

emeri ta zabal 2020



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

2.1. FINALIDAD DEL PROYECTO	1
2.2. ALCANCE DEL PROYECTO.....	1
2.3. NORMATIVAS Y BIBLIOGRAFÍA	2
2.3.1. Normativas.....	2
2.3.2. Bibliografía	2
2.4. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS.....	4
2.5. REQUISITOS DE DISEÑO.....	7
2.6. ANTECEDENTES.....	7
2.6.1. Desarrollo de la energía eólica.....	7
2.6.2. Impacto medioambiental.....	11
2.6.3. El viento	12
2.6.4. Emplazamiento del aerogenerador.....	22
2.6.5. Funcionamiento de un aerogenerador.....	23
2.7. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS	24
2.7.1. Tipos de aerogenerador.....	24
2.7.2. Componentes de un aerogenerador	30
2.7.2.1. Palas.....	31
2.7.2.2. Buje.....	33
2.7.2.3. Nariz.....	34
2.7.2.4. Gondola.....	35
2.7.2.5. Estructura o bancada.....	36
2.7.2.6. Anemómetro	37
2.7.2.7. Veleta.....	38
2.7.2.8. Generador eléctrico.....	38
2.7.2.9. Eje de baja velocidad	40
2.7.2.10. Caja variadora de velocidad	43
2.7.2.11. Eje de alta velocidad	46
2.7.2.12. Freno.....	47

2.7.2.13. Sistema de orientación	47
2.7.2.14. Sistema de regulación y control de potencia y velocidad.....	49
2.8. SOLUCIONES ADOPTADAS	50
2.8.1. Tipo de aerogenerador	50
2.8.2. Palas.....	50
2.8.3. Góndola	51
2.8.4. Generador eléctrico.....	51
2.8.5. Eje de baja velocidad	51
2.8.6. Caja multiplicadora.....	52
2.8.7. Eje de alta velocidad.....	52
2.8.8. Freno.....	52
2.8.9. Sistema de orientación	53
2.8.10. Sistema de cambio de paso de pala	54
2.9. RESULTADOS	55
2.9.1. Parámetros de diseño.....	55
2.9.2. Curva de potencia.....	58
2.9.3. Procedimiento de selección de elementos comerciales	63
2.9.3.1. Rodamientos	63
2.9.3.2. Chavetas.....	70
2.9.3.3. Anillos de retención.....	71
2.9.4. Rotor	72
2.9.5. Eje de baja velocidad	74
2.9.6. Caja multiplicadora.....	83
2.9.7. Eje de alta velocidad.....	102
2.9.8. Freno.....	106
2.9.9. Sistema de orientación y sistema de cambio de paso de palas	108

2. MEMORIA

2.1. FINALIDAD DEL PROYECTO

En los últimos años a nivel global, se está promoviendo el uso de las energías renovables para tratar de ralentizar el cambio climático causado por el hombre. Una de las energías renovables más importantes y más avanzadas, es la energía eólica.

Debido a la implantación de parques eólicos para tratar de minimizar el uso de otras fuentes de energía contaminantes como son el petróleo, la finalidad de este proyecto es el diseño mecánico de la transmisión de un aerogenerador eólico de eje horizontal tripala para un parque eólico situado en Pena Ventosa (Lugo). El aerogenerador a diseñar será uno de los muchos aerogeneradores del parque eólico de Pena Ventosa encargado de generar energía para los municipios colindantes.

En la figura 1 se puede observar un aerogenerador de eje horizontal tripala:



Figura 1. Aerogenerador de eje horizontal tripala.

2.2. ALCANCE DEL PROYECTO

El aerogenerador a diseñar tendrá una potencia de 1,5 MW y un margen de velocidades para su correcto funcionamiento. La velocidad de arranque será 3 m/s, la velocidad de parada 25 m/s y la velocidad nominal de funcionamiento 9 m/s. Estos márgenes de funcionamiento se establecen por seguridad ante rachas de viento demasiado elevadas.

La finalidad del proyecto será el diseño y cálculo de la transmisión del aerogenerador. Se trata del grupo de elementos mecánicos encargados de transmitir el par torsor generado por el viento, hasta el generador eléctrico dispuesto a la salida de la transmisión. Los elementos que forman la transmisión son el eje de baja velocidad, el eje de alta velocidad, la caja multiplicadora, un freno, rodamientos y otros elementos secundarios como anillos o chavetas.

Por otro lado, también se diseñará el rodamiento encargado del giro de la góndola (rodamiento de orientación) y rodamientos de las palas. El rodamiento de orientación, es el encargado de orientar la góndola para lograr que la dirección del viento sea lo más perpendicular posible al plano que forman el giro de las palas.

El proyecto no se centrará en el diseño de las palas del aerogenerador por lo que se escogerá un perfil de pala normalmente utilizado. Por ello, el cálculo de la transmisión se realizará a partir de la potencia y la velocidad del viento anual media en la ubicación establecida (Pena Ventosa). Ya que se trata de un proyecto de diseño mecánico, tampoco se realizarán cálculos eléctricos ni electrónicos. Los elementos eléctricos y electrónicos que forman parte del sistema solamente serán mencionados.

2.3. NORMATIVAS Y BIBLIOGRAFÍA

2.3.1. Normativas

- UNE-157001-2002: "Criterios generales para la elaboración de proyectos".
- UNE-EN 61400 -1 2011: Aerogeneradores. Parte 1: Requisitos de diseño.
- UNE-EN 61400-1 2007: Aerogeneradores. Parte 2: Requisitos de diseño pequeños aerogeneradores.
- Normativa DIN 6885 para dimensiones de chavetas.
- Normativa DIN 471 para anillos de retención.

