro del eje: $D = 140 \text{ mm}$.
- Par de torsión máximo: $T_{\max} = 18.736,49 \text{ Nm}$.

Según DIN las dimensiones de la chaveta deben ser:

$$b = 36 \text{ mm}; h = 20 \text{ mm}; t_1 = 12,3 \text{ mm}; t_2 = 7,7 \text{ mm}.$$

Análisis por corte.

La fuerza tangencial es: $P = 267.664,14 \text{ Nm}$.

El área de corte que se obtiene es.

$$A_s = 1,707 * 10^{-3} \text{ m}^2 \rightarrow 1.707 \text{ mm}^2.$$

Se obtiene un valor: $l = 47,42 \text{ mm}$.

Análisis por compresión.

El área que se obtiene es.

$$A_s = 7,587 * 10^{-4} \text{ m}^2 \rightarrow 758,7 \text{ mm}^2.$$

Se obtiene un valor: $l = 98,53 \text{ mm}$.

La longitud de la chaveta es:

$$l = 100 \text{ mm}.$$

7.3. Chavetas de eje C.

En este eje se requiere dos chavetas, una para el acoplamiento del engranaje 4 y otra para el engranaje 3.

Cálculo de la chaveta para el engranaje 4.

Los datos de los que se dispone son:

- Diámetro del eje: $D = 220 \text{ mm}$.
- Par de torsión máximo: $T_{\max} = 81.678,75 \text{ Nm}$.

Según DIN las dimensiones de la chaveta deben ser:

$$b = 50 \text{ mm}; h = 28 \text{ mm}; t_1 = 17 \text{ mm}; t_2 = 11 \text{ mm}.$$

Análisis por corte.

La fuerza tangencial es: $P = 742.534,09 \text{ Nm}$.

El área de corte que se obtiene es.

$$A_s = 4,735 * 10^{-3} \text{ m}^2 \rightarrow 4.735,5 \text{ mm}^2.$$

Se obtiene un valor: $l = 94,7 \text{ mm}$.

Análisis por compresión.

El área que se obtiene es.

$$A_s = 2,104 * 10^{-3} \text{ m}^2 \rightarrow 2.104,7 \text{ mm}^2.$$

Se obtiene un valor: $l = 191,3 \text{ mm}$.

La longitud de la chaveta es:

$$l = 200 \text{ mm}.$$

Cálculo de la chaveta para el engranaje 3.

Los datos de los que se dispone son:

- Diámetro del eje: $D = 200 \text{ mm}$.
- Par de torsión máximo: $T_{\max} = 81.678,75 \text{ Nm}$.

Según DIN las dimensiones de la chaveta deben ser:

$$b = 50 \text{ mm}; h = 28 \text{ mm}; t_1 = 17 \text{ mm}; t_2 = 11 \text{ mm}.$$

Análisis por corte.

La fuerza tangencial es: $P = 816.787,5 \text{ Nm}$.

El área de corte que se obtiene es.

$$A_s = 5,209 * 10^{-3} \text{ m}^2 \rightarrow 5.209,1 \text{ mm}^2.$$

Se obtiene un valor: $l = 104,2 \text{ mm}$.

Análisis por compresión.

El área que se obtiene es.

$$A_s = 2,315 * 10^{-3} \text{ m}^2 \rightarrow 2.315,2 \text{ mm}^2.$$

Se obtiene un valor: $l = 210,5 \text{ mm}$.

La longitud de la chaveta es:

$$l = 220 \text{ mm}.$$

8. Lubricación.

Han de identificarse los elementos de la transmisión mecánica que van a requerir lubricación para su correcto funcionamiento y seleccionar el tipo de lubricación que se va a emplear, y en consecuencia el lubricante adecuado.

Van a requerir lubricación los rodamientos del eje de baja y los elementos internos de la caja de engranajes (engranajes y rodamientos). Para ello se recomienda un lubricante de la petrolera TOTAL, especialmente formulado para la aplicación en aerogeneradores.

En ambos casos el tipo de lubricación va a ser por inmersión en el lubricante, y se debe comprobar que se emplea la cantidad suficiente para que éste llegue a todas las partes que lo requieran.

Para los rodamientos se recomienda emplear grasa con denominación **MULTIS COMPLEX SHD 460**.

Para los elementos de la caja de engranajes se recomienda emplear aceite con denominación **CARTER SH 320**.

8.1. Elementos de estanqueidad.

Es necesario determinar los elementos de sellado adecuados para mantener el lubricante anteriormente seleccionado en el interior de sus respectivas carcasas.

En el caso del soporte que se ha seleccionado para alojar los rodamientos, el cual se emplea como carcasa para su lubricación, con la selección de los elementos de fijación del rodamiento ya se ha indicado el tipo de reten a emplear en cada soporte.

En el caso de la carcasa de la caja de engranajes, al formar parte de los elementos a diseñar, se tiene en cuenta en la selección a realizar las dimensiones en las uniones entre piezas, agujeros de entrada y salida de ejes, y agujeros de llenado y vaciado.

Para las uniones entre las distintas carcasas que componen la caja de engranajes emplea junta plana de silicona troquelada según las dimensiones que se indican en los planos de fabricación.

Para los agujeros por los que salen los ejes en los extremos de la caja de engranajes en los que se conectan el eje de baja y el de alta se emplean retenes de aceite fabricados según norma DIN 3760 de goma como se puede ver en la sección del esquema.



Las dimensiones de los ejes de entrada y salida se toman como referencia para la selección, en este caso:

- Eje de entrada 390 mm.
- Eje de salida 100 mm.

Para el llenado y vaciado del aceite se incorporan sendos agujeros roscados de entrada y salida en la carcasa. Estos agujeros incorporarán un tapón seleccionado de catálogo. Para sellar este elemento se emplea una junta tórica que se suministra junto con el tapón seleccionado.

8.2. Selección de tapón roscado.

Para los agujeros de llenado y vaciado del aceite se selecciona un tapón cilíndrico roscado con hueco hexagonal de rosca fina según norma DIN 908 de M64 x 2.

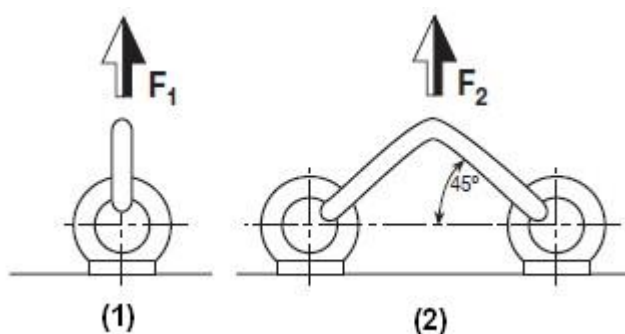
9. Elementos para la elevación de los componentes de la transmisión.

Para el desplazamiento, montaje y posterior transporte de la transmisión mecánica es necesario incorporar una serie de orejetas de izado con las que elevar las distintas partes de ésta.

En el caso del eje de baja, los propios soportes seleccionados ya incorporan estos elementos.

Para la caja de engranajes se seleccionan 4 cáncamos roscados según norma DIN 580 de M72 que irán colocados en unos agujeros roscados como se indica en los planos de montaje.

El peso máximo que son capaces de soportar los cáncamos seleccionados se puede comprobar en el mismo catálogo empleado para su selección, y adopta diferentes valores en función de la forma en que se usen para realizar izado, como se puede ver en el esquema.



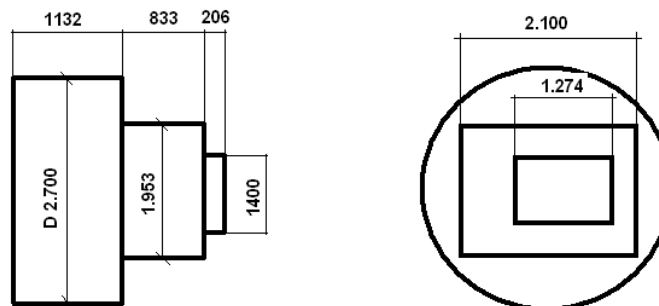
Método (1): Para un tornillo -> 21.000 Kg.

Método (2): Para dos tornillos según el esquema -> 15.000 Kg.

Para el izado se va a emplear el método (1), por lo que el peso máximo que se puede izar va a ser de 84.000 Kg.

Determinar el peso del conjunto es en general complejo dada la geometría de muchas de sus partes, como el brazo porta-planetas o la segunda tapa intermedia. Por lo que se va a considerar el volumen macizo que ocupa el conjunto de la multiplicadora, y se va a calcular su peso.

El volumen macizo de la multiplicadora se puede obtener como la suma de tres volúmenes sencillos. Una primera parte cilíndrica y dos más rectangulares.



valores expresados en milímetros

El volumen total es la suma de: $6,48 + 3,42 + 0,37 = 10,27 \text{ m}^3$.

Se considera la densidad del acero: $\rho_{\text{acero}} = 7680 \text{ Kg/m}^3$, se multiplica por el volumen calculado, y se obtiene un peso del conjunto macizo de:

$$P = 78.873,6 \text{ Kg.}$$

El peso obtenido es menor que el peso máximo que se puede izar con los cáncamos seleccionados. Por lo tanto se puede asegurar que la selección es válida.

10. Formulario.

Se ha realizado una lista de las ecuaciones empleadas en los cálculos.

$$(1) \quad n = \frac{TSR * 60 * V_{ma}}{\pi * D_{rotor}}$$

$$(2) \quad N_{viento} = \frac{1}{2} * \rho * A_{rotor} * V^3$$

$$(3) \quad \frac{\omega_3 - \omega_L}{\omega_1 - \omega_L} = -\frac{Z_1}{Z_3}$$

$$(4) \quad RV = \frac{\omega_p}{\omega_G} = \frac{Z_G}{Z_p}$$

$$(5) \quad P_G = T * \omega$$

$$(6) \quad f(v) = \frac{K}{c} * \left(\frac{v}{c}\right)^{K-1} * e^{-\left(\frac{v}{c}\right)^K}$$

$$(7) \quad T_{eq} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n n_i * T_i^p}{\sum_{i=1}^n n_i}\right)^{\frac{1}{p}}$$

$$(8) \quad S'_{at} = S_{at} * \frac{Y_N}{K_R * S_f}$$

$$(9) \quad S_t = K_O * K_S * K_m * K_B * K_v * \frac{F_t}{m * J * b}$$

$$(10) \quad Y_N = 1,3558 * N_C^{-0,0178}$$

$$(11) \quad m = \frac{m_n}{\cos \psi}$$

$$(12) \quad D_p = m * Z_p$$

$$(13) \quad F_t = \frac{T_{eqFlex}}{D_p / 2 * 10^{-3}}$$

$$(14) \quad b \geq B * m_n$$

$$(15) \quad S'_{ac} = S_{ac} * \frac{Z_N * C_H}{K_R * S_h}$$

$$(16) \quad S_c = C_p * \sqrt{\frac{F_t * K_O * K_S * K_m * K_v}{b * I * D_p}}$$

$$(17) \quad Z_N = 1,4488 * N_C^{-0,023}$$

$$(18) \quad F_t = \frac{T_{eqPica}}{D_p/2 * 10^{-3}}$$

$$(19) \quad b = B * m$$

$$(20) \quad F_{eje} = \frac{T_{ent}}{r_{planeta} + r_{sol}}$$

$$(21) \quad \sum F_h = 0 \quad \sum F_v = 0 \quad \sum M = 0$$

$$(22) \quad v_t = \frac{D_p}{2} * \omega$$

$$(23) \quad F_t = \frac{T_{eq}}{\frac{D_p}{2} * 10^{-3}}$$

$$(24) \quad F_r = \frac{F_t * \tan \theta_n}{\cos \psi}$$

$$(25) \quad F_a = F_t * \tan \psi$$

$$(26) \quad d = \left[\frac{32 * n_s}{\pi * S_e} \sqrt{\left(\frac{M_a * K_{flex}}{K_{flex}} + \frac{F_a * d * K_{fax}}{2} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_a * K_{fs}}{K_{ss}} \right)^2} + \frac{32 * n_s}{\pi * S_{ut}} \sqrt{\left(M_m + \frac{F_m * d}{2} \right)^2 + \frac{3}{4} (T_m)^2} \right]^{1/3}$$

$$(27) \quad M = F * d_x + M_x$$

$$(28) \quad M_C = \sqrt{M_{YZ}^2 + M_{XZ}^2}$$

$$(29) \quad S_e = K_f * K_r * K_m * S'_e$$

$$(30) \quad K_{s flex} = K_{ss} = 1,189 * d^{-0,112}$$

$$(31) \quad \frac{S_y}{n_s} \geq \frac{4}{\pi * d^3} \sqrt{(8M + F * d)^2 + 48T^2}$$

$$(32) \quad K_f = 1 + (K_C - 1) * q_n$$

$$(33) \quad P = m * g$$

$$(34) \quad F_{aerod} = 0.062 * A * v^2$$

$$(35) \quad R_i = \sqrt{Y_{iy}^2 + X_{iy}^2}$$

$$(36) \quad L_{h10} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$(37) \quad P = X * F_r + Y * F_a$$

$$(38) \quad C_0 = n_{s0} * P_0$$

$$(39) \quad P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a$$

$$(40) \quad \sigma = \frac{P_i}{A_t} + C_k * \frac{P}{N * A_t}$$

$$(41) \quad \tau = \frac{P_c}{A}$$

$$(42) \quad \sigma_{1,2} = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$(43) \quad \sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 * \sigma_2)^{1/2}$$

$$(44) \quad \sigma_e \geq \frac{S_y}{n_s}$$

$$(45) \quad T_B = T_j + T_L - T_F$$

$$(46) \quad T_B = F_B * r_e$$

$$(47) \quad C_k = \frac{k_b}{k_b + k_j}$$

$$(48) \quad \frac{1}{k_b} = \frac{4}{\pi * E} \left[\frac{L_s + 0,4d_c}{d_c^2} + \frac{L_t + 0,4d_r}{d_r^2} \right]$$

