

emeri ta zabal zazu



Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKOKO ATALA

SECCIÓN INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL

--

FDO.: FECHA:	FDO.: FECHA:
-----------------	-----------------

Documento 2: Memoria

Índice de la Memoria

2. MEMORIA	1
2.1. OBJETO DEL PROYECTO	1
2.2. ALCANCE DEL PROYECTO	2
2.3. ANTECEDENTES	2
2.3.1. Molienda de cereales	2
2.3.2. La historia de la molienda	3
2.3.3. Los Molinos harineros clásicos de España	5
2.3.3.1. Molino de Sangre	5
2.3.3.2. Molino de agua	6
2.3.3.3. Molino de viento	8
2.3.4. La prospección eólica en Campo de Criptana	11
2.3.5. Componentes originales de un molino	14
2.3.5.1. Eje de transmisión	17
2.3.5.2. Sistema de transmisión	18
2.3.5.3. Sistema de orientación	19
2.4. Estudio de alternativas	20
2.4.1. Palas	22
2.4.2. Sistema de regulación de potencia y velocidad	24
2.4.3. Estructura o bancada	25
2.4.4. Sistema de orientación	26
2.4.5. Eje de baja velocidad	27
2.4.6. Caja multiplicadora	27
2.4.7. Eje de alta velocidad	30
2.4.8. Freno	30
2.4.9. Veleta	31
2.4.10. Anemómetro	32
2.4.11. Torre	32
2.4.12. Generador	34

2.5. NORMAS Y REFERENCIAS	34
2.5.1. Disposiciones legales y normas aplicadas	34
2.5.2. Bibliografía	35
2.5.3. Catálogos	35
2.5.4. Programas de cálculo	36
2.5.5. Otras referencias	36
2.6. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS	37
2.7. REQUISITOS DE DISEÑO	41
2.8. SOLUCIONES ADOPTADAS	42
2.8.1. Tipo de molino	43
2.8.2. Palas	43
2.8.3. Caperuza	43
2.8.4. Eje de baja velocidad	43
2.8.5. Caja multiplicadora.....	44
2.8.6. Eje de alta velocidad	45
2.8.7. Freno.....	45
2.8.8. Sistema de orientación	46
2.9. RESULTADOS FINALES	46
2.9.1. Eje de baja velocidad	46
2.9.1.1. Cargas sobre el eje.....	47
2.9.1.2. Cálculo del eje según las tensiones	56
2.9.1.3. Dimensionamiento según deflexiones	58
2.9.1.4. Diseño del eje en base a vibraciones	59
2.9.1.5. Rodamientos eje de baja velocidad	60
2.9.1.6. Anillos de retención	63
2.9.1.7. Diseño de las chavetas	64
2.9.2. 1º eje multiplicador	66
2.9.2.1. Cargas sobre el eje.....	67
2.9.2.2. Cálculo del eje según las tensiones	72
2.9.2.3. Dimensionamiento según deflexiones	75
2.9.2.4. Diseño del eje en base a vibraciones	76
2.9.2.5. Rodamientos 1º eje multiplicador	77
2.9.2.6. Anillos de retención	80
2.9.2.7. Diseño de las chavetas	81
2.9.3. 2º eje multiplicador	83

2.9.3.1.	Cargas sobre el eje.....	83
2.9.3.2.	Cálculo del eje según las tensiones	89
2.9.3.3.	Dimensionamiento según deflexiones	91
2.9.3.4.	Diseño del eje en base a vibraciones	93
2.9.3.5.	Rodamientos 2º eje multiplicador	93
2.9.3.6.	Anillos de retención	97
2.9.3.7.	Diseño de las chavetas	98
2.9.4.	Eje vertical.....	100
2.9.4.1.	Cargas sobre el eje.....	101
2.9.4.2.	Cálculo del eje según las tensiones	103
2.9.4.3.	Dimensionamiento según deflexiones	105
2.9.4.4.	Diseño del eje en base a vibraciones	106
2.9.4.5.	Rodamientos eje vertical	107
2.9.4.6.	Anillos de retención	111
2.9.4.7.	Diseño de las chavetas	112
2.9.5.	Sistema de orientación	114
2.9.5.1.	Fuerzas y momentos en el rodamiento	114
2.9.5.2.	Selección del rodamiento	115
2.9.6.	Sistema de frenado.....	119
2.9.6.1.	Cálculo de la fuerza de frenado	120
2.9.6.2.	Selección del freno mecánico	121
2.1.1.1.	Calculo de la chaveta del disco de freno	123

2. MEMORIA

2.1. OBJETO DEL PROYECTO

En la Edad Media se desarrollaron los molinos que aprovechaban la fuerza del viento para la molienda de trigo. Un ejemplo de ello es “el Molino Infante” (figura 1) situado en el Campo de Criptana, municipio perteneciente a la provincia de Ciudad Real, en la comunidad autónoma de Castilla-La Mancha. Éste patrimonio histórico fue declarado el 7/12/1978 Bien de Interés Cultural, código: 51-0004311 y es el atractivo turístico de la zona.

El objeto de este Trabajo Fin de Grado es el estudio del citado molino y su reconstrucción utilizando acero y elementos mecánicos actuales. La idea es mantener la estética exterior original (véase estructura, palas y piedras de molienda) mejorando la maquinaria oculta en el interior a base de tecnologías más modernas y eficientes.

Para este fin el Trabajo Fin de Grado se basará en los datos recogidos sobre dicho molino en la Tesis Doctoral “Estudio histórico-tecnológico y representación gráfica de los molinos de viento de La Mancha, en la España de los siglos XVI al XIX, mediante técnicas de dibujo asistido por ordenador (DAO)” de D. Enrique Pérez Martín.

Este proyecto se desarrollará de acuerdo a la norma UNE 157001 aprobada el 28 de febrero de 2002 (B.O.E. nº 99 de 25 de abril), al tratarse de un proyecto de diseño, una vez finalizada su redacción de acuerdo a norma se dará por finalizado, dejando el proyecto de construcción en manos de otro técnico.



Figura 1. Molino Infante

2.2. ALCANCE DEL PROYECTO

La finalidad del Trabajo Fin de Grado será el rediseño de la maquinaria encargada de transmitir el par torsor desde las palas a la piedra volandera. Este grupo de elementos mecánicos serán el eje de baja velocidad, los ejes multiplicadores, el eje vertical, sus rodamientos y engranajes y los elementos secundarios como chavetas y anillos de retención.

Para la correcta orientación de las palas frente al viento se diseñará el rodamiento de vuelco. Este elemento es el encargado de permitir el giro de la cabeza móvil del molino para aprovechar al máximo la fuerza eólica.

Entro los elementos que no serán estudiados están las palas que como se ha explicado se mantendrá la estética original. Tampoco será objeto de estudio la estructura del molino y la piedra volandera, pues se mantendrá la estética y funcionalidad original. Los cálculos de la potencia generada por las aspas originales y el régimen de revoluciones son obtenidos de la tesis doctoral de D. Enrique Pérez Martín.

2.3. ANTECEDENTES

2.3.1. Molienda de cereales

Desde que la humanidad empezó a crear asentamientos y hacer uso de la agricultura las cosechas de grano eran las principales fuentes de alimento. Este producto debía ser recolectado, trillado y triturado para su posterior consumo. El principal de estos alimentos era el trigo, conformado como vemos en la figura 2 por:

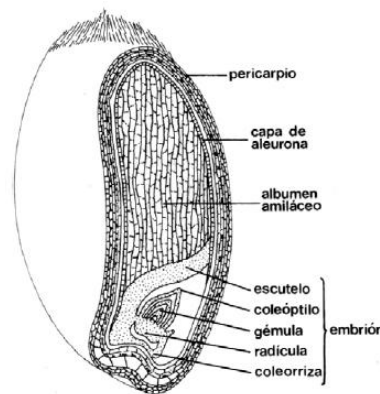


Figura 2. Grano de trigo

El afrecho, compuesto por varias capas exteriores, el germen, embrión de la nueva planta y el endospermo, parte a convertirse finalmente en harina.

Actualmente los 3 trigos mas comercializados son el “Triticum durum”, utilizado principalmente para la producción de pasta como macarrones, el “Triticum aestivu”, para la elaboración de pan, y el “Triticum compactun” para hacer galletas.

2.3.2. La historia de la molienda

En los comienzos, durante la edad de piedra, se empleaban rudimentarias herramientas de dicho material para la trituración del grano como eran una base y una piedra circular con la que obtener la harina, tal y como se observan en la figura 3.



Figura 3. Utensilios rudimentarios de molienda

Se han hallado en jeroglíficos, estatuas y tumbas del viejo imperio egipcio en el cual se observa (figura 4) que ya en aquella época se cultivaba, limpiaba y se molía el trigo para la fabricación de pan. El “British Museum” expone distintas figuras egipcias en las que representan distintas etapas de la obtención de la harina y la fabricación del pan (figura 5).



Figura 4. Uso del trigo en el antiguo Egipto



Figura 5. Figuras egipcias. Año 2000 a.C.

Un siglo antes de la era cristiana aparecen en Italia los primeros molinos movidos por agua. Vitruvio explica en el libro X capítulo V de su obra “Los X Libros de Arquitectura” (figura 6) el funcionamiento de un molino hidráulico: “... el agua con su corriente movía una gran rueda hidráulica de paletas planas (pince), de eje horizontal, al extremo de cuyo eje se acoplaba a él, había otra gran rueda de dientes, que ponía en movimiento a otra más pequeña, con la que engranaba. En el extremo del eje vertical de esta pequeña rueda era cogido un hierro de forma de

hacha de dos filos, empotrado en la rueda volandera, la cual se movía a los efectos de la molienda” (Vitruvio, 25 a.C.).

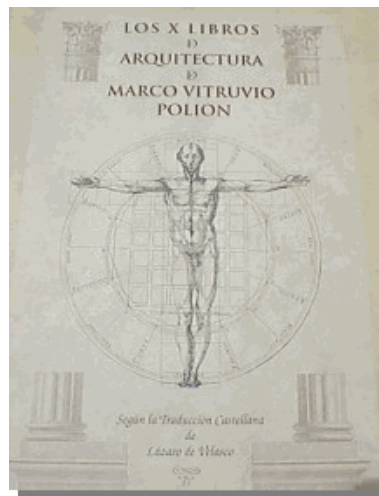


Figura 6. Portada del libro X

2.3.3. Los Molinos harineros clásicos de España.

Vamos a proceder al análisis de los diversos tipos de molinos. A pesar de existir varias tipologías a la hora de la clasificación de los distintos molinos existentes en España se va a proceder a la descripción de éstos según la clasificación de Sampedro Fernández de 1998, teniendo como criterio principal la fuente de energía empleada en la molienda.

2.3.3.1. Molino de Sangre

La principal fuerza motriz de estos molinos es la generada por la tracción un ser vivo: animal (figura 7) o humano (figura 8). Solían estar formados por una piedra fija de forma troncocónica y otra móvil colocada sobre la anterior.

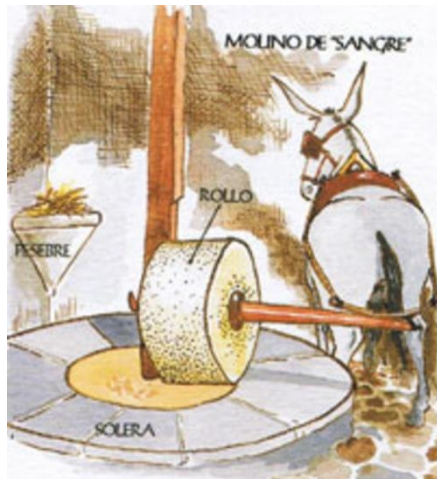


Figura 7. Molino de sangre animal

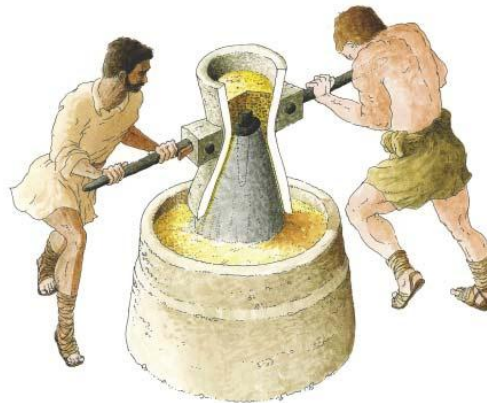


Figura 8. Molino de sangre humano

2.3.3.2. Molino de agua

La creciente demanda de harina obliga a encontrar métodos más eficientes de producción para abastecer a una población urbana que va en aumento en detrimento de la rural. Menos personal agrícola para alimentar a los diversos obreros que se dedican a otros menesteres genera un problema al que se le da solución mediante el aprovechamiento de la fuerza hidráulica dando origen a los molinos de agua.

Eje horizontal

Principalmente llamada la rueda hidráulica, se considera como el ingenio más antiguo para el aprovechamiento de la energía del agua. Esta rueda o noria trabaja por acción de la corriente del agua que incide en las palas convirtiendo la energía lineal en circular haciendo girar la noria, la cual transmite este par a las piedras para la molienda.

Existen dos principales modos de aprovechamientos del agua:

- Por empuje: la corriente incide en las palas de la noria situadas al nivel del agua las cuales son empujadas y provocan el giro de la noria. Este es el más primitivo y sencillo sistema de aprovechamiento de la fuerza hidráulica (figura 9).
- Por precipitación o descarga: la corriente es desviada hacia la noria haciéndola actuar por encima de su eje provocando el giro de la rueda a causa de la energía potencial del agua (figura 10).

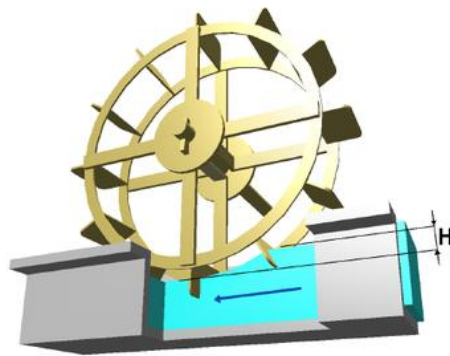


Figura 9. Por empuje



Figura 10. Por precipitación o descarga

Eje vertical

El concepto es parecido al anterior, con dos salvedades. La primera es la disposición vertical del eje, y la segunda es la forma de las palas. En este tipo de molinos la rueda es accionada principalmente gracias a la energía potencial del agua que incide en unas palas alabeadas, permitiendo que el agua golpee las palas y después fluya generando el giro de la rueda. Vamos a exponer dos diferentes usos de ejes verticales:

- Molinos de rodezno o rodete: Su rueda, de una sola pieza, permitía ahorrar algunas ruedas dentadas. La especial disposición de sus álabes, en forma de cuchara, permitía aprovechar mejor la corriente (figura 11).
- Molino de regolfo. El agua penetraba hasta la rueda por un estrecho canal - lo que hacía que se acumulara y creciera, produciéndose el efecto de regolfo- hasta llegar al rodete, haciéndolo girar, al tiempo que éste hacía girar también el agua por efecto centrífugo. proporcionando una fuerza añadida (figura 12).

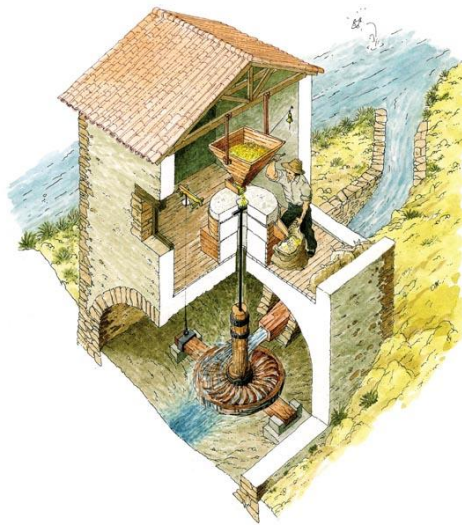


Figura 11. Molino de rodezno o rodete

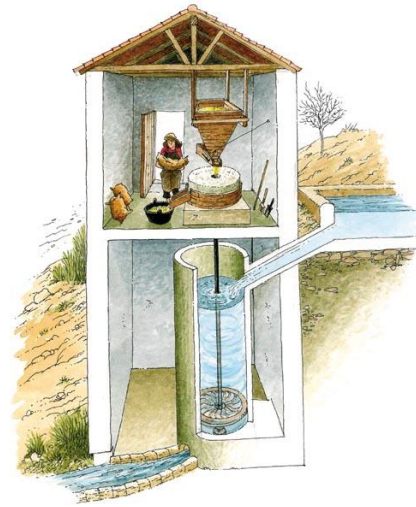


Figura 12. Molino de regolfo

2.3.3.3. Molino de viento

Para su funcionamiento aprovechan la velocidad del viento para girar las palas y mediante engranajes las piedras de molienda. Las aspas son accionadas por la acción del viento y su forma alabeada permite que la fuerza eólica gire el rotor generando un par torsor en el eje. Existen dos tipos diferenciados de molinos según la disposición de su eje principal:

- Eje horizontal

También se denominan HAWT (Horizontal Axis Wind Turbine). Su eje de rotación es paralelo al suelo (o casi) siendo el de uso más extendido. El rotor debe estar siempre orientado frente a la dirección del viento para aprovechar al máximo rendimiento posible. Lo más pequeños se pueden orientar mediante una veleta mientras que los más grandes se sirven de sensores y motores para su correcta orientación.

Los rotores pueden variar en número siendo desde rotores monopala (figura 13) hasta multipala (figura 14) tal vez siendo hoy día los tripala (figura 15) los más comunes por su extendido uso como aerogeneradores eléctricos.



Figura 13. Molino monopala



Figura 14. Molino multipala

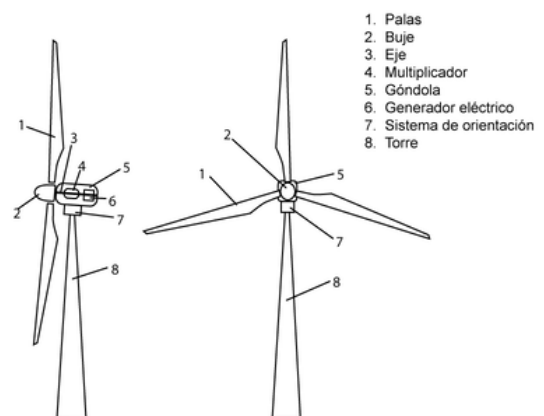


Figura 15. Molino tripala

- Eje vertical

También se denominan (Vertical Axis Wind Turbine). Su eje de rotación es perpendicular al suelo. Tienen sus ventajas frente a los horizontales en que son más pequeños por lo que se pueden colocar más cerca entre ellos, no necesitan sistemas de orientación puesto que sus palas son omnidireccionales, se pueden colocar más cerca del suelo pudiendo funcionar con velocidades de viento más reducidas, son más silenciosos y de mantenimiento más sencillo.

Existen tres tipos principales de generador de eje vertical: Savonius, Darrieus y Panémona.

- Savonius: Inventado por el ingeniero finlandés Sigurd J. Savonius en 1922, es una de las turbinas más simples siendo aerodinámicamente un dispositivo de arrastre. Visto desde arriba las aspas forman una S (figura 16) por lo que la sección convexa genera menos resistencia que la cóncava, permitiendo su giro.
- Darrieus: Debe su nombre al ingeniero francés Georges Darrieus quien patentó el diseño en 1931. Consta de unas finas palas simétricas con forma de ala de avión que están unidas al eje únicamente por sus dos extremos, con una curvatura especial (figura 17) diseñada para un máximo rendimiento.
- Rotor Panémona: Una variante del rotor Savonius, en las que las palas están más alejadas del centro separadas por un brazo rígido (figura 18). Genera un par mayor obteniendo potencias mayores.

Savonius-Rotor

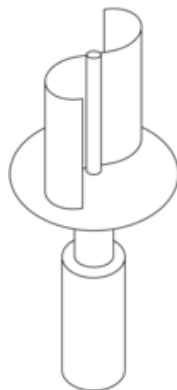


Figura 16. Rotor Savonius



Figura 17. Rotor Darrieus



Figura 18. Rotor Panémona

2.3.4. La prospección eólica en Campo de Criptana

Una de las principales condiciones para el emplazamiento de un molino eólico, por no decir la principal, es la velocidad del viento. Las rachas de viento que llegan a los molinos no son constantes pues éstas varían dependiendo de muchos factores.

Hay lugares que gozan de unas condiciones privilegiadas mientras que en otras por su situación geográfica se hacen inviable una instalación de éste tipo:

- La altura influye mucho en la fuerza del viento, cuanto más se asciende más fuertes son las rachas. Los aerogeneradores se suelen situar en las mesetas o en lugares altos donde la incidencia el viento es mayor.
- La geolocalización afecta en gran medida a las rachas de viento a causa de la rotación de la tierra. El efecto de Coriolis (figura 19) hace que el viento sople a altura del ecuador hacia el oeste denominados “Viento Alisios” mientras que en los polos la falta de presión genera que el viento sople hacia el este, los “Vientos Contralisios”.

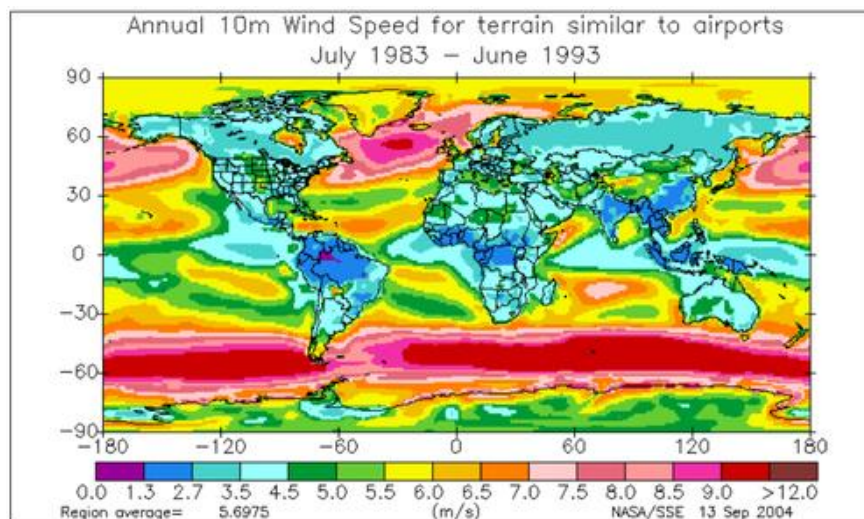


Figura 19. La geolocalización del viento

- Las estaciones influyen en la velocidad del viento a causa de la rotación del eje. Una incidencia mayor de los rayos del sol sobre el globo terráqueo genera un calentamiento más pronunciado, lo que genera cambios de presión entre el aire caliente ascendente y el frío descendente a una velocidad mayor.

- La hora del día influye en el viento, sobre todo en la costa. Dependiendo de si es de día o de noche el viento fluye en una dirección o en otra. Durante el día la tierra se calienta antes provocando una corriente de aire ascendente sustituida por la conocida como brisa marina más fresca del mar o grandes lagos. Durante la noche el agua conserva el calor mientras que la tierra se enfría rápidamente, generando el proceso inverso, dándose la brisa del valle o montaña como observamos en la figura 20.

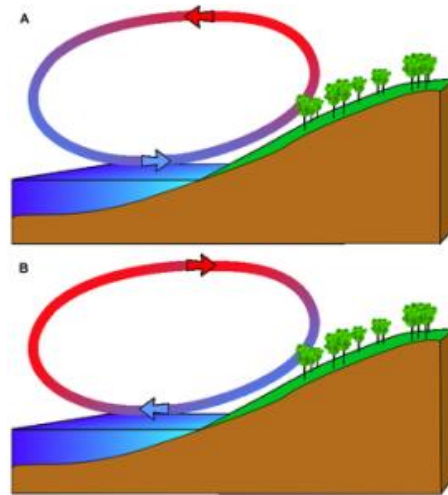


Figura 20. Brisas diurna (A) y nocturna (B)

Para expresar los valores del viento y sus efectos tanto en el mar como en tierra Sir Francis Beaufort (7 de mayo de 1774, Navan - 17 de diciembre de 1857, Hove) creó la Escala de Beaufort (tabla 1) alrededor de 1805.

Número de Beaufort	Velocidad del viento (km/h)	Nudos (millas náuticas/h)	Denominación	Aspecto del mar	Efectos en tierra
0	0 a 1	< 1	Calma	Despejado	Calma, el humo asciende verticalmente
1	2 a 5	1 a 3	Ventolina	Pequeñas olas, pero sin espuma	El humo indica la dirección del viento
2	6 a 11	4 a 6	Flojito (Brisa muy débil)	Crestas de apariencia vítrea, sin romper	Se caen las hojas de los árboles, empiezan a moverse los molinos de los campos
3	12 a 19	7 a 10	Flojo (Brisa Ligera)	Pequeñas olas, crestas rompientes.	Se agitan las hojas, ondulan las banderas
4	20 a 28	11 a 16	Bonancible (Brisa moderada)	Borreguillos numerosos, olas cada vez más largas	Se levanta polvo y papeles, se agitan las copas de los árboles

5	29 a 38	17 a 21	Fresquito (Brisa fresca)	Olas medianas y alargadas, borreguillos muy abundantes	Pequeños movimientos de los árboles, superficie de los lagos ondulada
6	39 a 49	22 a 27	Fresco (Brisa fuerte)	Comienzan a formarse olas grandes, crestas rompientes, espuma	Se mueven las ramas de los árboles, dificultad para mantener abierto el paraguas
7	50 a 61	28 a 33	Frescachón (Viento fuerte)	Mar gruesa, con espuma arrastrada en dirección del viento	Se mueven los árboles grandes, dificultad para caminar contra el viento
8	62 a 74	34 a 40	Temporal (Viento duro)	Grandes olas rompientes, franjas de espuma	Se quiebran las copas de los árboles, circulación de personas muy difícil, los vehículos se mueven por sí mismos.
9	75 a 88	41 a 47	Temporal fuerte (Muy duro)	Olas muy grandes, rompientes. Visibilidad mermada	Daños en árboles, imposible caminar con normalidad. Se empiezan a dañar las construcciones. Arrastre de vehículos.
10	89 a 102	48 a 55	Temporal duro (Temporal)	Olas muy gruesas con crestas empenachadas. Superficie de la mar blanca.	Árboles arrancados, daños en la estructura de las construcciones. Daños mayores en objetos a la intemperie.
11	103 a 117	56 a 63	Temporal muy duro (Borrasca)	Olas excepcionalmente grandes, mar completamente blanca, visibilidad muy reducida	Destrucción en todas partes, lluvias muy intensas, inundaciones muy altas. Voladura de personas y de otros muchos objetos.
12	+ 118	+64	Temporal huracanado (Huracán)	Olas excepcionalmente grandes, mar blanca, visibilidad nula	Voladura de vehículos, árboles, casas, techos y personas. Puede generar un huracán o tifón

Tabla 1. Escala Beaufort

En cuanto al viento en Campo de Criptana usaremos los valores de la estación automática 4-105 situada justamente en la localidad. Los datos reflejados en la tabla 2 son del año 1993.

Acumulado	% Horas	Velocidad media (m/s)	Factor de Potencia	Potencia media (w/m ²)	<A> 10 ⁴	<C>	WEIBULL <AA> (m/s)	<V> (m/s)	<P> w/m ²
Enero	54.8	4.6	1.79	105	73.5237	2.13	5.2	4.6	105
Febrero									
Marzo	36.6	6.2	2.20	314	100.3972	1.77	6.7	6.2	312
Abril	86.5	5.6	2.01	212	82.0132	1.92	6.2	5.6	210
Mayo	99.8	5.5	1.75	172	38.7920	2.24	6.2	5.5	168
Junio	29.3	4.9	2.48	178	197.1247	1.66	5.7	4.9	169
Julio	51.6	4.5	1.76	92	69.1899	2.19	5.2	4.5	92
Agosto	69.4	5.0	1.63	125	31.1822	2.41	5.7	5.0	124
Septiembre	100.0	5.0	1.67	127	35.2167	2.36	5.7	5.0	125
Octubre	0.8	3.8	1.17	40	0.3559	4.89	4.1	3.8	40
Noviembre	7.6	2.3	2.12	16	539.4920	1.81	2.6	2.3	16
Diciembre	68.0	4.9	2.34	166	184.3159	1.69	5.7	4.9	164
Primavera	74.2	5.6	1.96	211	67.8190	1.99	6.2	5.6	207
Verano	50.3	4.8	1.86	124	70.2292	2.11	5.2	4.8	121
Otoño	35.7	4.8	1.76	118	56.3976	2.20	5.7	4.8	118
Invierno	61.4	4.7	2.13	139	135.0388	1.84	5.2	4.7	136
Total	53.9	5.0	1.96	151	82.5249	2.00	5.7	5.0	147

Tabla 2. Media anual de viento

2.3.5. Componentes originales de un molino

El molino de viento harinero de eje horizontal “Infante” situado en Criptana consta de 75 componentes como se observa en la figura 21 según J.C. Fernández-Layos, aunque vamos a destacar únicamente los que se van a rediseñar o van a ser modificados junto a otro conjunto de elementos:

2. DENTERIA DE LA RUEDA CATALINA: son un total de 40 dientes que trasladan el movimiento del eje a la linterna. Suelen ser de roble y desmontables cuando el roce los desgastaba.

5. MADRE: son un grupo de cuatro maderámenes entrelazados por dentro con otras vitas del mismo grosor. Formando el círculo básico del telar, y descansan directamente sobre el panecillo del telar.

9. ZOQUETES DE LA RUEDA CATALINA: maderas que cruzan la rueda catalina, con el ánimo de dar mayor consistencia a todo el entramado giratorio con el eje.