2.3.2. Bibliografía

Para la correcta realización de este proyecto se han utilizado diferentes libros, catálogos y apuntes.

Libros

- Mikel Abasolo Bilbao, Santiago Navalpotro Cuenca, Edurne Iriondo Plaza: "Diseño de maquinas". 1ª Edición, UPV-EHU 2015.
- Miguel Villarrubia: "La ingeniería de la energía eólica". 1ª Edición, Barcelona 2012.
- Miguel Villarrubia: "Energía eólica". Madrid, 2004.
- Javier María Méndez Muñoz y Luis Manuel Rodríguez Rodríguez: "Energía eólica". Madrid 2012.
- J.L. Rodríguez Amenedo, J.C. Burgos Díaz y S. Arnalte Gómez: "Sistemas eólicos de producción de energía eólica". Madrid 2003.
- Richard Budynas, Keith Nisbett: "Diseño de ingeniería mecánica de Shigley". 9ª Edición, 2012.

Catálogos

- Rodamientos de la empresa SKF.
- Rodamientos de la empresa TIMKEN.
- Anillas de retención de la empresa BENERI.
- Chavetas OPAC.
- Rodamientos grandes de la empresa ROTHE ERDE.
- Perfiles tubulares de GRUPO ALMESA.
- Frenos de disco de la empresa SVENDBORG BRAKES.

Páginas web

- www.atlaseolico.idae.es
- https://es.wikipedia.org/wiki/Energia_eólica
- www.erenovable.com
- www.timken.com
- www.skf.com
- www.opac.net
- www.beneri.com

- www.svendborg-brakes.com
- www.accion.com
- www.almesa.com
- www.roteisa.es

Programas informáticos

Para realizar los planos se ha utilizado el siguiente programa informático:

- Autodesk Inventor 2016.

2.4. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

- F_R : fuerza radial
- F_a : fuerza de arrastre
- $F_{Sust.}$: fuerza de sustentación
- N : fuerza axial
- m_k : momento de vuelco
- m_f : momento flector
- m_{torsor} : momento torsor
- CS : coeficiente de seguridad
- P : potencia
- P_{max} : potencia máxima extraíble
- $P_{disponible}$: potencia disponible
- T : par torsor
- M : par torsor
- A : área de barrido del rotor
- R : Radio del rotor (m)
- v : velocidad del viento
- u : velocidad lineal del extremo de la pala del rotor (m/s)

- m : masa de aire.
- E : energía cinética de una masa de aire
- ΔT : periodo de tiempo
- n : velocidad de rotación del rotor (rpm).
- ρ : densidad del aire
- λ : velocidad específica
- Ω : velocidad de rotación del rotor (rad/s).
- C_m : coeficiente de par
- C_p : coeficiente de potencia
- $Q_{Diseño}$: par torsor de diseño
- σ : tensión normal.
- τ : tensión cortante
- σ_{yp} : tensión de fluencia
- τ_{yp} : tensión cortante de fluencia
- I : momento de inercia
- I_{LN} : momento de inercia respecto la línea neutra.
- J : momento de inercia polar
- $w_{crítica}$: velocidad de giro crítica
- g : gravedad
- y_i : deflexión (flecha)
- i : relación de transmisión
- i_a : relación de transmisión aparente
- z : número de dientes del engranaje
- m_n : módulo nominal del engranaje
- K_{adm} : presión admisible.

- Ψ : Factor de guiado.
- α : Ángulo de presión.
- ϕ : factor de mayoración para presión admisible
- Y: factor de forma de Lewis
- b: ancho de un engranaje
- V_y : fuerza de cortadura.
- Q: momento estático
- A_0 : área encerrada
- y_{CDG} : distancia al centro de gravedad
- L_{10} : vida nominal de un rodamiento
- L: millones de revoluciones
- R: fiabilidad de un rodamiento
- R_{grupo} : fiabilidad del grupo
- F_{ae} : fuerza axial externa
- C: capacidad de carga de un rodamiento
- μ : coeficiente de rozamiento
- $F_{pastilla}$: fuerza introducida por pastilla de freno
- $T_{actuante}$: par actuante
- T_{roz} : par de rozamiento
- M_B es el par de frenado (N·m).
- D_0 : diámetro exterior del disco (m).
- a: número de frenos a utilizar.
- F_B : fuerza de frenado necesaria (N·m).
- f_{stat} : factor de mayoración de carga estática
- f_L : factor de mayoración de la vida útil

2.5. REQUISITOS DE DISEÑO

Los requisitos o condiciones de diseño de la transmisión del aerogenerador son las establecidas por el cliente siendo el resto de parámetros seleccionables por el diseñador. Los requisitos son los siguientes:

- Potencia: 1,5 MW.
- Velocidad de arranque: 3 m/s.
- Velocidad de funcionamiento nominal: 9 m/s.
- Velocidad de parada: 25 m/s.
- Altura del buje: 80 m.

2.6. ANTECEDENTES

2.6.1. Desarrollo de la energía eólica

Debido a los problemas medioambientales causados por el uso de fuentes de energía no renovables como el petróleo, las fuentes de energía renovables han ido desarrollándose con el paso de los años. Hoy en día una de las fuentes de energía renovables con mayor importancia y mayor desarrollo es la energía eólica.

Desarrollo mundial

En muchos países ha ido ganando terreno hasta llegar a un alto porcentaje de energía eléctrica generada y consumida. Por ejemplo, en Dinamarca, en 2001, un 15% de la energía eléctrica consumida fue producida en plantas eólicas.