$$(49) \quad k_j = E * d * A * e^{B * d_c / L}$$

$$(50) \quad \tau_{diseño} = \frac{P}{A_s}$$

$$(51) \quad P = \frac{T}{d/2}$$

$$(52) \quad \tau_{diseño} \leq \frac{0,40 * S_y}{n_s}$$

$$(53) \quad \sigma_{diseño} = \frac{P}{A_c}$$

$$(54) \quad \sigma_{diseño} \leq \frac{0,90 \cdot S_y}{n_s}$$

El Ingeniero Técnico Industrial

Antonio Segura Martínez

FIRMA

Cartagena, a 14 de Marzo de 2012

INDICE

- **STM-001: Esquema principal del sistema de transmisión.**
- **STM-002: Vista explosionada de los elementos principales de la transmisión.**
- **STM-003: Vistas principales de la transmisión.**
- **STM-004: Esquema general de los elementos de la transmisión.**
- **STM-005: Vista explosionada de la multiplicadora.**
- **STM-006: Eje A - EJE PRINCIPAL – EJE DE BAJA.**
- **STM-007: Brazo porta-planetas.**
- **STM-008: Eje B – EJE DE SOPORTE DE LOS PLANETAS.**
- **STM-009: Tuerca y aros de sujeción del eje B.**
- **STM-010: Eje C - CONEXIÓN DE ETAPA EPICICLOIDAL Y 1ª ORDINARIA.**
- **STM-011: Eje D y Engranaje 5 – CONEXIÓN DE 1ª Y 2ª ETAPA ORDINARIA.**
- **STM-012: Eje E y Engranaje 7 – CONEXIÓN DE 2ª ETAPA ORDINARIA Y EJE DE ALTA.**
- **STM-013: Engranaje 1 (corona) – ETAPA EPICICLOIDAL.**
- **STM-014: Engranaje 2 (planeta) – ETAPA EPICICLOIDAL.**
- **STM-015: Engranaje 3 (sol) – ETAPA EPICICLOIDAL.**
- **STM-016: Engranaje 4 – 1ª ETAPA ORDINARIA.**
- **STM-017: Engranaje 6 – 2ª ETAPA ORDINARIA.**
- **STM-018: Carcasa n°1 – TAPA LADO DE BAJA.**
- **STM-019: Carcasa n°2 – PRIMERA TAPA INTERMEDIA.**
- **STM-020: Carcasa n°3 – SEGUNDA TAPA INTERMEDIA.**

- **STM-021: Carcasa nº4 – TAPA LADO DE ALTA.**
- **STM-022: Soporte de la multiplicadora, eje y arandela de sujeción.**
- **STM-023: Soporte para la pinza de freno mecánico.**
- **STM-024: Juntas de estanqueidad de la multiplicadora.**

INDICE

	Pag.
1. Condiciones facultativas y legales.....	2
1.1. Contrato.....	2
1.2. Subcontratista.....	2
1.3. Régimen de intervención.....	2
1.4. Propiedad Industrial y Comercial.....	2
1.5. Artículos.....	2
2. Pliego de condiciones particulares y técnicas.....	5
2.1 Especificaciones de materiales y equipos.....	5
2.1.1. Normas.....	6
2.2 Especificaciones de ejecución.....	7
2.3.1. Ensayos.....	8
2.3.2. Pruebas.....	9
3. Pliego de condiciones económicas.....	11
4. Pliego de condiciones de seguridad e higiene.....	13

1. Condiciones facultativas y legales.

1.1. Contrato.

A efectos de ejecución de las obras, se considerará como fecha de comienzo de las mismas la que se especifiquen en el pliego particular de condiciones, y en su defecto la de la orden de comienzo de los trabajos. Ésta orden se comunicara al contratista en un plazo superior a 90 días a partir de la fecha del contrato.

El contrato será firmado por parte del contratista, por su representante legal o apoderado, quien deberá poder probar este extremo con la correspondiente acreditación.

1.2. Subcontratista.

El contratista podrá subcontratar cualquier parte de la obra, previa autorización del Ingeniero Técnico, para lo cual deberá informar con anterioridad a ésta, del alcance y condiciones técnico-económicas del subcontrato.

1.3. Régimen de intervención.

Cuando el contratista, sea a las obligaciones o disposiciones del contrato, sea a las ordenes del Ingeniero técnico, sea a las órdenes del director de obra, referente a la realización de los trabajos necesarios para ejecución de los trabajos, este la requerirá a cumplir este requisito de órdenes en un plazo determinado, que salvo en condiciones de urgencia, no será nunca menor de 10 días de la modificación de requerimiento.

1.4. Propiedad Industrial y Comercial.

Al suscribir el contrato, el contratista garantiza al Ingeniero Técnico contra toda clase de reivindicaciones que se refieran a suministro y materiales, procedimientos y medios utilizados para la ejecución del sistema de transmisión y que proceda de titulares de patentes, licencias, planos, modelos, marcas de fábrica o comercio.

En el caso de que fuera necesario, corresponde al contrato la obtención de las licencias o permisos precisos, y soportar la carga de los derechos e identificación correspondientes.

En el caso de acciones dirigidas contra el Ingeniero Técnico por terceros, titulares de licencias, autorizaciones, planos, modelos, marcas de fábrica o de comercio utilizadas por el contratista para la ejecución de los trabajos, el contratista responderá ante el Ingeniero técnico del resultado de dichas acciones, estando obligado además a prestarle su ayuda en el ejercicio de las excepciones que competan al Ingeniero Técnico.

1.5. Artículos.

Artículo 1:

El Pliego de condiciones se refiere al contrato del proyecto de diseño del conjunto eje - acoplamiento - multiplicadora epicicloidial de un aerogenerador eólico de 900 KW de potencia.

Artículo 2:

El mecanismo se ajustará en todo, a los planos y memorias que contiene dicho proyecto.

Artículo 3:

El Ingeniero Técnico es responsable de todos los defectos, accidentes y consecuencias que acontezcan con motivo del cálculo erróneo de alguno de los componentes del sistema.

Artículo 4:

El Ingeniero Técnico se reserva el derecho de realizar modificaciones, pruebas, ensayos e inspecciones que crea oportunas durante la fabricación y montaje de las piezas del sistema.

Artículo 5:

La empresa contratista deberá atender cuantas órdenes verbales o escritas le sean dirigidas por el Ingeniero Técnico, encaminadas a una mejora de la fabricación.

Artículo 6:

A tal fin existirá en el taller de la empresa contratista, y disponible en cualquier momento por el director técnico, un libro de ordenes en que dicho técnico dará capacidad exacta a las órdenes verbales.

Artículo 7:

A dicho libro sólo tendrá acceso el Ingeniero Técnico y el maestro de taller.

Artículo 8:

La empresa contratista de la propuesta técnica tiene la obligación de realizar esmeradamente cada una de las piezas del sistema proyectado, y en caso de duda acudirá al consejo y consulta del Ingeniero Técnico.

Artículo 9:

Si a juicio del ingeniero Técnico existiesen piezas mal ejecutadas, tendrá éste el derecho de rechazarlas y la empresa contratista, tendrá el deber de realizarlas cuantas veces fuera necesario hasta ser merecedora de aprobación. Por esta causa la empresa contratista no tendrá derecho a compensación alguna ni a un aumento del costo sobre lo inicialmente proyectado.

Artículo 10:

Formalización del proyecto de variación y aprobación por la entidad propietaria, de cuya cuenta corre la modificación, se dará conocimiento de él al contratista, entendiéndose que no se le admitirán otras reclamaciones que las que puedan referirse a la fijación de precios, no previstos en el presupuesto que sirva de base a la contrata o la relativas a las diferencias de

coste por variación de la sexta parte en más o menos, comparativamente con el importe de dicha contrata.

Artículo 11:

El contratista no podrá hacer por sí mismo, alteraciones en ninguna de las partes del proyecto aprobado, sin autorización escrita del Ingeniero Técnico, sin cuyo requisito no se abonarán los aumentos que pudiesen resultar a consecuencia de las modificaciones no autorizadas.

Artículo 12:

Se supone que el contratista ha realizado un minúsculo estudio de los documentos que componen el presente proyecto, y por tanto acepta implícitamente las condiciones del presente pliego de condiciones, así como los posibles errores que se hayan producido.

Artículo 13:

Tras la realización de la propuesta técnica, el contratista no tendrá derecho por el mayor precio que pudiera costar, ni por erradas maniobras de fabricación que pudieran haber ocurrido durante la misma.

Artículo 14:

La empresa contratista será responsable ante los tribunales de justicia de los accidentes o daños que se derivan del elemento mecánico.

Artículo 15:

El taller contratista se compromete a entregar el mecanismo en el plazo proyectado, haciendo frente a los gastos y consecuencias originadas en el retraso de la entrega.

Artículo 16:

La empresa contratista se obliga a tener al día la oportuna póliza de seguros con caja nacional de accidentes.

Artículo 17:

Los materiales serán adquiridos por la empresa contratista en un perfecto estado de suministro y conservación, comprobando la calidad y características de los mismos al realizar la recepción de estos.

2. Pliego de condiciones particulares y técnicas.

El proyecto consiste en el diseño y cálculo de todos los elementos que componen el conjunto eje - acoplamiento - multiplicadora epicicloidal.

El conjunto estará formado por tres elementos principales:

- a) Eje de baja o eje principal.
- b) Multiplicadora epicicloidal.
- c) Eje de alta.

2.1. Especificaciones de materiales y equipos.

Los materiales de las piezas diseñadas y los distintos elementos normalizados deben de ser exactamente los indicados en la memoria de cálculo, sino se cumpliera se llevarían a cabo las sanciones económicas que más adelante se indicarán.

Las dimensiones y el montaje el cual se detalla tanto en la memoria descriptiva como en los planos deben de ser cumplidos sin excepción.

Dicho componente mecánico cuenta con la documentación acreditativa de adecuación al Real Decreto 1.215 de maquinaria, el no cumplimiento de alguno de los apartados anteriores ocasionaría la pérdida de dicha acreditación por parte de la propiedad.

El incorrecto mantenimiento de los elementos que conforman el conjunto del tren de potencia puede ser otro aspecto de retirada de dicha acreditación ya que puede haber variación en la estructura de la mencionada maquinaria.

A la entrega de maquina el constructor debe de entregar la documentación para el montaje, instalación y mantenimiento de lo siguiente:

- Planos mecánicos del proyecto.
- Toda información técnica que sea requerida por el contratante.

2.1.1. Normas.

En este apartado se mostrarán copia de las Normas, Reglamentos y leyes de carácter general que son de aplicación en la ejecución del proyecto.

Dibujo.

- UNE 1032 Principios generales de representación.
- UNE 1166-1 Documentación técnica de productos vocabulario.
Parte1: términos relativos a los dibujos técnicos generalidades y tipo de dibujo.
- UNE-EN ISO 6433 Referencia en los elementos.
- UNE 1135 Lista de elementos.
- UNE 1039 Acotación, principios generales, definiciones, métodos.
- UNE- EN ISO 6410-1 Roscas y piezas roscadas. Parte 1. Convenios generales
- UNE-EN ISO 6410-2 Roscas y piezas roscadas. Parte 2: Insertos roscados.
- UNE-EN ISO 6410-3 Roscas y piezas roscadas. Parte 3: Representación simplificada.
- UNE 1037 Indicaciones de los estados superficiales en los dibujos.

Tolerancia, ajustes y mecanizado.

- DIN 7154 Ajustes ISO para agujero único.
- DIN 7155 Ajuste ISO para eje único.
- DIN 7157 Ajuste para eje único.
- DIN 7168 Tolerancias libres de magnitudes lineales.
- UNE 1037-75 ISO 1032 Signos de mecanizado.

Tornillería, roscas y elementos de sujeción.

- DIN 13 rosca métrica ISO.
- DIN 267 Condiciones técnicas de suministro de tornillería y tuercas.
- DIN 6885 Chaveta normalizada.
- DIN 471 Anillos elásticos para eje.
- DIN 472 Anillos elásticos para hueco.

Materiales.

- EN 10084 Aceros de cementación.
- EN 10083-1 Aceros para temple y revenido.

Seguridad.

- Directiva 89/392/CEE relativa a la aproximación de las legislaciones de los estados miembros modificada por la directiva 91/368/CEE y por la 93/44/CEE.
- R.D. 1435/1992 de 27 de noviembre por el que se traspone al derecho Español la directiva 89/392/CEE.

- R.D. 56/95 de 20/01/95 que modifica el R.D. 1435/92 de 27/11/92 sobre aplicación de las legislaciones de los estados miembros sobre máquinas.
- Directiva 98/37/CEE del parlamento europeo y del consejo de 2 de Junio de 1998 relativa a la aproximación de legislaciones de los estados miembros sobre máquinas (ésta directiva deroga a ala 83/392/CEE y modificaciones, pero aún no ha sido traspuesta al derecho español).
- R.D. 1215/1997 de 18 de julio por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo.
- O.M. de 8/04/91 por el que se aprueba la I.T.C MSG-SM-1 del reglamento de seguridad de máquinas referente a máquinas elementos de máquinas o sistemas de protección usados.
- R.D. 830/91 de 24/05/92 y R.D. 590/89 de 19/05/89 que modifican el R.D. 1495/86 de 26/05/86 por el que se aprueba el reglamento de seguridad en máquinas.
- Ley 31/1995 de 8 de noviembre de prevención de riesgos laborales.
- UNE 74-100-88 acústica medidas del ruido aéreo emitido por las máquinas.
- UNE 74-101-88 acústica.
- UNE – EN 349; 1993 distancia mínima para evitar el aplastamiento de parte del cuerpo humano.
- UNE – EN 842:1997. Señalización visual de peligro. Requisitos generales, diseño y ensayo.
- UNE – EN 1050:1997. Principios para la evaluación del peligro.