18. CRUCERO DE LA RUEDA CATALINA: maderamen en forma de cruz que fija la rueda catalina al eje.

19. RUEDA CATALINA O DE AIRE: situada en la vertical de la estructura cónica, adaptándose a la inclinación del eje con un ángulo de 8 a 15 grados. Transmite el empuje de las aspas a la linterna

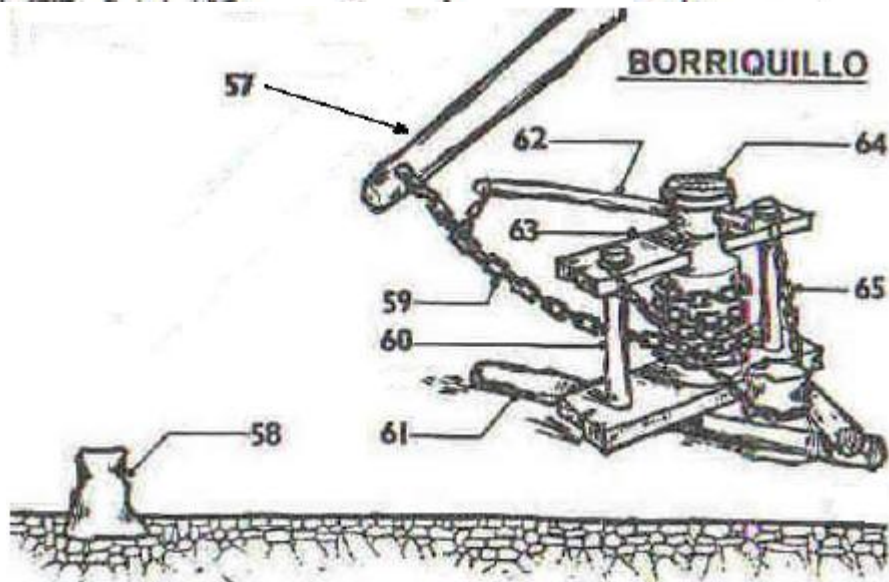
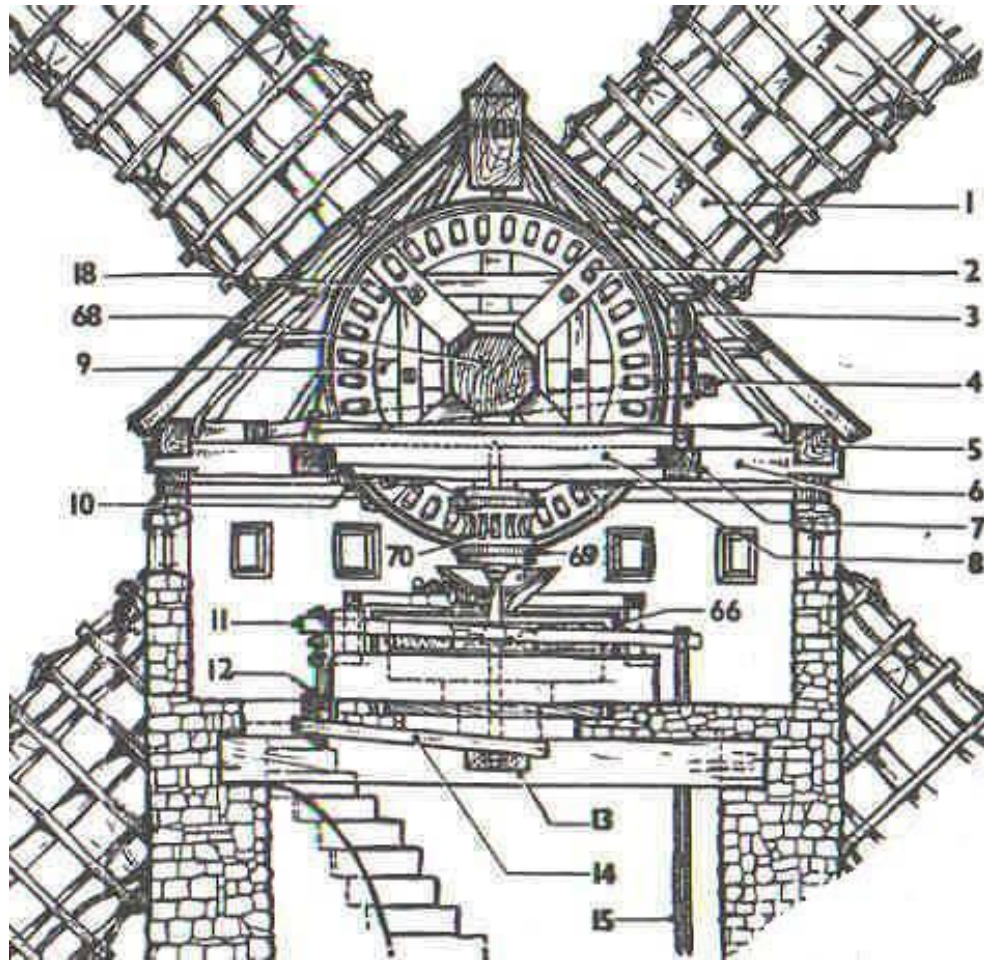
21. EJE DEL MOLINO: elemento de fundamental importancia, transmitiendo el movimiento de las aspas a la rueda catalina. Su madera es muy resistente, generalmente pino de Cuenca.

26. ANILLO: en la cúspide del cilindro, sobre el centro del muro, corre este anillo de álamo negro. Toda la estructura cónica descansa sobre esta madera, que permite por rozamiento el desplazamiento de la caperuza. Puede construirse también con una pletina de hierro, similar a la llanta de las ruedas, para conseguir mayor duración.

30. LINTERNA: está situada verticalmente sobre las piedras molederas. Transmite la fuerza desde la rueda catalina a la piedra volandera a través del engranaje de los dientes de la primera y sus propios husillos.

38. EJE DE LA PIEDRA: barra metálica de apoyo de la linterna. En su parte inferior, gracias a su forma cuadrada, permite un lento pero eficaz golpeo sobre la canaleja, para que ésta a su vez alivie la caída del trigo.

70. HUSILLO DE LA LINTERNA: son ocho pequeños pivotes verticales, con sus respectivas hendiduras, donde se apoyan los dientes de la rueda catalina.



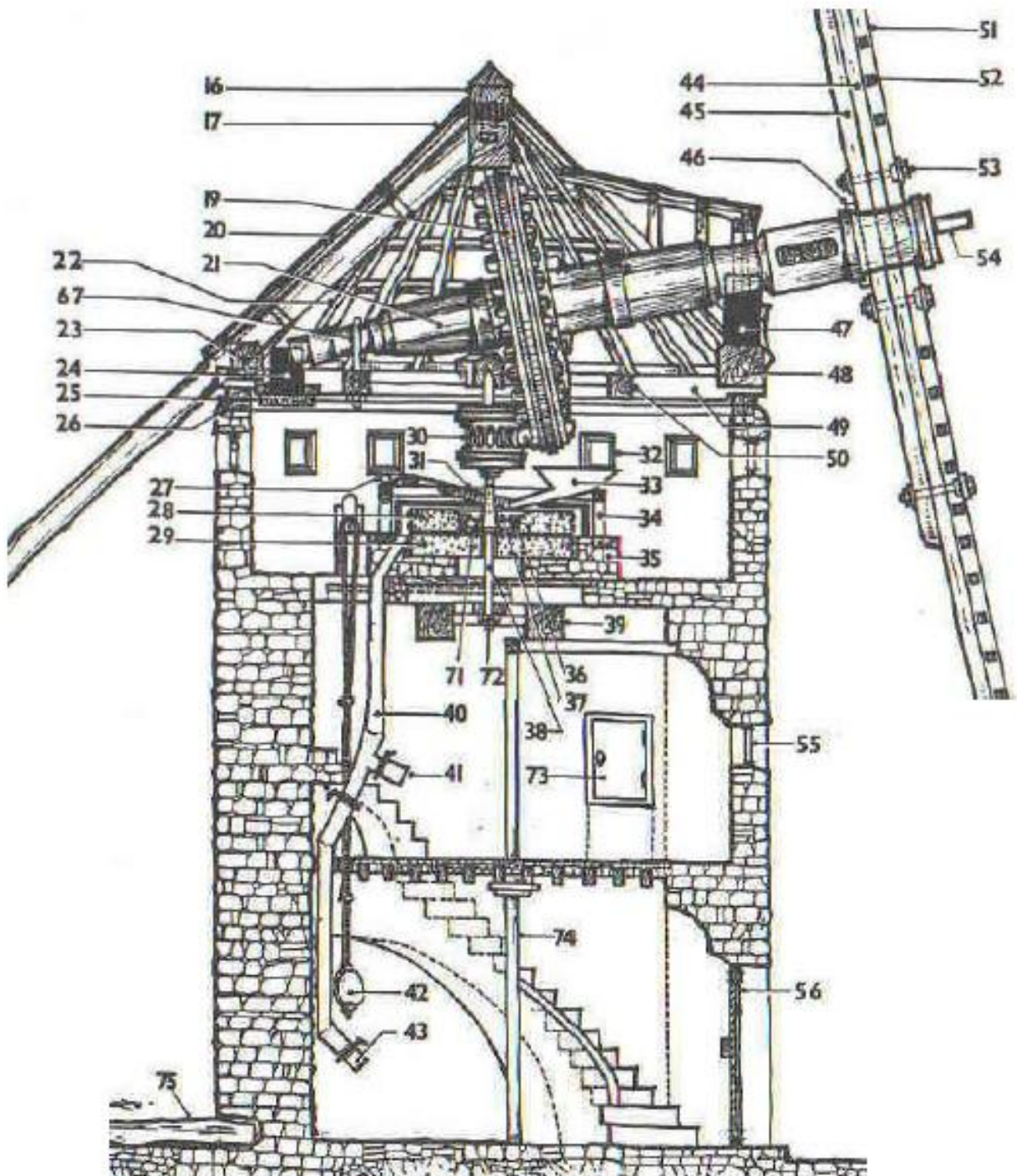


Figura 21. Composición del molino de viento. (Hombres, Lugares y cosas de La Mancha, R. Mazueco. Abril, 1971. Dibujo de G. Chaves)

Los principales componentes y sus interacciones son los siguientes:

2.3.5.1. Eje de transmisión

El eje original principal, de madera de pino de Cuenca, estaba ligeramente inclinado unos 10° y atravesaba todo el cono del molino apoyándose en la piedra bóllega desde la entrada hasta descansar en la piedra rebote en el final (figura 22). A la altura de la rueda catalina se apoya en la cuella, un madero que cruza el sistema de orientación (figura 27). Su peso estimado es de unos 1500-2000 kg, con unos diámetros que oscilaban entre los 50-60 cm y una longitud de unos 6 m cubriendo todo el diámetro de la caperuza del molino.

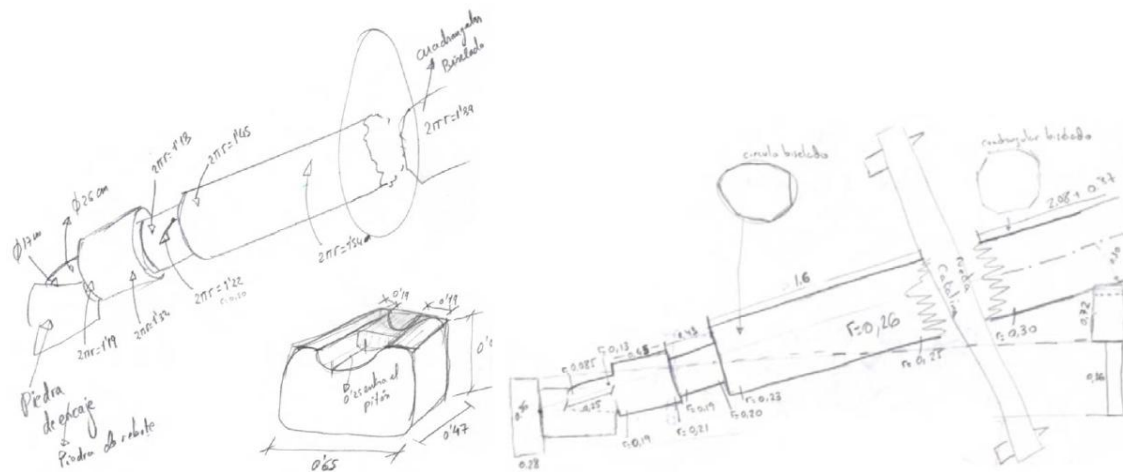


Figura 22. Croquis eje y piedra rebote

2.3.5.2. Sistema de transmisión

El eje también carga con la rueda catalina. Este enorme y rudimentario engranaje de $\text{Ø}2,65$ m, un grosor de 26 cm y un ancho de 24 cm. Tenía 40 dientes en forma de cuñas, uno en cada vano, de unos 8 cm de alto por 5 de ancho. La rueda catalina tiene una rueda interior de $\text{Ø}1,55$ m a 30 cm de la exterior con un ancho de 23 cm. Dista a unos 40 cm del eje donde se junta con unas cuñas de fijación.

La linterna es la encargada de transmitir la fuerza de la rueda catalina a la piedra volandera. La linterna, de forma cilíndrica, tiene $\text{Ø}45$ cm y 70 cm de alto y está formada por 18 husillos.

En nuestro rediseño un engranaje cónico sustituye a la linterna, la cual podemos ver junto a la catalina en la figura 23 donde:

1. Rueda catalina
2. Cuella
3. Linterna

- 4. Dientes de la rueda catalina
- 5. Barrón



Figura 23. Engranaje molino Infante

2.3.5.3. Sistema de orientación

La orientación del rotor y del recinto de los mecanismos había sido, desde siempre, el problema más grave de las grandes máquinas de eje horizontal. El sistema de orientación constaba de varios elementos (figura 24). La caperuza descansaba sobre la madre, cuatro vigas gruesas entrelazadas, cuya función era sujetar el tejado y toda la estructura del eje y su maquinaria de madera. Estos componentes se fijaban a un anillo de álamo negro el cual bordeaba toda la estructura cilíndrica del molino de unos 6 m de diámetro

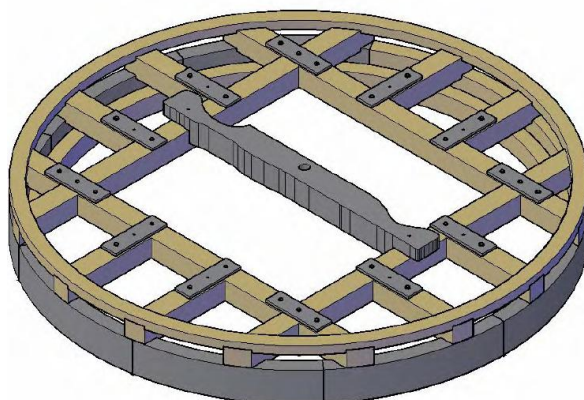


Figura 24. Sistema de orientación con cuella y madres

Para permitir el giro se usaba un *pringue* basado en aceite malo o tocino rancio que se extendía por la superficie lubricando la estructura facilitando la rotación cuando se accionaba el *palo de gobierno* con una cadena (figura 25) enrollada al borriquillo a modo de torno.



Figura 25. Croquis e imagen del borriquillo

En la figura 25 podemos observar el sistema de orientación (1) y como se transmite desde el eje (2) el giro a través del engranaje formado por la rueda catalina (3) y la linterna (4) a la piedra volandera (5).



Figura 26. Sistema de orientación y transmisión

2.4. Estudio de alternativas

Los principales componentes de una máquina eólica son:

- 1- Palas

- 2- Sistema de regulación de potencia y velocidad
- 3- Estructura o bancada
- 4- Rodamiento del sistema de orientación
- 5- Eje de baja velocidad
- 6- Caja multiplicadora
- 7- Eje de alta velocidad
- 8- Freno
- 9- Veleta
- 10-Anemómetro
- 11-Torre
- 12-Generador

Algunos de estos componentes son usados en aerogeneradores para la obtención de electricidad y que requieren de más precisión y recogida de datos por lo que se descartan en nuestro proyecto. Se pueden observar en la figura 27.

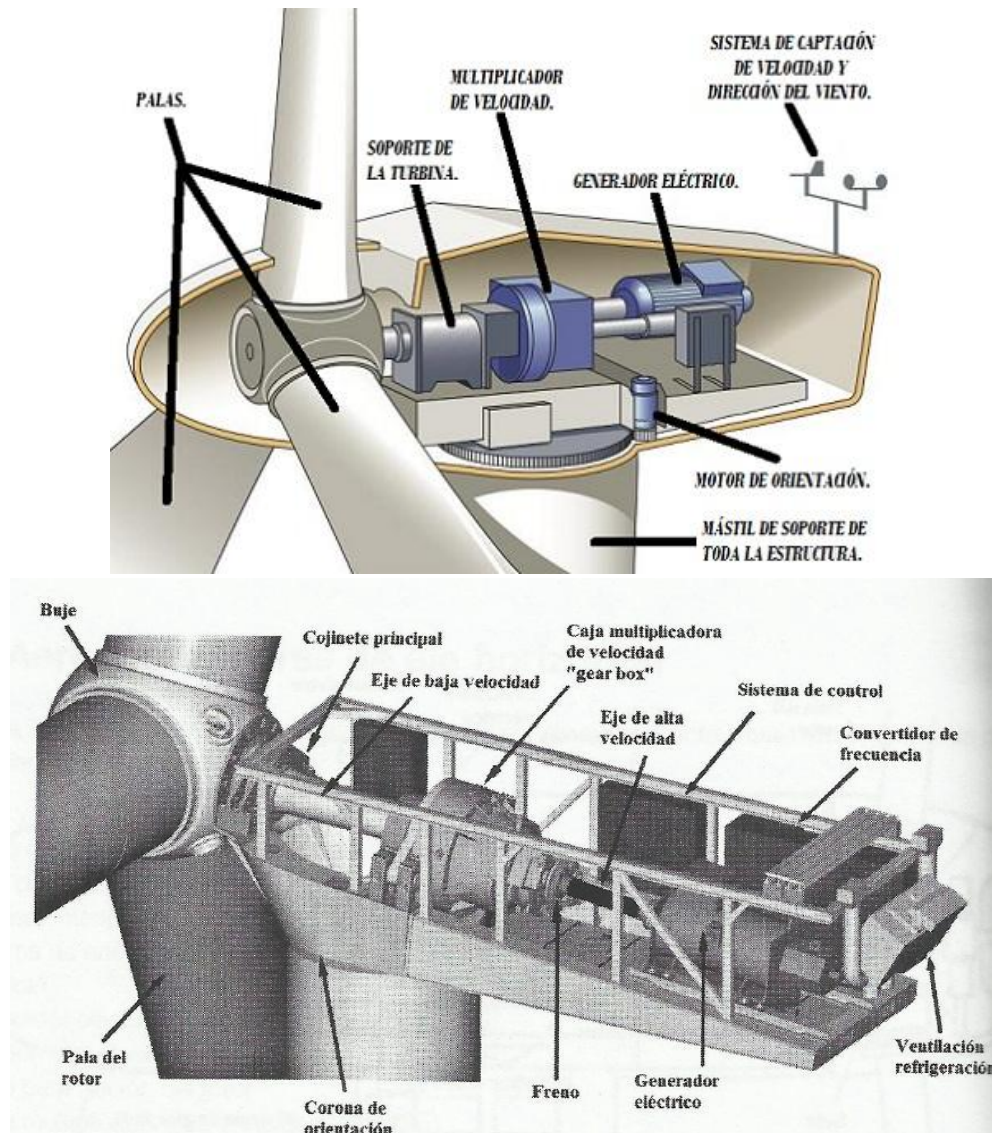


Figura 27. Componentes de una máquina eólica

2.4.1. Palas

Las palas de molino son unos de los principales componentes de cualquier máquina eólica pues son las encargadas recoger y transformar la energía lineal viento en energía cinética.

Lograr un perfil óptimo es uno de los parámetros más importantes en el diseño de un aerogenerador para una mayor eficiencia.

El número de palas es otro factor determinante pues dependiendo de la cantidad el coeficiente de potencia varía. El uso de 1 a 2 palas supone un incremento del 10% del coeficiente de potencia, el uso de 2 a 3 palas un 4% y de 3 a 4 palas un incremento del 1%. Por este motivo el número más común empleado es el de 3 palas pues a partir de ahí el incremento es despreciable frente a los costes como apreciamos en la figura 28.

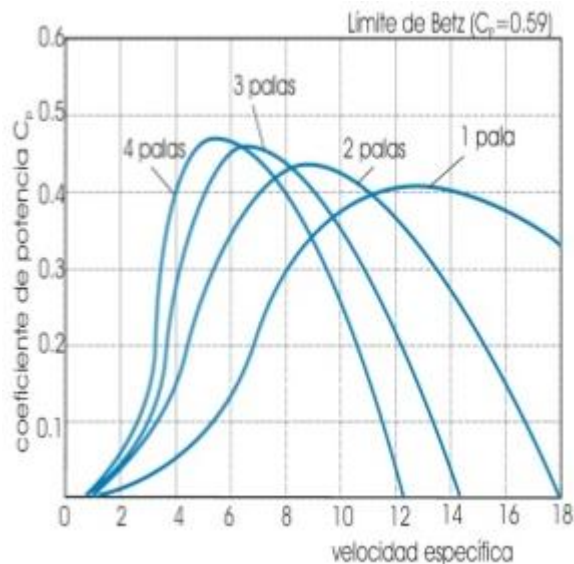


Figura 28. Eficiencia del número de palas

En los molinos clásicos los materiales empleados son maderas y telas, pudiendo variar la cantidad de palas o las formas. Principalmente los perfiles empleados son alabeados siendo unos rectángulos atravesados por maderas para darle estabilidad y recubiertos por lonas (figura 29).



Figura 29. Aspa alabeada de madera y lonas

Hoy en día las palas se fabrican a partir de compuestos más livianos como pueden ser la fibra de vidrio con resina de poliéster (GRP) o materiales compuestos con fibras de carbono (CFRP).

Estos perfiles modernos se rigen según las normas de National Advisory Committee for Aeronautics (Comité Consejero Nacional para la Aeronáutica) denominados NACA (figura 30) estando estandarizados y tabulados.

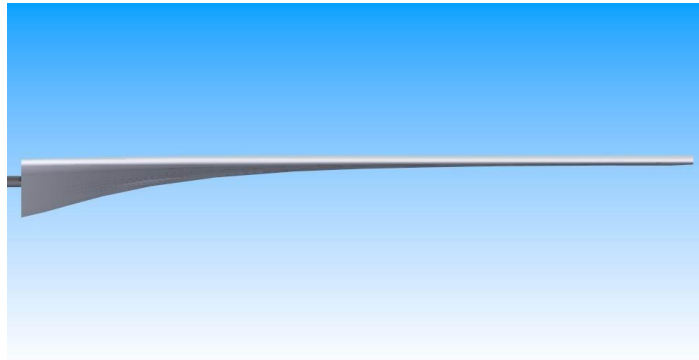


Figura 30. Perfil NACA

Las principales ventajas son:

- Mayor resistencia a fatiga.
- Resistencia estructural adecuada pues es de estudio más detallado.
- Peso bajo
- Resistencia a agentes medioambientales como la corrosión o erosión
- Rigidez

2.4.2. Sistema de regulación de potencia y velocidad

Para la regulación de la velocidad y la potencia hay varios métodos, principalmente basándose en el control de la incidencia del viento en las aspas.

Para la regulación de la incidencia del viento en las aspas de madera con telas la única manera es disminuir la superficie de incidencia. Para ello se recogen los lienzos o bien manualmente teniendo que detener el molino o bien mediante un

regulador centrífugo el cual otorga una regular recogida y plegado de las aspas sin la necesidad constante de una persona (figura 31) al alcanzar una determinada velocidad.



Figura 31. Aspas con regulador centrífugo

En los modernos perfiles NACA la regulación se hace mediante varios modos:

El control pasivo de pérdida aerodinámica, en la que el perfil está unido al buje. El perfil está diseñado de manera que en vez de aumentar su perfil aerodinámico éste se reduce cuando aumenta la velocidad del viento superando un límite. Cuando la velocidad del viento aumenta y sobrepasa la velocidad nominal se generan turbulencias. De esta forma la eficiencia aerodinámica cae reduciendo la velocidad.

El control activo del ángulo de paso variable permite el giro individual de las aspas. Cuando la velocidad es reducida el perfil se orienta hacia el viento de manera que su eficiencia se aproveche al máximo. El control es continuo a lo largo del proceso hasta que se alcanza la velocidad nominal. Una vez superada la velocidad nominal el perfil seguiría ajustándose pero perdiendo eficiencia para intentar mantener la velocidad constante. Este sistema requiere de un continuo control mediante medidores de la velocidad del viento como anemómetros y la acción de un motor para el cambio de paso de las alas.

2.4.3. Estructura o bancada

La bancada es la estructura metálica que soporta y mantiene unidos los diferentes componentes. En ella van unidos los cojinetes de apoyo donde se monta el tren de

potencia. También se colocan los sistemas de frenado, cajas multiplicadoras o los generadores.



Figura 32. Bancada

2.4.4. Sistema de orientación

El sistema de orientación es el encargado de hacer girar el rotor para enfrentarlo en contra de la dirección del viento. Toda la maquinaria se apoya sobre él, siendo un elemento de mucha importancia logrando la máxima eficiencia de la acción del viento en el rotor.

En los sistemas a sotavento el sistema se orienta el solo como hacen las veletas (figura 38), sin embargo estos sufren las turbulencias creadas por el viento a su paso por la torre hacia las aspas. En los sistemas a barlovento es necesario un sistema de orientación activo los cuales pueden ser accionados por un motor o generando un momento torsor en él como en los molinos clásicos.

Para la orientación se emplean grandes rodamientos de vuelco (figura 33) los cuales permiten el giro de toda la estructura apoyada sobre ellos. Estos rodamientos pueden ser dentados por el diámetro interior o exterior.

El dentado interior permite colocar un motor en el interior permitiendo el giro mientras que el externo funcionaría como un engranaje recto necesitando de otro elemento para su movimiento. La mayoría de sistemas eólicos utilizan el dentado interior pues disminuye el espacio total necesario quedando el motor en el interior siendo más seguro y de un mantenimiento más sencillo.



Figura 33. Rodamiento de vuelco.

2.4.5. Eje de baja velocidad

Llamado también eje de entrada será el encargado de soportar el peso del rotor así como el momento flector que generen. A su vez será el encargado de transmitir el par torsor generado desde el rotor a la caja multiplicadora.

Los ejes pueden ser conformados de distintas maneras lo que consigue diferentes propiedades dependiendo del fin que se le quiera dar: Forja, extrusión o laminado.

Los ejes pueden ser barras macizas o perfiles tubulares huecos. Cuando son aplicaciones pequeñas el peso no influye demasiado permitiendo usar secciones macizas. En ejes de dimensiones considerables el peso es una magnitud muy a tener en cuenta, por lo que las secciones huecas adquieren importancia. Además, las secciones tubulares tienen la característica de que todo el momento de inercia se encuentra localizado en el exterior útil para según las aplicaciones.

Se propone al principio trasladar desde el rotor al eje de salida mediante un único engranaje cónico el momento torsor empleando solamente una barra que salve la distancia entre ellos. Ésta idea se descarta por generar unas flexiones y reacciones bastante considerables alejadas de la idea de optimizar los recursos al máximo, por ese motivo se decide emplear dos etapas multiplicadoras donde el eje de baja velocidad sea de menor longitud.

2.4.6. Caja multiplicadora

En la mayoría de casos la unión entre el eje de baja velocidad y el generador o piedra volandera no puede ser directa pues ambos trabajan a diferentes revoluciones. Para ello se emplea una caja de engranajes los cuales usando una relación de transmisión modifican la velocidad aumentándola o reduciéndola.

En el diseño de una caja de engranajes (figura 34) se busca principalmente:

- Una relación óptima entre las velocidades de salida y entrada.
- Alta eficiencia y poca emisión de ruido.
- Tamaño lo más reducido.
- Fiables y de fácil mantenimiento.



Figura 34. Caja multiplicadora.

Los engranajes empleados en las cajas multiplicadoras pueden ser de varios tipos (figura 35):



Figura 35. Engranajes.

Los engranajes rectos son empleados en cajas multiplicadoras de ejes paralelos con una relación máxima de 1:5. Los dientes están colocados sobre la generatriz de la rueda.

Los helicoidales tienen la ventaja de poder conectar dos ejes que se cruzan en cualquier ángulo. Como su nombre indica sus dientes siguen una trayectoria helicoidal, lo que presenta las siguientes características:

- Posibilidad de ajustar la distancia entre ejes variando el ángulo de la hélice.
- La posibilidad de coexistencia de de dos pares de ruedas en contacto simultáneamente.
- Menor sonoridad, menor desgaste y menores problemas dinámicos que los dientes rectos.

Sin embargo en los dientes helicoidales aparece un componente axial además de los componentes radiales y tangenciales que también aparecen en los dientes rectos. Esta fuerza axial incide en los ejes y rodamientos que han de soportar esta carga. También existe la posibilidad de usar engranajes cónicos para cuando los ejes se cruzan. Éstos pueden ser de dientes rectos o helicoidales.

Según las aplicaciones que se le quieran dar se emplean diferentes tipos de etapas multiplicadoras:

Las cajas multiplicadoras de ejes paralelos (figura 34) son más sencillas de diseñar y más baratas. No obstante, ante la misma relación y potencia los diseños con ejes planetarios (figura 36) resultan más resistentes y menos pesados. Es por ello que en máquinas de gran potencia sean la solución más empleada en aplicaciones como los aerogeneradores.

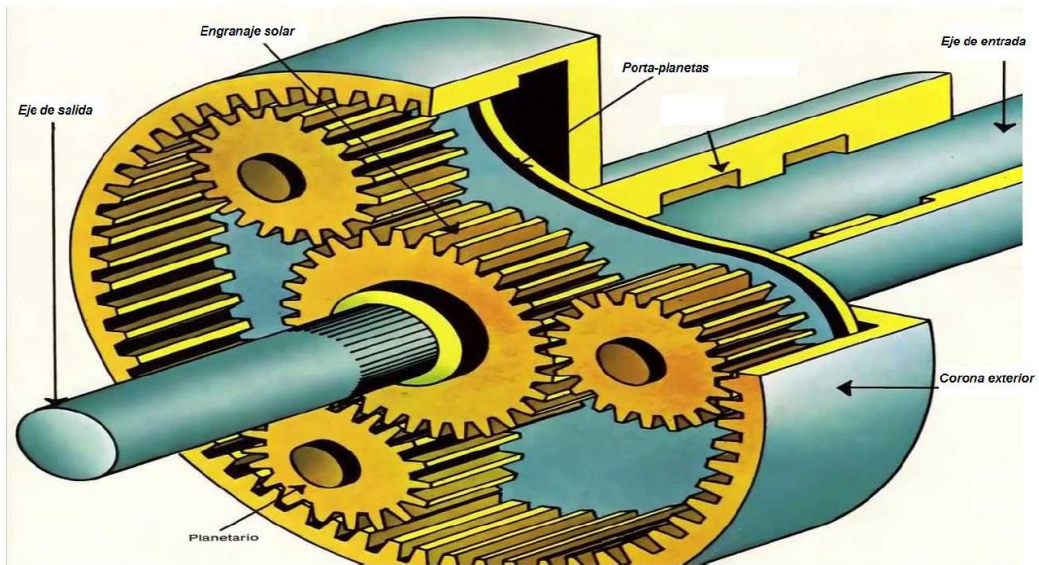


Figura 36. Engranaje planetario.

2.4.7. Eje de alta velocidad

El eje de alta velocidad es el eje de salida del tren de potencia. Es el encargado de transmitir la potencia desde la salida de la etapa multiplicadora al generador o piedras. La velocidad de giro de este eje ha de ser igual el de la velocidad de trabajo nominal.

Al tener una velocidad de giro mayor al eje de entrada soporta un par torsor menor, permitiendo un diámetro menor (figura 36).

Al igual que el eje de entrada puede ser de sección maciza o de sección hueca.

2.4.8. Freno

La finalidad del freno es reducir la velocidad de giro del eje de alta velocidad cuando supera su velocidad nominal o incluso detenerlo por completo. El freno mecánico es usado como apoyo al sistema de frenado aerodinámico o como freno de estacionamiento para realizar labores de mantenimiento.

En las máquinas con caja multiplicadora el freno se coloca en el eje de alta velocidad pues al tener un par motor relativamente pequeño frente el de entrada se

necesita un sistema de frenado más pequeño lo que disminuirá su peso, el diámetro del disco y los problemas de temperatura.

El freno (figura 37) consiste en unas zapatas que frenan por rozamiento un disco que gira de forma solidaria al eje de alta velocidad, las cuales pueden ser accionadas de manera eléctrica, hidráulica o neumática.



Figura 37. Freno.