Es importante destacar que los países más poblados del mundo como son China e India están apostando por la energía eólica. En el año 2001 la potencia mundial de origen eólico superaba los 23 GW con una alta tasa anual de crecimiento (30%). En la figura 2 se puede observar la potencia anual instalada a nivel mundial desde el año 2000 hasta el 2015:

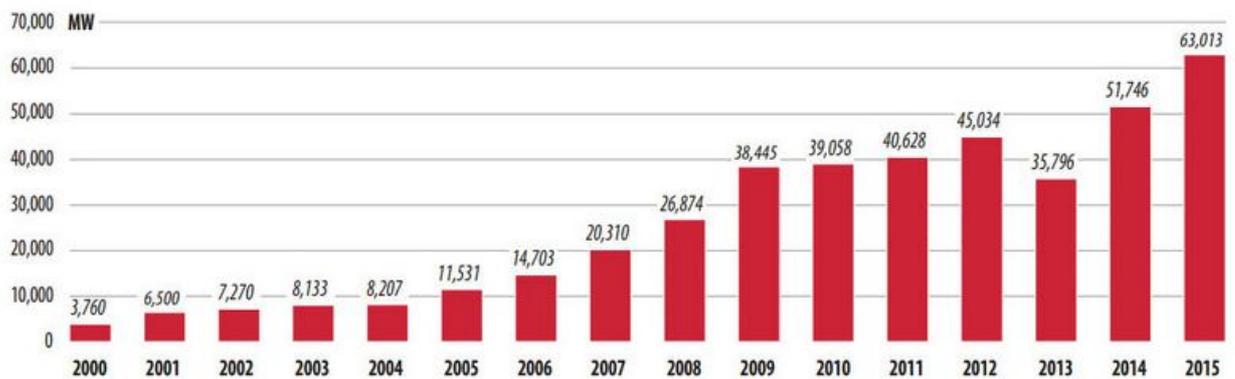


Figura 2. Potencia eólica anual instalada a nivel mundial 2000-2015.

Por otro lado, en el año 2015 la energía eólica instalada en el mundo creció un 17% situándose de esta forma en 432.419 MW. Los principales productores de energía eólica a nivel mundial son China, Estados Unidos, Alemania, India y España. En la figura 3 se puede observar:

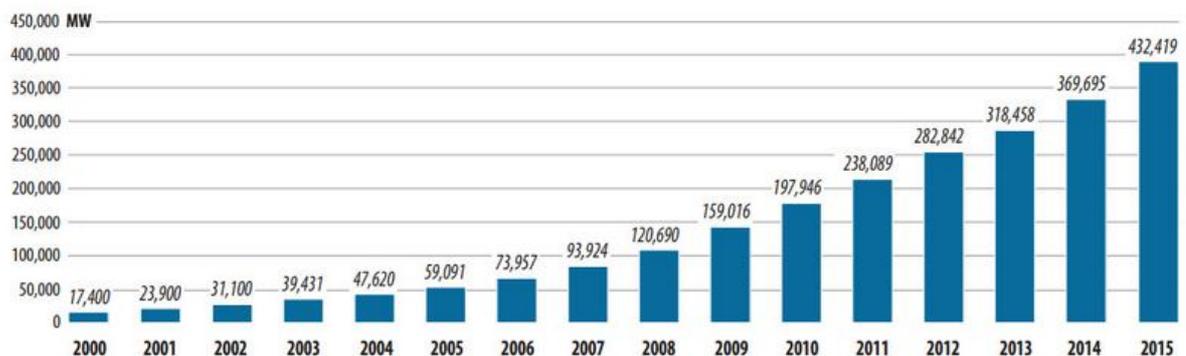


Figura 3. Potencia eólica anual acumulada a nivel mundial 2000-2015.

En la Unión Europea la evolución de la energía eólica instalada se puede observar en la siguiente figura 4:

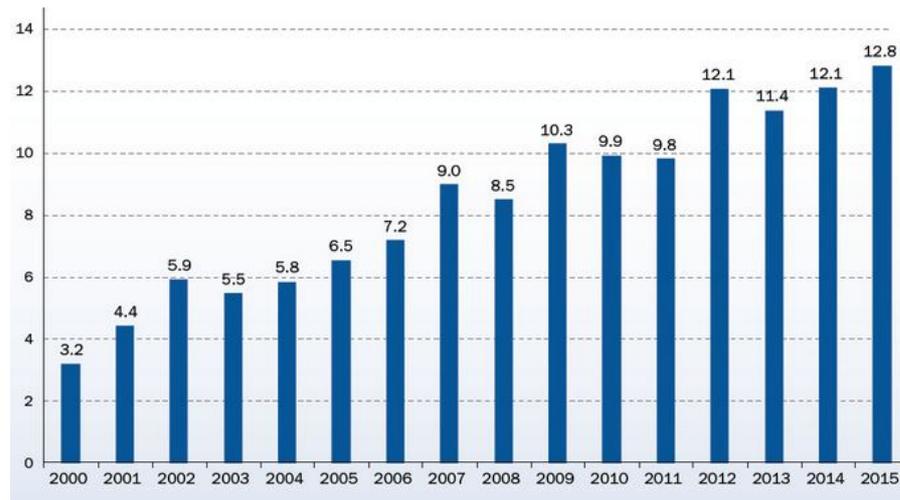


Figura 4. Potencia eólica anual instalada Unión Europea 2000-2015.