2.2. Especificaciones de ejecución.

Artículo 18:

La manipulación de las piezas se hará con el mayor cuidado posible, no desembalando hasta el instante de utilizarlas, comprobando si han sufrido algún desperfecto, en cuyo caso la pieza será devuelta al almacén.

Artículo 19:

Todos los materiales utilizados en la fabricación han de ser de absoluta garantía.

Artículo 20:

Las piezas metálicas estarán constituidas por materiales férreos. Estarán exentas de impurezas y de cualquier otro defecto de fábrica que modifiquen sus propiedades. Su estructura será de grano fino y la superficie limpia y desprovista de defectos.

Artículo 21:

El aceite que se emplee para engrase será de primera calidad y sin mezclas de ningún tipo.

Artículo 22:

Los materiales a emplear en cada una de las piezas deberán corresponderse en su composición y propiedades con los aquí citados.

Artículo 23:

Cualquier otro material para ser empleado habrá de someterse a examen y aprobación de la Dirección Técnica.

Artículo 24:

Las características y propiedades de los materiales deben subsistir después del mecanizado y tratamientos correspondientes.

Artículo 25:

Los cortes que se hagan necesarios para proceder al mecanizado de las piezas se harán en frío.

Artículo 26:

El suministro de maquinaria se hará en perfectas condiciones debiendo reunir los siguientes requisitos:

- a) Ir totalmente engrasado y recubierto de papel fino las partes susceptibles de oxidación.
- b) Todas se suministran embaladas de forma hermética y llevarán grabado en su exterior la maquinaria que contiene, su destino y la casa suministradora.
- c) Todos los gastos originados al transportador y en el almacenaje del material rechazado serán por cuenta del ofertante.

2.2.1. Ensayos.

Artículo 27:

Los materiales laminados, extrusionados y elementos tubulares deberán someterse a ensayo de tracción, una pieza de cada lote de 25, o bien de menor cuantía dependiendo todo ello del estado en que se reciban los materiales respecto a la posible arbitrariedad que puedan presentar sus características técnicas.

Artículo 28:

Si los resultados de los ensayos no corresponden a los establecidos en este pliego de condiciones, se someterán en número doble a un nuevo ensayo y si éstos resultados no son satisfactorios serán rechazados.

Artículo 29:

Las pruebas de tracción se especificarán según las normas DIN 1542, 1543, 1602 y 1622.

Artículo 30:

Antes del pintado de la carcasa se presentarán muestras de pinturas para realizar los análisis y ensayos correspondientes a fin de comprobar la eficacia de la misma, en cuanto a protección se refiere, y se pintarán muestras para fijar color y acabado.

Artículo 31:

El objeto del control funcional o dinámico es la determinación de las deformaciones que puedan presentarse y que pudieran comprometer la precisión geométrica y dimensional de las piezas elaboradas. Este control ha de ofrecer las suficientes garantías para la seguridad de las piezas, además de precisión geométrica y de forma.

2.2.2. Pruebas.

Artículo 32:

Las normas presentes de control y verificación serán representadas por los constructores, a fin de establecer la correspondencia del productor con los requisitos exigidos de producción, precisión y de funcionamiento. Cualquier falta de cumplimiento de las presentes normas repercutirán en el comportamiento del comprador, en el sentido de liberarlo de este o eximirlo de alguna de las cláusulas que pudieran afectar.

Artículo 33:

El control a máquina descargada, se hará por el constructor a medida que se construyen los distintos órganos que constituyen la máquina y a medida que va efectuándose el montaje.

Artículo 33:

La verificación dinámica se efectuará con la máquina bajo carga. Los esfuerzos en las pruebas deben estar comprendidos entre los límites que no produzcan deformaciones permanentes.

Artículo 34:

Todos los gastos normales ocasionados por los procesos de verificación y comprobación a que se refiere éste pliego de condiciones, serán de cuenta del constructor.

Artículo 35:

Si, por cualquier causa, los instrumentos previstos para la verificación no estuvieran disponibles, podrán ser sustituidos por otros equivalentes, siempre que con ello no se perjudique la exactitud de la precisión.

Artículo 36:

Durante la verificación no podrá hacerse ninguna separación de partes que constituyen el sistema, la cual debe someterse al control, tal como se ha montado definitivamente. Cualquier anomalía que no asegure el cumplimiento exacto de este artículo, anula las pruebas que en estas condiciones se estén ejecutando, aunque no las anteriores.

Artículo 37:

La precisión en ciertos órganos fundamentales debe estar garantizada por el constructor de la máquina, que asume todas las responsabilidades al respecto, si bien no han de ser controladas todas las partes de carácter funcional.

Artículo 38:

Si por alguna causa, el comprador quisiera efectuar una segunda comprobación de alguna de las partes esenciales, lo hará a su cargo, no pudiendo exigir de la casa constructora, la verificación de dichas partes por segunda vez.

Artículo 39:

Recepción provisional: se realizará cuando se hayan terminado los trabajos objeto del presente contrato, mediante solicitud del contratista al dueño y al Director Técnico.

Artículo 40:

El Director Técnico procederá a la inspección de los trabajos mencionados y si están en estado de recibidos, extenderá un acta haciéndolo constar, o bien los motivos de la no aceptación en su caso.

Artículo 41:

Recepción definitiva: seis meses después de la recepción provisional procederá el Director Técnico a un nuevo examen, proponiendo la recepción definitiva si el conjunto de piezas responde a las condiciones exigidas, realizándose a la vez el pago del 10% restante del coste de fabricación, siempre y cuando resulte satisfactoria la prueba de recepción definitiva.

Artículo 42:

Una vez realizada y aceptada la revisión definitiva, el contratista queda libre de toda responsabilidad en todo lo relacionado con la elaboración del presente proyecto.

3. Pliego de condiciones económicas.

Artículo 43:

El cliente tendrá relación directa con el Director Técnico, con el que realizará un contrato haciendo constar todo tipo de condiciones generales y económicas y la responsabilidad general que éste tiene ante él, de todo lo referente a la ejecución material de que consta el presente proyecto.

Artículo 44:

El Director Técnico contratará a su vez la empresa contratista y esta quedará así relacionada con él y será responsable ante el mismo de todo lo que afecte o sea de su incumbencia en lo relacionado con la ejecución del conjunto de piezas.

Artículo 45:

Todos los documentos del contrato deberán ir sellados y registrados por cuenta del contratista.

Cualquier multa que se derive del incumplimiento de estos requisitos será por cuenta del contratista.

Artículo 46:

El Pago del costo del presente proyecto, se efectuará de la siguiente forma: El 40% en el momento en que se hace la entrega del proyecto y firma del contrato, el 50%, que en total suman un 90%, a la mitad aproximadamente de la fabricación del conjunto de piezas, según lo estime conveniente el Ingeniero Técnico de fabricación. Y el 10% restante una vez que se efectúa la recepción definitiva.

Artículo 47:

El Director Técnico percibirá un 50% del total por su trabajo; cobrándose esa cantidad por certificaciones parciales mensuales, paralelas a las que irá pagando el cliente al contratista al irse desarrollando la elaboración de las piezas.

Artículo 48:

El autor del proyecto percibirá el 5% del importe del proyecto, cobrando dicha cantidad una vez entregado el proyecto al cliente y habiéndolo aceptado este. Queda así pues responsable de todos los daños que pudieran derivarse de un mal diseño o cálculo de cualquier pieza.

Artículo 49:

En la ejecución de las piezas, el contratista no tendrá derecho a la indemnización por el precio mayor que pudiera costar o por errores cometidos durante la ejecución.

Artículo 50:

Como constará en el contrato, existe un plazo límite para la terminación de la elaboración de las piezas. Dicho límite establecido previamente, aceptado por el Director Técnico y el contratista, no deberá ser sobrepasado.

Artículo 51:

Para que cumpla dicho límite, el dueño podrá establecer multas al Director Técnico por cada día de retraso en la ejecución de las mismas, con cantidades fijadas en el contrato.

A su vez el Director Técnico podrá ponerlas al contratista, de acuerdo con el contrato realizado entre ambos; siendo la cuantía dependiente de la fijada por el cliente al Director Técnico más independiente de las exigidas del Director al contratista.

Artículo 52:

Una vez realizada la recepción definitiva, se liquidará al contratista la cantidad que se le adeude.

Artículo 53:

La ejecución de los trabajos se contratará por unidades ejecutadas con arreglo a los documentos del proyecto y en las cifras fijadas que formarán el presupuesto general para la ejecución del trabajo contratado.

El contratista someterá a la aprobación de la dirección técnica, cualquier trabajo que desee hacer de diferentes unidades de trabajo y de igual forma se procederá con las casas suministradoras.

La resolución de la dirección técnica será inapelable, y su inobservancia por parte del contratista dará derecho a la entidad propietaria a ser indemnizado en los daños y perjuicios.

Artículo 54:

Los contratos se adjudicarán en general en forma privada. El cuerpo de estos documentos contendrá:

Comunicación de la adjudicación de una cláusula en la que se exprese terminantemente que el contrato está conforme al pliego de condiciones y demás documentos del presente proyecto.

El contratista antes de firmar el documento correspondiente, así como todas las escrituras, habrá firmado también su conformidad al pliego de condiciones particulares que ha de regir su trabajo en los planos y en el presupuesto general.

Artículo 55:

Ambas se someterán en sus diferencias al arbitraje amigable compuestas por vía de equidad, designándose uno de ellos por el propietario, y otro por el contratista.

Artículo 56:

Se considerará causas suficientes de rescisión de contrato las que a continuación se señalan:

- A) La muerte o incapacidad del contratista;
- B) La quiebra del mismo;
- C) Las alteraciones del contrato por las siguientes causas:
 - 1. La modificación del proyecto en forma tal que presente alteraciones fundamentales del mismo, a juicio de la Dirección Técnica, y en cualquier caso, siempre que la variación de presupuesto de ejecución como consecuencia de estas variaciones, represente más o menos el 25% del importe total de aquel.
 - 2. La modificación de unidades siempre que estas sean de un 40%.
- D) La suspensión de la construcción comenzada siempre que el plazo de suspensión haya excedido de tres meses como mínimo.
- E) El no dar comienzo la contrata a los trabajos dentro del plazo señalado en las condiciones particulares del siguiente proyecto.
- F) La terminación de plazo de ejecución del reductor sin llegar a la culminación de éste.
- G) El abandono de la ejecución sin causa justificada a juicio de la dirección técnica.
- H) La mala fe en la ejecución de los trabajos a juicio de dicha dirección.

4. Pliego de condiciones de seguridad e higiene.

Artículo 57:

En el lugar de trabajo mientras esté presente el reductor, se procurará ser ordenado tanto en materiales almacenados, como en los retales o desperdicios que de ello deriven, a fin de evitar entorpecimientos en las operaciones y posibles que por dicha causa pudieran originarse.

Artículo 58:

El vestido de trabajo deberá ser cerrado y cubrir la corbata en caso de tenerla mientras se trabaja.

Las mangas estarán abotonadas o remangadas por delante. La chaqueta de trabajo no debe tener bolsillo en el pecho, ya que podría ser enganchado y arrancado. No se llevará cinturón.

Uso obligatorio de botas protectoras y mandil.

Artículo 59:

Para aquellos trabajos en los cuales el operario tenga que trabajar con taladrina o algún refrigerante que pueda dañar la piel, deberá protegerse con mandil y guantes de goma.

Artículo 60:

Las gafas como medida preventiva son indispensables en las operaciones de torneado, afilado de herramientas, desbarbado, limado, etc.

Artículo 61:

La manipulación de virutas se hará con ganchos o palas dependiendo del estado de la máquina que las arroja; torno, fresadora, etc.

Artículo 62:

Nunca se debe utilizar el líquido refrigerante de las máquinas para lavarse las manos ya que puede provocar enfermedades en la piel (eczemas, botón de aceite, infecciones, etc.). Para ello existen pastas, polvos, etc., muy recomendables para el lavado de las manos después del trabajo en el taller.

Artículo 63:

Los útiles, herramientas y calibres deberán estar colocados cerca del puesto de trabajo correspondiente y próximos al operario, en el caso de emplearse en cada operación, pero nunca se deben apoyar o dejar encima de cualquier órgano de la máquina.

Artículo 64:

Deberán prohibirse o llamar la atención sobre elementos que puedan aparecer, el llevar alianzas, sortijas o pulseras durante el trabajo, ya que pueden engancharse en cualquier órgano de la máquina.

Artículo 65:

En aquellas máquinas que debido a la velocidad de corte elevada al efectuar el trabajo o debido a la naturaleza del material, la viruta arrojada salta sobre el operario se debe proveer éste de una protección o pantalla.

Artículo 66:

Bajo ningún concepto se deberá eliminar de la máquina aquellas carcasas, protecciones, órganos de seguridad, etc., que posean de origen las citadas máquinas herramientas.

Artículo 67:

En el taller, y en un sitio fácilmente accesible, en la pared y a una altura de 1,20 m hasta su base deberá haber un extintor de incendios con sus instrucciones de manejo bien visibles.

Artículo 68:

Todo los órganos de transmisión que sean giratorios, como discos porta-satélites, ejes, engranajes, etc. Deberán ir cubiertos con carcasas de protección para evitar el contacto directo del operario con ellos y así evitar el posible riesgo, causa en definitiva del accidente.

Artículo 69:

En la operación de pintado es conveniente el uso de mascarilla del operario, en prevención de posibles intoxicaciones.