2.4.9. Veleta

Para la orientación del rotor se ha de saber con exactitud la dirección del viento. Para ello se emplea la veleta (figura 38), un pequeño elemento consistente en un dispositivo que sobre un eje vertical gira libremente bajo la acción del viento, orientándose en su dirección.

En un sistema automatizado mandaría al sistema de orientación girar para un mejor posicionamiento.

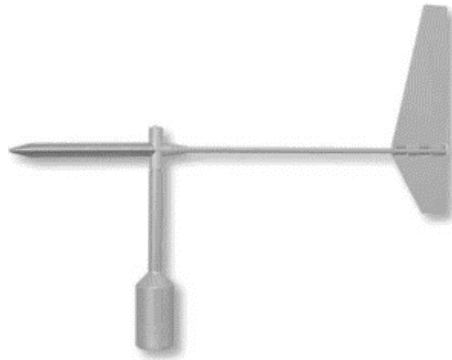


Figura 38. Veleta.

2.4.10. Anemómetro

El anemómetro es un medidor de la velocidad del viento. Se trata de un molino en miniatura el cual mediante el giro de sus aspas calcula la velocidad del viento. Existen modelos de eje vertical de tipo Rotor Panémona y modelos de eje horizontal. Éstos últimos necesitan de una veleta para orientarse en la dirección del viento pudiéndolo llevar integrado también el de eje vertical (figura 39).

En sistemas automatizados manda ordenes a los elementos encargados del control de la potencia y la velocidad.



Figura 39. Anemómetro con veleta.

2.4.11. Torre

Se trata de la estructura que soportará todo el elemento del molino. Cuanto más alto se asciende mayores son las rachas de viento por lo que se buscan estructuras más altas pudiendo alcanzar las rachas más fuertes.

Existen varios modos de diseñar una torre: celosía, tensor y tubular (figura 40).

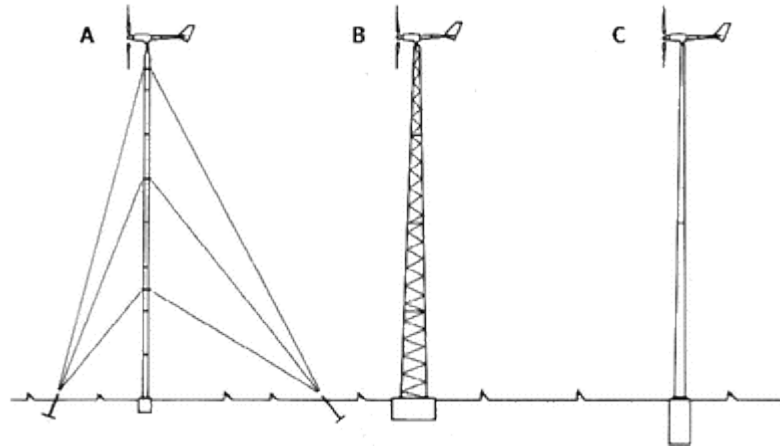


Figura 40. A) Tensor. B) Celosía. C) Tubular.

Torre con tensores

En aerogeneradores de baja potencia se utilizan tensores para dar rigidez a torres de gran esbeltez resultando en un conjunto liviano y económico.

Estas torres son de fácil instalación tanto en terrenos planos como irregulares. Tienen la desventaja de inutilizar el espacio alrededor del mástil por la colocación de las cuerdas.

Torres de celosía

Se realiza utilizando perfiles de acero soldado (figura 40). Entre sus ventajas están que son de peso reducido, la logística es más sencilla al no tener que transportarla montada y el viento no incide en ella. Como contrapartida su principal desventaja es su difícil montaje y ensamblaje aparte de necesitar un emplazamiento extra para la instalación de control y sistemas eléctricos en el suelo aparte de que la góndola es de acceso más peligroso.

A medida que la altura crece, aumenta mucho la base ocupando demasiado espacio al instalar varias juntas.

Torre tubular

Consistentes en tubos de forma tubular que procuran en su interior espacio para los equipos de suelo y para el acceso resguardado hacia la góndola. La instalación es más laboriosa y cara pero ofrecen una mayor resistencia y requieren de un menor mantenimiento que las torres de celosía. Son las más utilizadas en los equipos de generación de energía.

Las torres se construyen con secciones con diámetros y espesor decreciente hacia la punta con el fin de alcanzar una mayor rigidez y ahorrar material. Estas secciones pueden ser tanto de acero como de hormigón prefabricado.

2.4.12. Generador

Los aerogeneradores tienen como fin crear electricidad y para ello hacen uso de un generador. En los molinos clásicos la finalidad no es esa, pero se puede hacer uso de parte de la energía para conseguir suficiente energía para el alumbrado de la maquinaria mediante dinamos. En este trabajo la energía cinética será empleada en mover las piedras volanderas.

2.5. NORMAS Y REFERENCIAS

2.5.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

- UNE-157001-2002: "Criterios generales para la elaboración de proyectos".
- UNE-EN 61400-2:2006: "Aerogeneradores. Parte 2: Requisitos de diseño de pequeños aerogeneradores."
- UNE-1027:1995: "Dibujos técnicos. Plegado de planos."
- DIN 6885: "Dimensiones de las chavetas."
- DIN 471: "Características en anillos de seguridad."
- Código Técnico de la Edificación DB-SE-A Documento Básico Seguridad Estructural Acero

2.5.2. Bibliografía

- **Pérez Martín, E.** “Estudio histórico-tecnológico y representación gráfica de los molinos de viento de La Mancha, en la España de los siglos XVI al XIX, mediante técnicas de dibujo asistido por ordenador (DAO)”. Universidad politécnica de Madrid. Madrid, 2008.
- **Abasolo Bilbao, M., Navalpotro Cuenca, S., Iriondo Plaza, E.** Diseño de máquinas. UPV-EHU. Bilbao. 2015
- **Angulo, C., López de Lacalle, LN., Agirrebeitia, J., Pinto, C.** Elementos de máquinas. UPV-EHU. Bilbao, 2007.
- **Cortizo Rodríguez, JL., Fernández Rico, JE., Fernández Rodríguez, M^aR., Rodríguez Ordóñez, E., Sierra Velasco, E., Vijande Díaz, R.** Elementos de máquinas. Teoría y problemas. Universidad de Oviedo. Oviedo, 2010.
- **Mazuecos, R.:** Hombres, lugares y cosas de La Mancha. Alcázar de San Juan, 1971.
- **Fernandez-Layos de Mier, JC.,** El molino de viento y su evolución tipológica en Consuegra. Rodríguez. Consuegra, 1985.
- **Fernandez-Layos de Mier, JC.,** Los molinos de la Mancha. I.P.I.E.T. Toledo, 1988
- **Velasco Blazquez, JM.,** Molinos de viento harineros en la provincia de Albacete. Diputación de Albacete. Albacete, 1990.

2.5.3. Catálogos

- Perfiles tubulares del Grupo ALMESA.
- Barras de acero al carbono de Aceros OTERO.
- Rodamientos de la empresa SKF.
- Rodamientos de la empresa TIMKEN.

- Rodamientos de la empresa NSK.
- Chavetas de la empresa OPAC.
- Anillos de retención de ROTOR CLIP.
- Rodamientos de vuelco de ROTHE ERDE
- Frenos Svendborg Brakes

2.5.4. Programas de cálculo

Para el cálculo de esfuerzos y deformaciones de la estructura:

- CESPLA (Cálculo de Estructuras Planas)

Para el cálculo de fórmulas:

- Microsoft Office Excel

Para la redacción del Trabajo Fin de Grado:

- Microsoft office Word

Para la elaboración de los planos de diseño:

- Autodesk Inventor

2.5.5. Otras referencias

- <https://www.campodecriptana.info/>
- <https://addi.ehu.es/>
- <http://oa.upm.es/>
- <http://www.sierterm.es/tiki-index.php>

- <http://www.mapama.gob.es/es/>
- <http://www.aenor.es/aenor/inicio/home/home.asp>
- http://servicios.laverdad.es/murcia_agua/
- <http://www.redalyc.org/home.oa>
- <http://www.acerosotero.cl/>
- <https://www.timken.com/es/>
- <http://www.skf.com/es/index.html>
- <http://www.opac.net/>
- <https://www.rotorclip.com/es/>
- <http://www.svendborg-brakes.com/>

2.6. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

(Por orden de aparición)

- CV Caballos de vapor
- W Potencia
- M_T Momento torsor
- ω Velocidad angular
- F Fuerza
- R Radio
- m Metros
- F_t Fuerza tangencial
- α Ángulo de presión de los dientes

- N Fuerza normal
- F_a Fuerza axial
- θ Ángulo del engranaje cónico
- F_r Fuerza axial
- $\lambda_{diseño}$ Velocidad característica
- $Q_{Diseño}$ Momento torsor del diseño
- M Masa
- l Longitud
- b Base
- a Anchura
- ρ Densidad
- P_{Total} Peso total
- M_{Aspa} Masa aspa
- M_{Macho} Masa macho
- $M_{Remacho}$ Masa remacho
- g Gravedad
- Pot Potencia
- T Momento torsor
- m Módulo
- i Relación de transmisión
- a Distancia entre ejes
- ψ Factor de guiado

- σ_{adm} Tensión máxima admisible
- Y Factor de forma de Lewis
- z Número de dientes
- h Horas previstas de funcionamiento
- k_{adm} Valor de presión de rodadura
- HB Dureza del material
- E Módulo de Young
- t Millones de vueltas previstas
- Masa Masa de los engranajes
- F_n Fuerza nominal
- τ_{max} Esfuerzo cortante máxima
- C_m Coeficiente de seguridad momento flector
- C_t Coeficiente de seguridad momento torsor
- τ_{yp} Esfuerzo cortante a fluencia
- σ_{yp} Esfuerzo a fluencia
- $\sigma_{admissible}$ Esfuerzo admisible
- $\tau_{admissible}$ Esfuerzo a cortante admisible
- CS Coeficiente de seguridad
- τ_{yp} Esfuerzo cortante a fluencia
- θ Ángulo de giro
- M_f Momento flector
- X distancia al centro de gravedad

- I Momento de inercia
- δ Flecha
- y Deflexión del eje causada por el elemento
- L_{10} Millones de revoluciones
- T Vida nominal
- C Capacidad dinámica
- F Cargas a soportar
- a Factor de forma
- w Ancho de la chaveta
- L Longitud de la chaveta
- h Alto de la chaveta
- R_1 Radio primitivo
- R_{cl} Radio de cabeza
- R_{pl} Radio de pie
- R_{tl} Radio del desarrollo en la construcción de Tredgold
- R_{ml} Radio medio
- d_l Angulo primitivo
- d_i Angulo interior
- d_e Angulo exterior
- a_{cl} Angulo de cabeza
- a_{pl} Angulo de pie

- l Longitud de la generatriz de contacto
- Z_ℓ Número de dientes equivalentes
- R_m Radio medio
- M_k Momento de vuelco
- G Giros
- F_B Fuerza de frenado
- M_B Par de frenado
- D_0 Diámetro exterior del disco de freno
- a Número de frenos
- F_B Fuerza de frenado
- T_{roz} Par de rozamiento
- μ Coeficiente de fricción
- $F_{pastilla}$ Fuerza de frenado de cada pastilla

2.7. REQUISITOS DE DISEÑO

Las condiciones de transmisión de nuestro molino son las ofrecidas por la tesis doctoral de D. Enrique Pérez Martín en el apartado 6 “Estudio Tecnológico”. De sus cálculos obtenemos los datos de entrada del rotor los cuales aceptaremos como correctos y serán nuestro punto de partida:

- Velocidad media anual del viento de 5 m/s.
- Velocidad de giro del rotor de 6 rpm.
- Velocidad de giro de la piedra volandera de 30 rpm (relación 1:5).

- Potencia generada por el rotor de 5,87 CV (4320 Kw).
- Momento torsor en el eje de baja velocidad de 9163,77 Nm.

2.8. SOLUCIONES ADOPTADAS

La finalidad de este Trabajo Fin de Grado es el rediseño de los principales componentes encargados de la transmisión del movimiento rotatorio de las aspas a la piedra volandera (ver figura 41) y su orientación.

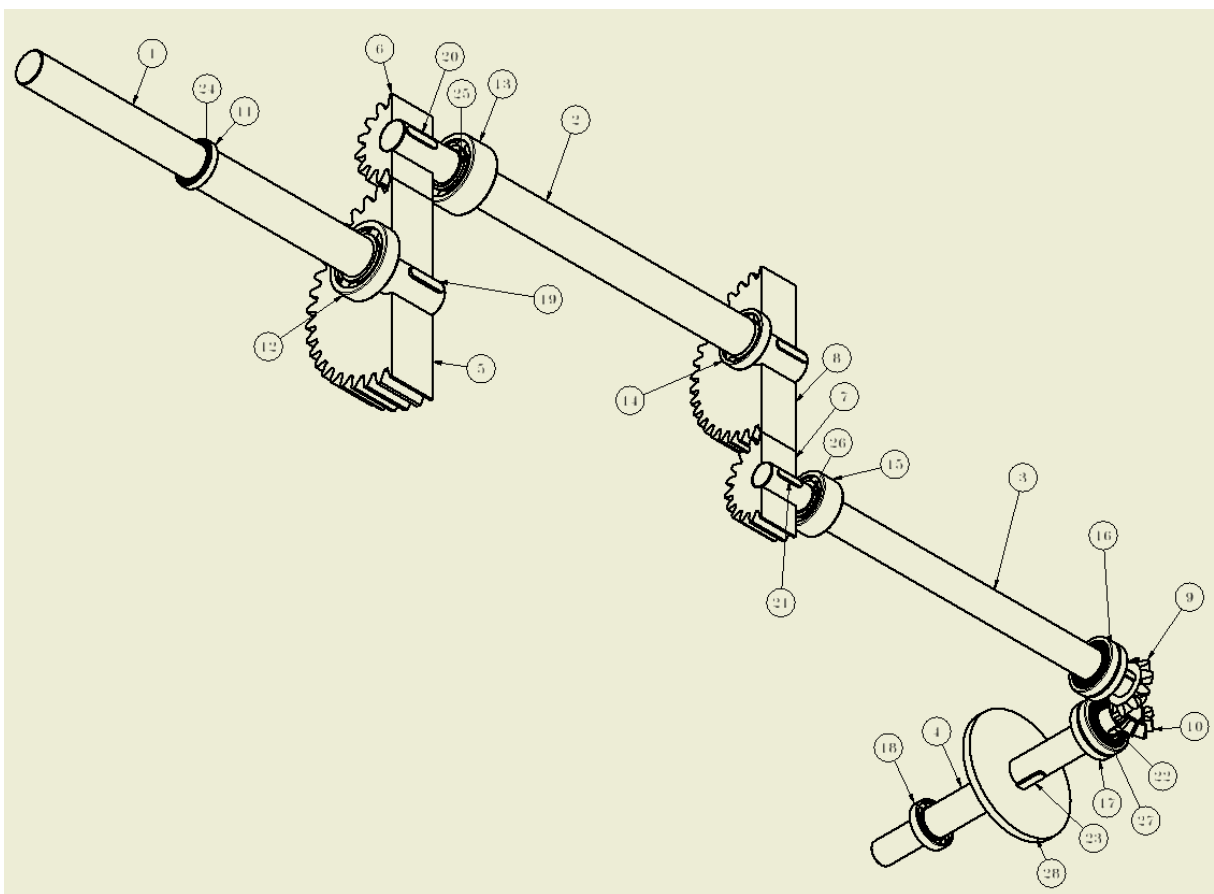


Figura 41. Elementos rediseñados

Los elementos escogidos para el estudio son los siguientes:

- 1) Ejes de transmisión (1-4).
- 2) Engranajes (5-10).

- 3) Rodamientos (11-18).
- 4) Chavetas (19-23).
- 5) Anillos de retención (24-27).
- 6) Disco de freno (28)
- 7) Sistema de orientación.

2.8.1. Tipo de molino

El molino seleccionado es el molino infante, un molino de eje horizontal de 4 palas con disposición a barlovento.

2.8.2. Palas

Las aspas del molino serán las originales del molino infante, pues al tratarse de un bien de interés cultural y patrimonio de la humanidad se tratarán de conservar.

2.8.3. Caperuza

Se mantendrá la caperuza original del molino preservando su estética exterior. La caperuza tiene una masa aproximada de unos 5000 kg.

2.8.4. Eje de baja velocidad

Se diseña el eje de baja velocidad (elemento 1 de la figura 41) biapoyado. Se ha optado por una distancia de 0,5 metros entre la entrada donde se sitúa el rotor (punto A) al apoyo B 0,5 metros entre el apoyo C. Por último en el punto D se sitúa el engranaje de la primera etapa multiplicadora (5) a 0,2 metros desde el apoyo C (figura 42).

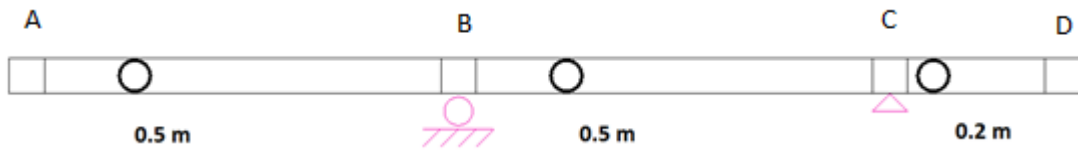


Figura 42. Eje de baja velocidad

Se ha elegido un perfil de sección maciza porque los perfiles de sección tubulares requerían de un diámetro más grande.

2.8.5. Caja multiplicadora

Para el aumento de la velocidad desde el eje de baja velocidad al eje de alta velocidad en una relación de 1:5 se ha optado por realizar dos etapas multiplicadoras de dientes rectos, la primera con una relación 1:2,5 y la segunda una relación de 1:2. Como la relación máxima de los dientes rectos de 1:5 se ha valorado la opción de realizar dos etapas con el fin de no andar moviéndose en el límite.

La primera etapa consta de un eje (elemento 2 de la figura 41) biapoyado en los puntos B y C en con el piñón de la primera etapa multiplicadora (elemento 6 de la figura 41) en el punto A. En el punto D se sitúa el engranaje de la segunda etapa multiplicadora (elemento 8 de la figura 41). Del piñón del punto A al apoyo del punto B hay 0,2 metros, entre los apoyos hay 0,85 metros y del apoyo del punto C al engranaje del punto D hay 0,15 metros (figura 43).

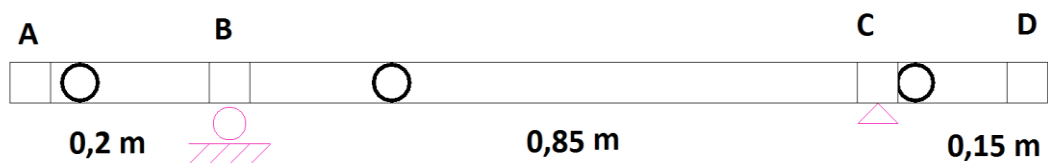


Figura 43. 1º eje multiplicador.

La segunda etapa (elemento 3 de la figura 41) consta de un eje biapoyado en los puntos B y C (figura 44). El piñón de la segunda etapa multiplicadora (elemento 7 de la figura 41) se sitúa en el punto A. En el punto D se sitúa el engranaje cónico (elemento 9 de la figura 41) que transmite el giro al eje vertical (elemento 4 de la figura 41). Del piñón del punto A al apoyo del punto B hay 0,15 metros, entre los apoyos hay 0,85 metros y del apoyo del punto C al engranaje del punto D hay 0,1 metros

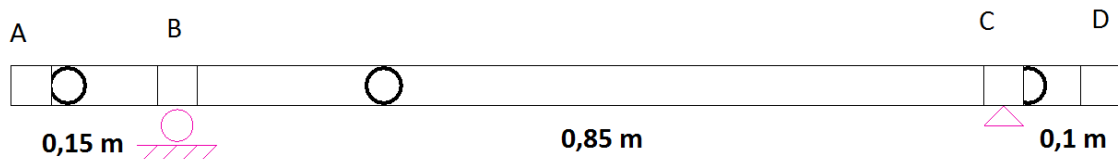


Figura 44. 2º eje multiplicador.

2.8.6. Eje de alta velocidad

Se ha optado por un eje de sección maciza para el eje vertical (elemento 4 de la figura 41) biapoyado en los puntos B y C. En el punto a se sitúa el engranaje cónico (elemento 10 de la figura 41) que recibirá el par torsor desde el 2º eje multiplicador (elemento 3 de la figura 41). Desde el engranaje en el punto A al apoyo del punto B mide 0,1 metros, desde el apoyo B al apoyo C mide 0,5 metros y desde el apoyo C al punto D donde se unirá a la piedra volandera mide 0,15 metros (figura 45).

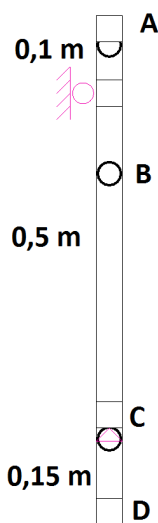


Figura 45. Eje vertical.

2.8.7. Freno

Para el sistema de frenado se ha optado por elegir un freno de disco de accionamiento hidráulico que se sitúa en el eje de baja velocidad debido a las ventajas de situarlo en el eje con menos momento torsor. El freno irá sujeto a la bancada quedando fuera de nuestro estudio.

El freno de elección es un freno comercial de Svendborg Brakes de la familia BSFI-300.

2.8.8. Sistema de orientación

En cuanto al sistema de orientación se usará un rodamiento de vuelco del tamaño del diámetro del edificio, el cual soportará el momento generado por el peso del rotor desalineado 3,5 m respecto al centro del molino y el peso tanto del mismo rotor como de la caperuza original que se mantendrá.

Usaremos un rodamiento de la serie RD 700 (figura 46) limitados por el tamaño de la torre.



Figura 46. Serie RD 700.

2.9. RESULTADOS FINALES

A continuación se expondrán los resultados obtenidos y elección de elementos definiendo las ecuaciones, tablas y normativas elegidas para el desarrollo del Trabajo Fin de Grado.

En este apartado se va a realizar una breve exposición de los cálculos realizados y de los resultados obtenidos. Todos estos cálculos vienen desarrollados en el documento anexo de cálculos.

2.9.1. Eje de baja velocidad

El eje de baja velocidad será el encargado de soportar las reacciones causadas por el rotor y la transmisión del engranaje cónico. Primero calcularemos las cargas que soportará el eje (figura 47).

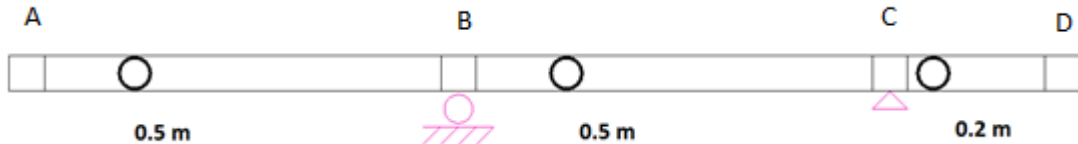


Figura 47. Eje baja velocidad

2.9.1.1. Cargas sobre el eje

El eje de baja velocidad tendrá que soportar las distintas cargas:

Momento torsor

El momento torsor generado por las aspas (figura 48) viene dado por la Tesis Doctoral “Estudio histórico-tecnológico y representación gráfica de los molinos de viento de La Mancha, en la España de los siglos XVI al XIX, mediante técnicas de dibujo asistido por ordenador (DAO)” de D. Enrique Pérez Martín, siendo uno de los datos principales de nuestro proyecto:

$$M_{Torsor} = T = 9163,77 \text{ (Nm)}$$

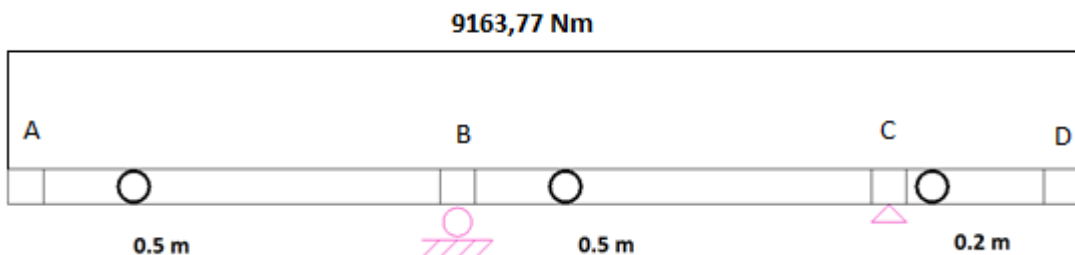


Figura 48. Momento torsor

Fuerza axial

El eje debe ser capaz de soportar la fuerza axial generada por la acción del viento (figura 49) en las aspas. La fórmula de la carga de empuje se obtiene del IEC-61400-02:2006, pág. 71:

$$F_{\text{Axial}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{(\lambda_{\text{diseño}} \cdot Q_{\text{Diseño}})}{R}$$

Donde:

- $\lambda_{\text{diseño}} \approx 1$
- $Q_{\text{Diseño}} = M_{\text{Torsor}} = 9163,77 \text{ (Nm)}$
- Radio de pala (R) = 8 m.

El resultado es de 1727,32 N.

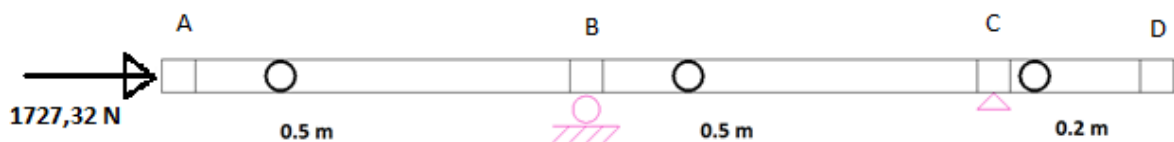


Figura 49. Fuerza axial.

Fuerza vertical

La fuerza vertical es generada por el propio peso del roto. Las aspas pesan 160 kg sin tener en cuenta los machos y remachos. Estos están fabricados en madera de pino de Cuenca y hemos considerado que ambos tienen unas dimensiones de 20 cm de ancho por 15 de profundidad con una densidad de 0,502 g/cm³ (tabla 3).

PARÁMETROS	Valor Mínimo	Valor medio	Valor máximo	Desv. Típica	Interpretacion
Densidad normal (peso específico aparente) gr/cm ³	0.432 (0.33)	0.502 (0.52)	0.571 (0.89)	0.042	semipesada (semipesada)
Dureza radial chalais-meudon(d).	1.75	1.88	2.01	0.184	blanda
Cota de dureza (D/μ ²).	6.27	6.30	6.33	0.042	
Dureza tangencial chalais-meudon	1.01	1.73	2.83	0.488	blanda
Cota de dureza (D/μ ²).	4.78	7.00	10.17	1.544	
Dureza brinell perpendicular		(1.9)			
Dureza brinell paralela		(4.0)			
Contracción volumétrica total (c _v).	10.5	12.75 (12.1)	14.6	1.137	media (media)
Contracción lineal tangencial	6.82	7.05 (7.7)	7.28	0.325	
Contracción lineal radial	3.85	3.855 (4.0)	3.86	0.007	
Contracción lineal axial		(0.4)			
Punto de saturación de la fibra.	29	36	40	3.383	elevado
Coefficiente de contracción volumétrica (c _{cv}).	0.27	0.36 (0.26)	0.43	0.046	algo nerviosa (poco nerviosa)
Coefficiente contracción tangencial	0.21	0.235	0.26	0.035	
Coefficiente contracción radial	0.12	0.13	0.14	0.014	
Relación c.c.tang./c.c. Radial	1.75	1.81	1.86	0.078	
Higroscopicidad	0.0020	0.0029	0.0035	0.00043	normal

Tabla 3. Características físicas del pino

Con las dimensiones y la densidad deducimos la masa de los machos y remachos:

$$M = \frac{l \cdot b \cdot a}{1000} \cdot \rho$$

Donde:

- M= Masa
- l= Longitud
- b= Base
- a= Anchura
- ρ= Densidad

El peso total será la suma de los distintos componentes (figura 50):

$$P_{Total} (M_{Aspa} + M_{Macho} + M_{Remacho}) \cdot g \left(\frac{s}{m^2} \right) = 8937,69 (N)$$

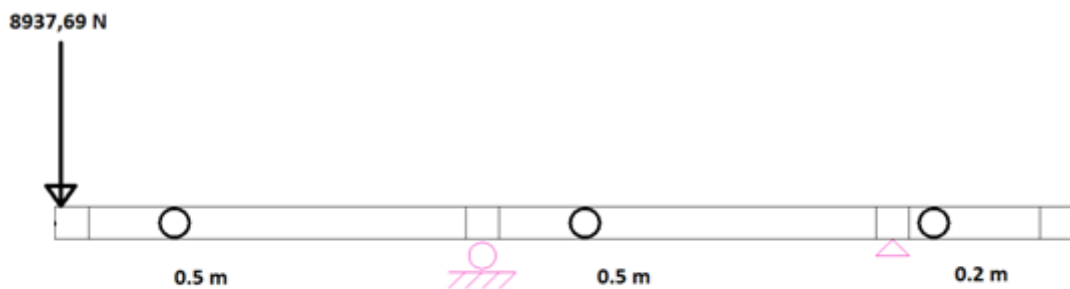


Figura 50. Fuerzas del rotor

Cálculo del primer conjunto de engranajes (elemento 5 y 6 de la figura)

La transmisión de la potencia se expresa con la siguiente ecuación:

$$Pot = Pot_1 = Pot_2 \rightarrow T_1 \cdot w_1 = T_2 \cdot w_2 \rightarrow F_t \cdot R_1 \cdot w_1 = F_t \cdot R_2 \cdot w_2$$

También necesitamos conocer la relación de transmisión i , definida como:

$$i = \frac{w_2}{w_1} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Vamos a hacer uso de engranajes cilíndricos rectos como observamos en la Figura 51, por lo que vamos a proceder a sus cálculos para la obtención de las características necesarias:



Figura 51. Engranajes rectos

Calculo del módulo de los engranajes cilíndricos rectos por el criterio de la flexión: Fórmula de Lewis.

Esta fórmula se basa en el cálculo de la tensión en la base del diente del engranaje analizándolo como una viga empotrada sometida a la fuerza entre dientes F:

$$m \geq 267,62 \cdot \sqrt[2]{\frac{Pot \cdot (i + 1)}{w \cdot a \cdot \psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

Donde:

- Pot= Potencia entregada por el rotor
- i= Relación de transmisión
- w= Velocidad de rotación del engranaje
- a= Distancia entre ejes
- ψ = Factor de guiado
- σ_{adm} = Tensión máxima admisible
- Y= Factor de forma de Lewis

Antes se hace un cálculo previo para el diseño del módulo, número de dientes y distancia entre ejes haciendo uso de la siguiente fórmula:

$$a = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2)$$

Que nos dará una distancia entre ejes de 336 mm.

Calculo del módulo de los engranajes cilíndricos rectos a fallos superficiales: Ecuación de Hertz.