En Europa el país con mayor potencia eólica instalada es Alemania con un porcentaje del 47%. Ver figura 5:

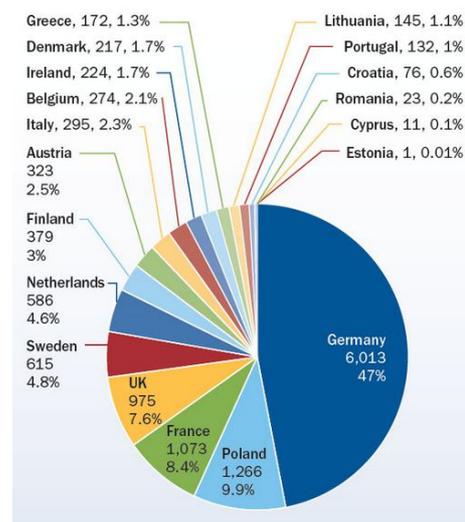


Figura 5. Reparto de la energía eólica instalada UE 2015. Total 12800 MW.

Desarrollo nacional

España es uno de los países con mayor dependencia de energía ya que no tiene yacimientos petrolíferos ni de gas natural. Por el contrario, es un país con buen potencial eólico y con una tecnología de aerogeneradores desarrollada estando en el puesto número 5 en el ranking mundial. A finales de 2015 la potencia eólica instalada en España era de 22.988

MW siendo la eólica la tercera tecnología en el sistema eléctrico con una producción de 47.704 GWh.

En la figura 6 se puede observar la evolución de la potencia instalada año a año:

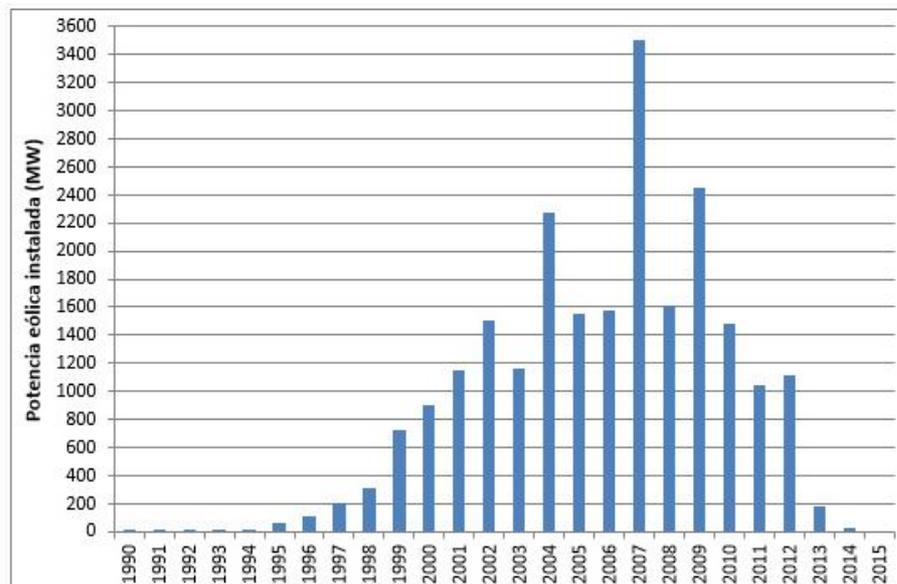


Figura 6. Potencia eólica instalada en España 1990-2015.

En la tabla 1 se puede observar el desglose por comunidades autónomas:

COMUNIDAD AUTÓNOMA	Potencia acumulada a cierre de 2015 (MW)	Nº de parques
Castilla y León	5.561	241
Castilla-La Mancha	3.807	139
Andalucía	3.338	153
Galicia	3.328	161
Aragón	1.893	87
Cataluña	1.269	47
Comunidad Valenciana	1.189	38
Navarra	1.004	49
Asturias	518	21
La Rioja	447	14
Murcia	262	14
Canarias	177	56
País Vasco	153	7
Cantabria	38	4
Baleares	4	46
TOTAL	22.988	1.077

Tabla 1. Potencia eólica instala por comunidad autónoma 2015.

Como se puede observar en la anterior tabla 1, Castilla y León es la comunidad autónoma con mayor número de parques y mayor potencia acumulada seguida de Castilla La Mancha, Andalucía y Galicia.

Por otro lado, en la figura 7 se puede observar la cobertura de la demanda de energía eléctrica en el año 2015:

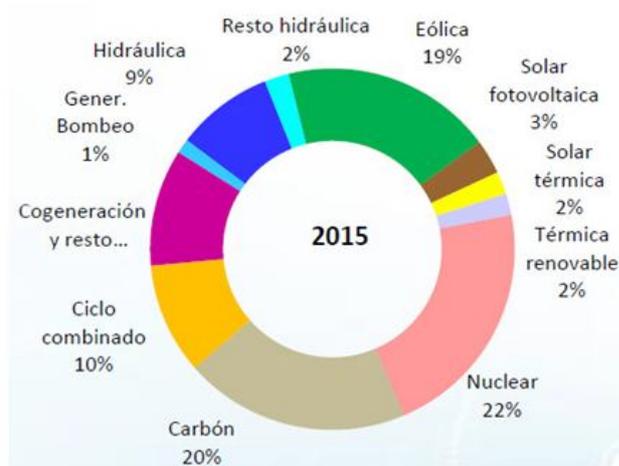


Figura 7. Cobertura de la demanda de energía eléctrica 2015.

2.6.2. Impacto medioambiental

El uso de la energía eólica es una de las formas más sostenibles de producción de energía como alternativa a otros recursos contaminantes. Aun así, es importante destacar el impacto sobre el medio ambiente causado por los parques eólicos formados por muchísimos aerogeneradores de grandes dimensiones.