Artículo 70:

Obligaciones generales del contratista:

- A) Cumplir personalmente y hacer cumplir al personal a sus órdenes de todas las disposiciones de seguridad e higiene en el trabajo que sean práctica y directamente aplicables a la ejecución que nos ocupa.
- B) Adoptar cuantas medidas sean necesarias en orden a la más perfecta organización y plena eficacia de la debida prevención de riesgos que puedan afectar a la vida, integridad y salud de los operarios que participen en la construcción del objeto.
- C) Proveer de todo cuanto fuera preciso tanto para el mantenimiento de máquina, material y útiles de trabajo en las debidas condiciones de seguridad así como para la normal realización de los servicios médicos en prevención de posibles accidentes.
- D) Facilitar gratuitamente a los trabajadores los medios de protección personal de carácter preventivo adecuado a los trabajos a realizar.
- E) Observar con todo rigor y exactitud las normas vigentes en lo que se refiere a la ocupación de trabajadores en máquinas.
- F) Establecer determinados niveles jerárquicos mediante instrucciones escritas indicando las facultades y deberes del personal para evitar y prevenir accidentes durante la ejecución de la obra.
- G) Facilitar instrucción al personal antes de comenzar a desempeñar cualquier puesto de trabajo, acerca de los riesgos y peligros que en el puedan afectarle.
- H) Adoptar las medidas oportunas para que el personal a su cargo cumpla con todos los requisitos legales establecidos en:
 - Ley 31/1995 de Prevención de riesgos laborales.
 - R.D. 39/1997 por el que se aprueba el Reglamento de los servicios de prevención.
 - R.D. 1435/1992 sobre las disposiciones de aplicación de la Directiva del Consejo 89/392/CEE relativa a la aproximación de las legislaciones de los estados miembros sobre máquinas.

- R.D. 56/1995 por el que se modifica el R.D. 1435/192.
 - R.D. 1495/1986, por el que se aprueba el Reglamento de Seguridad de las máquinas.
 - R.D. 590/1991, por el que se modifica el R.D. 1495/1986.
 - R.D. 830/ 1991, por el que se modifica el R.D. 1495/1986.
 - Orden de 8/4/1991, por la que se aprueba la Instrucción Técnica Complementaria MSG-SM-I del Reglamento de Seguridad en las máquinas, referente a máquinas, elementos de máquinas o sistemas de protección usados.
- l) Prohibir o paralizar, en su caso, los trabajos en los que advierte peligro inminente de accidente o de otros siniestros profesionales, cuando no sea posible el empleo de los medios adecuados para evitarlos.

Artículo 71:

En el ejercicio de potestad disciplinaria y conforme al procedimiento legalmente establecido, el Director Técnico o el contratista, podrá sancionar adecuadamente a los trabajadores que estén a su servicio que infrinjan los preceptos de la ordenanza general de Seguridad e Higiene en el Trabajo y sus disposiciones complementarias.

Las sanciones que podrán imponerse serán las siguientes:

- A) Por falta leve: Amonestación verbal, por escrito, multa de un día de haber.
- B) Por falta grave: Amonestación pública, traslado de puesto de trabajo, multa de 2 a 6 días de haber, suspensión de empleo de 1 a 10 días, inhabilitación por plazo no superior a un año para el acceso a la categoría superior.
- C) Por falta muy grave: Multa de 7 a 15 días de haber, suspensión de empleo y sueldo de 11 días a 2 semanas, inhabilitación de 2 años para el acceso a la categoría superior y despido.

Artículo 72:

El contratista será responsable de los accidentes que por inexperiencia o descuido sobreviniesen en la realización de los trabajos, ante los Tribunales de Justicia.

Artículo 73:

Queda el contratista obligado a cumplir todo lo estipulado en todas las leyes de reglamento de carácter oficial, así como a las demás leyes y disposiciones vigentes que sean de aplicación durante los trabajos.



El Ingeniero Técnico Industrial
Antonio Segura Martínez
FIRMA

Cartagena, a 14 de Marzo de 2012

INDICE

	Pag.
1. Estado de mediciones.....	2
2. Cuadro de precios.....	9
3. Presupuesto general.....	12

1. Estado de mediciones.

A. Acero para fabricación de elementos de la transmisión.

Se toma una densidad del acero de 7680 Kg/m³ para el cálculo del peso.

Para el caso de piezas cilíndricas se indica el diámetro “Ø” y la longitud “L”.

Para el caso de piezas con forma rectangular se indican sus longitudes de lado “Base (b) x Altura (h) x Profundidad (l)”

Acero AISI 4340 bonificado					
Ud. de medida	Denominación	Nº de piezas iguales	Dimensiones (mm)	Nº de unidades por pieza	Nº de unidades total
Kg	Eje A – Eje de baja	1	Ø1.300 L = 2.700	27.523,37	27.523,37
Kg	Brazo porta-planetas	1	Ø1.850 L = 1.450	29.933,85	29.933,85
Kg	Eje de sujeción de los planetas – Eje B	3	Ø340 L = 820	571,77	1.715,31
Kg	Eje C – Conexión etapa epicicloidal y 1ª ordinaria	1	Ø300 L = 1.400	760,01	760,01
Kg	Eje D – Conexión 1ª y 2ª etapa ordinaria	1	Ø280 L = 1.100	520,18	520,18
Kg	Eje E – Conexión 2ª etapa ordinaria y eje de alta	1	Ø220 L = 820	239,39	239,39
Kg	Engranaje 1 (corona) – etapa epicicloidal	1	Ø3.850 L = 450	40.233,25	40.233,25
Kg	Engranaje 2 (planeta) – etapa epicicloidal	3	Ø1.000 L = 450	2.714,34	8.143,01
Kg	Engranaje 4 – 1ª etapa ordinaria	1	Ø1.100 L = 370	2.700,46	2.700,46
Kg	Engranaje 6 – 2ª etapa ordinaria	1	Ø650 L = 180	458,72	458,72

Acero AISI 4320 para cementado					
Ud. de medida	Denominación	Nº de piezas iguales	Dimensiones (mm)	Nº de unidades por pieza	Nº de unidades total
Kg	Engranaje 3 (sol) – etapa epicicloidal	1	Ø310 L = 450	260,85	260,85

Acero AISI 1050 laminado en frío

Ud. de medida	Denominación	Nº de piezas iguales	Dimensiones (mm)	Nº de unidades por pieza	Nº de unidades total
Kg	Aro de sujeción pista exterior rodamientos eje B	3	Ø320 L = 190	117,36	352,07
Kg	Aro de sujeción pista interior rodamientos eje B	3	Ø180 L = 190	37,13	111,39
Kg	Aro de sujeción del eje B	3	Ø200 L = 170	41,02	123,05
Kg	Tuerca de sujeción de eje B	3	Ø270 L = 30	13,19	39,57
Kg	Aro de sujeción engranaje 4	1	Ø270 L = 30	13,19	13,19
Kg	Aro de sujeción engranaje 6	1	Ø170 L = 20	3,49	3,49
Kg	Tapa lado de baja	1	Ø2.750 L = 450	20.527,17	20.527,17
Kg	Primera tapa intermedia	1	Ø3.000 L = 730	39.629,31	39.629,31
Kg	Segunda tapa intermedia	1	b = 3.200 h = 2.000 l = 630	30.965,76	30.965,76
Kg	Tapa lado de alta	1	b = 1.300 h = 1.450 l = 290	4.198,27	4.198,27
Kg	Soporte de la multiplicadora	4	b = 850 h = 1.700 l = 620	6.880,51	27.522,05
Kg	Bulón de sujeción	4	Ø330 L = 810	532,06	2.128,26
Kg	Tuerca de sujeción M200x3	4	Ø330 L = 85	55,83	223,33
Kg	Soporte de pinza de freno	1	b = 226 h = 225 l = 300	117,16	117,16

B. Elementos seleccionados de catalogo de fabricante.

Ud.de medida	Denominación	Nº de piezas iguales	Norma	Peso unidad (Kg)
Ud.	Acoplamiento flexible Lamidisc tipo SXFD 255-6 con disco de freno.	1	-	130,5
Ud.	Soporte de fundición para rodamientos del tipo escalonado NSK SD264 CG.	1	-	595
Ud.	Tuerca para rodamientos de rodillos AN 64.	1	-	13,1
Ud.	Tope para tuerca AL 64.	1	-	5,35
Ud.	Soporte de fundición para rodamientos de gran tamaño NSK SD 3064S.	1	-	320
Ud.	Adaptador para rodamientos de rodillos H 3064.	1	-	24,5
Ud.	Anillo de apriete STÜWE HSD 390 – 23.	1	-	324
Ud.	Pinza de freno TWIFLEX VCS40S.	1	-	46

C. Rodamientos.

Ud.de medida	Denominación	Nº de piezas iguales	Norma	Peso unidad (Kg)
Ud.	Rodamiento de rodillos esféricos NSK 22264CAE4 d_{eje} : 320 mm.	1	-	174
Ud.	Rodamiento de rodillos esféricos NSK 23064CAKE4 d_{eje} : 320 mm.	1	-	75,6
Ud.	Rodamiento de rodillos cilíndricos NSK NJ 1096 d_{eje} : 480 mm.	2	-	127
Ud.	Rodamiento de rodillos cilíndricos NSK NJ 2328 EM d_{eje} : 140 mm.	6	-	37,7
Ud.	Rodamiento de rodillos cónicos NSK HR 32044 XJ d_{eje} : 220 mm.	2	-	24,4
Ud.	Rodamiento de rodillos cilíndricos NSK NJ 2332 EM d_{eje} : 160 mm.	1	-	53,9
Ud.	Rodamiento de rodillos esféricos NSK 23228CE4 d_{eje} : 140 mm.	1	-	18,8
Ud.	Rodamiento de rodillos cónicos NSK HR 32319 J d_{eje} : 95 mm.	1	-	10,4
Ud.	Rodamiento de rodillos cónicos NSK HR 31326 J d_{eje} : 130 mm.	1	-	17,2

D. Elementos roscados, chavetas y anillos de seguridad.

Ud.de medida	Denominación	Nº de piezas iguales	Norma	Peso unidad (Kg)
Ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M39 grado 10.9 L = 200 mm.	64	DIN 931	2,2
Ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M48 grado 10.9 L = 220 mm.	4	DIN 931	4
Ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M36 grado 10.9 L = 170 mm.	4	DIN 931	1,7
Ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M30 grado 10.9 L = 100 mm.	8	DIN 931	0,8
Ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M20 grado 8.8 L = 150 mm.	44	DIN 931	0,4
Ud.	Arandela plana Ø39 mm.	64	DIN 1441	0,06
Ud.	Arandela plana Ø48 mm.	4	DIN 1441	0,07
Ud.	Arandela plana Ø36 mm.	4	DIN 1441	0,05
Ud.	Arandela plana Ø30 mm.	8	DIN 1441	0,033
Ud.	Arandela plana Ø20 mm.	44	DIN 1441	0,02
Ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø95 mm.	1	DIN 471	0,05
Ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø130 mm.	1	DIN 471	0,1
Ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø140 mm.	4	DIN 471	0,11
Ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø160 mm.	1	DIN 471	0,15
Ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø200 mm.	5	DIN 471	0,23
Ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø220 mm.	2	DIN 471	0,27
Ud.	Anillo de seguridad interno para hueco de Ø300 mm.	3	DIN 472	0,44
Ud.	Tapón cilíndrico roscado con hueco hexagonal M64x2	2	DIN 908	0,53
Ud.	Cáncamo roscado – Rosca macho M72	4	DIN 580	23,3
Ud.	Chaveta plana tipo A 28x16x60	2	DIN 6885	0,21
Ud.	Chaveta plana tipo A 36x20x100	2	DIN 6885	0,55
Ud.	Chaveta plana tipo A 50x28x200	2	DIN 6885	2,15
Ud.	Chaveta plana tipo A 50x28x220	2	DIN 6885	2,36

E. Elementos de sellado y lubricación.

Ud.de medida	Denominación	Nº de piezas iguales	Norma	Peso unidad (Kg)
Ud.	Retén de aceite forma A \varnothing_{eje} : 100 mm.	1	DIN 3760	0,82
Ud.	Retén de aceite forma A \varnothing_{eje} : 390 mm.	1	DIN 3760	1,79
Ud.	Retén de aceite para soporte de fundición GS 72	1	-	0,68
Ud.	Retén de aceite para soporte de fundición GS 64	3	-	0,60
m ²	Superficie de junta plana de silicona incluyendo troquelado a medida	21,5	-	-
m ³	Grasa MULTIS COMPLEX SHD 480	0,034	DIN 51502	-
m ³	Aceite CARTER SH 320	1,785	DIN 51517	-
Ud.	Junta tórica d: 64 mm.	2	DIN 3770	0,60

F. Mecanizado de los componentes.

Torneado					
Ud. de medida	Denominación	Trabajo de torneado a realizar	Nº de piezas iguales	Unidades parciales	Unidades totales
h	Eje de baja	Torneado del eje incluyendo el roscado para la colocación de tuerca de fijación de rodamiento de apoyo.	1	18	18
h	Brazo porta-planetas	Torneado de ejes de apoyo y acoplamiento con eje de baja.	1	6	6
h	Eje de sujeción de los planetas	Torneado del eje incluyendo roscado para colocación de tuerca de fijación y ranura para colocación de anillo de seguridad.	3	5	15
h	Eje C	Torneado del eje incluyendo ranuras para anillos de fijación de rodamientos y engranajes.	1	6	6
h	Eje D	Torneado del eje incluyendo ranuras para anillos de fijación de rodamientos.	1	8	8
h	Eje E	Torneado del eje incluyendo ranuras para anillos de fijación de rodamientos.	1	6	6
h	Engranaje 2 (planeta)	Torneado de alojamiento de rodamientos interiores y ranura para anillo de fijación.	3	5	15
h	Aro pista exterior eje soporte planeta	Torneado de aro.	3	1	3
h	Aro pista interior eje soporte planeta	Torneado de aro.	3	1	3
h	Aro sujeción eje soporte planeta	Torneado de aro.	3	1	3