Al cálculo del módulo a fallos superficiales se le denomina habitualmente cálculo a duración y desgaste.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i + 1)}{k_{adm} \cdot \psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

Donde:

- T= Momento torsor
- i= Relación de transmisión
- ψ = Coeficiente

- z = Número de dientes
- α = Ángulo de presión de los dientes

Hay que tener en cuenta el número de vueltas que completa la rueda en la duración prevista:

$$t = \frac{w \cdot h \cdot 60}{10^6}$$

Siendo:

- w = Ratio de giro
- h = Horas previstas de funcionamiento

Para obtener el valor de k_{adm} :

$$k_{adm} = 6800 \cdot \frac{HB^2}{t^{\frac{1}{3}} \cdot E}$$

Donde:

- HB = Dureza del material
- E = Módulo de Young
- t = Millones de vueltas previstas

Los resultados de ambas ecuaciones nos dan un valor del módulo de 12 mm.

Para acabar se calculan los radios de cada engranaje sabiendo que:

$$a = R_1 + R_2$$

$$i = \frac{R_1}{R_2}$$

Los radios finales serán:

$$R_1 = 240 \text{ (mm)}$$

$$R_2 = 96 \text{ (mm)}$$

Conociendo estos radios, para calcular el peso del engranaje haremos uso del módulo y del factor de forma:

$$b = \Psi \cdot m$$

Procedemos a calcular el peso del engranaje conociendo sus especificaciones y dimensiones, sabiendo que:

- b = Ancho del engranaje
- R = radio del engranaje
- ρ = densidad del acero

$$Masa = \frac{\pi \cdot R^2 \cdot b \cdot \rho}{1000}$$

Fuerzas en el engranaje

Conociendo el momento torsor y el radio procedemos al cálculo de la fuerza en el engranaje:

$$F_n = \frac{M_T}{r}$$

La descomponemos en su componente radial y tangencial como observamos en la figura 54:

$$F_T = F_n \cdot \cos \alpha$$

$$F_R = F_n \cdot \sin \alpha$$

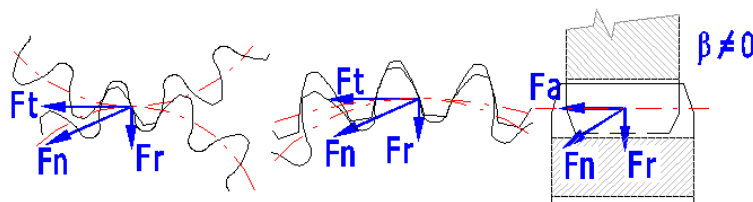


Figura 52. Fuerzas en engranajes

Reacciones en los apoyos y momentos flectores

En el eje actúan la fuerza axial generada por el viento en el rotor, el peso propio del rotor y los componentes tangenciales y radiales del engranaje entre el eje de baja velocidad y el 1º eje multiplicador, aunque solo estos 3 últimos nos generaran momentos flectores. Suponemos la entrada del rotor girando en sentido horario.

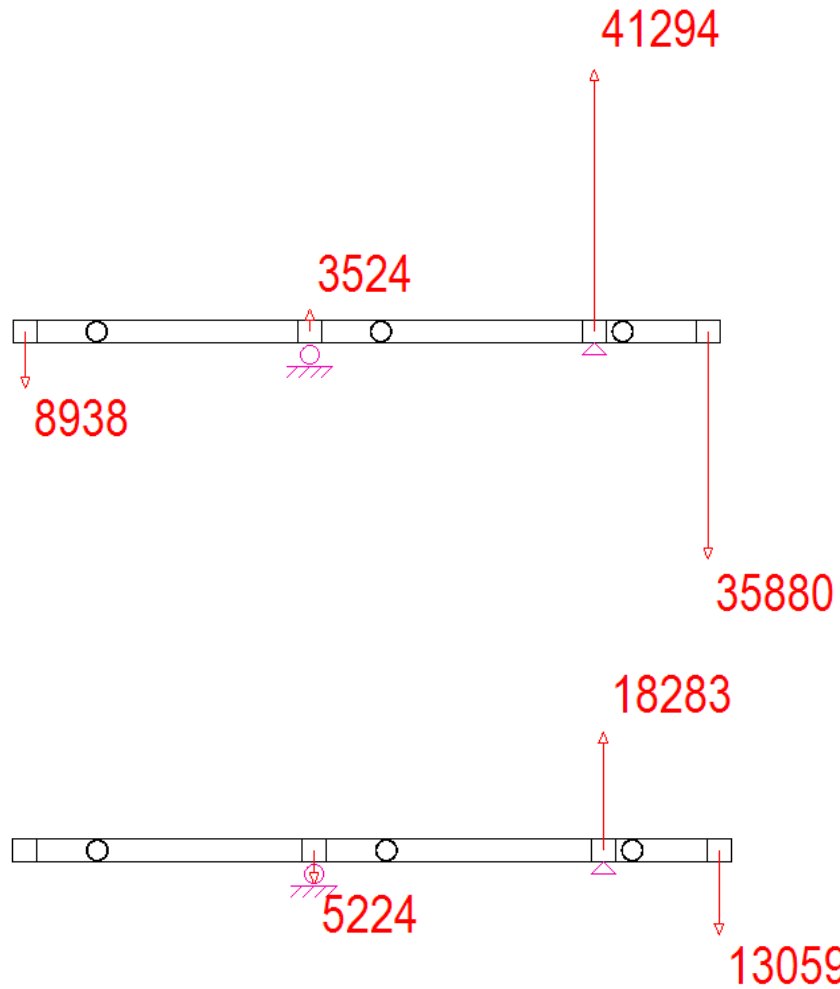
Para el cálculo de las reacciones y momentos en los apoyos estudiaremos 4 diferentes posiciones de los engranajes (derecha, izquierda, abajo y arriba visto desde el rotor) para ver cual ofrece las reacciones y momentos flectores más pequeños. Se harán los cálculos en los planos XY y XZ mediante sumatorios de momentos y fuerzas:

$$\sum M = 0$$

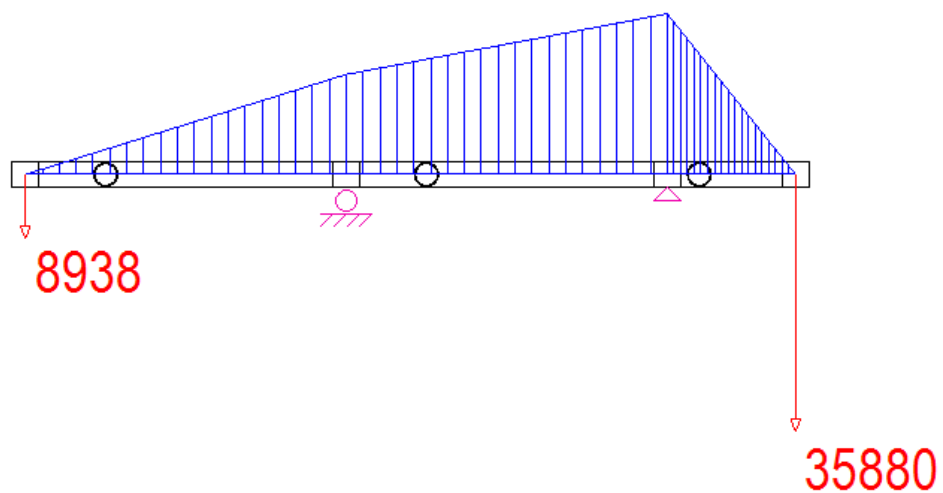
$$\sum F = 0$$

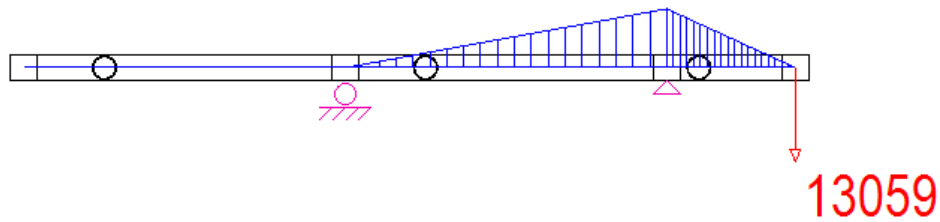
Las fuerzas y momentos obtenidos se sumaran vectorialmente para la obtención del total y se elegirá el menos elevado de los resultados.

En las figuras 53 y 54 observamos las reacciones y momentos menos elevados.



Figuras 53. Fuerzas sobre el eje de baja velocidad





Figuras 54. Diagrama de momentos flectores

En el apartado 3.4.1 se expondrán todos los resultados.

2.9.1.2. Cálculo del eje según las tensiones

Para soportar las cargas anteriormente citadas se dimensiona el eje según el código ASME.

Cálculo de ejes mediante el código ASME

La expresión del código ASME para el cálculo a fatiga es la siguiente:

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

Los valores de momento flector y torsor se han de mayorar según la tabla 4:

	C_m	C_t
EJES FIJOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5-2.2	1.5-2.2
EJES GIRATORIOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.5	1.0
Carga aplicada repentinamente, sólo pequeños impactos	1.5-2.0	1.0-1.5
Carga aplicada repentinamente, grandes impactos	2.0-3.0	1.5-3.0

Tabla 4. Coeficientes de mayoración ASME.

En nuestro caso se trata de una carga aplicada gradualmente en un eje giratorio:

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

Material escogido

Emplearemos un acero AISI / SAE 1045 del catálogo de Aceros Otero (tabla 5)

Composición Química				
% C	% Mn	% Si	% P	% S
0,43 - 0,50	0,60 - 0,90	0,15 - 0,35	≤ 0,04	≤ 0,05

Propiedades Mecánicas Acero Laminado (Valores típicos)			
Dureza (HB)	Esfuerzo Fluencia (min.) (Kg / mm ²)	Esfuerzo Tracción (min.) (Kg / mm ²)	Elongación (min.)%
170 - 190	40	63 - 73	15

Tabla 5. Características del material AISI 1045.

La característica mecánica que más nos ocupan es el esfuerzo a fluencia, que en este caso es:

$$\sigma_{yp} = 40 \left(\frac{kg}{mm^2} \right) = 392,4 (MPa)$$

Coefficiente de seguridad (CS)

El coeficiente de seguridad parcial para materiales se obtiene del código IEC-61400-02:2006 pág. 89. En dicho código (tabla 6) se obtienen los coeficientes según la resistencia a la fatiga o el límite de rotura conociendo la caracterización total con un valor de 1,25.

Table 6 – Partial safety factors for materials

Condition	Full characterisation	Minimal characterisation
Fatigue strength	1,25 ^{a)}	10,0 ^{b)}
Ultimate strength	1,1	3,0

^{a)} Factor is applied to the stress ranges as shown in equation (48).
^{b)} Factor is applied to the measured ultimate strength of the material.

Tabla 6. Coeficiente de seguridad según normativa.

Dimensionamiento a fatiga

Se calcula el límite elástico del material a tracción y a cortante:

$$\sigma_{admissible} = \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

$$\tau_{admissible} = \frac{\frac{\sigma_{yp}}{2}}{CS} = \frac{\tau_{yp}}{2}$$

Y mediante la fórmula del código ASME se calcula el Ø mínimo que ha de tener nuestro eje:

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

En este caso es Ø78,08 mm, (radio de 39,04 mm). En el apartado 3.4.2 se muestran todos los resultados.

2.9.1.3. Dimensionamiento según deflexiones

Se calculan las flexiones causadas por todos los elementos y sus reacciones haciendo uso de la teoría de superposición aplicando el teorema de Mohr, el primero para la variación angular y el segundo para la flecha.

$$\theta_{AB} = \theta_B - \theta_A = \int_{\chi_A}^{\chi_B} \frac{M_f(\chi)}{EI_f} d\chi$$

$$\delta_{BA} = - \int_{\chi_A}^{\chi_B} \frac{M_f(\chi)}{EI_f} (\chi - \chi_a) d\chi$$

Donde:

- θ = Ángulo de giro
- M_f = Momento flector
- X = Distancia del centro de gravedad
- E = Modulo de Young
- I = Momento de inercia
- δ = Flecha

Los giros son:

$$\theta_B = \sqrt{\left(\frac{7,448 \cdot 10^8}{210000 \cdot 3,648 \cdot 10^6} + \frac{5,9799 \cdot 10^8}{210000 \cdot 3,648 \cdot 10^6}\right)^2 + \left(\frac{2,176 \cdot 10^8}{210000 \cdot 3,648 \cdot 10^6}\right)^2}$$

$$= 0,00117 \text{ (rad)}$$

$$\theta_c = \sqrt{\left(\frac{3,724 \cdot 10^8}{210000 \cdot 3,648 \cdot 10^6} + \frac{1,1959 \cdot 10^9}{210000 \cdot 3,648 \cdot 10^6}\right)^2 + \left(\frac{4,353 \cdot 10^8}{210000 \cdot 3,648 \cdot 10^6}\right)^2}$$

$$= 0,00211 \text{ (rad)}$$

Donde los valores de giro han de estar dentro de los valores de la tabla 7. Todos los resultados se muestran en el apartado 3.4.3:

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE (θ_{max})
Rodamiento de rodillos cónicos	0.0005-0.0012 rad
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0.0008-0.0012 rad
Rodamiento de bolas de ranura profunda	0.001-0.003 rad
Rodamiento de bolas de contacto angular	0.026-0.052 rad
Engranaje cilíndrico recto	0.026-0.052 rad

Tabla 7. Pendiente máxima admisible

2.9.1.4. Diseño del eje en base a vibraciones

Hay que comprobar que las vibraciones no son excesivas, para eso se calcula usando las deformaciones causada por el peso propio de los elementos soportados por el eje.

$$w_{eje} \ll w_{crítica} = \sqrt{\frac{g \cdot \sum(w_i \cdot y_i)}{\sum(w_i \cdot y_i^2)}}$$

Donde:

- g: gravedad.
- w: velocidad de giro.
- y: deflexión del eje causada por el elemento.

La velocidad crítica es:

$$w_{crítica} = 151,01 \text{ (rpm)} \gg w_{eje} = 6 \text{ (rpm)}$$

Los resultados son expuestos en el apartado 3.4.4.

2.9.1.5. Rodamientos eje de baja velocidad

Empezando con el cálculo de los elementos comerciales tenemos los rodamientos los cuales se encargarán de soportar las reacciones en los puntos de apoyo y permitir el giro (elementos 11 y 12 de la figura 41). Las reacciones las obtuvimos en el apartado 3.4.1, eligiendo la 2ª opción como la más favorable.

Haremos uso de rodamientos de bolas (tablas 8 y 9) por soportar para nuestro propósito de manera holgada un giro a un bajo régimen de revoluciones con unas cargas no muy elevadas.

Characteristic	Tapered Roller Bearing	Thrust Tapered Roller Bearing	Cylindrical Roller Bearing	Thrust Cylindrical Roller Bearing	Spherical Roller Bearing	Thrust Spherical Roller Bearing	Ball Bearing	Thrust Ball Bearing	Needle Roller Bearing	Thrust Needle Roller Bearing
Pure Radial Load	Excellent	Unsuitable	Excellent	Unsuitable	Excellent	Unsuitable	Good	Poor	Excellent	Unsuitable
Pure Axial Load	Good	Excellent	Unsuitable	Good	Fair	Excellent	Fair	Excellent	Unsuitable	Excellent
Combined Load	Excellent	Fair	Fair	Unsuitable	Excellent	Fair	Good	Poor	Unsuitable	Unsuitable
Moment Load	Fair	Poor	Unsuitable	Unsuitable	Unsuitable	Unsuitable	Good	Poor	Fair	Unsuitable
High Stiffness	Excellent	Excellent	Good	Excellent	Good	Good	Fair	Good	Good	Excellent
Quiet Running	Fair	Fair	Good	Poor	Fair	Poor	Excellent	Good	Good	Fair
Low Friction	Fair	Fair	Good	Poor	Fair	Fair	Excellent	Excellent	Good	Good
Misalignment	Poor	Poor	Poor	Unsuitable	Excellent	Excellent	Good	Poor	Poor	Poor
Locating Position (Fixed)	Excellent	Good	Fair	Fair	Good	Good	Good	Excellent	Unsuitable	Excellent
Non-Locating Position (Floating)	Good	Unsuitable	Excellent	Unsuitable	Fair	Unsuitable	Good	Unsuitable	Good	Unsuitable
Speed	Good	Good	Good	Poor	Fair	Fair	Excellent	Excellent	Good	Poor

Tabla 8. Especificaciones de rodamientos

Characteristic	Ball Bearing
Pure Radial Load	Good
Pure Axial Load	Fair
Combined Load	Good
Moment Load	Good
High Stiffness	Fair
Quiet Running	Excellent
Low Friction	Excellent
Misalignment	Good
Locating Position (Fixed)	Good
Non-Locating Position (Floating)	Good
Speed	Excellent

Tabla 9. Rodamientos esféricos

Lo primero será definir la vida útil de nuestros rodamientos, eligiendo una vida nominal de 65000 horas, siendo la media entre las 30000 y 100000 de horas estimadas de la maquinaria eólica (tabla 10):

Tabla 9

Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas	
Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000

Tabla 10. Vida Nominal

Pasaremos la vida útil de horas a revoluciones:

$$L_{10} = T \cdot w \cdot \frac{60 \text{ (min)}}{1 \text{ (h)}}$$

Donde:

- L_{10} = Millones de revoluciones
- T = Vida nominal
- W = Velocidad angular

Procedemos posteriormente al cálculo de la capacidad dinámica a soportar del rodamiento:

$$C = F \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}}$$

Donde:

- C = Capacidad dinámica

- F= Cargas a soportar
- L₁₀= Millones de revoluciones
- a= Factor de forma

Los rodamientos seleccionados son los siguientes:

- Rodamiento B: 9316K de 80mm de Ø interno con una carga dinámica máxima de 28500 N (tabla 11).
- Rodamiento C: 316W de 80mm de Ø interno con una carga dinámica máxima de 195000N (tabla 12).

DIMENSIONS – TOLERANCES

← C →

Bearing Number	Bore d				Outside Diameter D				Width C				Fillet Radius ⁽¹⁾		Wt.		Static Load Rating C ₀		Extended Dynamic Load Rating C _E ⁽⁴⁾	
	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	kg	lbs.	N	lbs.	N	lbs.
9301K	12	0.4724	0.008	0.0003	24	0.9449	0.009	0.00035	6	0.236	0.12	0.005	0.3	0.012	0.014	0.03	1600	360	3650	830
9302K	15	0.5906	0.008	0.0003	28	1.1024	0.009	0.00035	7	0.276	0.12	0.005	0.3	0.012	0.018	0.04	2270	510	4890	1100
9303K ⁽²⁾	17	0.6693	0.008	0.0003	30	1.1811	0.009	0.00035	7	0.276	0.12	0.005	0.3	0.012	0.027	0.06	2540	570	5250	1180
9305K ⁽²⁾	25	0.9843	0.010	0.0004	42	1.6535	0.011	0.00045	9	0.354	0.12	0.005	0.3	0.012	0.045	0.10	4540	1020	8010	1800
9306K ⁽²⁾⁽³⁾	30	1.1811	0.010	0.0004	47	1.8504	0.011	0.00045	9	0.354	0.12	0.005	0.3	0.012	0.075	0.16	4980	1120	8270	1860
9307K	35	1.3780	0.012	0.00045	55	2.1654	0.013	0.0005	10	0.394	0.12	0.005	0.6	0.024	0.095	0.21	8010	1800	13300	3000
9308K	40	1.5748	0.012	0.00045	62	2.4409	0.013	0.0005	12	0.472	0.12	0.005	0.6	0.024	0.141	0.31	8900	2000	13800	3100
9310K	50	1.9685	0.012	0.00045	72	2.8346	0.013	0.0005	12	0.472	0.12	0.005	0.6	0.024	0.168	0.37	11560	2600	16700	3750
9311K	55	2.1654	0.015	0.0006	80	3.1496	0.013	0.0005	13	0.512*	0.15	0.006	1.0	0.039	0.209	0.46	14010	3150	18900	4250
9313K	65	2.5591	0.015	0.0006	90	3.5433	0.015	0.0006	13	0.512*	0.15	0.006	1.0	0.039	0.250	0.55	16010	3600	19600	4400
9316K	80	3.1496	0.015	0.0006	110	4.3307	0.015	0.0006	16	0.630*	0.15	0.006	1.0	0.039	0.363	0.80	24020	5400	28500	6400

Tabla 11. Rodamiento B

Bearing Number	Bore d				Outside Diameter D				Width C				Fillet Radius ⁽¹⁾		Wt.		Static Load Rating C ₀		Extended Dynamic Load Rating C _E ⁽²⁾	
	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	kg	lbs.	N	lbs.	N	lbs.
303W	17	0.6693	0.008	0.0003	47	1.8504	0.011	0.00045	14	0.551	0.12	0.005	1.0	0.039	0.118	0.26	9400	2120	20600	4650
304W	20	0.7874	0.010	0.0004	52	2.0472	0.013	0.0005	15	0.591	0.12	0.005	1.0	0.039	0.154	0.34	11300	2550	23900	5400
305W	25	0.9843	0.010	0.0004	62	2.4409	0.013	0.0005	17	0.669	0.12	0.005	1.0	0.039	0.259	0.57	17300	3900	33900	7650
306W	30	1.1811	0.010	0.0004	72	2.8346	0.013	0.0005	19	0.748	0.12	0.005	1.0	0.039	0.386	0.85	22600	5100	42800	9650
307W	35	1.3780	0.012	0.00047	80	3.1496	0.013	0.0005	21	0.827	0.12	0.005	1.5	0.059	0.513	1.13	29000	6550	51500	11600
308W	40	1.5748	0.012	0.00047	90	3.5433	0.015	0.0006	23	0.906	0.12	0.005	1.5	0.059	0.844	1.86	39000	8000	66000	15000
309W	45	1.7717	0.012	0.00047	100	3.9370	0.015	0.0006	25	0.984	0.12	0.005	1.5	0.059	0.934	2.06	47000	10600	78100	17600
310W	50	1.9685	0.012	0.00047	110	4.3307	0.015	0.0006	27	1.063	0.12	0.005	2.0	0.079	1.207	2.66	56000	12700	92000	20800
311W	55	2.1654	0.015	0.0006	120	4.7244	0.015	0.0006	29	1.142	0.15	0.006	2.0	0.079	1.542	3.40	66000	15000	106000	24000
312W	60	2.3622	0.015	0.0006	130	5.1181	0.018	0.0007	31	1.220	0.15	0.006	2.0	0.079	1.923	4.24	78000	17600	122000	27500
313W	65	2.5591	0.015	0.0006	140	5.5118	0.018	0.0007	33	1.299	0.15	0.006	2.0	0.079	2.413	5.32	96000	21600	144000	32500
314W	70	2.7559	0.015	0.0006	150	5.9055	0.018	0.0007	35	1.378	0.15	0.006	2.0	0.079	2.885	6.36	101000	22800	153000	34500
315W	75	2.9528	0.015	0.0006	160	6.2992	0.025	0.0010	37	1.457	0.15	0.006	2.0	0.079	3.497	7.71	127000	28500	180000	40500
316W	80	3.1496	0.015	0.0006	170	6.6929	0.025	0.0010	39	1.535	0.15	0.006	2.0	0.079	4.154	9.15	142000	32000	195000	44000

Tabla 12. Rodamiento C

Todos los resultados son expuestos en el apartado 3.4.5.

2.9.1.6. Anillos de retención

Los anillos de retención (elemento 25 de la figura 41) se utilizan como elementos auxiliares que se utilizan para afianzar de manera axial otros componentes del conjunto como puedan ser los rodamientos. Hay 3 tipos principales de anillos de retención diferentes: sección cónica, constante y en forma de espiral. También se pueden catalogar según su ensamblaje, que puede ser tanto interna como externa, situándose en una ranura mecanizada en el exterior o interior de un eje, dependiendo de su función. En este caso emplearemos un anillo de ensamblaje externo de sección cónica.

En este caso hemos elegido el anillo SH-315 de Ø80,2 mm (tabla 13). Todos los resultados son expuestos en el apartado 3.4.6.

NO. DE ANILLO	DIAMETRO DEL EJE			TAMANO DE RANURA			TAMANO Y PESO DEL ANILLO				DIAM. LIMITE			CARGA DE EMPUJE (lb)			
				DIAMETRO	ANCHURA	PROFUNDIDAD	DIAMETRO LIBRE		ESPESOR**		Peso por 1000 piezas	Expandido Sobre el Eje	Liberado la Ranura	Límites de Factor de Seguridad del Anillo de 4	Factor de Seguridad de las esquinas rectas de la Ranura de 2		
	Ds DEC	Ds FRAC	Ds mm				Dg	Tol.	W	Tol.						d	Df
SH-118	1.188	1-3/16	30.2	1.118		.056		.035	1.098		.050		5.6	1.61	1.54	7105	2950
SH-125	1.250	1-1/4	31.7	1.176	±.004	.056		.037	1.156		.050		5.9	1.69	1.62	7460	3250
SH-131	1.312	1-5/16	33.3	1.232	.005*	.056		.040	1.214	+ .010	.050		6.8	1.75	1.67	7966	3700
SH-137	1.375	1-3/8	34.9	1.291		.056		.042	1.272	-.015	.050		7.2	1.80	1.72	8222	4100
SH-143	1.438	1-7/16	36.5	1.350		.056		.044	1.333		.050		8.1	1.87	1.79	8628	4500
SH-150	1.500	1-1/2	38.1	1.406		.056		.047	1.397		.050		9.0	1.99	1.90	8932	5000
SH-156	1.562	1-9/16	39.7	1.468		.068		.047	1.446		.062		12.4	2.10	2.01	11571	5200
SH-162	1.625	1-5/8	41.3	1.529		.068	+ .004	.048	1.503		.062		13.2	2.17	2.08	12028	5600
SH-168	1.688	1-11/16	42.9	1.589	±.005	.068	- .000	.049	1.560		.062		14.8	2.24	2.15	12535	5850
SH-175	1.750	1-3/4	44.4	1.650	.005*	.068		.050	1.618	+ .013	.062		15.3	2.31	2.21	12992	6200
SH-177	1.772	-	45.0	1.669		.068		.051	1.637	-.020	.062		15.4	2.33	2.23	13144	6400
SH-181	1.812	1-13/16	46.0	1.708		.068		.052	1.675		.062		15.6	2.38	2.28	13449	6650
SH-187	1.875	1-7/8	47.6	1.759		.068		.053	1.735		.062		17.3	2.44	2.34	13906	7000
SH-196	1.969	1-31/32	50.0	1.857		.068		.056	1.819		.062		18.0	2.57	2.46	14565	7800
SH-200	2.000	2	50.8	1.886		.068		.057	1.850		.062		19.0	2.60	2.49	14819	8050
SH-206	2.062	2-1/16	52.4	1.946		.086		.058	1.906		.078		25.0	2.68	2.57	19234	8450
SH-212	2.125	2-1/8	54.0	2.003		.086		.061	1.964		.078		26.1	2.78	2.66	19793	9150
SH-215	2.156	2-5/32	54.8	2.032		.086		.062	1.993		.078		26.3	2.81	2.69	20097	9450
SH-225	2.250	2-1/4	57.1	2.120		.086		.065	2.081	+ .015	.078	±.003	27.7	2.88	2.76	21011	10350
SH-231	2.312	2-5/16	58.7	2.178		.086		.067	2.139	-.025	.078		28.0	2.94	2.81	21518	10950
SH-237	2.375	2-3/8	60.3	2.239		.086		.068	2.197		.078		29.2	3.06	2.93	22127	11400
SH-243	2.438	2-7/16	61.9	2.299	±.006	.086	+ .005	.069	2.255		.078		29.5	3.07	2.94	22736	11900
SH-250	2.500	2-1/2	63.5	2.360	.006*	.086	- .000	.070	2.313		.078		29.7	3.17	3.03	23345	12350
SH-255	2.559	-	65.0	2.419		.086		.070	2.377		.078		33.9	3.18	3.04	23853	12650
SH-262	2.625	2-5/8	66.7	2.481		.086		.072	2.428		.078		35.0	3.30	3.16	24462	13350
SH-268	2.688	2-11/16	68.3	2.541		.086		.073	2.485		.078		36.0	3.37	3.23	25071	13850
SH-275	2.750	2-3/4	69.8	2.602		.103		.074	2.543		.093		42.5	3.48	3.34	30551	14400
SH-287	2.875	2-7/8	73.0	2.721		.103		.077	2.659		.093		48.5	3.60	3.45	31973	15650
SH-293	2.938	2-15/16	74.6	2.779		.103		.079	2.717	+ .020	.093		50.0	3.66	3.51	32683	16400
SH-300	3.000	3	76.2	2.838		.103		.081	2.775	-.030	.093		52.0	3.60	3.44	33394	17200
SH-306	3.062	3-1/16	77.8	2.898		.103		.082	2.832		.093		47.5	3.74	3.58	34003	17750
SH-312	3.125	3-1/8	79.4	2.957		.103		.084	2.892		.093		58.0	3.65	3.69	34615	18550
SH-315	3.156	3-5/32	80.2	2.986		.103		.085	2.920		.093		59.0	3.88	3.71	35119	18950

Tabla 13. Selección de anillo de retención

2.9.1.7. Diseño de las chavetas

Las chavetas (figura 55) son los elementos encargados de la transmisión del par torsor del eje a los engranajes, actuando a la vez de fusible mecánico impidiendo

que elementos mecánicos más importantes resulten gravemente dañados. Emplearemos chavetas rectangulares simples (6885 A) con puntas redondeadas (elemento 19 de la figura 41).

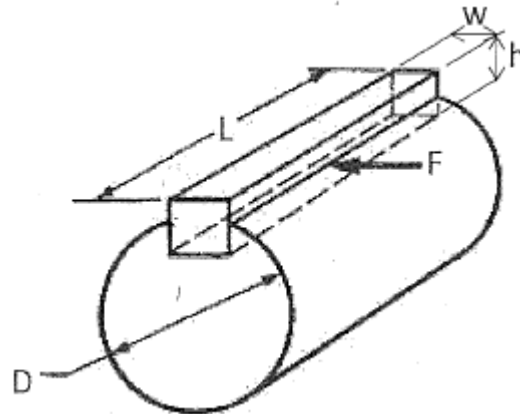


Figura 55. Chaveta

Las chavetas están normalizadas en alto y ancho según el diámetro de eje, por lo cual solo debemos calcular la longitud que han de tener para transmitir el par. Sobre una chaveta actúa una fuerza de:

$$F = \frac{T}{R}$$

Donde:

- F= Fuerza actuante
- T= Momento torsor
- R= Radio del eje

Estudiaremos el elemento tanto a su posible fallo a cortante (área de cortante= $w \cdot L$) como por aplastamiento (área de aplastamiento= $h \cdot L/2$). Para que no se dé el fallo en ninguno de los dos casos deben cumplir lo siguiente:

$$\tau = \frac{T}{wL} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \text{ (A cortante)}$$

$$\sigma = \frac{T}{hL/2} \leq \frac{\sigma_{YP}}{CS} \text{ (A aplastamiento)}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2}$$

El 1º eje multiplicador será la primera etapa multiplicadora en nuestra máquina. Este eje aumenta la velocidad un 2,5x hasta obtener una velocidad angular de 15 rpm desde los 6 rpm de la entrada del rotor. El diseño será el de un eje bi-apoyado con dos rodamientos y dos engranajes cilíndricos rectos, en el que tomaremos el ancho de nuestros engranajes como dato principal a la hora del dimensionamiento.