Se pueden distinguir varios tipos de impactos sobre el medioambiente: el impacto sobre la fauna y el impacto visual y acústico.

Impacto sobre la fauna

Debido a la implantación de aerogeneradores para la producción de energía eléctrica en zonas de naturales como por ejemplo zonas de montaña, la fauna de la zona puede ser afectada. Principalmente las aves son las más afectadas por las grandes palas o por los cambios de presión generados por el giro de las mismas. El impacto sobre la fauna está hoy en día muy estudiado y documentado dándole cada vez más importancia.

Impacto visual y acústico

El impacto visual y acústico es una de las preocupaciones más importantes. El ruido generado es debido al giro de las palas en el aire y debido a las partes mecánicas. Este ruido será menor o mayor dependiendo del diseño del aerogenerador.

Hoy en día se están investigando diferentes formas para poder disminuir los ruidos. Entre ellas están el uso de otro materiales que absorban más el ruido para las palas.

Por otro lado, el impacto visual es otra de las preocupaciones para la población. Se pueden encontrar diferentes puntos de vista como son el aspecto de zona renovable y zona verde como el aspecto de destrucción del paisaje.

2.6.3. El viento

El viento es el aire en movimiento normalmente causado por las diferencias de temperatura que provoca la radiación del sol sobre las distintas zonas del globo terrestre. Las diferencias de densidad y de presión generadas por los cambios de temperatura mencionados causan el movimiento del aire.

A la hora de estudiar o analizar el viento, se consideran diferentes escalas. Dichas escalas se pueden observar en la tabla 2:

Escala	Dimensiones (km)	Ejemplos
Planetaria	5.000	Celda de Hadley
Macroescala o Sinóptica	1.000	Ciclones de latitudes medias
Mesoescala	100	Tormentas y Brisas
Microescala	5 - 10	Turbulencias

Tabla 2. Escalas de longitud para el análisis del viento.

Estas son las diferentes escalas:

- La circulación del viento a grandes escalas está definido como viento sinóptico y está causado por gradientes de presión en sistemas de macroescala es decir, en anticiclones y borrascas. La duración puede ser de días.
- La circulación de mesoescala es causada por los gradientes de presión de escala media, es decir, frentes, tormentas, brisas etc. La duración puede ser de algunas horas.

- La mesoescala y microescala son las escalas más importantes e interesantes para el desarrollo de la energía eólica.

Circulación atmosférica

Normalmente, el movimiento de las masas de aire se produce en la troposfera. Se pueden diferenciar diferentes factores influyentes en dicho movimiento:

- Radiación solar: mayor en la zona ecuatorial.
- Diferencias de presión atmosférica, tipos de superficies y la orografía.
- Rotación de la tierra: debido a la rotación de la tierra se genera la fuerza de Coriolis. De esta forma la dirección del viento se desvía hacia la derecha en el hemisferio norte y hacia la izquierda en el hemisferio sur.

En la siguiente figura 8 se muestra la circulación atmosférica general:

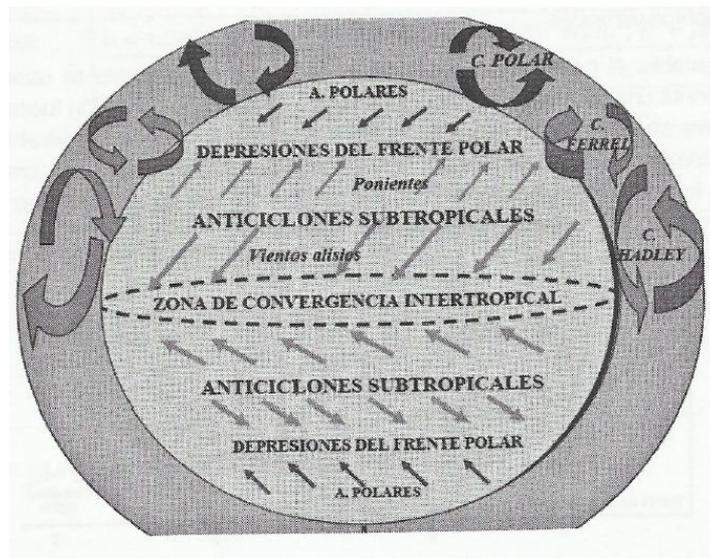


Figura 8. Circulación general de la atmósfera.

Se pueden diferenciar tres zonas en cada hemisferio, la zona tropical, la zona templada y la polar. Como ya se ha mencionado anteriormente, la gradiente de presión origina el movimiento de las masas de aire. Cuanto mayor sea dicho gradiente mayor será la velocidad del viento. En condiciones atmosféricas libres (sin rozamiento), debido a la fuerza de Coriolis, el viento se mueve en dirección paralela a las isobaras.

En alturas más pequeñas como por ejemplo 100 metros sobre el nivel del terreno, el viento de superficie está influenciado por diferentes causas.

Estas causas son el perfil orográfico, la rugosidad del terreno y los obstáculos. Por ello, para el desarrollo de la energía eólica el viento de superficie es el viento a analizar.

Variaciones del perfil vertical de velocidades:

A causa del rozamiento, cerca de la superficie el viento disminuye la velocidad y varía la dirección. De esta forma, el viento corta las isobaras y se dirige hacia zonas de baja presión. El efecto mencionado es causado por la rugosidad del terreno y del tiempo.