Ud. de medida	Denominación	Trabajo de torneado a realizar	Nº de piezas iguales	Unidades parciales	Unidades totales
h	Tuerca fijación eje soporte planeta	Torneado del aro y posterior roscado de la pista interior	3	2	6
h	Aro de sujeción engranaje 4	Torneado de aro.	1	1	1
h	Aro de sujeción engranaje 6	Torneado de aro.	1	1	1
h	Bulón de sujeción	Torneado de bulón incluyendo roscado para colocación de tuerca de fijación y ranura para colocación de anillo de seguridad.	4	4	16
h	Tuerca de bulón de soporte	Torneado del aro y posterior roscado de la pista interior.	4	2	8
Fresado					
Ud. de medida	Denominación	Trabajo de fresado a realizar	Nº de piezas iguales	Unidades parciales	Unidades totales
h	Brazo porta-planetas	Fresado de hueco de planetas.	1	22	22
h	Eje de sujeción de los planetas	Fresado de apéndice de fijación.	3	0,5	1,5
h	Eje C	Fresado de chavetas de fijación de engranajes.	1	3	3
h	Eje D	Fresado de chavetas de fijación de engranaje. Fresado de dentado de engranaje 5.	1	1,5	1,5
h	Eje E	Fresado de chavetas de fijación de acoplamiento con eje de alta. Fresado de dentado de engranaje 7.	1	1,5	1,5
h	Engranaje 1 (corona)	Fresado de engranaje.	1	18	18
h	Engranaje 2 (planeta)	Fresado de engranaje.	3	8	24
h	Engranaje 3 (sol)	Fresado de engranaje incluyendo ranuras para chavetas de fijación.	1	5	5
h	Engranaje 4	Fresado de engranaje incluyendo ranuras para chavetas de fijación.	1	6	6
h	Engranaje 6	Fresado de engranaje incluyendo ranuras para chavetas de fijación.	1	5	5
h	Tuerca fijación eje soporte planeta	Fresado de ranuras de apriete.	3	1	3
h	Tapa lado de baja	Fresado de tapa.	1	9	9
h	Primera tapa intermedia	Fresado de tapa.	1	18	18
h	Segunda etapa intermedia	Fresado de tapa.	1	14	14
h	Tapa de alta	Fresado de tapa.	1	6	6

Ud. de medida	Denominación	Trabajo de torneado a realizar	Nº de piezas iguales	Unidades parciales	Unidades totales
h	Soporte de la multiplicadora	Fresado a partir de pieza solida	4	6	24
h	Tuerca de bulón de soporte	Fresado de ranuras de apriete.	4	1	4
Taladrado					
Ud. de medida	Denominación	Trabajo de taladrado a realizar	Nº de piezas iguales	Unidades parciales	Unidades totales
h	Eje de baja	Taladrado de agujeros del disco de acoplamiento con buje.	1	2	2
h	Engranaje 1 (corona)	Taladrado de agujeros roscados para fijación a tapas y agujeros pasantes para soporte de multiplicadora.	1	3	3
h	Tapa lado de baja	Taladrado de agujeros pasantes de fijación a corona y agujero roscado para colocación de tapón de vaciado del aceite.	1	1	1
h	Primera tapa intermedia	Taladrado de agujeros pasantes y roscados de fijación con corona y segunda tapa intermedia.	1	2	2
h	Segunda etapa intermedia	Taladrado de agujeros pasantes y roscados de fijación con primera tapa intermedia y tapa lado de alta.	1	2	2
h	Tapa de alta	Taladrado de agujeros pasantes de fijación a segunda tapa intermedia.	1	1	1
h	Soporte de la multiplicadora	Taladrado de agujeros pasantes para fijación al chasis y colocación de bulón.	4	3	12

G. Varios.

Tratamiento térmico				
Ud. de medida	Denominación	Nº de piezas iguales	Unidades parciales	Unidades totales
h	Cementado de engranaje 3	1	8	8

Pintura		
Ud. de medida	Denominación	Unidades totales
dm ³	Pintura anticorrosiva	3,57
m ²	Pintado de las tapas de la multiplicadora	28,57

2. Cuadro de precios.

A. Acero para fabricación de elementos de la transmisión.

Ud. de medida	Denominación	Importe por unidad
€/Kg	Aleación de acero AISI 4340 Bonificado	1,136
€/Kg	Aleación de acero AISI 4320 para cementación	0,757
€/Kg	Aleación de acero AISI 1050 estirado en frio	0,738

B. Elementos seleccionados de catalogo de fabricante.

Ud.de medida	Denominación	Importe por unidad
€/ud.	Acoplamiento flexible Lamidisc tipo SXFD 255-6 con disco de freno.	388,45
€/ud.	Soporte de fundición para rodamientos del tipo escalonado NSK SD264 CG.	1.367,52
€/ud.	Tuerca para rodamientos de rodillos AN 64.	65,15
€/ud.	Tope para tuerca AL 64.	9,65
€/ud.	Soporte de fundición para rodamientos de gran tamaño NSK SD 3064S.	984,56
€/ud.	Adaptador para rodamientos de rodillos H 3064.	1.301,50
€/ud.	Anillo de apriete STÜWE HSD 390 – 23.	580,90
€/ud.	Pinza de freno TWIFLEX VCS40S.	533,05

C. Rodamientos.

Ud.de medida	Denominación	Importe por unidad
€/ud.	Rodamiento de rodillos esféricos NSK 22264CAE4 d_{eje} : 320 mm.	7.612,16
€/ud.	Rodamiento de rodillos esféricos NSK 23064CAKE4 d_{eje} : 320 mm.	3.576,45
€/ud.	Rodamiento de rodillos cilíndricos NSK NJ 1096 d_{eje} : 480 mm.	7.148,30
€/ud.	Rodamiento de rodillos cilíndricos NSK NJ 2328 EM d_{eje} : 140 mm.	1,750,13
€/ud.	Rodamiento de rodillos cónicos NSK HR 32044 XJ d_{eje} : 220 mm.	1.341,57
€/ud.	Rodamiento de rodillos cilíndricos NSK NJ 2332 EM d_{eje} : 160 mm.	2.773,28
€/ud.	Rodamiento de rodillos esféricos NSK 23228CE4 d_{eje} : 140 mm.	637,53
€/ud.	Rodamiento de rodillos cónicos NSK HR 32319 J d_{eje} : 95 mm.	412,39
€/ud.	Rodamiento de rodillos cónicos NSK HR 31326 J d_{eje} : 130 mm.	1.172,72

D. Elementos roscados, chavetas y anillos de seguridad.

Ud.de medida	Denominación	Importe por unidad
€/ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M39 grado 10.9 L = 200 mm.	35,00
€/ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M48 grado 10.9 L = 220 mm.	61,00
€/ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M36 grado 10.9 L = 170 mm.	28,06
€/ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M30 grado 10.9 L = 100 mm.	11,15
€/ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M20 grado 8.8 L = 150 mm.	2,49
€/ud.	Arandela plana Ø39 mm.	1,49
€/ud.	Arandela plana Ø48 mm.	2,12
€/ud.	Arandela plana Ø36 mm.	1,04
€/ud.	Arandela plana Ø30 mm.	0,62
€/ud.	Arandela plana Ø20 mm.	0,25
€/ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø95 mm.	2,02
€/ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø130 mm.	5,52
€/ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø140 mm.	5,69
€/ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø160 mm.	9,07
€/ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø200 mm.	12,53
€/ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø220 mm.	21,87
€/ud.	Anillo de seguridad interno para hueco de Ø300 mm.	37,04
€/ud.	Tapón cilíndrico roscado con hueco hexagonal M64x2	121,63
€/ud.	Cáncamo roscado – Rosca macho M72	369,80
€/ud.	Chaveta plana tipo A 28x16x60	2,54
€/ud.	Chaveta plana tipo A 36x20x100	9,18
€/ud.	Chaveta plana tipo A 50x28x200	18,12
€/ud.	Chaveta plana tipo A 50x28x220	22,16

E. Elementos de sellado y lubricación.

Ud.de medida	Denominación	Importe por unidad
€/ud.	Retén de aceite forma A Ø _{eje} : 100 mm.	12,69
€/ud.	Retén de aceite forma A Ø _{eje} : 390 mm.	26,74
€/ud.	Retén de aceite para soporte de fundición GS 72	15,13
€/ud.	Retén de aceite para soporte de fundición GS 64	12,30
€/m ²	Superficie de junta plana de silicona incluyendo troquelado a medida	4,52
m ³	Grasa MULTIS COMPLEX SHD 480	942,95
€/m ³	Aceite CARTER SH 320	3.098,44
€/ud.	Junta tórica d: 64 mm.	20,85

F. Mecanizado de los componentes.

Ud. de medida	Denominación	Importe por unidad
€/h	Maestro tornero	40
€/h	Maestro fresador	30
€/h	Trabajos de taladrado de piezas	20

G. Varios.

Tratamientos térmicos		
Ud. de medida	Denominación	Importe por unidad
€/h	Cementado de engranaje 3	30
Pintura		
Ud. de medida	Denominación	Importe por unidad
€/dm ³	Pintura anticorrosiva	38,84
€/m ²	Pintado de las tapas de la multiplicadora	6,75

3. Presupuesto general.

A. Acero para fabricación de elementos de la transmisión.

Acero AISI 4340 bonificado				
Ud. de medida	Denominación	Unidades	Importe por unidad	Importe total
Kg	Eje A – Eje de baja	27.523,37	1,136	31.266,55
Kg	Brazo porta-planetas	29.933,85	1,136	34.004,85
Kg	Eje de sujeción de los planetas – Eje B	1.715,31	1,136	1.948,59
Kg	Eje C – Conexión etapa epicicloidal y 1ª ordinaria	760,01	1,136	863,37
Kg	Eje D – Conexión 1ª y 2ª etapa ordinaria	520,18	1,136	590,92
Kg	Eje E – Conexión 2ª etapa ordinaria y eje de alta	239,39	1,136	271,94
Kg	Engranaje 1 (corona) – etapa epicicloidal	40.233,25	1,136	45.704,97
Kg	Engranaje 2 (planeta) – etapa epicicloidal	8.143,01	1,136	9.250,46
Kg	Engranaje 4 – 1ª etapa ordinaria	2.700,46	1,136	3.067,72
Kg	Engranaje 6 – 2ª etapa ordinaria	458,72	1,136	521,11
	Total	112.227,53	1,136	127.490,48

Acero AISI 4320 para cementado				
Ud. de medida	Denominación	Unidades	Importe por unidad	Importe total
Kg	Engranaje 3 (sol) – etapa epicicloidal	260,85	0,757	197,46
	Total	260,85	0,757	197,46

Acero AISI 1050 laminado en frio				
Ud. de medida	Denominación	Unidades	Importe por unidad	Importe total
Kg	Aro de sujeción pista exterior rodamientos eje B	352,07	0,738	259,83
Kg	Aro de sujeción pista interior rodamientos eje B	111,39	0,738	82,21
Kg	Aro de sujeción del eje B	123,05	0,738	90,81
Kg	Tuerca de sujeción de eje B	39,57	0,738	29,20
Kg	Aro de sujeción engranaje 4	13,19	0,738	9,73
Kg	Aro de sujeción engranaje 6	3,49	0,738	2,57
Kg	Tapa lado de baja	20.527,17	0,738	15.149,05
Kg	Primera tapa intermedia	39.629,31	0,738	29.246,43
Kg	Segunda tapa intermedia	30.965,76	0,738	22.852,73
Kg	Tapa lado de alta	4.198,27	0,738	3.098,32

Ud. de medida	Denominación	Unidades	Importe por unidad	Importe total
Kg	Soporte de la multiplicadora	27.522,05	0,738	20.311,27
Kg	Bulón de sujeción	2.128,26	0,738	1.570,65
Kg	Tuerca de sujeción M200x3	223,33	0,738	164,82
Kg	Soporte de pinza de freno	117,16	0,738	86,46
	Total	125.954,04	0,738	92.954,08

B. Elementos seleccionados de catalogo de fabricante.

Ud. de medida	Denominación	Unidades	Importe por unidad	Importe total
Ud.	Acoplamiento flexible Lamidisc tipo SXFD 255-6 con disco de freno.	1	388,45	388,45
Ud.	Soporte de fundición para rodamientos del tipo escalonado NSK SD264 CG.	1	1.367,52	1.367,52
Ud.	Tuerca para rodamientos de rodillos AN 64.	1	65,15	65,15
Ud.	Tope para tuerca AL 64.	1	9,65	9,65
Ud.	Soporte de fundición para rodamientos de gran tamaño NSK SD 3064S.	1	984,56	984,56
Ud.	Adaptador para rodamientos de rodillos H 3064.	1	1.301,50	1.301,50
Ud.	Anillo de apriete STÜWE HSD 390 – 23.	1	580,90	580,90
Ud.	Pinza de freno TWIFLEX VCS40S.	1	533,05	533,05
	Total			5.230,78

C. Rodamientos.

Ud. de medida	Denominación	Unidades	Importe por unidad	Importe total
Ud.	Rodamiento de rodillos esféricos NSK 22264CAE4 d_{eje} : 320 mm.	1	7.612,16	7.612,16
Ud.	Rodamiento de rodillos esféricos NSK 23064CAKE4 d_{eje} : 320 mm.	1	3.576,45	3.576,45
Ud.	Rodamiento de rodillos cilíndricos NSK NJ 1096 d_{eje} : 480 mm.	2	7.148,30	14.196,60
Ud.	Rodamiento de rodillos cilíndricos NSK NJ 2328 EM d_{eje} : 140 mm.	6	1.750,13	10.500,78
Ud.	Rodamiento de rodillos cónicos NSK HR 32044 XJ d_{eje} : 220 mm.	2	1.341,57	2.683,14
Ud.	Rodamiento de rodillos cilíndricos NSK NJ 2332 EM d_{eje} : 160 mm.	1	2.773,28	2.773,28
Ud.	Rodamiento de rodillos esféricos NSK 23228CE4 d_{eje} : 140 mm.	1	637,53	637,53
Ud.	Rodamiento de rodillos cónicos NSK HR 32319 J d_{eje} : 95 mm.	1	412,39	412,39

Ud.de medida	Denominación	Unidades	Importe por unidad	Importe total
Ud.	Rodamiento de rodillos cónicos NSK HR 31326 J d _{eje} : 130 mm.	1	1.172,72	1.172,72
			Total	43.565,05