2.9.2.1. Cargas sobre el eje

El 1º eje multiplicador tendrá que soportar las distintas cargas:

Momento torsor

Tal y como explicamos en el anterior cálculo de engranajes la transmisión de potencia se expresa en la siguiente ecuación:

$$Pot = Pot_1 = Pot_2 \rightarrow T_1 \cdot w_1 = T_2 \cdot w_2 \rightarrow F_t \cdot R_1 \cdot w_1 = F_t \cdot R_2 \cdot w_2$$

Donde si aumentamos la velocidad 2,5x disminuirá el momento torsor a la misma magnitud:

$$M_{Torsor} = 3665,5 (N \cdot mm)$$

Cálculo del segundo conjunto de engranajes (elementos 7 y 8 de la figura 41)

Del engranaje pequeño sabemos que tiene las siguientes características:

- b= 12 cm
- R= 9,6 cm
- $\rho = 7,85 \text{ g/cm}^3$

Estos datos los usaremos para el cálculo del peso que usaremos más adelante en el apartado 3.5.4.

La distancia entre ejes viene dada por la relación de transmisión. Con los radios de nuestros engranajes pasamos el momento torsor a fuerza lineal para el dimensionamiento de éstos:

$$F_n = \frac{M_T}{r}$$

Conociendo la inclinación de los dientes (α) descomponemos la fuerza generada en fuerzas tangenciales y radiales:

$$F_T = F_n * \cos \alpha$$

$$F_R = F_n * \sin \alpha$$

También necesitamos conocer la relación de transmisión i , definida como:

$$i = \frac{w_2}{w_1} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Como hacemos uso de dos etapas para obtener una velocidad final de 30 rpm la relación total de transmisión ha de ser de 5, por lo que para el segundo eje multiplicador necesitaremos una $i=2$:

$$i = \frac{w_2}{w_1}$$

Vamos a hacer uso de engranajes cilíndricos rectos por lo que vamos a proceder a sus cálculos para la obtención de las características necesarias:

Calculo del módulo de los engranajes cilíndricos rectos por el criterio de la flexión: Fórmula de Lewis.

Esta fórmula se basa en el cálculo de la tensión en la base del diente del engranaje analizándolo como una viga empotrada sometida a la fuerza entre dientes F :

$$m \geq 267,62 \cdot \sqrt[2]{\frac{Pot \cdot (i + 1)}{w \cdot a \cdot \psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

Donde:

- Pot= Potencia entregada por el rotor
- i = Relación de transmisión
- w = Velocidad de rotación del engranaje

- a = Distancia entre ejes
- ψ = Factor de guiado
- σ_{adm} = Tensión máxima admisible
- Y = Factor de forma de Lewis

Antes se hace un cálculo previo para el diseño del módulo, número de dientes y distancia entre ejes haciendo uso de la siguiente fórmula:

$$a = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2)$$

Que nos dará una distancia entre ejes de 300 mm.

Calculo del módulo de los engranajes cilíndricos rectos a fallos superficiales: Ecuación de Hertz.

Al cálculo del módulo a fallos superficiales se le denomina habitualmente cálculo a duración y desgaste.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i + 1)}{k_{adm} \cdot \psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

Donde:

- T = Momento torsor
- i = Relación de transmisión
- ψ = Coeficiente
- z = Número de dientes
- α = Ángulo de presión de los dientes

Hay que tener en cuenta el número de vueltas que completa la rueda en la duración prevista:

$$t = \frac{w \cdot h \cdot 60}{10^6}$$

Siendo:

- w = Ratio de giro
- h = Horas previstas de funcionamiento

Para obtener el valor de k_{adm} :

$$k_{adm} = 6800 \cdot \frac{HB^2}{t^3 \cdot E}$$

Donde:

- HB= Dureza del material
- E= Módulo de Young
- t= Millones de vueltas previstas

Los resultados de ambas ecuaciones nos dan un valor del módulo de 10 mm.

Para acabar se calculan los radios de cada engranaje sabiendo que:

$$a = R_1 + R_2$$

$$i = \frac{R_1}{R_2}$$

Los radios finales serán:

$$R_1 = 200 \text{ (mm)}$$

$$R_2 = 100 \text{ (mm)}$$

Conociendo estos radios, para calcular el peso del engranaje haremos uso del módulo y del factor de forma:

$$b = \Psi \cdot m$$

Procedemos a calcular el peso del engranaje conociendo sus especificaciones y dimensiones, sabiendo que:

- b= Ancho del engranaje
- R= radio del engranaje
- ρ = densidad del acero

$$Masa = \frac{\pi \cdot R^2 \cdot b \cdot \rho}{1000}$$

Con éstos datos usaremos un eje con las siguientes medidas como observamos en la figura 37:

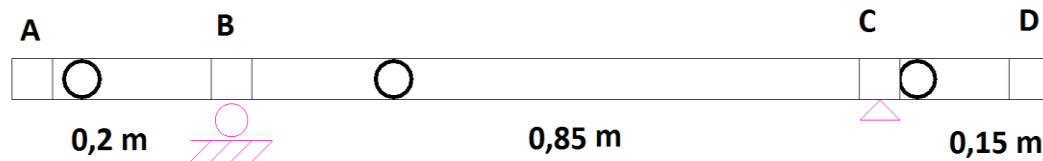


Figura 56. 1º eje multiplicador

Fuerzas en el engranaje

Conociendo el momento torsor y el radio de los engranajes procedemos al cálculo de la fuerza en el engranaje:

$$F_n = \frac{M_T}{r}$$

La descomponemos en su componente radial y tangencial:

$$F_T = F_n * \cos \alpha$$

$$F_R = F_n * \sin \alpha$$

Reacciones en los apoyos y momentos flectores

En el primer eje multiplicador actúan 4 fuerzas, los componentes tangenciales y radiales generados por el engranaje entre el eje de baja velocidad y el 1º eje multiplicador y los componentes radiales y tangenciales generados por el segundo eje entre el 1º eje multiplicador y el 2º eje multiplicador. Este eje gira en sentido anti horario.

Para el cálculo de las reacciones y momentos en los apoyos estudiaremos 4 diferentes posiciones de los engranajes (derecha, izquierda, abajo y arriba visto desde el rotor) para ver cual ofrece las reacciones y momentos flectores más pequeños. Se harán los cálculos en los planos XY y XZ mediante sumatorios de momentos y fuerzas:

$$\sum M = 0$$

$$\sum F = 0$$

Las fuerzas y momentos obtenidos se sumaran vectorialmente para la obtención del total y se elegirá el menos elevado de los resultados el cual se expone en la figura 57:

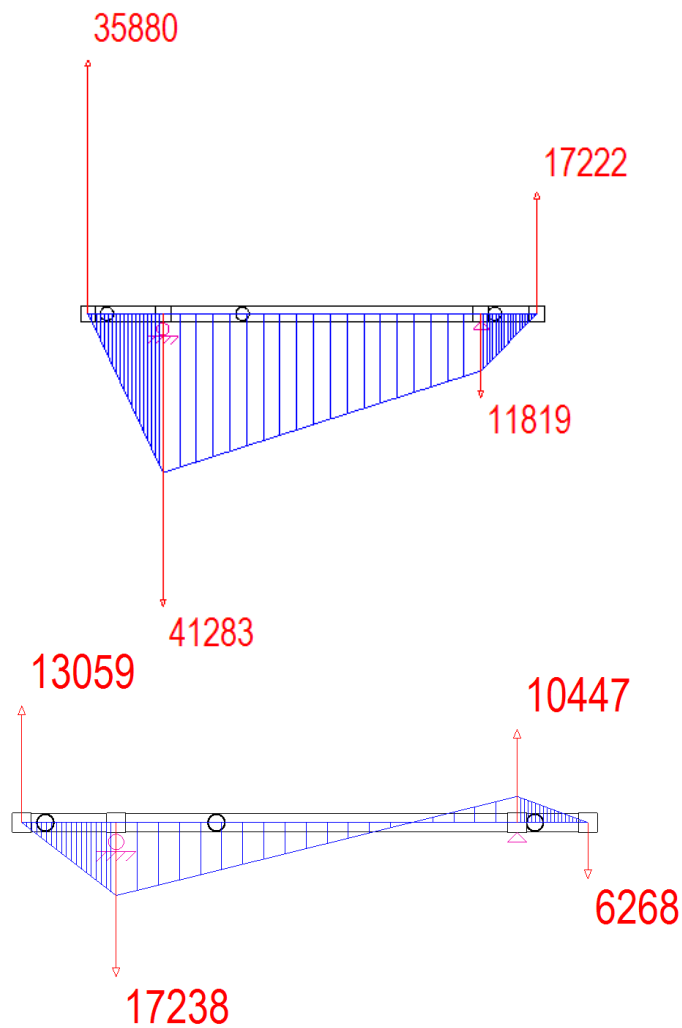


Figura 57. Fuerzas y momentos en el 1º eje multiplicador

En el apartado 3.5.1 se expondrán todos los resultados.

2.9.2.2. Cálculo del eje según las tensiones

Para soportar las cargas anteriormente citadas se dimensiona el eje según el código ASME.

Cálculo de ejes mediante el código ASME

La expresión del código ASME para el cálculo a fatiga es la siguiente:

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

Los valores de momento flector y torsor se han de mayorar según la tabla 15:

	C_m	C_t
EJES FIJOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5-2.2	1.5-2.2
EJES GIRATORIOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.5	1.0
Carga aplicada repentinamente, sólo pequeños impactos	1.5-2.0	1.0-1.5
Carga aplicada repentinamente, grandes impactos	2.0-3.0	1.5-3.0

Tabla 15. Coeficientes de mayoración ASME.

En nuestro caso se trata de una carga aplicada gradualmente en un eje giratorio:

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

Material escogido

Emplearemos un acero AISI / SAE 1045 del catálogo de Aceros Otero (tabla 16)

Composición Química				
% C	% Mn	% Si	% P	% S
0,43 - 0,50	0,60 - 0,90	0,15 - 0,35	≤ 0,04	≤ 0,05

Propiedades Mecánicas Acero Laminado (Valores típicos)			
Dureza (HB)	Esfuerzo Fluencia (min.) (Kg / mm ²)	Esfuerzo Tracción (min.) (Kg / mm ²)	Elongación (min.)%
170 - 190	40	63 - 73	15

Tabla 16. Características del material AISI 1045.

La característica mecánica que más nos ocupan es el esfuerzo a fluencia, que en este caso es:

$$\sigma_{yp} = 40 \left(\frac{kg}{mm^2} \right) = 392,4 (MPa)$$

Coeficiente de seguridad (CS)

El coeficiente de seguridad parcial para materiales se obtiene del código IEC-61400-02:2006 pág. 89. En dicho código (tabla 17) se obtienen los coeficientes según la resistencia a la fatiga o el límite de rotura conociendo la caracterización total con un valor de 1,25.

Table 6 – Partial safety factors for materials

Condition	Full characterisation	Minimal characterisation
Fatigue strength	1,25 ^{a)}	10,0 ^{b)}
Ultimate strength	1,1	3,0

^{a)} Factor is applied to the stress ranges as shown in equation (48).
^{b)} Factor is applied to the measured ultimate strength of the material.

Tabla 17. Coeficiente de seguridad según normativa.

Dimensionamiento a fatiga

Se calcula el límite elástico del material a tracción y a cortante:

$$\sigma_{admisible} = \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

$$\tau_{admisible} = \frac{\frac{\sigma_{yp}}{2}}{CS} = \frac{\tau_{yp}}{2}$$

Y mediante la fórmula del código ASME se calcula el Ø mínimo que ha de tener nuestro eje:

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

En este caso es Ø73,08 mm (radio de 36,54 mm). En el apartado 3.5.2 se muestran todos los resultados.

2.9.2.3. Dimensionamiento según deflexiones

Se calculan las flexiones causadas por todos los elementos y sus reacciones haciendo uso de la teoría de superposición aplicando el teorema de Mohr, el primero para la variación angular y el segundo para la flecha.

$$\theta_{AB} = \theta_B - \theta_A = \int_{\chi_A}^{\chi_B} \frac{M_f(\chi)}{EI_f} d\chi$$

$$\delta_{BA} = - \int_{\chi_A}^{\chi_B} \frac{M_f(\chi)}{EI_f} (\chi - \chi_a) d\chi$$

Donde:

- θ = Ángulo de giro
- M_f = Momento flector
- X = Distancia del centro de gravedad
- E = Modulo de Young
- I = Momento de inercia
- δ = Flecha

Los giros son:

$$\theta_B = \sqrt{\left(\frac{2,033 \cdot 10^9}{210000 \cdot 1,7826 \cdot 10^6} + \frac{3,659 \cdot 10^8}{210000 \cdot 1,7826 \cdot 10^6}\right)^2 + \left(\frac{7,4 \cdot 10^8}{210000 \cdot 1,7826 \cdot 10^6} - \frac{1,332 \cdot 10^8}{210000 \cdot 1,7826 \cdot 10^6}\right)^2} = 0,0066 \text{ (rad)}$$

$$\theta_c = \sqrt{\left(\frac{1,0165 \cdot 10^9}{210000 \cdot 1,7826 \cdot 10^6} + \frac{7,319 \cdot 10^8}{210000 \cdot 1,7826 \cdot 10^6}\right)^2 + \left(\frac{3,7 \cdot 10^8}{210000 \cdot 1,7826 \cdot 10^6} - \frac{2,664 \cdot 10^8}{210000 \cdot 1,7826 \cdot 10^6}\right)^2} = 0,00332 \text{ (rad)}$$

Donde los valores de giro han de estar dentro de los valores de la tabla 18. Todos los resultados se muestran en el apartado 3.5.3:

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE (θ_{max})
Rodamiento de rodillos cónicos	0.0005-0.0012 rad
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0.0008-0.0012 rad
Rodamiento de bolas de ranura profunda	0.001-0.003 rad
Rodamiento de bolas de contacto angular	0.026-0.052 rad
Engranaje cilíndrico recto	0.026-0.052 rad

Tabla 18. Pendiente máxima admisible

2.9.2.4. Diseño del eje en base a vibraciones

Hay que comprobar que las vibraciones no son excesivas, para eso se calcula usando las deformaciones causada por el peso propio de los elementos soportados por el eje.

$$w_{eje} \ll w_{crítica} = \sqrt{\frac{g \cdot \sum(w_i \cdot y_i)}{\sum(w_i \cdot y_i^2)}}$$

Donde:

- g: gravedad.
- w: velocidad de giro.
- y: deflexión del eje causada por el elemento.

La velocidad crítica es:

$$w_{crítica} = 1008,02 \text{ (rpm)} \gg w_{eje} = 15 \text{ (rpm)}$$

Los resultados son expuestos en el apartado 3.5.4.

2.9.2.5. Rodamientos 1º eje multiplicador

Empezando con el cálculo de los elementos comerciales tenemos los rodamientos los cuales se encargarán de soportar las reacciones en los puntos de apoyo y permitir el giro. Las reacciones las obtuvimos en el apartado 3.5.1, eligiendo la 2ª opción como la más favorable.

Haremos uso de rodamientos de bolas (tablas 19 y 20) por soportar para nuestro propósito de manera holgada un giro a un bajo régimen de revoluciones con unas cargas no muy elevadas (elementos 13 y 14 de la figura 41).

Characteristic	Tapered Roller Bearing	Thrust Tapered Roller Bearing	Cylindrical Roller Bearing	Thrust Cylindrical Roller Bearing	Spherical Roller Bearing	Thrust Spherical Roller Bearing	Ball Bearing	Thrust Ball Bearing	Needle Roller Bearing	Thrust Needle Roller Bearing
Pure Radial Load	Excellent	Unsuitable	Excellent	Unsuitable	Excellent	Unsuitable	Good	Poor	Excellent	Unsuitable
Pure Axial Load	Good	Excellent	Unsuitable	Good	Fair	Excellent	Fair	Excellent	Unsuitable	Excellent
Combined Load	Excellent	Fair	Fair	Unsuitable	Excellent	Fair	Good	Poor	Unsuitable	Unsuitable
Moment Load	Fair	Poor	Unsuitable	Unsuitable	Unsuitable	Unsuitable	Good	Poor	Fair	Unsuitable
High Stiffness	Excellent	Excellent	Good	Excellent	Good	Good	Fair	Good	Good	Excellent
Quiet Running	Fair	Fair	Good	Poor	Fair	Poor	Excellent	Good	Good	Fair
Low Friction	Fair	Fair	Good	Poor	Fair	Fair	Excellent	Excellent	Good	Good
Misalignment	Poor	Poor	Poor	Unsuitable	Excellent	Excellent	Good	Poor	Poor	Poor
Locating Position (Fixed)	Excellent	Good	Fair	Fair	Good	Good	Good	Excellent	Unsuitable	Excellent
Non-Locating Position (Floating)	Good	Unsuitable	Excellent	Unsuitable	Fair	Unsuitable	Good	Unsuitable	Good	Unsuitable
Speed	Good	Good	Good	Poor	Fair	Fair	Excellent	Excellent	Good	Poor

Tabla 19. Especificaciones de rodamientos

Characteristic	Spherical Roller Bearing
Pure Radial Load	Excellent
Pure Axial Load	Fair
Combined Load	Excellent
Moment Load	Unsuitable
High Stiffness	Good
Quiet Running	Fair
Low Friction	Fair
Misalignment	Excellent
Locating Position (Fixed)	Good
Non-Locating Position (Floating)	Fair
Speed	Fair

Tabla 20. Rodamientos esféricos

Lo primero será definir la vida útil de nuestros rodamientos, eligiendo una vida nominal de 65000 horas, siendo la media entre las 30000 y 100000 de horas estimadas de la maquinaria eólica (tabla 21):

Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas	
Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000

Tabla 21. Vida Nominal

Pasaremos la vida útil de horas a revoluciones:

$$L_{10} = T \cdot w \cdot \frac{60 \text{ (min)}}{1 \text{ (h)}}$$

Donde:

- L_{10} = Millones de revoluciones
- T= Vida nominal
- W= Velocidad angular

Procedemos posteriormente al cálculo de la capacidad dinámica a soportar del rodamiento:

$$C = F \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}}$$

Donde:

- C= Capacidad dinámica
- F= Cargas a soportar
- L_{10} = Millones de revoluciones
- a= Factor de forma

Los rodamientos seleccionados son los siguientes:

- Rodamiento B: 5315W de 75 mm de \varnothing interno con una carga dinámica máxima de 266000 N (tabla 22).
- Rodamiento C: 7215WN de 75mm de \varnothing interno con una carga dinámica máxima de 78000 N (tabla 23).

DIMENSIONS – TOLERANCES

Bearing Number	Bore d				Outside Diameter D				Width C			Fillet Radius ⁽¹⁾	Contact Angle	Wt.		Static Load Rating C ₀		Extended Dynamic Load Rating C _E ⁽⁶⁾		
	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm			in.	kg	lbs.	N	lbs.	N	lbs.
5302	15	0.5906	0.008	0.0003	42	1.6535	0.012	0.00045	19.05	0.75	3/4	1.0	0.039	20°	0.141	0.31	9200	2080	16800	3800
5303K	17	0.6693	0.008	0.0003	47	1.8504	0.012	0.00045	22.22	0.875	7/8	1.0	0.039	20°	0.191	0.42	12600	2850	22600	5100
5304K ⁽²⁾	20	0.7874	0.010	0.0004	52	2.0472	0.013	0.0005	22.22	0.875	7/8	1.0	0.039	20°	0.222	0.49	15300	3450	28400	6400
5305K ⁽²⁾	25	0.9843	0.010	0.0004	62	2.4409	0.013	0.0005	25.4	1.000	1	1.0	0.039	20°	0.367	0.81	21100	4750	37700	8500
5306K	30	1.1811	0.010	0.0004	72	2.8346	0.013	0.0005	30.17	1.188	1 1/16	1.0	0.039	20°	0.612	1.35	29000	6550	47000	10600
5306W	30	1.1811	0.010	0.0004	72	2.8346	0.013	0.0005	30.17	1.188	1 1/16	1.0	0.039	30°	0.612	1.35	41000	9300	62000	14000
5307K	35	1.3780	0.012	0.00047	80	3.1496	0.013	0.0005	34.93	1.375	1 3/8	1.5	0.059	20°	0.871	1.92	36000	8300	59500	13400
5307W	35	1.3780	0.012	0.00047	80	3.1496	0.013	0.0005	34.93	1.375	1 3/8	1.5	0.059	30°	0.871	1.92	47900	10800	69200	15600
5308K	40	1.5748	0.012	0.00047	90	3.5433	0.015	0.0006	36.53	1.438	1 7/16	1.5	0.059	20°	1.139	2.51	46000	10400	72400	16300
5308W	40	1.5748	0.012	0.00047	90	3.5433	0.015	0.0006	36.53	1.438	1 7/16	1.5	0.059	30°	1.139	2.51	66600	15000	90600	20400
5309K	45	1.7717	0.012	0.00047	100	3.9370	0.015	0.0006	39.67	1.562	1 9/16	1.5	0.059	20°	1.433	3.16	56400	12700	87000	19600
5309W	45	1.7717	0.012	0.00047	100	3.9370	0.015	0.0006	39.67	1.562	1 9/16	1.5	0.059	30°	1.433	3.16	81000	18300	106000	24000
5310K	50	1.9685	0.012	0.00047	110	4.3307	0.015	0.0006	44.45	1.750	1 3/4	2.0	0.079	20°	2.091	4.61	73000	16600	111000	25000
5310W	50	1.9685	0.012	0.00047	110	4.3307	0.015	0.0006	44.45	1.750	1 3/4	2.0	0.079	30°	2.091	4.61	97000	22000	126000	28500
5311K	55	2.1654	0.015	0.0006	120	4.7244	0.015	0.0006	49.22	1.938 ⁽³⁾	1 9/16	2.0	0.079	20°	2.722	6.00	86700	19500	124400	28000
5311W	55	2.1654	0.015	0.0006	120	4.7244	0.015	0.0006	49.22	1.938 ⁽³⁾	1 9/16	2.0	0.079	20°	2.722	6.00	113000	25500	144000	32500
5312W	60	2.3622	0.015	0.0006	130	5.1181	0.018	0.0007	53.98	2.125 ⁽³⁾	2 1/8	2.0	0.079	20°	3.423	7.54	151000	34000	191000	43000
5313W	65	2.5591	0.015	0.0006	140	5.5118	0.018	0.0007	58.72	2.312 ⁽³⁾	2 5/16	2.0	0.079	20°	4.163	9.17	173000	39000	213000	48000
5314W	70	2.7559	0.015	0.0006	150	5.9055	0.018	0.0007	63.50	2.500 ⁽³⁾	2 1/2	2.0	0.079	20°	5.362	11.82	195000	44000	239000	54000
5315W	75	2.9528	0.015	0.0006	160	6.2992	0.025	0.0010	68.30	2.689 ⁽³⁾	2 1/16	2.0	0.079	20°	6.428	14.17	222000	50000	266000	60000
5316W	80	3.1496	0.015	0.0006	170	6.6929	0.025	0.0010	68.28	2.688 ⁽³⁾	2 1/16	2.0	0.079	20°	7.366	16.24	248000	56000	284000	64000

Tabla 22. Rodamiento B

DIMENSIONS – TOLERANCES

Bearing Number	Bore d				Outside Diameter D				Width C			Fillet Radius ⁽¹⁾	Wt.		Static Load Rating C ₀		Extended Dynamic Load Rating C _E ⁽⁴⁾			
	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm		in.	kg	lbs.	N	lbs.	N	lbs.	
7201K	12	0.4724	0.008	0.0003	32	1.2598	0.011	0.00043	10	0.3937	0.12	0.005	0.6	0.024	0.036	0.08	2790	630	7100	1600
7202W	15	0.5906	0.008	0.0003	35	1.3780	0.011	0.00043	11	0.4331	0.12	0.005	0.6	0.024	0.045	0.10	4700	1060	10300	2320
7203W	17	0.6693	0.008	0.0003	40	1.5748	0.011	0.00043	12	0.4727	0.12	0.005	0.6	0.024	0.068	0.15	6930	1560	14200	3200
7204WN ⁽²⁾⁽³⁾	20	0.7874	0.010	0.0004	47	1.8504	0.011	0.00043	14	0.5512	0.12	0.005	1.0	0.039	0.104	0.23	8100	1830	16800	3800
7205WN ⁽³⁾	25	0.9843	0.010	0.0004	52	2.0472	0.013	0.0005	15	0.5906	0.12	0.005	1.0	0.039	0.132	0.29	9400	2120	16600	3750
7206WN	30	1.1811	0.010	0.0004	62	2.4409	0.013	0.0005	16	0.6299	0.12	0.005	1.0	0.039	0.209	0.46	13500	3050	23000	5200
7207WN	35	1.3780	0.010	0.0004	72	2.8346	0.013	0.0005	17	0.6693	0.12	0.005	1.0	0.039	0.286	0.63	18000	4150	30800	6950
7208WN	40	1.5748	0.010	0.0004	80	3.1496	0.013	0.0005	18	0.7087	0.12	0.005	1.0	0.039	0.331	0.73	23000	5200	36000	8150
7209WN	45	1.7717	0.010	0.0004	85	3.3465	0.015	0.0006	19	0.7480	0.12	0.005	1.0	0.039	0.435	0.96	25900	5850	40500	9150
7210WN	50	1.9685	0.010	0.0004	90	3.5433	0.015	0.0006	20	0.7874	0.12	0.005	1.0	0.039	0.508	1.12	28400	6400	42500	9500
7211WN	55	2.1654	0.010	0.0004	100	3.9370	0.015	0.0006	21	0.8268	0.15	0.006	1.5	0.059	0.635	1.40	36200	8150	52000	11800
7212WN	60	2.3622	0.010	0.0004	110	4.3307	0.015	0.0006	22	0.8661	0.15	0.006	1.5	0.059	0.835	1.84	44000	10000	63000	14300
7213WN	65	2.5591	0.010	0.0004	120	4.7244	0.015	0.0006	23	0.9055	0.15	0.006	1.5	0.059	1.061	2.34	52400	11800	72400	16300
7214WN	70	2.7559	0.010	0.0004	125	4.9213	0.018	0.0007	24	0.9449	0.15	0.006	1.5	0.059	1.171	2.58	57300	12900	78000	17600
7215WN	75	2.9528	0.010	0.0004	130	5.1181	0.018	0.0007	25	0.9843	0.15	0.006	1.5	0.059	1.271	2.80	58000	13200	78000	17600

Tabla 23. Rodamiento C

Todos los resultados son expuestos en el apartado 3.5.5.

2.9.2.6. Anillos de retención

En este caso emplearemos un anillo de ensamblaje externo (elemento 25 de la figura 41) de sección cónica.

En este caso hemos elegido el anillo SH-293 de Ø74,6mm (tabla 24). Todos los resultados son expuestos en el apartado 3.5.6.

NO. DE ANILLO	DIÁMETRO DEL EJE			TAMANO DE RANURA			TAMANO Y PESO DEL ANILLO				DIAM. LIMITE			CARGA DE EMPUJE (lb)			
				DIÁMETRO		ANCHURA		PROFUNDIDAD	DIÁMETRO LIBRE		ESPESOR**	Peso por 1000 piezas	Expandido Sobre el Eje	Liberado la Ranura	Límites de Factor de Seguridad del Anillo de 4	Factor de Seguridad de la Ranura de 2	
	Ds DEC	Ds FRAC	Ds mm	Dg	Tol.	W	Tol.	d	Df	Tol.	T	Tol.	lbs.	L1	L2	Pr	Pg
SH-118	1.188	1-3/16	30.2	1.118		.056		.035	1.098		.050		5.6	1.61	1.54	7105	2950
SH-125	1.250	1-1/4	31.7	1.176	±.004	.056		.037	1.156		.050		5.9	1.69	1.62	7460	3250
SH-131	1.312	1-5/16	33.3	1.232	±.005*	.056		.040	1.214	+.010	.050		6.8	1.75	1.67	7866	3700
SH-137	1.375	1-3/8	34.9	1.291		.056		.042	1.272	-.015	.050		7.2	1.80	1.72	8222	4100
SH-143	1.438	1-7/16	36.5	1.350		.056		.044	1.333		.050		8.1	1.87	1.79	8628	4500
SH-150	1.500	1-1/2	38.1	1.406		.056		.047	1.387		.050		9.0	1.99	1.90	8932	5000
SH-156	1.562	1-9/16	39.7	1.468		.068		.047	1.446		.062		12.4	2.10	2.01	11571	5200
SH-162	1.625	1-5/8	41.3	1.529		.068	+ .004	.048	1.503		.062		13.2	2.17	2.08	12028	5600
SH-168	1.688	1-11/16	42.9	1.589	±.005	.068	-.000	.049	1.560		.062		14.8	2.24	2.15	12535	5850
SH-175	1.750	1-3/4	44.4	1.650	±.005*	.068		.050	1.618	+.013	.062		15.3	2.31	2.21	12992	6200
SH-177	1.772	-	45.0	1.689		.068		.051	1.637	-.020	.062		15.4	2.33	2.23	13144	6400
SH-181	1.812	1-13/16	46.0	1.708		.068		.052	1.675		.062		15.6	2.38	2.28	13449	6650
SH-187	1.875	1-7/8	47.6	1.789		.068		.053	1.735		.062		17.3	2.44	2.34	13906	7000
SH-196	1.969	1-31/32	50.0	1.857		.068		.056	1.819		.062		18.0	2.57	2.46	14565	7800
SH-200	2.000	2	50.8	1.886		.068		.057	1.850		.062		19.0	2.60	2.49	14819	8050
SH-206	2.062	2-1/16	52.4	1.946		.086		.058	1.906		.078		25.0	2.68	2.57	19234	8450
SH-212	2.125	2-1/8	54.0	2.003		.086		.061	1.964		.078		26.1	2.78	2.66	19793	9150
SH-215	2.156	2-5/32	54.8	2.032		.086		.062	1.993		.078		26.3	2.81	2.69	20097	9450
SH-225	2.250	2-1/4	57.1	2.120		.086		.065	2.081	+.015	.078	±.003	27.7	2.88	2.76	21011	10350
SH-231	2.312	2-5/16	58.7	2.178		.086		.067	2.139	-.025	.078		28.0	2.94	2.81	21518	10950
SH-237	2.375	2-3/8	60.3	2.239		.086		.068	2.197		.078		29.2	3.06	2.93	22127	11400
SH-243	2.438	2-7/16	61.9	2.299	±.006	.086	+ .005	.069	2.255		.078		29.5	3.07	2.94	22736	11900
SH-250	2.500	2-1/2	63.5	2.360	±.006*	.086	-.000	.070	2.313		.078		29.7	3.17	3.03	23345	12350
SH-255	2.559	-	65.0	2.419		.086		.070	2.377		.078		33.9	3.18	3.04	23853	12650
SH-262	2.625	2-5/8	66.7	2.481		.086		.072	2.428		.078		35.0	3.30	3.16	24462	13350
SH-268	2.688	2-11/16	68.3	2.541		.086		.073	2.485		.078		36.0	3.37	3.23	25071	13850
SH-275	2.750	2-3/4	69.8	2.602		.103		.074	2.543		.093		42.5	3.48	3.34	30551	14400
SH-287	2.875	2-7/8	73.0	2.721		.103		.077	2.659		.093		48.5	3.60	3.45	31973	15650
SH-293	2.938	2-15/16	74.6	2.779		.103		.079	2.717	+.020	.093		50.0	3.66	3.51	32683	16400
SH-300	3.000	3	78.2	2.838		.103		.081	2.775	+.030	.093		52.0	3.60	3.44	33394	17200
SH-306	3.062	3-1/16	77.8	2.898		.103		.082	2.832		.093		47.5	3.74	3.58	34003	17750
SH-312	3.125	3-1/8	79.4	2.957		.103		.084	2.892		.093		58.0	3.85	3.69	34815	18550
SH-315	3.156	3-5/32	80.2	2.996		.103		.085	2.920		.093		59.0	3.88	3.71	35119	18950

Tabla 24. Selección de anillo de retención

2.9.2.7. Diseño de las chavetas

Emplearemos chavetas rectangulares simples (6885 A) con puntas redondeadas (elementos 20 y 21 de la figura 41)

Las chavetas están normalizadas en alto y ancho según el diámetro de eje, por lo cual solo debemos calcular la longitud que han de tener para transmitir el par. Sobre una chaveta actúa una fuerza de:

$$F = \frac{T}{R}$$

Donde:

- F= Fuerza actuante
- T= Momento torsor
- R= Radio del eje

Estudiaremos el elemento tanto a su posible fallo a cortante (área de cortante= $w \cdot L$) como por aplastamiento (área de aplastamiento= $h \cdot L/2$). Para que no se dé el fallo en ninguno de los dos casos deben cumplir lo siguiente:

$$\tau = \frac{T}{wL} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \text{ (A cortante)}$$

$$\sigma = \frac{T}{hL/2} \leq \frac{\sigma_{YP}}{CS} \text{ (A aplastamiento)}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2}$$

Donde:

- τ = Tensión a cortante
- T= Momento torsor
- R= Radio del eje
- w= Ancho de la chaveta
- L= Longitud de la chaveta
- τ_{yp} = Tensión a cortante máxima
- CS= Coeficiente de seguridad
- σ = Tensión axial
- h= Alto de la chaveta
- σ_{YP} = Tensión axial máxima

Emplearemos el catálogo Opac, donde el material escogido es un acero St 60 de kg/mm² de resistencia a la tracción.