El tiempo es un parámetro importante a destacar:

- Vientos moderados y cielo nuboso: la velocidad del viento aumenta desde un valor nulo estando en contacto con el suelo hasta su valor geostrófico a una altura de 500-1000 metros. Gira con la altura según el sentido de las agujas del reloj.
- Mediodía del verano: la radiación solar alcanza sus valores más altos y el rozamiento del suelo toma valores más elevados como por ejemplo 1000-2000 metros. Intensificado por la convección.
- La noche: durante la noche en las zonas más bajas de la atmósfera el viento es casi nulo, sobre todo en noches de cielo despejado. El viento solo se acelera por efecto de la gravedad.

Se pueden distinguir dos capas dentro de la capa límite terrestre. Esas dos capas son la capa superficial y la capa de Ekman. La capa superficial toma valores aproximados de unos 100 metros a nivel del suelo. En esta capa la rugosidad del terreno y los obstáculos afectan la intensidad y la dirección del viento. En la capa superior denominada capa de Ekman (valores aproximados de 100-2000 metros) los cambios del viento son menos bruscos.

En la siguiente figura 9 se puede observar el perfil del viento con la altura:

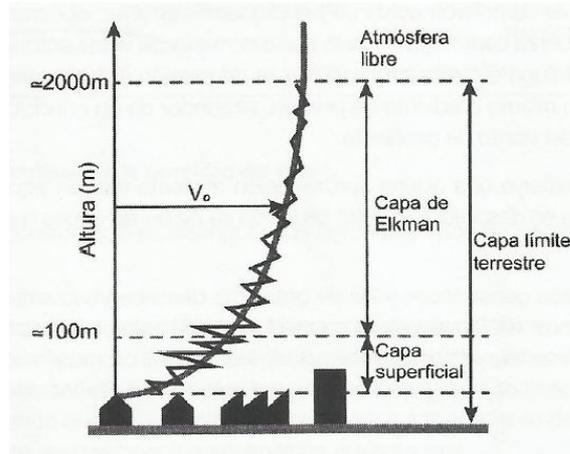


Figura 9. Perfil de velocidades del viento con la altura.

La variación de la velocidad con la altura es causada por la turbulencia, normalmente de origen mecánico o térmico. Dentro de las turbulencias de origen mecánico están las causadas por las irregularidades del suelo como son la rugosidad, los obstáculos o el relieve. Por otro lado, las turbulencias de origen térmico se deben al gradiente vertical de temperatura.

En las zonas de contacto con el suelo la velocidad teórica del viento es nula, aumentando dicha velocidad con la altura. Esto es debido a que a mayor altura el rozamiento es menor. De esta forma aparece el gradiente vertical de velocidad.

Rugosidad del terreno

En las capas cercanas al terreno el gradiente de velocidad es afectado por la rugosidad del terreno. La influencia de la rugosidad sobre la velocidad alcanza alturas elevadas por lo que los aerogeneradores trabajan en dicha zona de influencia.

En zonas con pocos obstáculos los gradientes de velocidad son suaves en cambio en superficies muy rugosas como pueden ser las zonas urbanas o zonas con bosques el gradiente de velocidad es más grande. En la figura 10 se muestran gradientes de velocidad de distintas zonas:

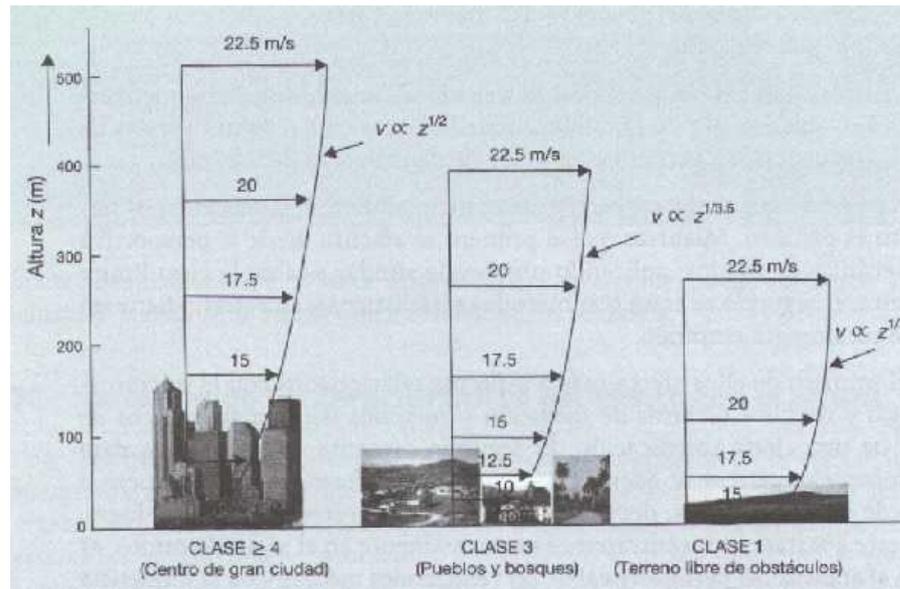


Figura 10. Perfil vertical del viento de diversas zonas.

Vientos locales:

Debido a algunas condiciones aisladas de origen local se producen fenómenos no mencionados en las leyes generales de los vientos a macroescala. Se deben destacar los siguientes: brisas de mar y de tierra, brisas de valle y de montaña, foehn y otros vientos locales.