D. Elementos roscados, chavetas y anillos de seguridad.

Ud.de medida	Denominación	Unidades	Importe por unidad	Importe total
Ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M39 grado 10.9 L = 200 mm.	64	35,00	2.240,00
Ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M48 grado 10.9 L = 220 mm.	4	61,00	244,00
Ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M36 grado 10.9 L = 170 mm.	4	28,06	112,24
Ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M30 grado 10.9 L = 100 mm.	8	11,15	89,20
Ud.	Tornillo de cabeza hexagonal parcialmente roscado M20 grado 8.8 L = 150 mm.	44	2,49	109,56
Ud.	Arandela plana Ø39 mm.	64	1,49	95,36
Ud.	Arandela plana Ø48 mm.	4	2,12	8,48
Ud.	Arandela plana Ø36 mm.	4	1,04	4,16
Ud.	Arandela plana Ø30 mm.	8	0,62	4,96
Ud.	Arandela plana Ø20 mm.	44	0,25	11,00
Ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø95 mm.	1	2,02	2,02
Ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø130 mm.	1	5,52	5,52
Ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø140 mm.	4	5,69	22,76
Ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø160 mm.	1	9,07	9,07
Ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø200 mm.	5	12,53	62,65
Ud.	Anillo de seguridad externo para eje de Ø220 mm.	2	21,87	43,74
Ud.	Anillo de seguridad interno para hueco de Ø300 mm.	3	37,04	111,12
Ud.	Tapón cilíndrico roscado con hueco hexagonal M64x2	2	121,63	243,26
Ud.	Cáncamo roscado – Rosca macho M72	4	369,80	1.479,20
Ud.	Chaveta plana tipo A 28x16x60	2	2,54	5,08
Ud.	Chaveta plana tipo A 36x20x100	2	9,18	18,36
Ud.	Chaveta plana tipo A 50x28x200	2	18,12	36,24
Ud.	Chaveta plana tipo A 50x28x220	2	22,16	44,32
			Total	5.002,3

E. Elementos de sellado y lubricación.

Ud.de medida	Denominación	Unidades	Importe por unidad	Importe total
Ud.	Retén de aceite forma A \varnothing_{eje} : 100 mm.	1	12,69	12,69
Ud.	Retén de aceite forma A \varnothing_{eje} : 390 mm.	1	26,74	26,74
Ud.	Retén de aceite para soporte de fundición GS 72	1	15,13	15,13
Ud.	Retén de aceite para soporte de fundición GS 64	3	12,30	36,90
m ²	Superficie de junta plana de silicona incluyendo troquelado a medida	21,5	4,52	97,18
m ³	Grasa MULTIS COMPLEX SHD 480	0,034	942,95	32,06
m ³	Aceite CARTER SH 320	1,785	3.098,44	5.530,71
Ud.	Junta tórica d: 64 mm.	2	20,85	41,70
			Total	5.793,11

F. Mecanizado de los componentes.

Torneado					
Ud. de medida	Denominación	Trabajo de torneado a realizar	Unidades	Importe por unidad	Importe total
h	Eje de baja	Torneado del eje incluyendo el roscado para la colocación de tuerca de fijación de rodamiento de apoyo.	18	40	720
h	Brazo porta-planetas	Torneado de ejes de apoyo y acoplamiento con eje de baja.	6	40	240
h	Eje de sujeción de los planetas	Torneado del eje incluyendo roscado para colocación de tuerca de fijación y ranura para colocación de anillo de seguridad.	15	40	600
h	Eje C	Torneado del eje incluyendo ranuras para anillos de fijación de rodamientos y engranajes.	6	40	240
h	Eje D	Torneado del eje incluyendo ranuras para anillos de fijación de rodamientos.	8	40	320
h	Eje E	Torneado del eje incluyendo ranuras para anillos de fijación de rodamientos.	6	40	240
h	Engranaje 2 (planeta)	Torneado de alojamiento de rodamientos interiores y ranura para anillo de fijación.	15	40	600
h	Aro pista exterior eje soporte planeta	Torneado de aro.	3	40	120

Ud. de medida	Denominación	Trabajo de torneado a realizar	Unidades	Importe por unidad	Importe total
h	Aro pista interior eje soporte planeta	Torneado de aro.	3	40	120
h	Aro sujeción eje soporte planeta	Torneado de aro.	3	40	120
h	Tuerca fijación eje soporte planeta	Torneado del aro y posterior roscado de la pista interior	6	40	240
h	Aro de sujeción engranaje 4	Torneado de aro.	1	40	40
h	Aro de sujeción engranaje 6	Torneado de aro.	1	40	40
h	Bulón de sujeción	Torneado de bulón incluyendo roscado para colocación de tuerca de fijación y ranura para colocación de anillo de seguridad.	16	40	640
h	Tuerca de bulón de soporte	Torneado del aro y posterior roscado de la pista interior.	8	40	320
Total			115	40	4.600

Fresado					
Ud. de medida	Denominación	Trabajo de fresado a realizar	Unidades	Importe por unidad	Importe total
h	Brazo porta-planetas	Fresado de hueco de planetas.	22	30	660
h	Eje de sujeción de los planetas	Fresado de apéndice de fijación.	1,5	30	45
h	Eje C	Fresado de chavetas de fijación de engranajes.	3	30	90
h	Eje D	Fresado de chavetas de fijación de engranaje. Fresado de dentado de engranaje 5.	1,5	30	45
h	Eje E	Fresado de chavetas de fijación de acoplamiento con eje de alta. Fresado de dentado de engranaje 7.	1,5	30	45
h	Engranaje 1 (corona)	Fresado de engranaje.	18	30	540
h	Engranaje 2 (planeta)	Fresado de engranaje.	24	30	720
h	Engranaje 3 (sol)	Fresado de engranaje incluyendo ranuras para chavetas de fijación.	5	30	150
h	Engranaje 4	Fresado de engranaje incluyendo ranuras para chavetas de fijación.	6	30	180
h	Engranaje 6	Fresado de engranaje incluyendo ranuras para chavetas de fijación.	5	30	150

Ud. de medida	Denominación	Trabajo de torneado a realizar	Unidades	Importe por unidad	Importe total
h	Tuerca fijación eje soporte planeta	Fresado de ranuras de apriete.	3	30	90
h	Tapa lado de baja	Fresado de tapa.	9	30	270
h	Primera tapa intermedia	Fresado de tapa.	18	30	540
h	Segunda etapa intermedia	Fresado de tapa.	14	30	420
h	Tapa de alta	Fresado de tapa.	6	30	180
h	Soporte de la multiplicadora	Fresado a partir de pieza solida	24	30	720
h	Tuerca de bulón de soporte	Fresado de ranuras de apriete.	4	30	120
Total			165,5	30	4.965

Taladrado

Ud. de medida	Denominación	Trabajo de taladrado a realizar	Unidades	Importe por unidad	Importe total
h	Eje de baja	Taladrado de agujeros del disco de acoplamiento con buje.	2	20	40
h	Engranaje 1 (corona)	Taladrado de agujeros roscados para fijación a tapas y agujeros pasantes para soporte de multiplicadora.	3	20	60
h	Tapa lado de baja	Taladrado de agujeros pasantes de fijación a corona y agujero roscado para colocación de tapón de vaciado del aceite.	1	20	20
h	Primera tapa intermedia	Taladrado de agujeros pasantes y roscados de fijación con corona y segunda tapa intermedia.	2	20	40
h	Segunda etapa intermedia	Taladrado de agujeros pasantes y roscados de fijación con primera tapa intermedia y tapa lado de alta.	2	20	40
h	Tapa de alta	Taladrado de agujeros pasantes de fijación a segunda tapa intermedia.	1	20	20
h	Soporte de la multiplicadora	Taladrado de agujeros pasantes para fijación al chasis y colocación de bulón.	12	20	240
Total			23	20	460

G. Varios.

Tratamiento térmico				
Ud. de medida	Denominación	Unidades	Importe por unidad	Importe total
h	Cementado de engranaje 3	8	30	240
			Total	240

Pintura				
Ud. de medida	Denominación	Unidades	Importe por unidad	Importe total
dm ³	Pintura anticorrosiva	3,57	38,84	138,66
m ²	Pintado de las tapas de la multiplicadora	28,57	6,75	192,85
			Total	331,51

RESUMEN DEL PRESUPUESTO

A. Acero para fabricación de elementos de la transmisión.

- Acero AISI 4340 bonificado..... 127.490,48 €.
- Acero AISI 4320 para cementado..... 197,46 €.
- Acero AISI 1050 laminado en frio..... 92.954,08 €.

Total acero:..... 220.642,02 €.

B. Elementos seleccionados de catalogo de fabricante..... 5.230,78 €.

C. Rodamientos..... 43.565,05 €.

D. Elementos roscados, chavetas y anillos de seguridad..... 5.002,30 €.

E. Elementos de sellado y lubricación..... 5.793,11 €.

F. Mecanizado de los componentes.

- Torneado..... 4.600,00 €.
- Fresado..... 4.965,00 €.
- Taladrado..... 460,00 €.

Total mecanizado:..... 10.025,00 €.

G. Varios.

- Tratamiento térmico..... 240,00 €.
- Pintura..... 331,51 €.

Total varios:..... 571,51 €.

Presupuesto de ejecución material..... 290.828,77 €.

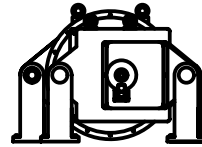
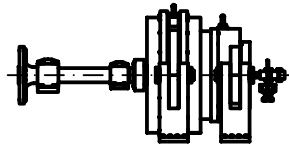
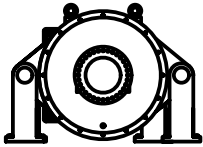
6% de beneficio industrial sobre el PEM..... 17.449,79 €.

Presupuesto de ejecución por contrata..... 308.278,56 €.

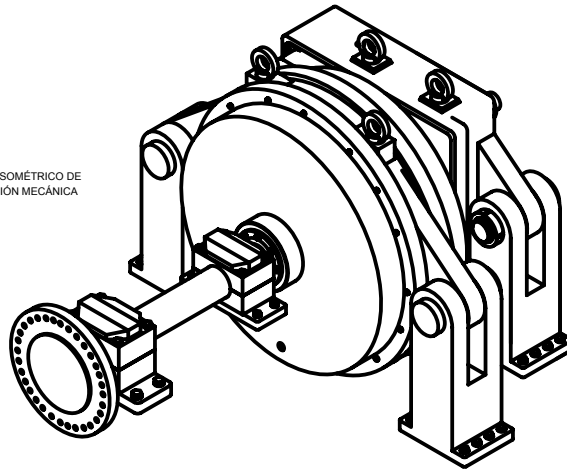
**Asciende el presente presupuesto de ejecución por contrata a trescientos ocho mil
doscientos setenta y ocho euros con cincuenta y seis céntimos.**