Haremos uso de unas chavetas 20x8x90 DIN 6885 A (tabla 25).

longitud (1 5,6)	Dif. adm. Macho Hembra	Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm ³)																						
6	-0,2	+0,2	0,188																					
8			0,251	0,565																				
10			0,314	0,707	1,25																			
12			0,377	0,848	1,51	1,41	2,35																	
14			0,44	0,989	1,76	1,65	2,75																	
16			0,502	1,13	2,01	1,88	3,14	30,1	4,52															
18			0,565	1,27	2,26	2,12	3,53	3,39	5,09															
20			0,628	1,4	2,51	2,36	3,92	3,77	5,65	6,28	8,8													
22				1,55	2,76	2,59	4,32	4,14	6,2	6,9	9,67													
25				1,77	3,14	2,94	4,91	4,71	7,07	7,85	11,0	11,8	15,7											
28		1,98	3,52	3,30	5,20	5,28	7,91	8,79	12,3	13,2	17,5													
32	-0,3	+0,3	2,26	4,02	3,77	5,28	6,03	9,04	10,0	14,1	15,1	20,1	18,1	24,1										
36			2,54	4,52	4,24	7,06	6,78	10,2	11,3	15,8	17,0	22,6	20,3	27,1										
40				5,02	4,71	7,85	7,54	11,3	12,6	17,6	18,8	25,1	22,5	30,1	26,4	39,6								
45				5,65	5,30	8,83	8,48	12,7	14,1	18,8	21,2	28,3	25,4	33,9	29,7	44,5	39,6	56,5						
50					5,89	9,81	9,42	14,1	15,7	22,0	23,6	31,4	28,3	37,7	33,0	49,5	44,0	62,8	49,5	77,7				
56					6,59	11,0	10,6	15,8	17,6	24,6	26,4	35,2	31,6	42,2	36,9	55,4	49,2	70,3	55,4	87,0	70,3	106		
63							11,9	17,8	19,8	27,7	29,7	39,6	35,5	47,5	41,5	62,3	55,4	79,1	62,3	97,9	79,1	119	98	152
70							13,2	19,8	22,0	30,8	33,0	44,0	39,6	52,8	46,2	69,2	61,5	88,0	69,2	109	87,9	132	109	169
80									25,1	35,2	37,7	50,2	45,2	60,3	52,8	79,1	70,3	100	79,1	124	100	151	124	193
90									28,3	39,6	42,4	56,5	50,9	67,8	59,3	89,0	79,1	113	89,0	140	113	170	140	218
100								47,1	62,8	56,5	75,4	65,9	98,9	87,9	125	98,9	155	126	188	155	242	177		
110								51,8	69,1	62,2	82,9	72,5	109	96,7	138	109	171	138	207	171	266	194		

Tabla 25. Selección de chaveta

2.9.3. 2º eje multiplicador

El 2º eje multiplicador será la segunda y última etapa multiplicadora de nuestra máquina. Este eje aumenta la velocidad un 2x hasta obtener una velocidad angular de 30 rpm. El diseño será el de un eje bi-apoyado con dos rodamientos y dos engranajes: uno cilíndrico recto y el segundo cónico recto para transmitir el giro al eje vertical.

Lo primero será definir el esquema y las distancias entre los rodamientos y los engranajes, intentando que sea lo menor posible para evitar deformaciones y momentos excesivos. Seguiremos el mismo procedimiento empleado en los anteriores ejes.

2.9.3.1. Cargas sobre el eje

El 2º eje multiplicador tendrá que soportar las distintas cargas:

Momento torsor

Tal y como explicamos en el anterior cálculo de engranajes la transmisión de potencia se expresa en la siguiente ecuación:

$$Pot = Pot_1 = Pot_2 \rightarrow T_1 \cdot w_1 = T_2 \cdot w_2 \rightarrow F_t \cdot R_1 \cdot w_1 = F_t \cdot R_2 \cdot w_2$$

Donde si aumentamos la velocidad 2x disminuirá el momento torsor a la misma magnitud:

$$M_{Torsor} = 1832,75 (N \cdot mm)$$

Calculo del engranaje cónico (elementos 9 y 10 de la figura 41)

Del engranaje pequeño sabemos que tiene las siguientes características:

- b= 10 cm
- R= 10 cm
- $\rho = 7,85 \text{ g/cm}^3$

Estos datos los usaremos para el cálculo del peso que usaremos más adelante en el apartado 3.5.4.

Procedemos al estudio del engranaje cónico ahora, del cual sabemos que ambos ejes están dispuestos a 90° y los siguientes datos obtenidos de de la tesis:

- Relación $i=1$
- Módulo= 12mm
- Pot=5,87 CV
- $\omega=30 \text{ rpm}$

El módulo de 12 mm ha sido elegido como dato de partida de diseño.

La figura 58 siguiente muestra las dimensiones normalizadas en los engranajes cónicos.

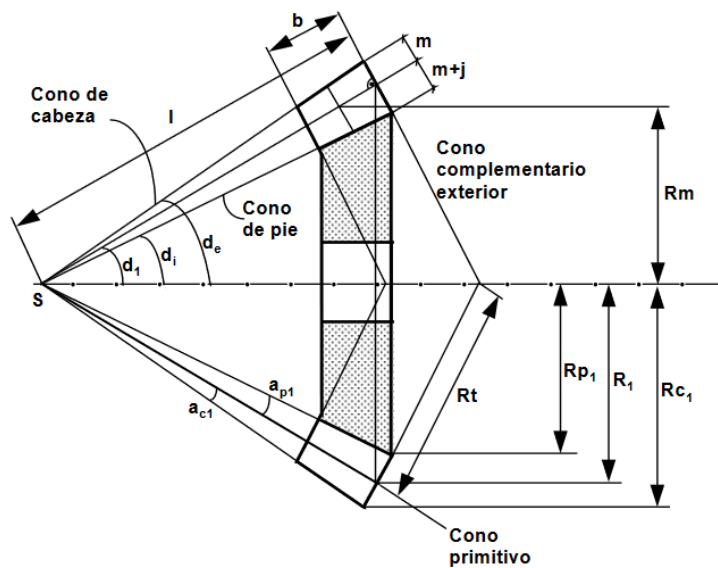


Figura 58. Engranajes cónicos

Donde:

- R_1 = Radio primitivo
- R_{cl} = Radio de cabeza
- R_{pl} = Radio de pie
- R_{tl} = Radio del desarrollo en la construcción de Tredgold
- R_{ml} = Radio medio
- d_1 = Ángulo primitivo
- d_i = Ángulo interior
- d_e = Ángulo exterior
- a_{c1} = Ángulo de cabeza
- a_{pl} = Ángulo de pie
- l = Longitud de la generatriz de contacto

Como en todos los engranajes se mantiene la relación de:

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = i$$

Que en este caso es igual a $i=1$. Al tratarse de engranajes cónicos y al estar los ejes dispuestos a 90° :

$$\theta_1 + \theta_2 = \theta = 90$$

$$\theta_1 = 45^\circ$$

$$\theta_2 = 45^\circ$$

Emplearemos un factor limitante en el número de dientes llamado número de dientes equivalentes:

$$\frac{Z_{\ell_1}}{\cos\theta_1} = 14 \quad Z_{\ell_1} = 14 \cdot \cos\theta_1$$

$$\frac{Z_{\ell_2}}{\cos\theta_2} = 14 \quad Z_{\ell_2} = 14 \cdot \cos\theta_2$$

Después procederemos al cálculo del radio:

$$R_1 = \frac{m \cdot Z_1}{2}$$

$$R_2 = \frac{m \cdot Z_2}{2}$$

Se calcula la longitud de la generatriz de contacto y el ancho del engranaje:

$$\ell = \frac{R_1}{\sin\theta_1} = \frac{R_2}{\sin\theta_2}$$

$$b = \frac{\ell}{3}$$

Posteriormente se definen todos los radios y ángulos restantes del engranaje. Todos los resultados se encuentran en el apartado 3.6.1 en el cálculo del engranaje cónico.

Con éstos datos usaremos un eje con las siguientes medidas como observamos en la figura 59:

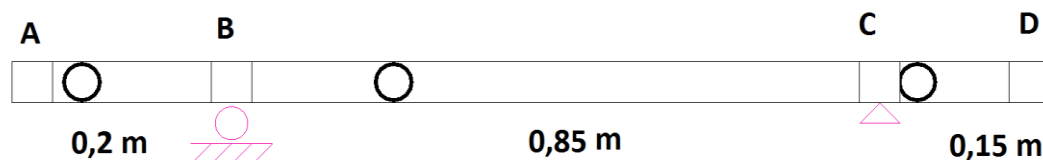


Figura 59. 2º eje multiplicador

Fuerzas en el engranaje

En la figura 60 se observan las fuerzas que aparecen en el contacto de dos ruedas cónicas de dientes rectos. Así la fuerza F se transmite en el plano perpendicular al plano tangente con componentes:

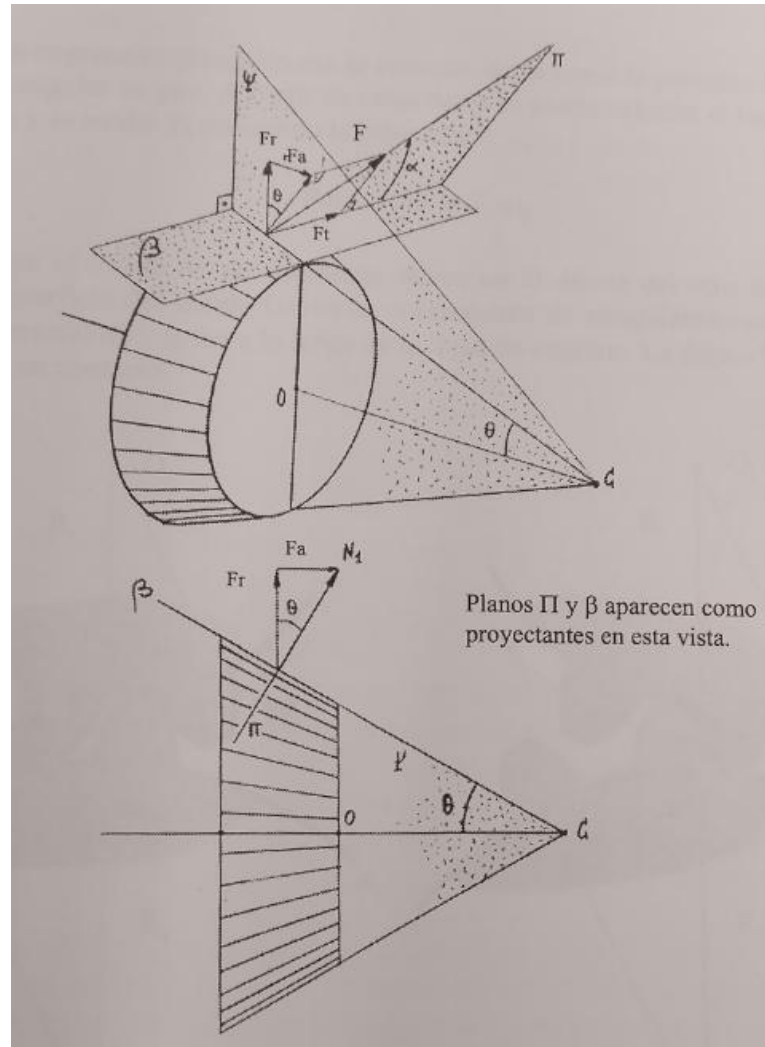


Figura 60. Fuerzas en engranajes cónicos

La fuerza total se obtiene del momento torsor y la distancia al radio medio, donde según la teoría:

$$R_{m_1} = R_1 - \frac{b}{2} \text{sen}\theta_1$$

$$F = \frac{M_1}{R_{m_1}}$$

Esta fuerza se descompone en los siguientes componentes tangenciales, axiales y radiales:

$$F_t = F \cos \alpha$$

$$N_1 = F \sin \alpha$$

$$F_a = F \sin \alpha \sin \theta$$

$$F_r = F \sin \alpha \cos \theta$$

Reacciones en los apoyos y momentos flectores

En el segundo eje multiplicador actúan 5 fuerzas, los componentes tangenciales y radiales generados por el engranaje entre el 1º eje multiplicador y el 2º eje multiplicador y los componentes radiales, tangenciales y axiales generados por el engranaje cónico entre el 2º eje multiplicador y el eje vertical.

Para el cálculo de las reacciones y momentos en los apoyos estudiaremos la posición del engranaje del eje vertical debajo del engranaje del 2º eje multiplicador. Se harán los cálculos en los planos XY y XZ mediante sumatorios de momentos y fuerzas:

$$\sum M = 0$$

$$\sum F = 0$$

Las fuerzas y momentos obtenidos se sumaran vectorialmente para la obtención del total, los resultados se exponen en la figura 61:

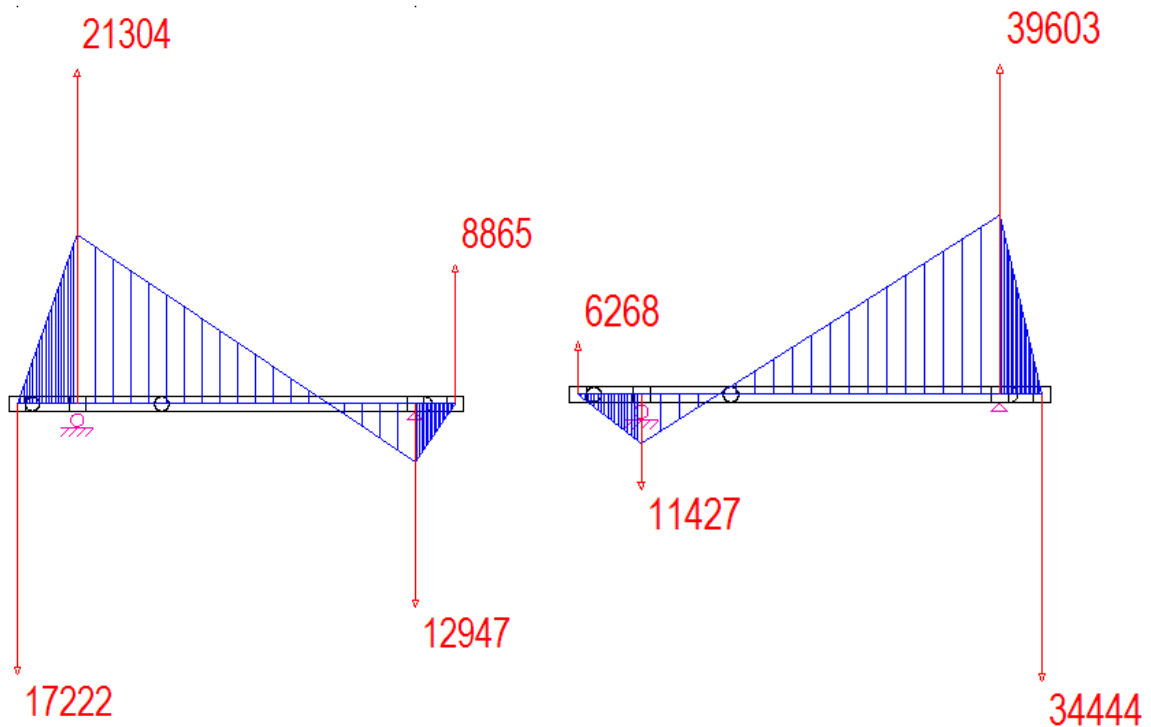


Figura 61. Fuerzas y momentos en el 2º eje multiplicador

En el apartado 3.6.1 se expondrán todos los resultados.

2.9.3.2. Cálculo del eje según las tensiones

Para soportar las cargas anteriormente citadas se dimensiona el eje según el código ASME.

Cálculo de ejes mediante el código ASME

La expresión del código ASME para el cálculo a fatiga es la siguiente:

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

Los valores de momento flector y torsor se han de mayorar según la tabla 26:

	C _m	C _t
EJES FIJOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5-2.2	1.5-2.2

EJES GIRATORIOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.5	1.0
Carga aplicada repentinamente, sólo pequeños impactos	1.5-2.0	1.0-1.5
Carga aplicada repentinamente, grandes impactos	2.0-3.0	1.5-3.0

Tabla 26. Coeficientes de mayoración ASME.

En nuestro caso se trata de una carga aplicada gradualmente en un eje giratorio:

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

Material escogido

Emplearemos un acero AISI / SAE 1045 del catálogo de Aceros Otero (tabla 27)

Composición Química				
% C	% Mn	% Si	% P	% S
0,43 - 0,50	0,60 - 0,90	0,15 - 0,35	≤ 0,04	≤ 0,05

Propiedades Mecánicas Acero Laminado (Valores típicos)			
Dureza (HB)	Esfuerzo Fluencia (min.) (Kg / mm ²)	Esfuerzo Tracción (min.) (Kg / mm ²)	Elongación (min.)%
170 - 190	40	63 - 73	15

Tabla 27. Características del material AISI 1045.

La característica mecánica que más nos ocupan es el esfuerzo a fluencia, que en este caso es:

$$\sigma_{yp} = 40 \left(\frac{kg}{mm^2} \right) = 392,4 (MPa)$$

Coeficiente de seguridad (CS)

El coeficiente de seguridad parcial para materiales se obtiene del código IEC-61400-02:2006 pág. 89. En dicho código (tabla 28) se obtienen los coeficientes según la resistencia a la fatiga o el límite de rotura conociendo la caracterización total con un valor de 1,25.

Table 6 – Partial safety factors for materials

Condition	Full characterisation	Minimal characterisation
Fatigue strength	1,25 ^{a)}	10,0 ^{b)}
Ultimate strength	1,1	3,0

^{a)} Factor is applied to the stress ranges as shown in equation (48).
^{b)} Factor is applied to the measured ultimate strength of the material.

Tabla 28. Coeficiente de seguridad según normativa.

Dimensionamiento a fatiga

Se calcula el límite elástico del material a tracción y a cortante:

$$\sigma_{admissible} = \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

$$\tau_{admissible} = \frac{\frac{\sigma_{yp}}{2}}{CS} = \frac{\tau_{yp}}{2}$$

Y mediante la fórmula del código ASME se calcula el Ø mínimo que ha de tener nuestro eje:

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

En este caso es Ø56,78 mm (radio de 28,39 mm). En el apartado 3.6.2 se muestran todos los resultados.

2.9.3.3. Dimensionamiento según deflexiones

Se calculan las flexiones causadas por todos los elementos y sus reacciones haciendo uso de la teoría de superposición aplicando el teorema de Mohr, el primero para la variación angular y el segundo para la flecha.

$$\theta_{AB} = \theta_B - \theta_A = \int_{\chi_A}^{\chi_B} \frac{M_f(\chi)}{EI_f} d\chi$$

$$\delta_{BA} = - \int_{\chi_A}^{\chi_B} \frac{M_f(\chi)}{EI_f} (\chi - \chi_a) d\chi$$

Donde:

- θ = Ángulo de giro
- M_f = Momento flector
- X = Distancia del centro de gravedad
- E = Modulo de Young
- I = Momento de inercia
- δ = Flecha

Los giros son:

$$\theta_B = \sqrt{\left(\frac{7,31 \cdot 10^8}{210000 \cdot 6,496 \cdot 10^6} - \frac{1,25 \cdot 10^8}{210000 \cdot 6,496 \cdot 10^6}\right)^2 + \left(\frac{2,66 \cdot 10^8}{210000 \cdot 6,496 \cdot 10^6} - \frac{4,87 \cdot 10^8}{210000 \cdot 6,496 \cdot 10^6}\right)^2} = 0,00301 \text{ (rad)}$$

$$\theta_c = \sqrt{\left(\frac{3,65 \cdot 10^8}{210000 \cdot 6,496 \cdot 10^6} - \frac{2,511 \cdot 10^8}{210000 \cdot 6,496 \cdot 10^6}\right)^2 + \left(\frac{1,33 \cdot 10^8}{210000 \cdot 6,496 \cdot 10^6} - \frac{9,75 \cdot 10^8}{210000 \cdot 6,496 \cdot 10^6}\right)^2} = 0,0039 \text{ (rad)}$$

Donde los valores de giro han de estar dentro de los valores de la tabla 29. Todos los resultados se muestran en el apartado 3.6.3:

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE (θ_{max})
Rodamiento de rodillos cónicos	0.0005-0.0012 rad
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0.0008-0.0012 rad
Rodamiento de bolas de ranura profunda	0.001-0.003 rad
Rodamiento de bolas de contacto angular	0.026-0.052 rad
Engranaje cilíndrico recto	0.026-0.052 rad

Tabla 29. Pendiente máxima admisible

2.9.3.4. Diseño del eje en base a vibraciones

Hay que comprobar que las vibraciones no son excesivas, para eso se calcula usando las deformaciones causada por el peso propio de los elementos soportados por el eje.

$$w_{eje} \ll w_{crítica} = \sqrt{\frac{g \cdot \sum(w_i \cdot y_i)}{\sum(w_i \cdot y_i^2)}}$$

Donde:

- g: gravedad.
- w: velocidad de giro.
- y: deflexión del eje causada por el elemento.

En este caso hemos optado por despreciar las deformadas de los engranajes por tratarse de pesos muy pequeños. Los resultados son expuestos en el apartado 3.6.4.

2.9.3.5. Rodamientos 2º eje multiplicador

Empezando con el cálculo de los elementos comerciales tenemos los rodamientos los cuales se encargarán de soportar las reacciones en los puntos de apoyo y permitir el giro. Las reacciones las obtuvimos en el apartado 3.6.1.

Haremos uso de rodamientos de bolas en el primer apoyo y de rodamientos esféricos en el segundo apoyo (tablas 30 y 31) por soportar para nuestro propósito de manera holgada un giro a un bajo régimen de revoluciones con unas cargas no muy elevadas ((elementos 15 y 16 de la figura 41).

Characteristic	Tapered Roller Bearing	Thrust Tapered Roller Bearing	Cylindrical Roller Bearing	Thrust Cylindrical Roller Bearing	Spherical Roller Bearing	Thrust Spherical Roller Bearing	Ball Bearing	Thrust Ball Bearing	Needle Roller Bearing	Thrust Needle Roller Bearing
Pure Radial Load	Excellent	Unsuitable	Excellent	Unsuitable	Excellent	Unsuitable	Good	Poor	Excellent	Unsuitable
Pure Axial Load	Good	Excellent	Unsuitable	Good	Fair	Excellent	Fair	Excellent	Unsuitable	Excellent
Combined Load	Excellent	Fair	Fair	Unsuitable	Excellent	Fair	Good	Poor	Unsuitable	Unsuitable
Moment Load	Fair	Poor	Unsuitable	Unsuitable	Unsuitable	Unsuitable	Good	Poor	Fair	Unsuitable
High Stiffness	Excellent	Excellent	Good	Excellent	Good	Good	Fair	Good	Good	Excellent
Quiet Running	Fair	Fair	Good	Poor	Fair	Poor	Excellent	Good	Good	Fair
Low Friction	Fair	Fair	Good	Poor	Fair	Fair	Excellent	Excellent	Good	Good
Misalignment	Poor	Poor	Poor	Unsuitable	Excellent	Excellent	Good	Poor	Poor	Poor
Locating Position (Fixed)	Excellent	Good	Fair	Fair	Good	Good	Good	Excellent	Unsuitable	Excellent
Non-Locating Position (Floating)	Good	Unsuitable	Excellent	Unsuitable	Fair	Unsuitable	Good	Unsuitable	Good	Unsuitable
Speed	Good	Good	Good	Poor	Fair	Fair	Excellent	Excellent	Good	Poor

Tabla 30. Especificaciones de rodamientos

Characteristic	Spherical Roller Bearing	Thrust Spherical Roller Bearing	Ball Bearing
Pure Radial Load	Excellent	Unsuitable	Good
Pure Axial Load	Fair	Excellent	Fair
Combined Load	Excellent	Fair	Good
Moment Load	Unsuitable	Unsuitable	Good
High Stiffness	Good	Good	Fair
Quiet Running	Fair	Poor	Excellent
Low Friction	Fair	Fair	Excellent
Misalignment	Excellent	Excellent	Good
Locating Position (Fixed)	Good	Good	Good
Non-Locating Position (Floating)	Fair	Unsuitable	Good
Speed	Fair	Fair	Excellent

Tabla 31. Rodamientos esféricos

Lo primero será definir la vida útil de nuestros rodamientos, eligiendo una vida nominal de 65000 horas, siendo la media entre las 30000 y 100000 de horas estimadas de la maquinaria eólica (tabla 32):

Tabla 9

Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas	
Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000

Tabla 32. Vida Nominal

Pasaremos la vida útil de horas a revoluciones:

$$L_{10} = T \cdot w \cdot \frac{60 \text{ (min)}}{1 \text{ (h)}}$$

Donde:

- L_{10} = Millones de revoluciones
- T = Vida nominal
- W = Velocidad angular

Al soportar una carga axial considerable, hay que valorar la carga dinámica equivalente según la tabla 33:

$$\frac{F_a}{f_r} > 0.17 \text{ (en nuestro caso)}$$

If, in addition to the radial load, an axial load F_a acts on the bearing, this axial load is taken into consideration when calculating the life of a bearing (with $F_a \leq F_{az}$; F_{az} is the allowable axial load).