- Brisas de mar y brisa terrestre: durante el día la tierra se calienta más rápido que el mar. Por ello, se crea una corriente de aire ascendente y se origina una depresión provocando una circulación de aire desde el mar a la tierra (brisa de mar). Por el contrario, durante la noche, este fenómeno se invierte y el viento circula desde la tierra hacia el mar (brisa terrestre). Ver figura 11:

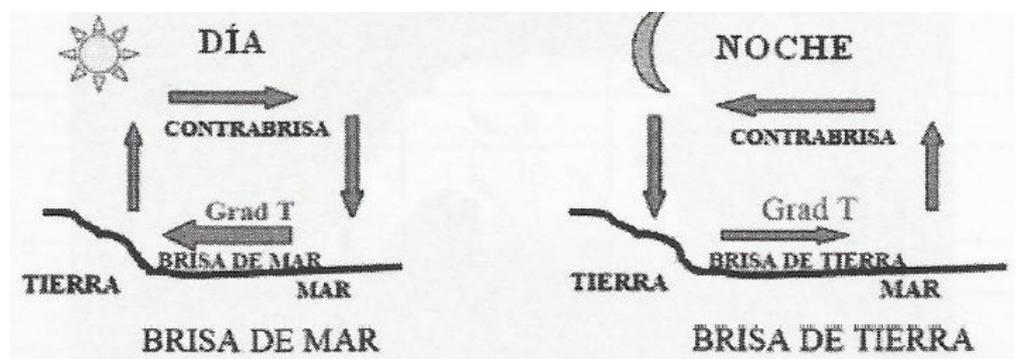


Figura 11. Formación de brisas de mar y terrestre.

Durante el anochecer y el amanecer hay periodos de calma sin cambios bruscos. El fenómeno mencionado se observa de forma clara en zonas de costa. Las velocidades del viento alcanzan valores máximos de 20 km/h pudiendo aumentar dependiendo de las condiciones orográficas locales.

- Brisas de valle y de montaña: en zonas de montaña al anochecer el aire con contacto con las superficies del terreno más elevado se enfría más rápido que el aire situado en las zonas de los valles. Por ello el viento tiende a descender el valle siguiendo la ladera. Este viento es denominado viento catabático. Normalmente es un viento suave. Durante el día debido a la radiación del sol el proceso se invierte. Este tipo de viento se denominan también vientos cañón o brisas de montaña. En la figura 12 se puede observar lo mencionado:

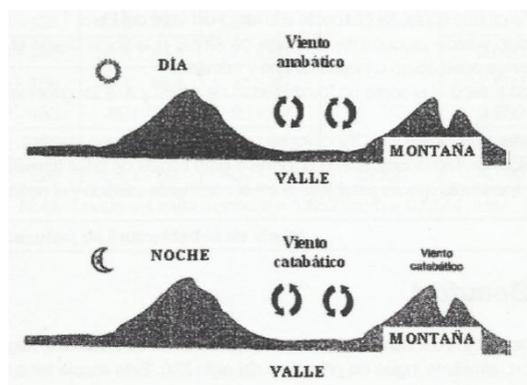


Figura 12. Brisas de valle y de montaña.

- Foehn: se trata de un fenómeno característico de valles alpinos de donde recibe su nombre. El aire se expande al remontar una montaña y por ello se enfría. Dependiendo de la altura, el cambio de temperatura es diferente y la humedad se condensa en forma de niebla, lluvia o nieve. En el momento de descender por la ladera opuesta se produce un aumento de temperatura.
- Otros vientos locales: por ejemplo el Cierzo que sopla del Noroeste a lo largo del valle del Ebro.

Escala Beaufort

La escala de Beaufort clasifica el viento según diferentes grados en función de la intensidad. También se muestran los diferentes intervalos de velocidad correspondientes a cada grado y la presión generada sobre una superficie. Ver tabla 3:

Grados Beaufort	v (km/h)	v (m/s)	v (nudos)	Descripción	Presión sobre superficie plana (N / m ²)	
0	1	0 - 0,4	1	Calma	----	
1	1 - 5	0,5 - 1,5	1 - 3	Brisa muy ligera	1,3	1 m/s
2	6 - 11	1,3 - 3,4	4 - 6	Brisa ligera	8	2,5 m/s
3	12 - 19	3,5 - 5,5	7 - 10	Pequeña brisa	32	5 m/s
4	20 - 28	5,5 - 8	11 - 16	Moderado	64	7 m/s
5	29 - 38	8,1 - 10,9	17 - 21	Fresco	130	10 m/s
6	39 - 49	11,4 - 13,9	22 - 27	Fuerte (Bonancible)	220	13 m/s
7	50 - 61	14,1 - 16,9	28 - 33	Fuerte (Muy fresco)	330	16 m/s
8	62 - 74	17,4 - 20,4	34 - 40	Duro (Golpe de viento)	520	20 m/s
9	75 - 88	20,5 - 23,9	41 - 47	Muy duro	690	23 m/s
10	89 - 102	24,4 - 28	48 - 55	Tempestad (Temporal)	950	27 m/s
11	103 - 117	28,4 - 32,5	56 - 63	Fuerte tempestad	1.170	30 m/s
12	118 - 133	32,6 - 35,9	64 - 71	Huracán	1.600	35 m/s
13	134 - 149	36,9 - 40,4	72 - 80		2.080	40 m/s
14	150 - 166	40,1 - 45,4	81 - 89		2.650	45 m/s
15	167 - 183	45,1 - 50	90 - 99		3.250	50 m/s
16	184 - 201	50,1 - 54	100 - 108		3.650	54 m/s
17	202 - 220	54,1 - 60	109 - 118	Ciclón	4.700	60 m/s

Tabla 3. Escala Beaufort de intensidades de viento.