El Ingeniero Técnico Industrial
Antonio Segura Martínez
FIRMA

Cartagena, a 14 de Marzo de 2012



ESQUEMA EN ISOMÉTRICO DE LA TRANSMISIÓN MECÁNICA



PROFESOR	ALUMNO	FECHA

UNIVERSIDAD
POLITECNICA
DE
GARCATEMA



Esquema principal del sistema de transmisión

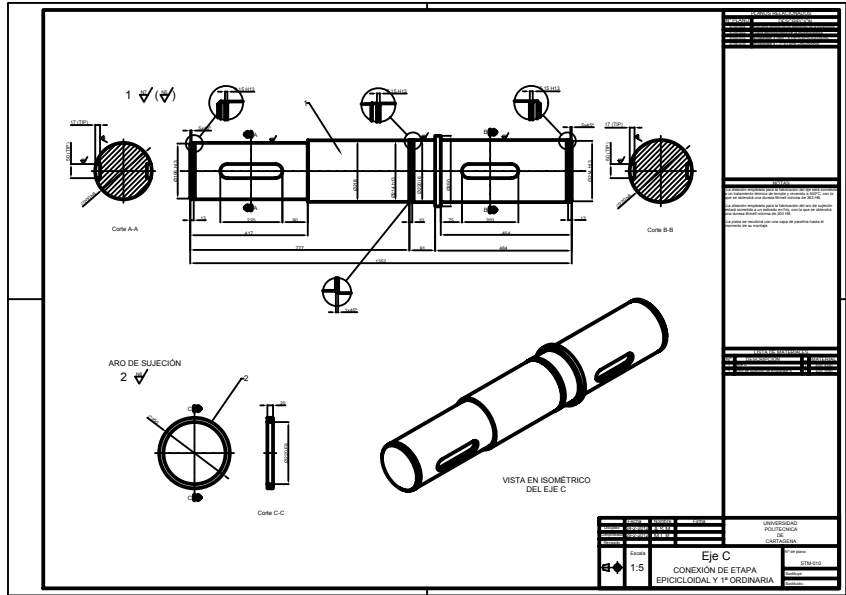
Nº de plano: STM.001

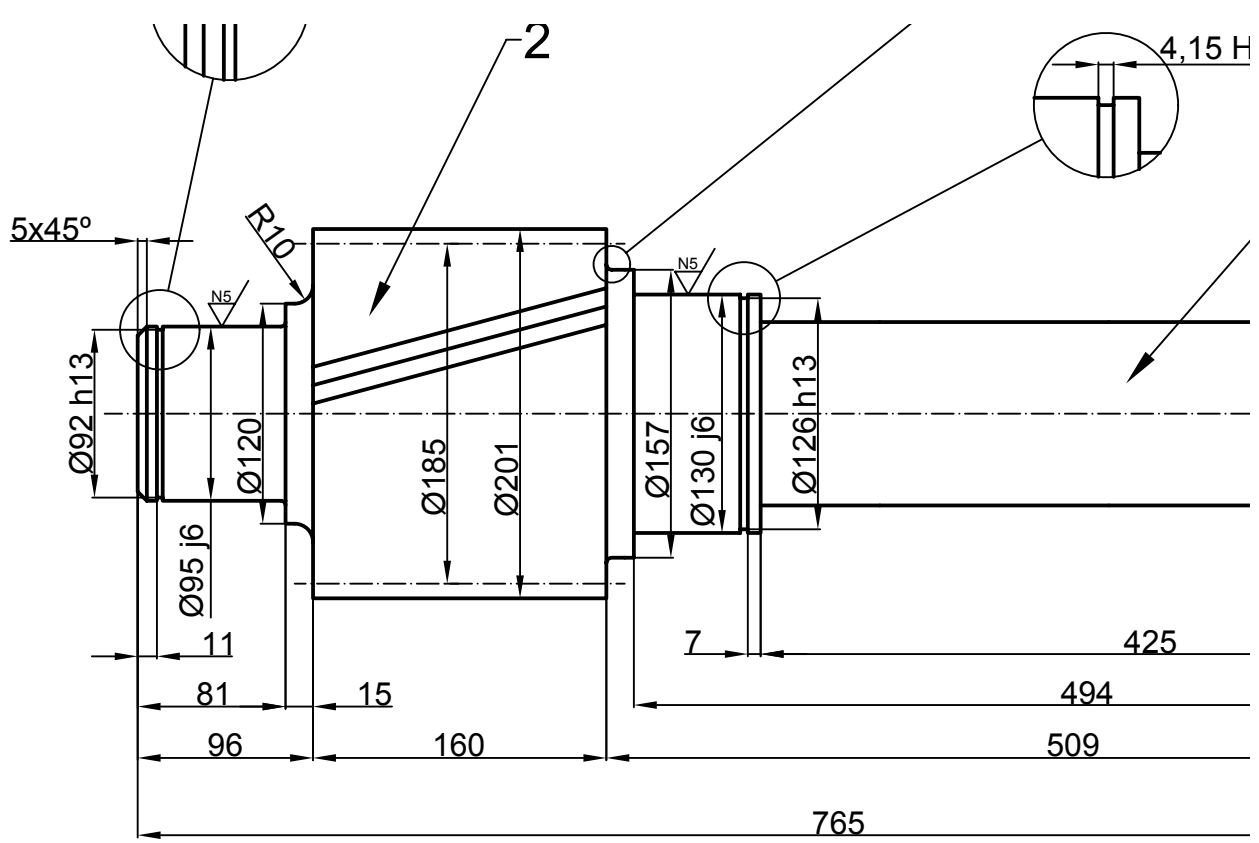
UNIVERSIDAD POLITECNICA DE GARCATEMA

INSTITUTO VICE-RECTORAL DE INVESTIGACION Y DESARROLLO TECNICO

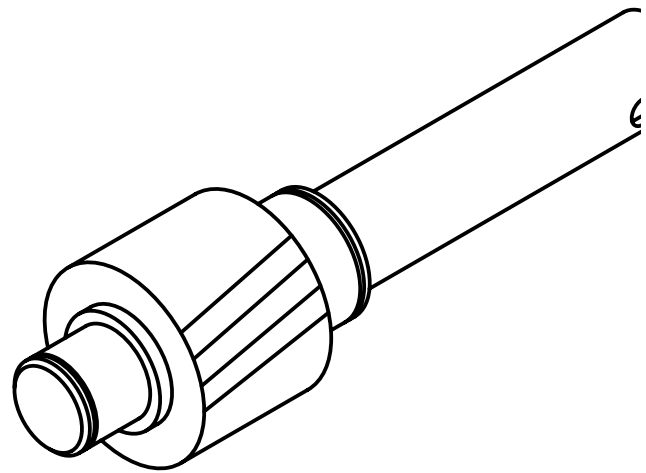
UNIVERSIDAD POLITECNICA DE GARCATEMA

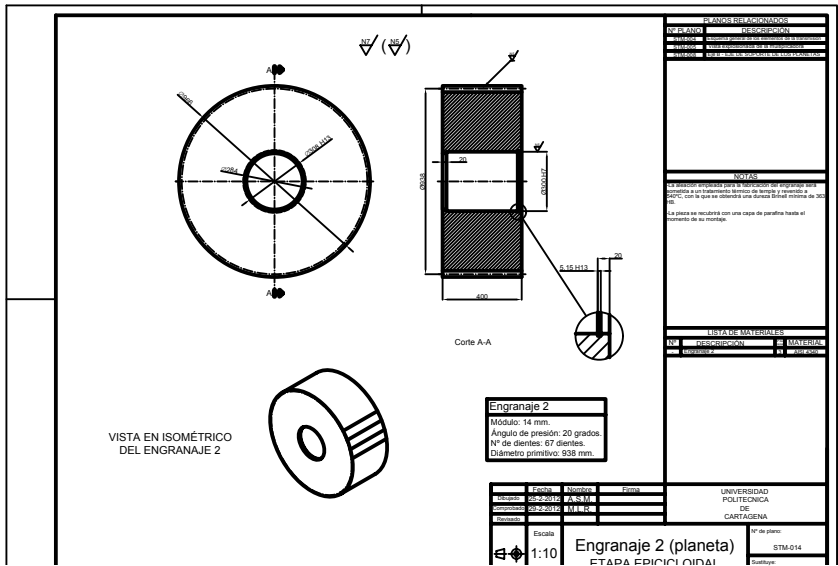
INSTITUTO VICE-RECTORAL DE INVESTIGACION Y DESARROLLO TECNICO

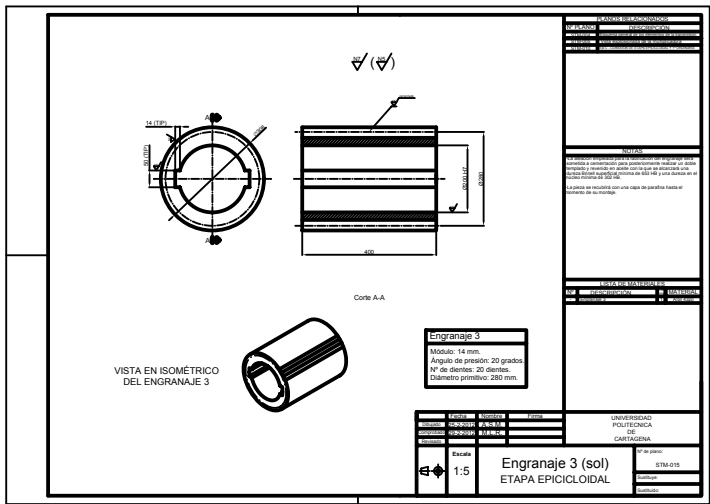


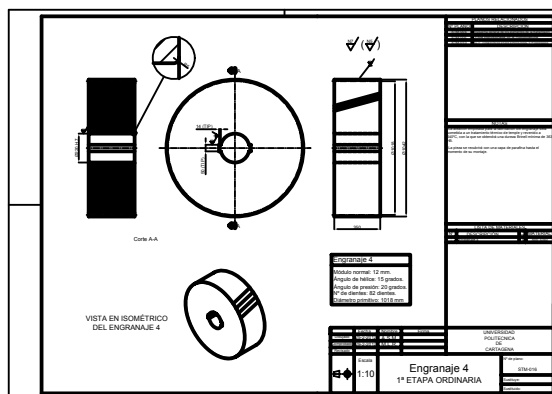


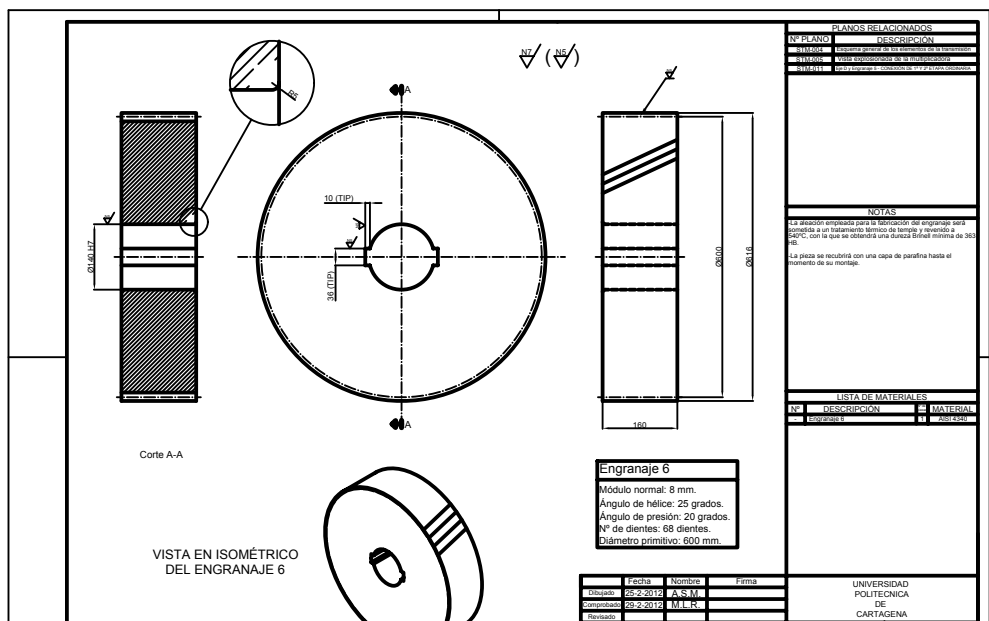
VISTA EN ISOMÉTRICO
DEL EJE E

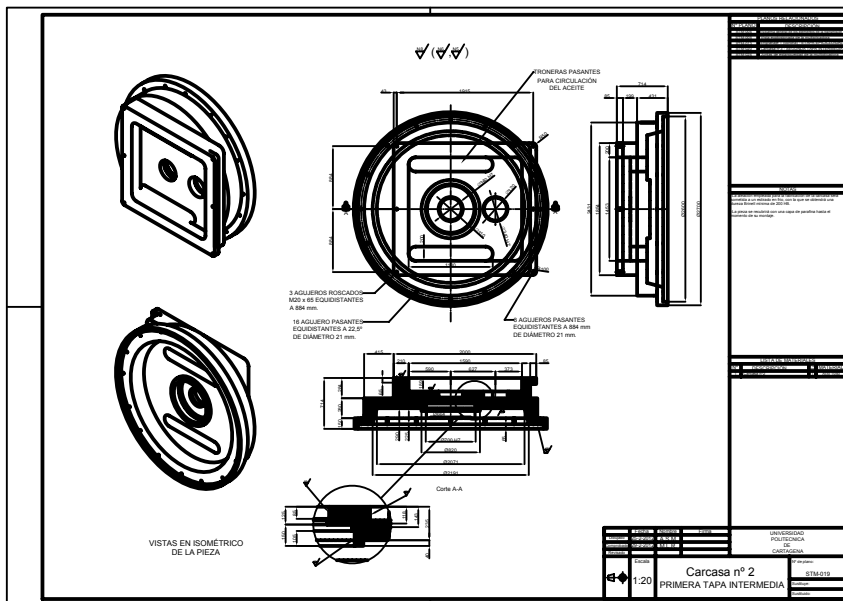




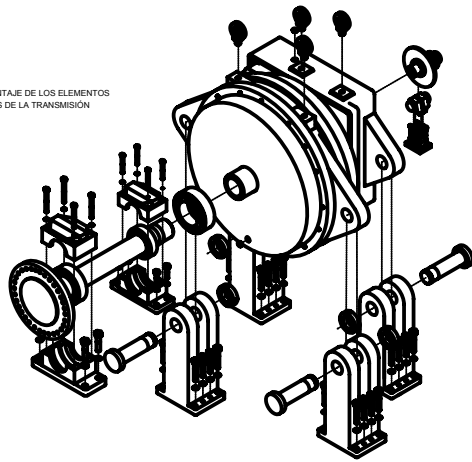




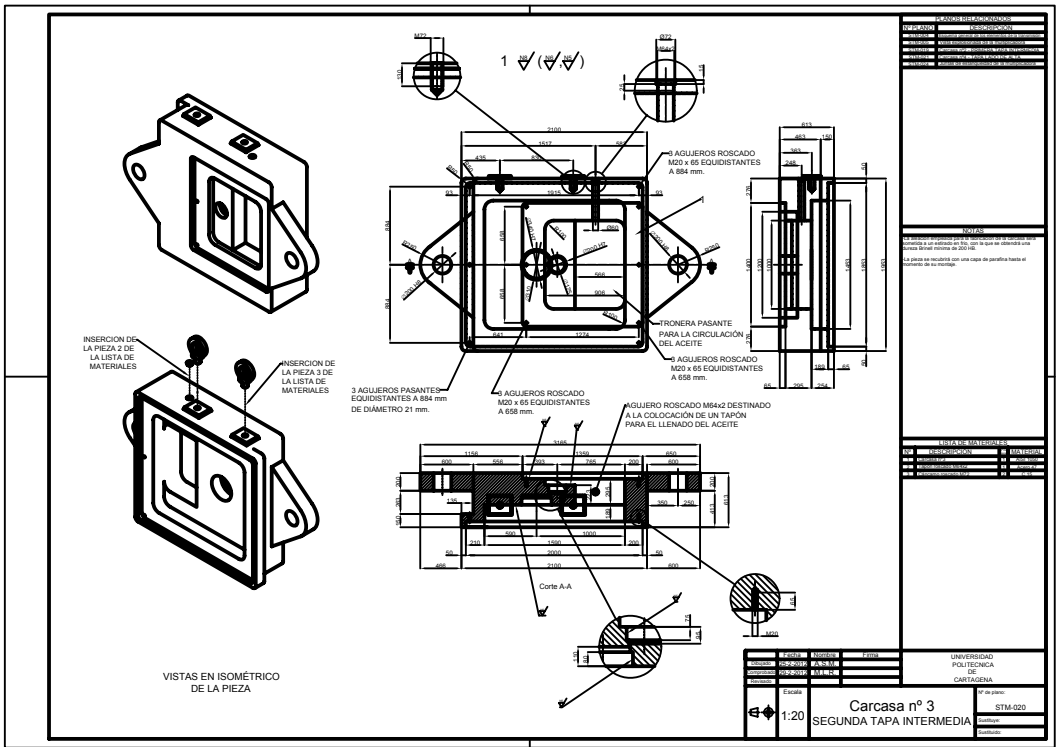




ESQUEMA DE MONTAJE DE LOS ELEMENTOS
PRINCIPALES DE LA TRANSMISION



UNIVERSIDAD POLITECNICA DE COLOMBIA	
FACULTAD DE INGENIERIA	
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA	
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	
PROYECTO DE GRADUACION	
TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN TRANSMISOR DE POTENCIA	
AUTOR: JUAN PABLO GONZALEZ	
ASesor: DR. OSCAR GONZALEZ	
FECHA: 2018-03-05	
ESCALA: 1:1	
S/E	
Vista explosionada de los elementos principales de la transmision	
1/18/2018	



REVISIÓN

REVISIÓN	FECHA	CAUSAS

NOTAS

1. El presente es un proyecto de diseño de un sistema de lubricación para un motor de combustión interna de tipo Diesel (motor de 200 CV).
 2. El sistema de lubricación debe ser capaz de suministrar aceite a los puntos de lubricación con una capa de película hasta el momento de la parada.