Dimension Series	Load ratio	Equivalent Dynamic Load
10.. 2..E, 3..E	$F_a/F_r \leq 0.11$	$P = F_r$
	$F_a/F_r > 0.11$	$P = 0.93 \cdot F_r + 0.69 \cdot F_a$
22..E, 23..E	$F_a/F_r \leq 0.17$	$P = F_r$
	$F_a/F_r > 0.17$	$P = 0.93 \cdot F_r + 0.45 \cdot F_a$

Tabla 33. Carga dinámica equivalente

La carga F en el punto C será en nuestro caso de:

$$P = 0,93 \cdot F_r + 0,45 \cdot F_a$$

Procedemos posteriormente al cálculo de la capacidad dinámica a soportar del rodamiento:

$$C = F \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}}$$

Donde:

- C= Capacidad dinámica
- F= Cargas a soportar
- L_{10} = Millones de revoluciones
- a= Factor de forma

Los rodamientos seleccionados son los siguientes:

- Rodamiento B: 5312W de 60 mm de \varnothing interno con una carga dinámica máxima de 151000 N (Tabla 34).
- Rodamiento C: 22312CJ de 60 mm de \varnothing interno con una carga dinámica máxima de 269000 N (tabla 35)

DIMENSIONS – TOLERANCES

Bearing Number	Bore d				Outside Diameter D				Width C			Fillet Radius ⁽¹⁾	Contact Angle	Wt.		Static Load Rating C ₀		Extended Dynamic Load Rating C _E ⁽⁶⁾		
	mm	in.	tolerance +0.000 mm +0.0000" to minus	mm	in.	tolerance +0.000 mm +0.0000" to minus	mm	in.	tolerance +0.00 mm, -0.12 mm +0.000", -0.005"	mm	in.			kg	lbs.	N	lbs.	N	lbs.	
5302	15	0.5906	0.008	0.0003	42	1.6535	0.012	0.00045	19.05	0.75	3/4	1.0	0.039	20°	0.141	0.31	9200	2080	16800	3800
5303K	17	0.6693	0.008	0.0003	47	1.8504	0.012	0.00045	22.22	0.875	7/8	1.0	0.039	20°	0.191	0.42	12600	2850	22600	5100
5304K ⁽²⁾	20	0.7874	0.010	0.0004	52	2.0472	0.013	0.0005	22.22	0.875	7/8	1.0	0.039	20°	0.222	0.49	15300	3450	28400	6400
5305K ⁽²⁾	25	0.9843	0.010	0.0004	62	2.4409	0.013	0.0005	25.4	1.000	1	1.0	0.039	20°	0.367	0.81	21100	4750	37700	8500
5306K	30	1.1811	0.010	0.0004	72	2.8346	0.013	0.0005	30.17	1.188	1 1/16	1.0	0.039	20°	0.612	1.35	29000	6550	47000	10600
5306W	30	1.1811	0.010	0.0004	72	2.8346	0.013	0.0005	30.17	1.188	1 1/16	1.0	0.039	30°	0.612	1.35	41000	9300	62000	14000
5307K	35	1.3780	0.012	0.00047	80	3.1496	0.013	0.0005	34.93	1.375	1 1/8	1.5	0.059	20°	0.871	1.92	36000	8300	59500	13400
5307W	35	1.3780	0.012	0.00047	80	3.1496	0.013	0.0005	34.93	1.375	1 1/8	1.5	0.059	30°	0.871	1.92	47900	10800	69200	15600
5308K	40	1.5748	0.012	0.00047	90	3.5433	0.015	0.0006	36.53	1.438	1 1/8	1.5	0.059	20°	1.139	2.51	46000	10400	72400	16300
5308W	40	1.5748	0.012	0.00047	90	3.5433	0.015	0.0006	36.53	1.438	1 1/8	1.5	0.059	30°	1.139	2.51	66600	15000	90600	20400
5309K	45	1.7717	0.012	0.00047	100	3.9370	0.015	0.0006	39.67	1.562	1 9/16	1.5	0.059	20°	1.433	3.16	56400	12700	87000	19600
5309W	45	1.7717	0.012	0.00047	100	3.9370	0.015	0.0006	39.67	1.562	1 9/16	1.5	0.059	30°	1.433	3.16	81000	18300	106000	24000
5310K	50	1.9685	0.012	0.00047	110	4.3307	0.015	0.0006	44.45	1.750	1 3/4	2.0	0.079	20°	2.091	4.61	73000	16600	111000	25000
5310W	50	1.9685	0.012	0.00047	110	4.3307	0.015	0.0006	44.45	1.750	1 3/4	2.0	0.079	30°	2.091	4.61	97000	22000	126000	28500
5311K	55	2.1654	0.015	0.0006	120	4.7244	0.015	0.0006	49.22	1.938 ⁽³⁾	1 5/8	2.0	0.079	20°	2.722	6.00	86700	19500	124400	28000
5311W	55	2.1654	0.015	0.0006	120	4.7244	0.015	0.0006	49.22	1.938 ⁽³⁾	1 5/8	2.0	0.079	20°	2.722	6.00	113000	25500	144000	32500
5312W	60	2.3622	0.015	0.0006	130	5.1181	0.018	0.0007	53.98	2.125 ⁽³⁾	2 1/8	2.0	0.079	20°	3.423	7.54	151000	34000	191000	43000
5313W	65	2.5591	0.015	0.0006	140	5.5118	0.018	0.0007	58.72	2.312 ⁽³⁾	2 5/8	2.0	0.079	20°	4.163	9.17	173000	39000	213000	48000
5314W	70	2.7559	0.015	0.0006	150	5.9055	0.018	0.0007	63.50	2.500 ⁽³⁾	2 1/2	2.0	0.079	20°	5.362	11.82	195000	44000	239000	54000
5315W	75	2.9528	0.015	0.0006	160	6.2992	0.025	0.0010	68.30	2.689 ⁽³⁾	2 1/16	2.0	0.079	20°	6.428	14.17	222000	50000	266000	60000
5316W	80	3.1496	0.015	0.0006	170	6.6929	0.025	0.0010	68.28	2.688 ⁽³⁾	2 1/16	2.0	0.079	20°	7.366	16.24	248000	56000	284000	64000

Tabla 34. Rodamiento B

Bearing Number	d Bore	D O.D.	B Width	R Fillet ⁽²⁾ (max.)	Backing Diameter		Load Ratings		Equivalent Radial load Factors ⁽¹⁾			Lubrication Life Adjustment Factor ⁽⁴⁾ C _g	Reference Speed RPM	Thermal Ratings ⁽³⁾ RPM	Weight kg lbs.	
					d _a Shaft	D _a Housing	Static Load Rating C ₀	Dynamic Load Rating C	Dynamic		Static					
					mm in.	mm in.	kN lbs.	kN lbs.	e	T/R ≤ e X = 1 T/R > e X = .67	In All Cases X ₀ = 1 Y ₀					
22311CJ	55 2.1654	120 4.7244	43.0 1.6929	2.0 0.08	69 2.7	107 4.2	248 55800	221 49600	0.36	1.87	2.79	1.83	0.0446	3900	4700	2.4 5.3
22311YM	55 2.1654	120 4.7244	43.0 1.6929	2.0 0.08	69 2.7	107 4.2	248 55800	221 49600	0.36	1.87	2.79	1.83	0.0446	3900	4700	2.4 5.3
21311VCSJ	55 2.1654	120 4.7244	29.0 1.1417	2.0 0.08	70 2.8	109 4.3	158 35500	141 31700	0.24	2.82	4.20	2.76	0.0446	4000	4800	1.50 3.3
22212CJ	60 2.3622	110 4.3307	28.0 1.1024	1.5 0.06	72 2.8	100 4.0	174 39100	146 32800	0.24	2.84	4.23	2.78	0.0652	3800	4600	1.2 2.6
22212YM	60 2.3622	110 4.3307	28.0 1.1024	1.5 0.06	72 2.8	100 4.0	164 36900	140 31400	0.24	2.84	4.23	2.78	0.0645	3800	4700	1.2 2.6
22312CJ	60 2.3622	130 5.1181	46.0 1.8110	2.0 0.08	75 3.0	117 4.6	312 70100	269 60400	0.35	1.95	2.90	1.91	0.0463	3600	4300	3.0 6.6
22312YM	60 2.3622	130 5.1181	46.0 1.8110	2.0 0.08	75 3.0	117 4.6	312 70100	269 60400	0.35	1.95	2.90	1.91	0.0471	3600	4300	3.0 6.6

Tabla 35. Rodamiento C

Todos los resultados son expuestos en el apartado 3.6.5.

2.9.3.6. Anillos de retención

En este caso emplearemos un anillo de ensamblaje externo (elemento 27 de la figura 41) de sección cónica.

En este caso hemos elegido el anillo SH-237 de Ø60,3mm (tabla 36). Todos los resultados son expuestos en el apartado 3.6.6.

NO. DE ANILLO	DIÁMETRO DEL EJE			TAMANO DE RANURA					TAMANO Y PESO DEL ANILLO					DIAM. LIMITE			CARGA DE EMPUJE (lb)	
				DIÁMETRO		ANCHURA		PROFUNDIDAD	DIÁMETRO LIBRE		ESPESOR**			Peso por 1000 piezas	Expandido Sobre el Eje	Liberado la Ranura	Límites de Factor de Seguridad del Anillo de 4	Factor de Seguridad de la Ranura de 2
	Ds DEC	Ds FRAC	Ds mm	Dg	Tol.	W	Tol.	d	Df	Tol.	T	Tol.	lbs.	L1	L2	Pr	Pg	
SH-118	1.188	1-3/16	30.2	1.118		.056		.035	1.098		.050		5.6	1.61	1.54	7105	2950	
SH-125	1.250	1-1/4	31.7	1.176	±.004	.056		.037	1.156		.050		5.9	1.69	1.62	7460	3250	
SH-131	1.312	1-5/16	33.3	1.232	±.005*	.056		.040	1.214	+ .010	.050		6.8	1.75	1.67	7866	3700	
SH-137	1.375	1-3/8	34.9	1.291		.056		.042	1.272	- .015	.050		7.2	1.80	1.72	8222	4100	
SH-143	1.438	1-7/16	36.5	1.350		.056		.044	1.333		.050		8.1	1.87	1.79	8628	4500	
SH-150	1.500	1-1/2	38.1	1.406		.056		.047	1.387		.050		9.0	1.99	1.90	8932	5000	
SH-156	1.562	1-9/16	39.7	1.468		.068		.047	1.446		.062		12.4	2.10	2.01	11571	5200	
SH-162	1.625	1-5/8	41.3	1.529		.068	+ .004	.048	1.503		.062		13.2	2.17	2.08	12028	5600	
SH-168	1.688	1-11/16	42.9	1.589	±.005	.068	- .000	.049	1.560		.062		14.8	2.24	2.15	12535	5850	
SH-175	1.750	1-3/4	44.4	1.650	±.005*	.068		.050	1.618	+ .013	.062		15.3	2.31	2.21	12992	6200	
SH-177	1.772	-	45.0	1.669		.068		.051	1.637	- .020	.062		15.4	2.33	2.23	13144	6400	
SH-181	1.812	1-13/16	46.0	1.708		.068		.052	1.675		.062		15.6	2.38	2.28	13449	6650	
SH-187	1.875	1-7/8	47.6	1.769		.068		.053	1.735		.062		17.3	2.44	2.34	13906	7000	
SH-196	1.969	1-31/32	50.0	1.857		.068		.056	1.819		.062		18.0	2.57	2.46	14565	7800	
SH-200	2.000	2	50.8	1.886		.068		.057	1.850		.062		19.0	2.60	2.49	14819	8050	
SH-206	2.062	2-1/16	52.4	1.946		.086		.058	1.906		.078		25.0	2.68	2.57	19234	8450	
SH-212	2.125	2-1/8	54.0	2.003		.086		.061	1.964		.078		26.1	2.78	2.66	19793	9150	
SH-215	2.156	2-5/32	54.8	2.032		.086		.062	1.993		.078		26.3	2.81	2.69	20097	9450	
SH-225	2.250	2-1/4	57.1	2.120		.086		.065	2.081	+ .015	.078	±.003	27.7	2.88	2.76	21011	10350	
SH-231	2.312	2-5/16	58.7	2.178		.086		.067	2.139	- .025	.078		28.0	2.94	2.81	21518	10950	
SH-237	2.375	2-3/8	60.3	2.239		.086		.068	2.197		.078		29.2	3.06	2.93	22127	11400	
SH-243	2.438	2-7/16	61.9	2.299	±.006	.086	+ .005	.069	2.255		.078		29.5	3.07	2.94	22736	11900	
SH-250	2.500	2-1/2	63.5	2.360	±.006*	.086	- .000	.070	2.313		.078		29.7	3.17	3.03	23345	12350	
SH-255	2.559	-	65.0	2.419		.086		.070	2.377		.078		33.9	3.18	3.04	23853	12650	
SH-262	2.625	2-5/8	66.7	2.481		.086		.072	2.428		.078		35.0	3.30	3.16	24462	13350	
SH-268	2.688	2-11/16	68.3	2.541		.086		.073	2.485		.078		36.0	3.37	3.23	25071	13850	
SH-275	2.750	2-3/4	69.8	2.602		.103		.074	2.543		.093		42.5	3.48	3.34	30551	14400	
SH-287	2.875	2-7/8	73.0	2.721		.103		.077	2.659		.093		48.5	3.60	3.45	31973	15650	
SH-293	2.938	2-15/16	74.6	2.779		.103		.079	2.717	+ .020	.093		50.0	3.66	3.51	32683	16400	
SH-300	3.000	3	78.2	2.838		.103		.081	2.775	+ .030	.093		52.0	3.60	3.44	33394	17200	
SH-306	3.062	3-1/16	77.8	2.898		.103		.082	2.832		.093		47.5	3.74	3.58	34003	17750	
SH-312	3.125	3-1/8	79.4	2.957		.103		.084	2.892		.093		58.0	3.85	3.69	34815	18550	
SH-315	3.156	3-5/32	80.2	2.986		.103		.085	2.920		.093		59.0	3.88	3.71	35119	18950	

Tabla 36. Selección de anillo de retención

2.9.3.7. Diseño de las chavetas

Emplearemos chavetas rectangulares simples (6885 A) con puntas redondeadas (elemento 21 de la figura 41).

Las chavetas están normalizadas en alto y ancho según el diámetro de eje, por lo cual solo debemos calcular la longitud que han de tener para transmitir el par. Sobre una chaveta actúa una fuerza de:

$$F = \frac{T}{R}$$

Donde:

- F= Fuerza actuante
- T= Momento torsor
- R= Radio del eje

Estudiaremos el elemento tanto a su posible fallo a cortante (área de cortante= $w \cdot L$) como por aplastamiento (área de aplastamiento= $h \cdot L/2$). Para que no se dé el fallo en ninguno de los dos casos deben cumplir lo siguiente:

$$\tau = \frac{T}{wL} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \text{ (A cortante)}$$

$$\sigma = \frac{T}{hL/2} \leq \frac{\sigma_{YP}}{CS} \text{ (A aplastamiento)}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2}$$

Donde:

- τ = Tensión a cortante
- T= Momento torsor
- R= Radio del eje
- w= Ancho de la chaveta
- L= Longitud de la chaveta
- τ_{yp} = Tensión a cortante máxima
- CS= Coeficiente de seguridad
- σ = Tensión axial
- h= Alto de la chaveta
- σ_{YP} = Tensión axial máxima

Emplearemos el catálogo Opac, donde el material escogido es un acero St 60 de kg/mm² de resistencia a la tracción.

Haremos uso de dos chavetas 16x7x70 DIN 6885 A (tabla 37) para el engranaje cónico y una 16x10x70 DIN 6885 A para el engranaje cilíndrico recto.

longitud (1 5,6)	Dif. adm. Macho Hembra	Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm ³)																						
6	-0,2	+0,2	0,188																					
8			0,251	0,565																				
10			0,314	0,707	1,25																			
12			0,377	0,848	1,51	1,41	2,35																	
14			0,44	0,989	1,76	1,65	2,75																	
16			0,502	1,13	2,01	1,88	3,14	30,1	4,52															
18			0,565	1,27	2,26	2,12	3,53	3,39	5,09															
20			0,628	1,4	2,51	2,36	3,92	3,77	5,65	6,28	8,8													
22			1,55	2,76	2,59	4,32	4,14	6,2	6,9	9,67														
25			1,77	3,14	2,94	4,91	4,71	7,07	7,85	11,0	11,8	15,7												
28	1,98	3,52	3,30	5,20	5,28	7,91	8,79	12,3	13,2	17,5														
32	-0,3	+0,3	2,26	4,02	3,77	5,28	6,03	9,04	10,0	14,1	15,1	20,1	18,1	24,1										
36			2,54	4,52	4,24	7,06	6,78	10,2	11,3	15,8	17,0	22,6	20,3	27,1										
40			5,02	4,71	7,85	7,54	11,3	12,6	17,6	18,8	25,1	22,5	30,1	26,4	39,6									
45			5,65	5,30	8,83	8,48	12,7	14,1	18,8	21,2	28,3	25,4	33,9	29,7	44,5	39,6	56,5							
50			5,89	9,81	9,42	14,1	15,7	22,0	23,6	31,4	28,3	37,7	33,0	49,5	44,0	62,8	49,5	77,7						
56			6,59	11,0	10,6	15,8	17,6	24,6	26,4	35,2	31,6	42,2	36,9	55,4	49,2	70,3	55,4	87,0	70,3	106				
63			11,9	17,8	19,8	27,7	29,7	39,6	35,5	47,5	41,5	62,3	55,4	79,1	62,3	97,9	79,1	119	98	152				
70			13,2	19,8	22,0	30,8	33,0	44,0	39,6	52,8	46,2	69,2	61,5	88,0	69,2	109	87,9	132	109	169	124	192		
80			25,1	35,2	37,7	50,2	45,2	60,3	52,8	79,1	70,3	100	79,1	124	100	151	124	193	141	220				
90			28,3	39,6	42,4	56,5	50,9	67,8	59,3	89,0	79,1	113	89,0	140	113	170	140	218	158	247				
100	47,1	62,8	56,5	75,4	65,9	98,9	87,9	125	98,9	155	126	188	155	242	177	275								
110	51,8	69,1	62,2	82,9	72,5	109	96,7	138	109	171	138	207	171	266	194	302								

Tabla 37. Selección de chaveta

2.9.4. Eje vertical

El último eje a estudiar en nuestra máquina será el eje vertical. Este último elemento es el encargado de hacer girar las piedras volanderas para la molienda del cereal de trigo, las cuales quedarán fuera de estudio pues se mantendrán las originales para mantener la estética y el valor histórico del molino.

Del apartado 2.8.3 disponemos todos los datos necesarios para el dimensionamiento del eje vertical, pues conocemos tanto las reacciones que soporta como las dimensiones del engranaje. Será un eje by-apoyado tal y como vemos en la figura 62:

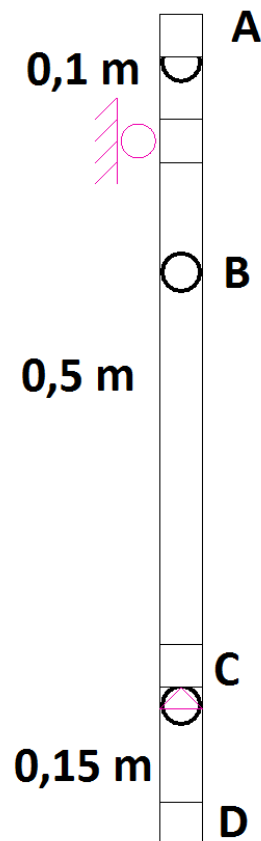


Figura 62. Eje vertical

2.9.4.1. Cargas sobre el eje

El eje vertical tendrá que soportar las distintas cargas:

Momento torsor

Se mantiene el mismo momento del anterior eje al tener la misma relación de transmisión $i=1$:

$$M_{Torsor} = 1832,75 \text{ (N} \cdot \text{mm)}$$

Reacciones en los apoyos y momentos flectores

Recordemos que del capítulo 2.8.3 en el apartado “Fuerzas en el engranaje” conocemos las reacciones que llegan al eje vertical. Tenemos la reacción radial en sentido horizontal positivo, la tangencial en el eje z negativo y la axial en sentido vertical negativo del engranaje cónico.

Para el cálculo de las reacciones y momentos en los apoyos estudiaremos la posición del engranaje debajo del segundo eje multiplicador. Se harán los cálculos en los planos XY y XZ mediante sumatorios de momentos y fuerzas:

$$\sum M = 0$$

$$\sum F = 0$$

Las fuerzas y momentos obtenidos se sumaran vectorialmente para la obtención del total, los resultados se exponen en la tabla 63:

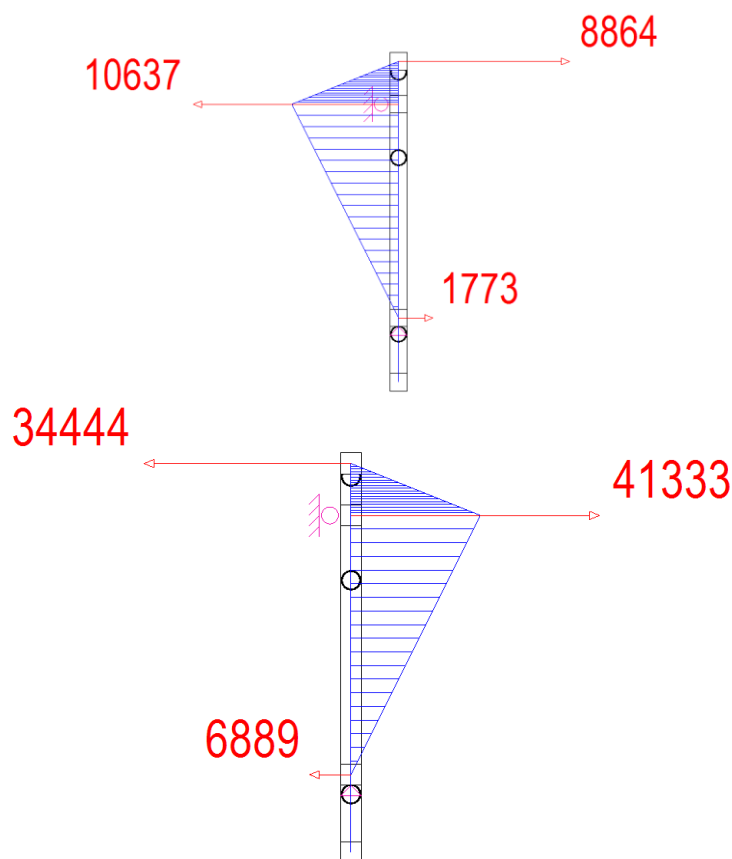


Figura 63. Fuerzas y momentos en el eje vertical

En el apartado 3.7.1 se expondrán todos los resultados.

2.9.4.2. Cálculo del eje según las tensiones

Para soportar las cargas anteriormente citadas se dimensiona el eje según el código ASME.

Cálculo de ejes mediante el código ASME

La expresión del código ASME para el cálculo a fatiga es la siguiente:

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

Los valores de momento flector y torsor se han de mayorar según la tabla 38:

	C_m	C_t
EJES FIJOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5-2.2	1.5-2.2
EJES GIRATORIOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.5	1.0
Carga aplicada repentinamente, sólo pequeños impactos	1.5-2.0	1.0-1.5
Carga aplicada repentinamente, grandes impactos	2.0-3.0	1.5-3.0

Tabla 38. Coeficientes de mayoración ASME.

En nuestro caso se trata de una carga aplicada gradualmente en un eje giratorio:

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

Material escogido

Emplearemos un acero AISI / SAE 1045 del catálogo de Aceros Otero (tabla 39)

Composición Química				
% C	% Mn	% Si	% P	% S
0,43 - 0,50	0,60 - 0,90	0,15 - 0,35	≤ 0,04	≤ 0,05

Propiedades Mecánicas Acero Laminado (Valores típicos)			
Dureza (HB)	Esfuerzo Fluencia (min.) (Kg / mm ²)	Esfuerzo Tracción (min.) (Kg / mm ²)	Elongación (min.)%
170 - 190	40	63 - 73	15

Tabla 39. Características del material AISI 1045.

La característica mecánica que más nos ocupan es el esfuerzo a fluencia, que en este caso es:

$$\sigma_{yp} = 40 \left(\frac{kg}{mm^2} \right) = 392,4 (MPa)$$

Coeficiente de seguridad (CS)

El coeficiente de seguridad parcial para materiales se obtiene del código IEC-61400-02:2006 pág. 89. En dicho código (tabla 40) se obtienen los coeficientes según la resistencia a la fatiga o el límite de rotura conociendo la caracterización total con un valor de 1,25.

Table 6 – Partial safety factors for materials

Condition	Full characterisation	Minimal characterisation
Fatigue strength	1,25 ^{a)}	10,0 ^{b)}
Ultimate strength	1,1	3,0

^{a)} Factor is applied to the stress ranges as shown in equation (48).
^{b)} Factor is applied to the measured ultimate strength of the material.

Tabla 40. Coeficiente de seguridad según normativa.

Dimensionamiento a fatiga

Se calcula el límite elástico del material a tracción y a cortante:

$$\sigma_{admissible} = \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$
$$\tau_{admissible} = \frac{\frac{\sigma_{yp}}{2}}{CS} = \frac{\tau_{yp}}{2}$$

Y mediante la fórmula del código ASME se calcula el \emptyset mínimo que ha de tener nuestro eje:

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

En este caso es $\emptyset 56,78$ mm (radio de 28,39 mm). En el apartado 3.6.2 se muestran todos los resultados.

2.9.4.3. Dimensionamiento según deflexiones

Se calculan las flexiones causadas por todos los elementos y sus reacciones haciendo uso de la teoría de superposición aplicando el teorema de Mohr, el primero para la variación angular y el segundo para la flecha.

$$\theta_{AB} = \theta_B - \theta_A = \int_{\chi_A}^{\chi_B} \frac{M_f(\chi)}{EI_f} d\chi$$
$$\delta_{BA} = - \int_{\chi_A}^{\chi_B} \frac{M_f(\chi)}{EI_f} (\chi - \chi_a) d\chi$$

Donde:

- θ = Ángulo de giro
- M_f = Momento flector
- X = Distancia del centro de gravedad
- E = Modulo de Young
- I = Momento de inercia
- δ = Flecha

Los giros son:

$$\theta_B = \sqrt{\left(\frac{1,477 \cdot 10^8}{210000 \cdot 6,496 \cdot 10^6}\right)^2 + \left(\frac{5,74 \cdot 10^8}{210000 \cdot 6,496 \cdot 10^6}\right)^2} = 0,0027 \text{ (rad)}$$

$$\theta_c = \sqrt{\left(\frac{7,38 \cdot 10^7}{210000 \cdot 6,496 \cdot 10^6}\right)^2 + \left(\frac{2,87 \cdot 10^8}{210000 \cdot 6,496 \cdot 10^6}\right)^2} = 0,00138 \text{ (rad)}$$

Donde los valores de giro han de estar dentro de los valores de la tabla 41. Todos los resultados se muestran en el apartado 3.6.3:

	PENDIENTE MÁXIMA ADMISIBLE (θ_{max})
Rodamiento de rodillos cónicos	0.0005-0.0012 rad
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0.0008-0.0012 rad
Rodamiento de bolas de ranura profunda	0.001-0.003 rad
Rodamiento de bolas de contacto angular	0.026-0.052 rad
Engranaje cilíndrico recto	0.026-0.052 rad

Tabla 41. Pendiente máxima admisible

2.9.4.4. Diseño del eje en base a vibraciones

Hay que comprobar que las vibraciones no son excesivas, para eso se calcula usando las deformaciones causada por el peso propio de los elementos soportados por el eje.

$$w_{eje} \ll w_{crítica} = \sqrt{\frac{g \cdot \sum(w_i \cdot y_i)}{\sum(w_i \cdot y_i^2)}}$$

Donde:

- g: gravedad.
- w: velocidad de giro.
- y: deflexión del eje causada por el elemento.

Como tenemos el peso en el eje no genera ninguna deformación. Los resultados son expuestos en el apartado 3.7.4.

2.9.4.5. Rodamientos eje vertical

Empezando con el cálculo de los elementos comerciales tenemos los rodamientos los cuales se encargarán de soportar las reacciones en los puntos de apoyo y permitir el giro. Las reacciones las obtuvimos en el apartado 3.6.1.

Haremos uso de rodamientos de bolas en el primer apoyo y de rodamientos esféricos en el segundo apoyo (tablas 42 y 43) por soportar para nuestro propósito de manera holgada un giro a un bajo régimen de revoluciones con unas cargas no muy elevadas (elementos 17 y 18 de la figura 41).

Characteristic	Tapered Roller Bearing	Thrust Tapered Roller Bearing	Cylindrical Roller Bearing	Thrust Cylindrical Roller Bearing	Spherical Roller Bearing	Thrust Spherical Roller Bearing	Ball Bearing	Thrust Ball Bearing	Needle Roller Bearing	Thrust Needle Roller Bearing
Pure Radial Load	Excellent	Unsuitable	Excellent	Unsuitable	Excellent	Unsuitable	Good	Poor	Excellent	Unsuitable
Pure Axial Load	Good	Excellent	Unsuitable	Good	Fair	Excellent	Fair	Excellent	Unsuitable	Excellent
Combined Load	Excellent	Fair	Fair	Unsuitable	Excellent	Fair	Good	Poor	Unsuitable	Unsuitable
Moment Load	Fair	Poor	Unsuitable	Unsuitable	Unsuitable	Unsuitable	Good	Poor	Fair	Unsuitable
High Stiffness	Excellent	Excellent	Good	Excellent	Good	Good	Fair	Good	Good	Excellent
Quiet Running	Fair	Fair	Good	Poor	Fair	Poor	Excellent	Good	Good	Fair
Low Friction	Fair	Fair	Good	Poor	Fair	Fair	Excellent	Excellent	Good	Good
Misalignment	Poor	Poor	Poor	Unsuitable	Excellent	Excellent	Good	Poor	Poor	Poor
Locating Position (Fixed)	Excellent	Good	Fair	Fair	Good	Good	Good	Excellent	Unsuitable	Excellent
Non-Locating Position (Floating)	Good	Unsuitable	Excellent	Unsuitable	Fair	Unsuitable	Good	Unsuitable	Good	Unsuitable
Speed	Good	Good	Good	Poor	Fair	Fair	Excellent	Excellent	Good	Poor

Tabla 42. Especificaciones de rodamientos

Characteristic	Spherical Roller Bearing	Thrust Spherical Roller Bearing	Ball Bearing
Pure Radial Load	Excellent	Unsuitable	Good
Pure Axial Load	Fair	Excellent	Fair
Combined Load	Excellent	Fair	Good
Moment Load	Unsuitable	Unsuitable	Good
High Stiffness	Good	Good	Fair
Quiet Running	Fair	Poor	Excellent
Low Friction	Fair	Fair	Excellent
Misalignment	Excellent	Excellent	Good
Locating Position (Fixed)	Good	Good	Good
Non-Locating Position (Floating)	Fair	Unsuitable	Good
Speed	Fair	Fair	Excellent

Tabla 43. Rodamientos esféricos

Lo primero será definir la vida útil de nuestros rodamientos, eligiendo una vida nominal de 65000 horas, siendo la media entre las 30000 y 100000 de horas estimadas de la maquinaria eólica (tabla 44):

Tabla 9

Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas	
Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000

Tabla 44. Vida Nominal

Pasaremos la vida útil de horas a revoluciones:

$$L_{10} = T \cdot w \cdot \frac{60 \text{ (min)}}{1 \text{ (h)}}$$

Donde:

- L_{10} = Millones de revoluciones
- T = Vida nominal
- W = Velocidad angular

Al soportar una carga axial considerable, hay que valorar la carga dinámica equivalente según la tabla 45:

$$\frac{F_a}{f_r} > 0.17 \text{ (en nuestro caso)}$$

If, in addition to the radial load, an axial load F_a acts on the bearing, this axial load is taken into consideration when calculating the life of a bearing (with $F_a \leq F_{az}$; F_{az} is the allowable axial load).

Dimension Series	Load ratio	Equivalent Dynamic Load
10.. 2..E, 3..E	$F_a/F_r \leq 0.11$	$P = F_r$
	$F_a/F_r > 0.11$	$P = 0.93 \cdot F_r + 0.69 \cdot F_a$
22..E, 23..E	$F_a/F_r \leq 0.17$	$P = F_r$
	$F_a/F_r > 0.17$	$P = 0.93 \cdot F_r + 0.45 \cdot F_a$

Tabla 45. Carga dinámica equivalente

La carga F en el punto C será en nuestro caso de:

$$P = 0,93 \cdot F_r + 0,45 \cdot F_a$$

Procedemos posteriormente al cálculo de la capacidad dinámica a soportar del rodamiento:

$$C = F \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}}$$

Donde:

- C= Capacidad dinámica
- F= Cargas a soportar
- L_{10} = Millones de revoluciones
- a= Factor de forma

Los rodamientos seleccionados son los siguientes:

- Rodamiento B: 22312CJ de 60 mm de \varnothing interno con una carga dinámica máxima de 269000 N (tabla 46).
- Rodamiento C: 7212WN de 60 mm de \varnothing interno con una carga dinámica máxima de 63000 N (tabla 47).

Bearing Number	d Bore	D O.D.	B Width	R Fillet ⁽²⁾ (max.)	Backing Diameter		Load Ratings		Equivalent Radial load Factors ⁽¹⁾			Lubrication Life Adjustment Factor ⁽⁴⁾ C _g	Reference Speed Grease	Thermal Ratings ⁽³⁾ Oil	Weight	
					d _a Shaft	D _a Housing	Static Load Rating C ₀	Dynamic Load Rating C	Dynamic		Static					
					mm in.	mm in.	kN lbs.	kN lbs.	e	T R X = 1 Y	T R X = .67 Y					In All Cases X ₀ = 1 Y ₀
22311CJ	55 2.1654	120 4.7244	43.0 1.6929	2.0 0.08	69 2.7	107 4.2	248 55800	221 49600	0.36	1.87	2.79	1.83	0.0446	3900	4700	2.4 5.3
22311YM	55 2.1654	120 4.7244	43.0 1.6929	2.0 0.08	69 2.7	107 4.2	248 55800	221 49600	0.36	1.87	2.79	1.83	0.0446	3900	4700	2.4 5.3
21311VCSJ	55 2.1654	120 4.7244	29.0 1.1417	2.0 0.08	70 2.8	109 4.3	158 35500	141 31700	0.24	2.82	4.20	2.76	0.0446	4000	4800	1.50 3.3
22212CJ	60 2.3622	110 4.3307	28.0 1.1024	1.5 0.06	72 2.8	100 4.0	174 39100	146 32800	0.24	2.84	4.23	2.78	0.0652	3800	4600	1.2 2.6
22212YM	60 2.3622	110 4.3307	28.0 1.1024	1.5 0.06	72 2.8	100 4.0	164 36900	140 31400	0.24	2.84	4.23	2.78	0.0645	3800	4700	1.2 2.6
22312CJ	60 2.3622	130 5.1181	46.0 1.8110	2.0 0.08	75 3.0	117 4.6	312 70100	269 60400	0.35	1.95	2.90	1.91	0.0463	3600	4300	3.0 6.6
22312YM	60 2.3622	130 5.1181	46.0 1.8110	2.0 0.08	75 3.0	117 4.6	312 70100	269 60400	0.35	1.95	2.90	1.91	0.0471	3600	4300	3.0 6.6

Tabla 46. Rodamiento B

Bearing Number	Bore d		tolerance +0.000 mm +0.0000" to minus		Outside Diameter D		tolerance +0.000 mm +0.0000" to minus		Width C		tolerance +0.000 mm +0.0000" to minus		Fillet Radius ⁽¹⁾		Wt.		Static Load Rating C ₀		Extended Dynamic Load Rating C _e ⁽⁴⁾	
	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	kg	lbs.	N	lbs.	N	lbs.
	7201K	12	0.4724	0.008	0.0003	32	1.2598	0.011	0.00043	10	0.3937	0.12	0.005	0.6	0.024	0.036	0.08	2790	630	7100
7202W	15	0.5906	0.008	0.0003	35	1.3780	0.011	0.00043	11	0.4331	0.12	0.005	0.6	0.024	0.045	0.10	4700	1060	10300	2320
7203W	17	0.6693	0.008	0.0003	40	1.5748	0.011	0.00043	12	0.4727	0.12	0.005	0.6	0.024	0.068	0.15	6930	1560	14200	3200
7204WN ⁽²⁾⁽³⁾	20	0.7874	0.010	0.0004	47	1.8504	0.011	0.00043	14	0.5512	0.12	0.005	1.0	0.039	0.104	0.23	8100	1830	16800	3800
7205WN ⁽³⁾	25	0.9843	0.010	0.0004	52	2.0472	0.013	0.0005	15	0.5906	0.12	0.005	1.0	0.039	0.132	0.29	9400	2120	16600	3750
7206WN	30	1.1811	0.010	0.0004	62	2.4409	0.013	0.0005	16	0.6299	0.12	0.005	1.0	0.039	0.209	0.46	13500	3050	23000	5200
7207WN	35	1.3780	0.010	0.0004	72	2.8346	0.013	0.0005	17	0.6693	0.12	0.005	1.0	0.039	0.286	0.63	18000	4150	30800	6950
7208WN	40	1.5748	0.010	0.0004	80	3.1496	0.013	0.0005	18	0.7087	0.12	0.005	1.0	0.039	0.331	0.73	23000	5200	36000	8150
7209WN	45	1.7717	0.010	0.0004	85	3.3465	0.015	0.0006	19	0.7480	0.12	0.005	1.0	0.039	0.435	0.96	25900	5850	40500	9150
7210WN	50	1.9685	0.010	0.0004	90	3.5433	0.015	0.0006	20	0.7874	0.12	0.005	1.0	0.039	0.508	1.12	28400	6400	42500	9500
7211WN	55	2.1654	0.010	0.0004	100	3.9370	0.015	0.0006	21	0.8268	0.15	0.006	1.5	0.059	0.635	1.40	36200	8150	52000	11800
7212WN	60	2.3622	0.010	0.0004	110	4.3307	0.015	0.0006	22	0.8661	0.15	0.006	1.5	0.059	0.835	1.84	44000	10000	63000	14300
7213WN	65	2.5591	0.010	0.0004	120	4.7244	0.015	0.0006	23	0.9055	0.15	0.006	1.5	0.059	1.061	2.34	52400	11800	72400	16300
7214WN	70	2.7559	0.010	0.0004	125	4.9213	0.018	0.0007	24	0.9449	0.15	0.006	1.5	0.059	1.171	2.58	57300	12900	78000	17600
7215WN	75	2.9528	0.010	0.0004	130	5.1181	0.018	0.0007	25	0.9843	0.15	0.006	1.5	0.059	1.271	2.80	58000	13200	78000	17600

Tabla 47. Rodamiento C

Todos los resultados son expuestos en el apartado 3.6.5.

2.9.4.6. Anillos de retención

En este caso emplearemos un anillo de ensamblaje externo (elemento 27 de la figura 41) de sección cónica.

En este caso hemos elegido el anillo SH-237 de Ø60,3mm (tabla 48). Todos los resultados son expuestos en el apartado 3.6.6.

NO. DE ANILLO	DIAMETRO DEL EJE			TAMANO DE RANURA			TAMANO Y PESO DEL ANILLO				DIAM. LIMITE			CARGA DE EMPUJE (lb)			
				DIAMETRO		ANCHURA		PROFUNDIDAD	DIAMETRO LIBRE		ESPESOR**	Peso por 1000 piezas	Expandido Sobre el Eje	Liberado la Ranura	Límites de Factor de Seguridad del Anillo de 4	Factor de Seguridad de la Ranura de 2	
	Ds DEC	Ds FRAC	Ds mm	Dg	Tol.	W	Tol.	d	Df	Tol.	T	Tol.	lbs.	L1	L2	Pr	Pg
SH-118	1.188	1-3/16	30.2	1.118		.056		.035	1.098		.050		5.6	1.61	1.54	7105	2950
SH-125	1.250	1-1/4	31.7	1.176	±.004	.056		.037	1.156		.050		5.9	1.69	1.62	7460	3250
SH-131	1.312	1-5/16	33.3	1.232	.005*	.056		.040	1.214	+.010	.050	±.002	6.8	1.75	1.67	7866	3700
SH-137	1.375	1-3/8	34.9	1.291		.056		.042	1.272	-.015	.050		7.2	1.80	1.72	8222	4100
SH-143	1.438	1-7/16	36.5	1.350		.056		.044	1.333		.050		8.1	1.87	1.79	8628	4500
SH-150	1.500	1-1/2	38.1	1.406		.056		.047	1.387		.050		9.0	1.99	1.90	8932	5000
SH-156	1.562	1-9/16	39.7	1.468		.068		.047	1.446		.062		12.4	2.10	2.01	11571	5200
SH-162	1.625	1-5/8	41.3	1.529		.068	+.004	.048	1.503		.062		13.2	2.17	2.08	12028	5500
SH-168	1.688	1-11/16	42.9	1.589	±.005	.068	-.000	.049	1.560		.062		14.8	2.24	2.15	12535	5850
SH-175	1.750	1-3/4	44.4	1.650	.005*	.068		.050	1.618	+.013	.062		15.3	2.31	2.21	12992	6200
SH-177	1.772	-	45.0	1.669		.068		.051	1.637	-.020	.062		15.4	2.33	2.23	13144	6400
SH-181	1.812	1-13/16	46.0	1.708		.068		.052	1.675		.062		15.6	2.38	2.28	13449	6650
SH-187	1.875	1-7/8	47.6	1.739		.068		.053	1.735		.062		17.3	2.44	2.34	13906	7000
SH-196	1.969	1-31/32	50.0	1.857		.068		.056	1.819		.062		18.0	2.57	2.46	14565	7800
SH-200	2.000	2	50.8	1.886		.068		.057	1.850		.062		19.0	2.60	2.49	14819	8050
SH-206	2.062	2-1/16	52.4	1.946		.086		.058	1.906		.078		25.0	2.68	2.57	19234	8450
SH-212	2.125	2-1/8	54.0	2.003		.086		.061	1.964		.078		26.1	2.78	2.66	19793	9150
SH-215	2.156	2-5/32	54.8	2.032		.086		.062	1.993		.078		26.3	2.81	2.69	20097	9450
SH-225	2.250	2-1/4	57.1	2.120		.086		.065	2.081	+.015	.078	±.003	27.7	2.88	2.76	21011	10350
SH-231	2.312	2-5/16	58.7	2.178		.086		.067	2.139	-.025	.078		28.0	2.94	2.81	21518	10950
SH-237	2.375	2-3/8	60.3	2.239		.086		.068	2.197		.078		29.2	3.06	2.93	22127	11400
SH-243	2.438	2-7/16	61.9	2.299	±.006	.086	+.005	.069	2.255		.078		29.5	3.07	2.94	22736	11900
SH-250	2.500	2-1/2	63.5	2.360	.006*	.086	-.000	.070	2.313		.078		29.7	3.17	3.03	23345	12350
SH-255	2.559	-	65.0	2.419		.086		.070	2.377		.078		33.9	3.18	3.04	23853	12650
SH-262	2.625	2-5/8	66.7	2.481		.086		.072	2.428		.078		35.0	3.30	3.16	24462	13350
SH-268	2.688	2-11/16	68.3	2.541		.086		.073	2.485		.078		36.0	3.37	3.23	25071	13850
SH-275	2.750	2-3/4	69.8	2.602		.103		.074	2.543		.093		42.5	3.48	3.34	30551	14400
SH-287	2.875	2-7/8	73.0	2.721		.103		.077	2.659		.093		48.5	3.60	3.45	31973	15650
SH-293	2.938	2-15/16	74.6	2.779		.103		.079	2.717	+.020	.093		50.0	3.66	3.51	32683	16400
SH-300	3.000	3	76.2	2.838		.103		.081	2.775	+.030	.093		52.0	3.60	3.44	33394	17200
SH-306	3.062	3-1/16	77.8	2.898		.103		.082	2.832		.093		47.5	3.74	3.58	34003	17750
SH-312	3.125	3-1/8	79.4	2.957		.103		.084	2.892		.093		58.0	3.65	3.69	34815	16550
SH-315	3.156	3-5/32	80.2	2.996		.103		.085	2.920		.093		59.0	3.88	3.71	35119	18950

Tabla 48. Selección de anillo de retención

2.9.4.7. Diseño de las chavetas

Emplearemos chavetas rectangulares simples (6885 A) con puntas redondeadas (elemento 22 de la figura 41).

Las chavetas están normalizadas en alto y ancho según el diámetro de eje, por lo cual solo debemos calcular la longitud que han de tener para transmitir el par. Sobre una chaveta actúa una fuerza de:

$$F = \frac{T}{R}$$

Donde:

- F= Fuerza actuante
- T= Momento torsor

- R= Radio del eje

Estudiaremos el elemento tanto a su posible fallo a cortante (área de cortante= $w \cdot L$) como por aplastamiento (área de aplastamiento= $h \cdot L/2$). Para que no se dé el fallo en ninguno de los dos casos deben cumplir lo siguiente:

$$\tau = \frac{T}{wL} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \text{ (A cortante)}$$

$$\sigma = \frac{T}{hL/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \text{ (A aplastamiento)}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2}$$

Donde:

- τ = Tensión a cortante
- T= Momento torsor
- R= Radio del eje
- w= Ancho de la chaveta
- L= Longitud de la chaveta
- τ_{yp} = Tensión a cortante máxima
- CS= Coeficiente de seguridad
- σ = Tensión axial
- h= Alto de la chaveta
- σ_{yp} = Tensión axial máxima

Emplearemos el catálogo Opac, donde el material escogido es un acero St 60 de kg/mm² de resistencia a la tracción.

Haremos uso de dos chavetas 16x7x70 DIN 6885 A dispuestas a 180° (tabla 49).

longitud (1 5,6)	Dif. adm. Macho Hembra	Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm ³)																						
6	-0,2	+0,2	0,188																					
8			0,251	0,565																				
10			0,314	0,707	1,25																			
12			0,377	0,848	1,51	1,41	2,35																	
14			0,44	0,989	1,76	1,65	2,75																	
16			0,502	1,13	2,01	1,88	3,14	30,1	4,52															
18			0,565	1,27	2,26	2,12	3,53	3,39	5,09															
20			0,628	1,4	2,51	2,36	3,92	3,77	5,65	6,28	8,8													
22			1,55	2,76	2,59	4,32	4,14	6,2	6,9	9,67														
25			1,77	3,14	2,94	4,91	4,71	7,07	7,85	11,0	11,8	15,7												
28	1,98	3,52	3,30	5,20	5,28	7,91	8,79	12,3	13,2	17,5														
32	-0,3	+0,3	2,26	4,02	3,77	5,28	6,03	9,04	10,0	14,1	15,1	20,1	18,1	24,1										
36			2,54	4,52	4,24	7,06	6,78	10,2	11,3	15,8	17,0	22,6	20,3	27,1										
40			5,02	4,71	7,85	7,54	11,3	12,6	17,6	18,8	25,1	22,5	30,1	26,4	39,6									
45			5,65	5,30	8,83	8,48	12,7	14,1	18,8	21,2	28,3	25,4	33,9	29,7	44,5	39,6	56,5							
50			5,89	9,81	9,42	14,1	15,7	22,0	23,6	31,4	28,3	37,7	33,0	49,5	44,0	62,8	49,5	77,7						
56			6,59	11,0	10,6	15,8	17,6	24,6	26,4	35,2	31,6	42,2	36,9	55,4	49,2	70,3	55,4	87,0	70,3	106				
63			11,9	17,8	19,8	27,7	29,7	39,6	35,5	47,5	41,5	62,3	55,4	79,1	62,3	97,9	79,1	119	98	152				
70			13,2	19,8	22,0	30,8	33,0	44,0	39,6	52,8	46,2	69,2	61,5	88,0	69,2	109	87,9	132	109	169	124	192		
80			25,1	35,2	37,7	50,2	45,2	60,3	52,8	79,1	70,3	100	79,1	124	100	151	124	193	141	220				
90			28,3	39,6	42,4	56,5	50,9	67,8	59,3	89,0	79,1	113	89,0	140	113	170	140	218	158	247				
100	47,1	62,8	56,5	75,4	65,9	98,9	87,9	125	98,9	155	126	188	155	242	177	275								
110	51,8	69,1	62,2	82,9	72,5	109	96,7	138	109	171	138	207	171	266	194	302								

Tabla 49. Selección de chaveta

2.9.5. Sistema de orientación

Para la elección del rodamiento encargado de la orientación del rotor Usaremos el catálogo de Rother Erde en el cual nos muestra los pasos a seguir para su cálculo. A continuación se muestran los parámetros que hemos de tener en cuenta:

2.9.5.1. Fuerzas y momentos en el rodamiento

Los grandes rodamientos Rother Erde son elementos de máquinas que forman por si mismos una unidad completa para la transmisión simultánea de esfuerzos axiales, radiales y de los pares de vuelco resultantes.

Según el catálogo hay que tener en cuenta las fuerzas actuantes de acuerdo a la figura 64 Estas son la carga axial, la carga radial y el par de vuelco generado por la fuerza axial.

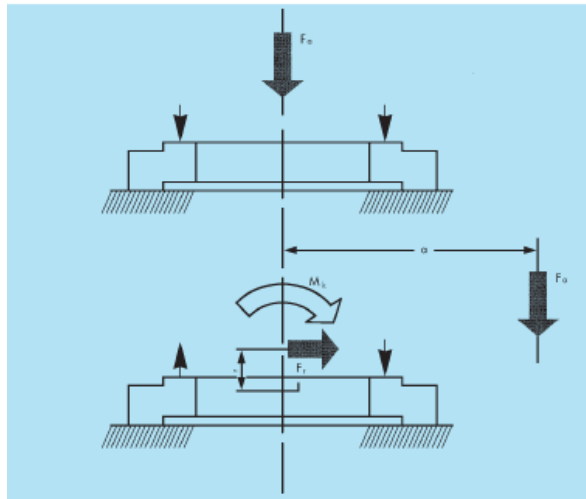


Figura 64. Fuerzas en el rodamiento

Sabemos de la tesis de D. Enrique Pérez Martín que la caperuza pesa unos 5000 Kg, y las aspas 911,08 Kg según nuestros propios cálculos. La fuerza axial del viento es de 1727,32 N. Con una desalineación de 3,5 m:

$$F_r = 1727,32 \text{ (N)}$$

$$F_a = 5000 + 911,08 = 5911,08 \text{ (kg)} \rightarrow 5911,08 \text{ (kg)} \cdot 9,81 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 57987,69 \text{ (N)}$$

$$M_k = 911,08 \text{ (kg)} \cdot 9,81 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \cdot 3,5 \text{ (m)} = 31281,93 \text{ (Nm)}$$

Los resultados son expuestos en el apartado 3.8.1.

2.9.5.2. Selección del rodamiento

En la tabla 50 se observan los factores de carga necesarios para la determinación de la capacidad de carga necesaria del rodamiento. Se considera la aplicación como el mecanismo principal de giro de rotopalas

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

Tabla 50. Casos de aplicación

Capacidad de carga estática

Procedemos al cálculo de la capacidad de carga estática haciendo uso del catálogo siguiendo las dos combinaciones de carga:

Combinación de carga I:

$$F'_a = (F_a + 5,046 \cdot F_r) \cdot f_{stat}$$

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

Combinación de carga II:

$$F'_a = (1,225 \cdot F_a + 2,676 \cdot F_r) \cdot f_{stat}$$

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

El rodamiento es adecuado desde el punto de vista estático si una de las dos combinaciones de cargas (I ó II) queda situada por debajo de la curva límite de carga estática.

Se elige la combinación más crítica para entrar en las curvas del catalogo. EN nuestro caso haremos uso de la serie RD 700 más por la limitación de tamaño que por la limitación de cargas.

En la tabla 51 vemos la curva de carga límite estática:

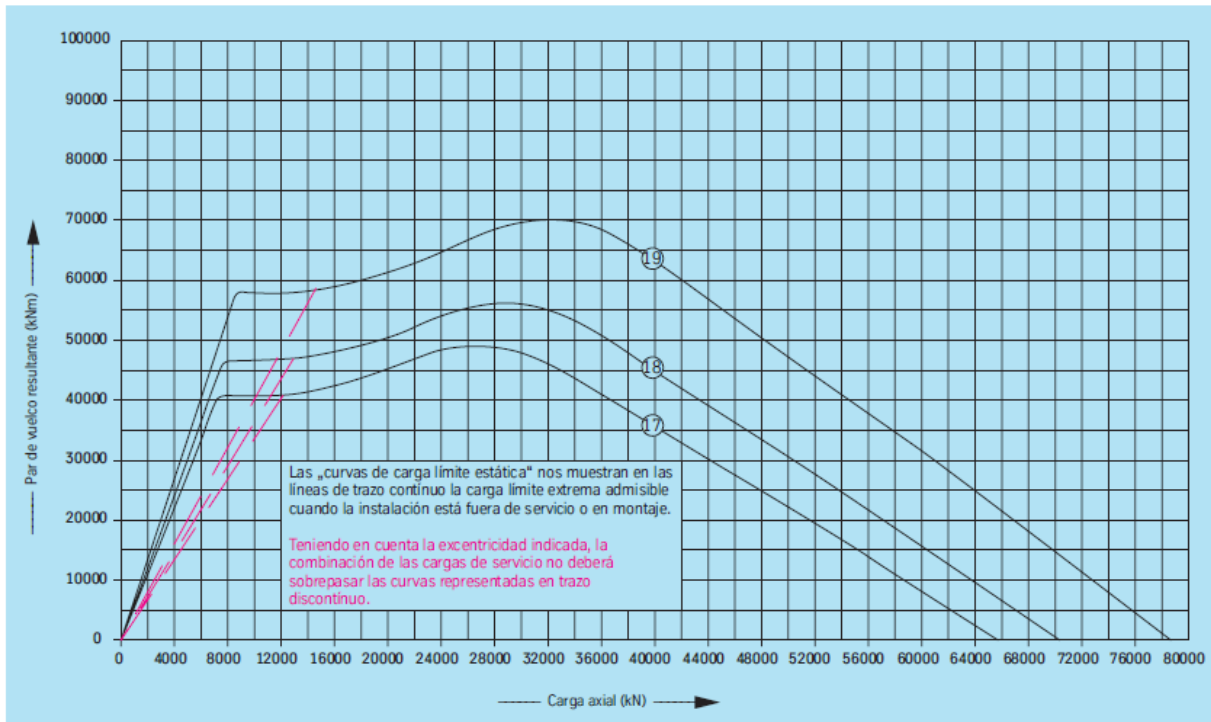


Tabla 51. Curva de carga límite estática

El rodamiento elegido es el 121.50.5600.990.41.1502 con las características mostradas en la tabla 52:

Número de plano	Peso	Diámetro exterior	Diámetro interior	Altura total	Diámetro círculo taladro exterior	Diámetro círculo taladro interior	Cantidad taladros por círculo	Diámetro del taladro	Módulo del tornillo	Cantidad engranajes por plano	Diámetro	Diámetro	Altura del aro	Altura del aro	Separación abajo aros exterior/interior	Separación arriba aros exterior/interior	Diámetro primitivo	Módulo	Cantidad de dientes	Combinación perfil, según DIN 3960, Octubre 1976	Ajuste cubren de diente	Altura del diente	Fuerza tangencial admisible normal	Fuerza tangencial admisible máxima
D_L [mm]	[kg]	D_e [mm]	D_i [mm]	H [mm]	L_e [mm]	L_i [mm]	n	B [mm]	M [mm]	n_1	O [mm]	U [mm]	H_1 [mm]	H_2 [mm]	H_u [mm]	H_b [mm]	d [mm]	m [mm]	z	x · m [mm]	k · m [mm]	b [mm]	[kN]	[kN]
121.50.5600.990.41.1502	6397	5923,2	5342	221	5730	5420	90	39	36	18	5668	5540	156	205	16	65	5856	24	244	+12	-2,4	156	325,5	651,0
121.50.6000.990.41.1502	6663	6307,2	5742	221	6114	5820	96	39	36	18	6068	5940	156	205	16	65	6240	24	260	+12	-2,4	156	325,5	651,0
121.50.6700.990.41.1502	7708	7027,2	6442	221	6834	6520	108	39	36	20	6768	6640	156	205	16	65	6960	24	290	+12	-2,4	156	325,5	651,0

Aros en material bonificado

Tabla 52. Rodamiento seleccionado

Vida útil del rodamiento

Para una vida útil de 300000 giros a plena carga se utiliza el factor $f_L=2,15$:

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

$$M'_k = M_k \cdot f_L$$

Donde:

- F_r = Fuerza radial
- F_a = Fuerza axial
- M_k = Momento de vuelco

Según la curva de la tabla 53:

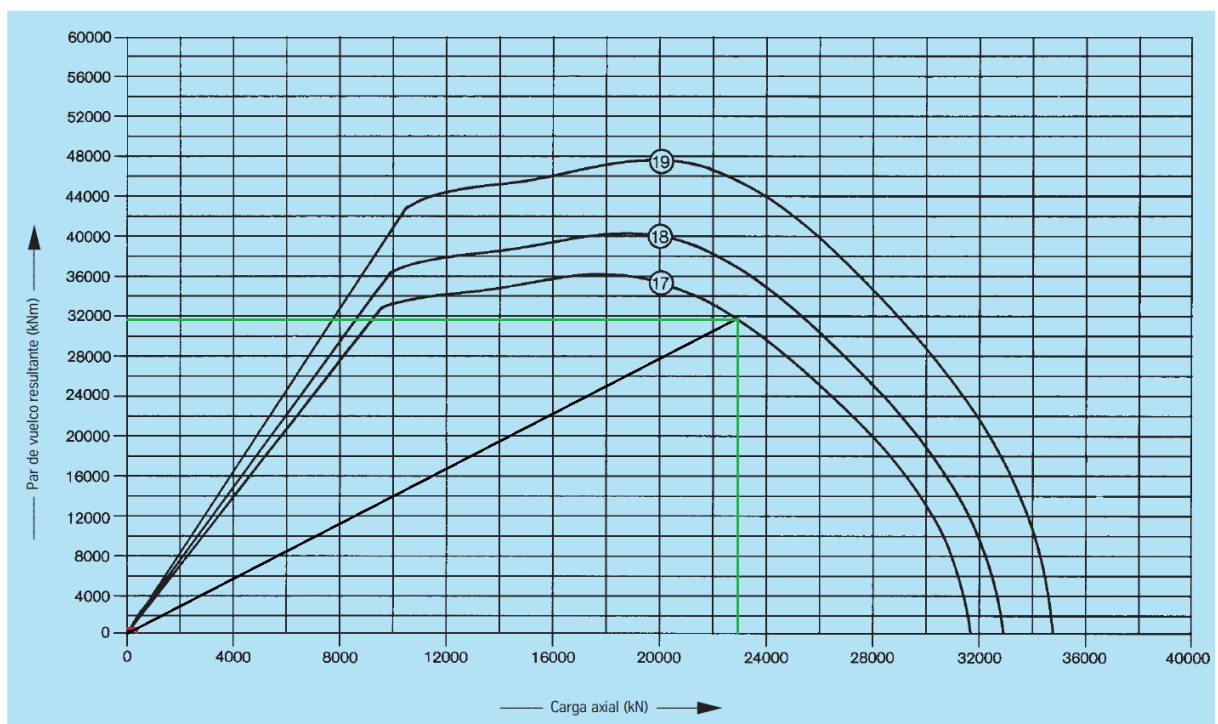


Tabla 53. Curva de vida útil - 30.00 giros

Vamos a proceder al cálculo aproximado de la vida útil del rodamiento, pues las tablas son para 30000 giros:

$$f_L = \frac{F_{ao}}{F_a}$$

El freno (figura 66) será suministrado por la empresa Svendborg Brakes, por lo que procedemos a la selección del freno que se adapta a nuestros requisitos de su catálogo.



Figura 66. Freno mecánico.

2.9.6.1. Cálculo de la fuerza de frenado

Para escoger el freno de disco se requiere calcular la fuerza de frenada necesaria y posteriormente se escoge del catálogo un freno capaz de soportar dicha fuerza. El disco de freno es proporcionado por la misma empresa.

Para el cálculo de frenada hacemos uso de la siguiente ecuación:

$$F_B = \frac{2 \cdot M_B}{a \cdot (D_0 - 0,13)}$$

Donde:

- M_B : Par de frenado (N·m).
- D_0 : Diámetro exterior del disco de freno (m).
- a : Número de frenos.
- F_B : Fuerza de frenado necesaria (N·m).

La pastilla de freno genera una fuerza axial (figura 66) sobre el disco para frenarlo. Para conseguirlo debe generar un momento torsor mediante roce mayor que el momento torsor del eje.

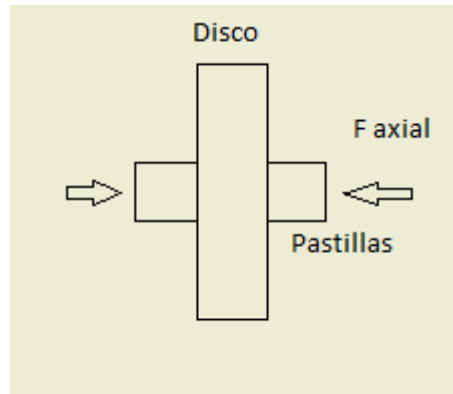


Figura 67. Fuerza axial sobre el disco.

Como se desconoce el valor del par resistente, se opta por una hipótesis conservadora duplicando el torsor del eje:

$$T_{Resistente} = 2 \cdot T_{Actuante}$$

Se procede a realizar el cálculo del disco necesario seleccionando de la tabla 54 un disco proporcionado por la empresa:

- 300 x 20 mm
- 400 x 20 mm
- 400 x 30 mm
- 350 x 30 mm
- 440 x 30 mm
- 400 x 30 mm
- 580 x 30 mm
- 600 x 25 mm
- 630 x 30 mm
- 710 x 30 mm
- 800 x 30 mm
- 900 x 30 mm
- 1000 x 30 mm
- 1200 x 35 mm
- 1400 x 40 mm
- 1500 x 40 mm
- 1800 x 40 mm
- 2000 x 50 mm
- 2200 x 50 mm
- 2400 x 50 mm
- 2500 x 60 mm
- Customer specific

Tabla 54. Discos del catálogo.

El disco seleccionado es el 300x20 (elemento 28 de la figura 41). A este disco se le mecanizará el chavetero que se calcula en el apartado 2.9.6.3, quedando el resto de tolerancias definidas por el suministrador.

2.9.6.2. Selección del freno mecánico

Con el resultado obtenido se entra en la tabla 65 y se selecciona un freno que sea capaz de ofrecer una fuerza de frenado superior a la requerida para el disco y el momento torsor generado por el eje:

CALIPER TYPE	CLAMPING FORCE ¹⁾ [N]		BRAKING FORCE ²⁾ [N]	LOSS OF FORCE PER 1MM [%]	OPERATING PRESSURE ³⁾ MPa	BALANCING PRESSURE ¹⁾ MIN MPa	PAD SURFACE PRESSURE ⁴⁾ [N/mm ²]
	MIN	MAX					
BSFI 317	17,000	19,000	13,600	4.0	4.2	2.46	0.66 - 0.95
BSFI 318	18,000	19,500	14,400	4.0	4.2	2.61	0.67 - 0.98
BSFI 320	20,000	22,200	16,000	3.0	4.5	2.90	0.77 - 1.11
BSFI 322	22,000	24,500	17,600	3.0	5.0	3.19	0.84 - 1.23
BSFI 325	25,000	27,800	20,000	12.0	5.5	3.62	0.96 - 1.39
BSFI 330	30,000	33,100	24,000	10.0	7.0	4.35	1.14 - 1.66
BSFI 332	32,000	35,200	25,600	9.0	7.0	4.63	1.21 - 1.76
BSFI 335	35,000	38,300	28,000	8.0	7.5	5.07	1.32 - 1.92
BSFI 340	40,000	43,600	32,000	7.0	8.5	5.79	1.50 - 2.18
BSFI 345	45,000	48,800	36,000	6.0	9.5	6.52	1.68 - 2.44
BSFI 350	50,000	55,000	40,000	11.0	10.5	7.24	1.86 - 3.70
BSFI 355	55,000	59,300	44,000	10.0	12.0	7.69	2.04 - 2.97
BSFI 360	60,000	65,000	48,000	9.0	13.0	8.69	2.22 - 3.22

Tabla 55. Selección del freno.

El freno seleccionado es el BSFI 355 con una fuerza de frenado de 44.000 N. Se selecciona un freno de la serie 300 puesto que los de menor número no ofrecían la fuerza de frenado necesaria.

Se comprueba que la elección es idónea. Mediante las fórmulas de diseño de máquinas se hace una aproximación del par de rozamiento según la siguiente expresión:

$$T_{roz} = N^{\circ}_{pastillas} \cdot \mu \cdot F_{pastilla} \cdot d$$

Donde:

- T_{roz} = Par de rozamiento.
- μ = Coeficiente de fricción.
- $F_{pastilla}$ = Fuerza de frenado de cada pastilla
- d = Distancia de acción de la pastilla

Como el par de rozamiento es mayor al del eje de alta velocidad debido a que hemos tomado una hipótesis muy conservadora y la fuerza actuante no se da en su totalidad en el exterior del diámetro del disco de freno. Aún así se asegura que en condiciones con un viento mayor al de la media anual el freno sea capaz de responder.

2.9.6.3. Cálculo de la chaveta del disco de freno

Emplearemos chavetas rectangulares simples (6885 A) con puntas redondeadas (elemento 27 de la figura 41).

Las chavetas están normalizadas en alto y ancho según el diámetro de eje, por lo cual solo debemos calcular la longitud que han de tener para transmitir el par. Sobre una chaveta actúa una fuerza de:

$$F = \frac{T}{R}$$

Donde:

- F= Fuerza actuante
- T= Momento torsor
- R= Radio del eje

Estudiaremos el elemento tanto a su posible fallo a cortante (área de cortante=w·L) como por aplastamiento (área de aplastamiento=h·L/2). Para que no se dé el fallo en ninguno de los dos casos deben cumplir lo siguiente:

$$\tau = \frac{T}{wL} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \text{ (A cortante)}$$

$$\sigma = \frac{T}{hL/2} \leq \frac{\sigma_{YP}}{CS} \text{ (A aplastamiento)}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2}$$