REVISIÓN

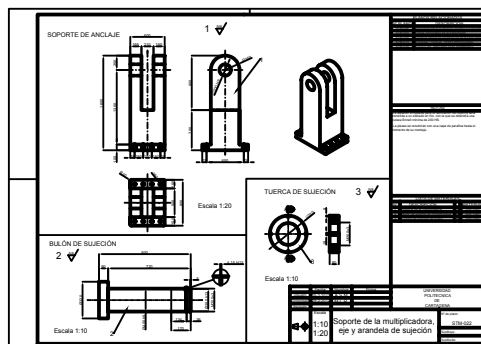
REVISIÓN	FECHA	CAUSAS

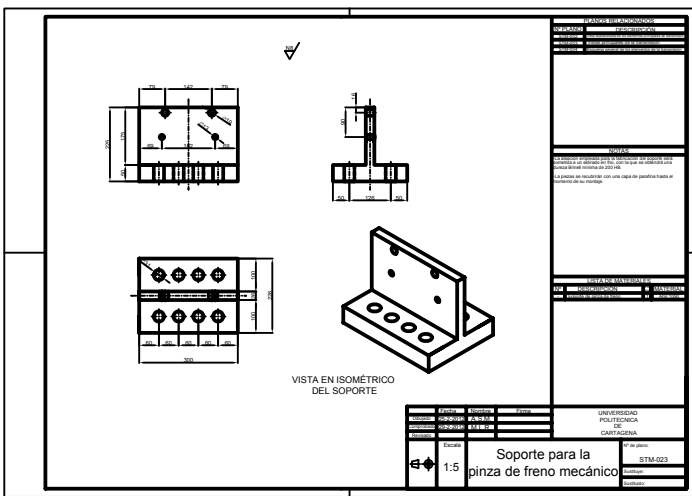
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Nº de pieza: STM-020

Escala: 1:20

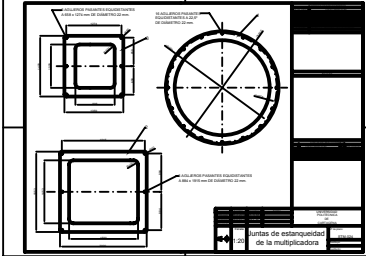
Carcasa nº 3 SEGUNDA TAPA INTERMEDIA

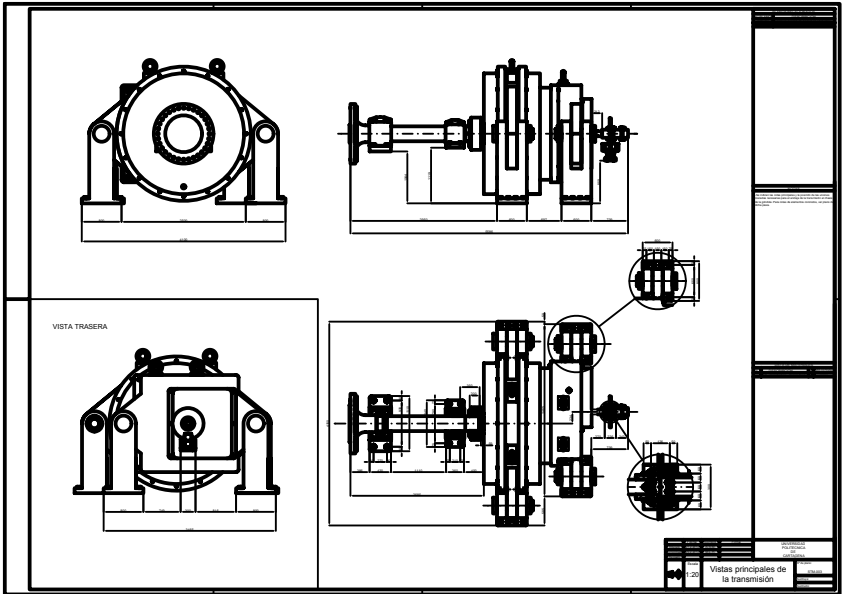


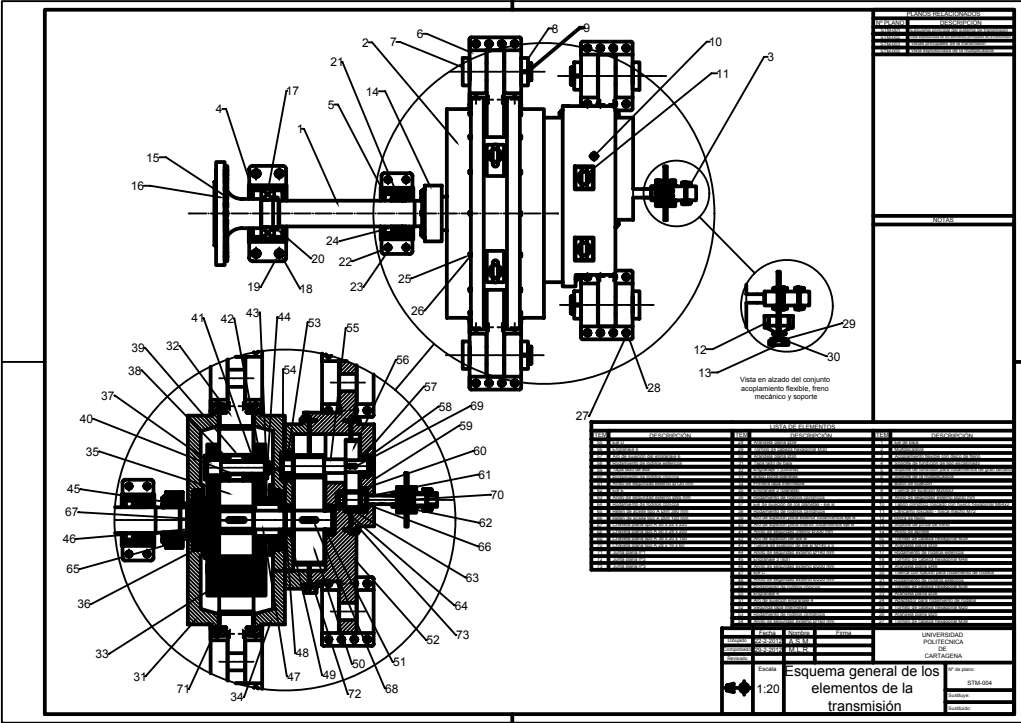


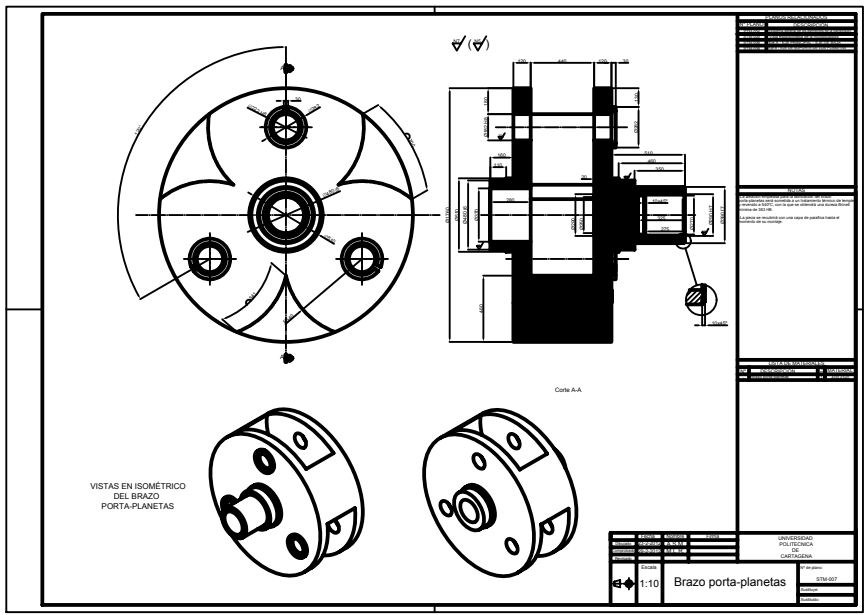
VISTA EN ISOMÉTRICO DEL SOPORTE

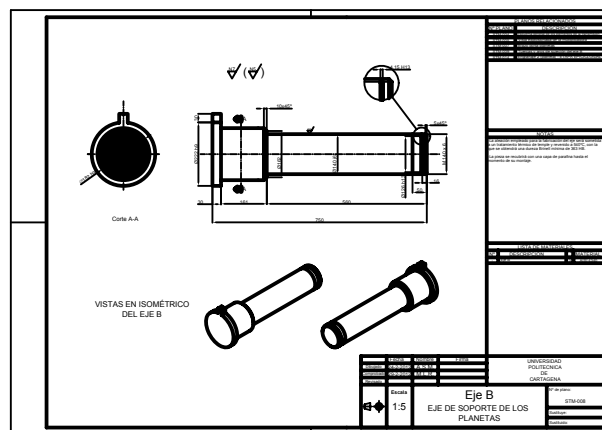
<table border="1"> <tr><td>ESTADO</td><td>REVISADO</td><td>PROYECTADO</td></tr> <tr><td>FECHA</td><td>FECHA</td><td>FECHA</td></tr> <tr><td>INICIAL</td><td>INICIAL</td><td>INICIAL</td></tr> </table>	ESTADO	REVISADO	PROYECTADO	FECHA	FECHA	FECHA	INICIAL	INICIAL	INICIAL	<table border="1"> <tr><td>UNIVERSIDAD</td><td>INSTITUTO</td></tr> <tr><td>POLITECNICA</td><td>DE</td></tr> <tr><td>QUETZaltenango</td><td>GUATEMALA</td></tr> </table>	UNIVERSIDAD	INSTITUTO	POLITECNICA	DE	QUETZaltenango	GUATEMALA
ESTADO	REVISADO	PROYECTADO														
FECHA	FECHA	FECHA														
INICIAL	INICIAL	INICIAL														
UNIVERSIDAD	INSTITUTO															
POLITECNICA	DE															
QUETZaltenango	GUATEMALA															
<table border="1"> <tr><td>Escuela</td><td>1:5</td></tr> </table>	Escuela	1:5	<table border="1"> <tr><td>Soporte para la</td><td>pinza de freno mecánico</td></tr> <tr><td>STM-023</td><td></td></tr> </table>	Soporte para la	pinza de freno mecánico	STM-023										
Escuela	1:5															
Soporte para la	pinza de freno mecánico															
STM-023																

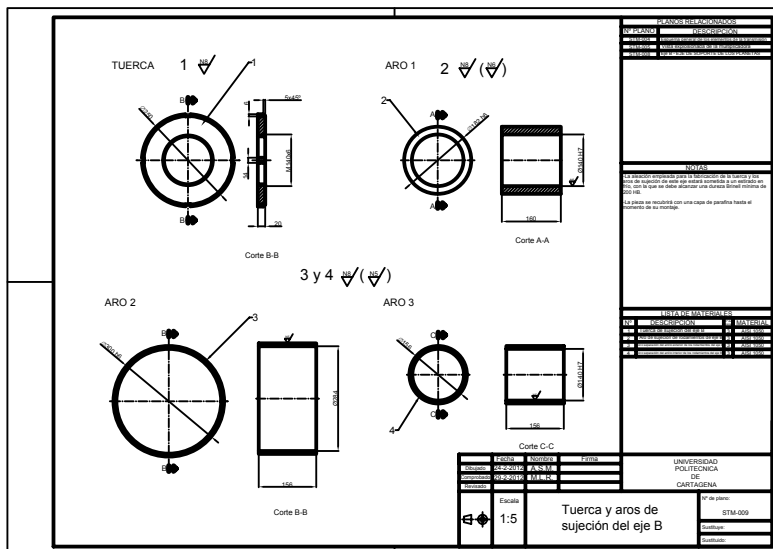












ESTADOS DEL DISEÑO		FECHA	
DESARROLLO	REVISIÓN		
APROBADO	REVISADO		
REVISADO	REVISADO		
REVISADO	REVISADO		
NOTAS			
<p>La información contenida en este plano es la responsabilidad de la persona que lo elabora y no se garantiza su exactitud. Se prohíbe su uso para fines distintos a los autorizados. Queda permitida la reproducción parcial o total de este plano en cualquier medio de comunicación, siempre y cuando se cite la fuente original.</p> <p>Este plano se encuentra con una copia de respaldo hasta el momento de su rotación.</p>			
ESTADOS DEL DISEÑO		FECHA	
DESARROLLO	REVISIÓN		
APROBADO	REVISADO		
REVISADO	REVISADO		
REVISADO	REVISADO		
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA			
Nº de plano:		STM-000	
Escala:		1:5	
Tuerca y aros de sujeción del eje B			
Elaborado:		Revisado:	
Dibujado:		Aprobado:	