Por otro lado, en la tabla 4 se pueden observar los distintos efectos dependiendo del grado Beaufort. Ver tabla 4:

Grados Beaufort	Criterios de apreciación	
	En el mar	En tierra
0	Mar en calma.	El humo se eleva verticalmente.
1	Formación de ondas con aspecto de escamas pero sin cresta de espuma.	El viento inclina el humo, pero no hace girar las veletas.
2	Olas muy pequeñas. Crestas sin romper de aspecto vidrioso.	Movimiento de hojas. El aire se siente en el rostro.
3	Pequeñas olas. Se inicia la rotura de crestas. Espuma vidriosa. Aparición de espuma de ola diseminada.	Movimiento continuo de hojas y ramas pequeñas.
4	Alargamiento de olas cortas. Espuma de olas más densa.	Se levanta polvo y hojas. Agitación del ramaje.
5	Pronunciamiento de olas moderadas. Formación de ovillos de espuma.	Movimiento de arbustos y pequeño arbolado.
6	Formación de grandes olas y generalización de crestas de espuma blanca. Brumas.	Agitación de grandes ramas. Dificultad para usar el paraguas.
7	El mar crece y la espuma de las olas se difumina en huellas.	Movimiento de árboles. Molestias al caminar de cara al viento.
8	Olas muy altas de gran longitud. Las crestas se pulverizan	Rotura de pequeñas ramas. Dificultad para caminar.
9	Rotura de olas altas. Huellas de espuma muy densas. Reducción de visibilidad por brumas.	Rotura de ramas medias y grandes.
10	Rotura de olas altas con gran violencia. Superficie del agua blanca. Nula visibilidad.	Caída de árboles. Deterioro de tejados y cubiertas.
11-17	Enorme oleaje con tempestad muy intensa. Nula visibilidad. Navegación muy peligrosa o imposible.	Destrozos importantes en edificaciones y obras civiles.

Tabla 4. Efectos del viento en el mar y en la tierra.

En este caso, tenemos una velocidad media del viento de 9 m/s, grado 5 en la escala de Beaufort.

Medición de los datos eólicos

La medición de los datos eólicos es uno de los pasos más importantes a la hora de analizar la posibilidad de utilizar el viento como fuente de energía. Debido a la aleatoriedad del viento y la variabilidad, las técnicas utilizadas son técnicas estadísticas. En este proceso intervienen diferentes factores:

- Obtención de los datos.
- Técnicas de medición.

- Técnicas para el tratamiento de los datos.

Por otro lado, en la caracterización del viento se tienen que tener en cuenta otros aspectos:

- Análisis estadístico del viento para la velocidad y la dirección.
- Distribución de la velocidad y de la dirección.
- Las condiciones meteorológicas.
- El perfil vertical de la velocidad del viento.
- Turbulencia.

Dos de las magnitudes o parámetros más importantes son la velocidad y la dirección del viento. Para la medición de dichas magnitudes se utiliza un anemómetro y una veleta. El posicionamiento de dichos elementos debe ser una zona despejada y sin obstáculos.

Normalmente la altura utilizada para medir dichas magnitudes es de 10 metros sobre el nivel del terreno. El potencia eólico se debe medir a unas alturas superiores como 25, 50 y 75 metros. En el caso de los aerogeneradores, el potencial eólico se mide a la altura del buje.

A parte de esos elementos, también se requiere el uso termómetros y barómetros para la medición de la temperatura y de la presión.

Fuerzas del viento sobre el rotor

Los aerogeneradores eólicos funcionan mediante la energía cinética generada por el viento, el cual genera dos tipos de fuerza sobre las palas. Esas fuerzas son la fuerza de arrastre y la fuerza de sustentación.

La fuerza de arrastre es la causante del esfuerzo axial en el eje de entrada de la transmisión, es decir, la fuerza de empuje. Por otro lado la fuerza de sustentación, es la fuerza que genera el momento torsor en la entrada de la transmisión. Cuanto mayor sea la velocidad del viento mayores serán las fuerzas mencionadas.

Dichas fuerzas se pueden calcular mediante las siguientes expresiones, siendo C_D y C_L los coeficientes de arrastre y de sustentación y w el modulo de la velocidad relativa del viento respecto a la pala (m/s):

$$F_L = C_L \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot w^2 \right)$$

$$F_D = C_D \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot w^2 \right)$$

Dependiendo del ángulo de ataque de las palas que forman el rotor, las fuerzas del viento sobre las palas, cambian. En la siguiente figura 13 se puede observar la acción del viento sobre un perfil de pala en variación del ángulo de ataque:

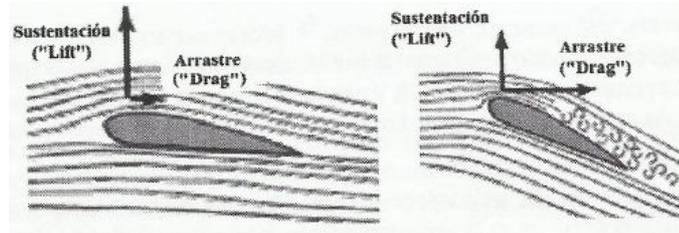


Figura 13. Variación de las fuerzas con el ángulo de ataque.

En estas condiciones el perfil puede entrar en el fenómeno llamado pérdida aerodinámica.

Acción de un flujo de aire sobre el rotor

Teniendo en cuenta un determinado flujo de aire y las respectivas velocidades sobre la pala, se determina la velocidad relativa y la velocidad de arrastre según la velocidad absoluta del flujo mencionado. Es decir, el flujo de aire alcanza el perfil a una velocidad absoluta V , por otro lado, una determinada sección del perfil se mueve a una velocidad u (siendo $u = \Omega \cdot R$) por lo que el viento tiene una velocidad relativa w respecto a la sección mencionada.

Este flujo de aire genera una fuerza total F sobre la sección mencionada que es la suma de la fuerza de resistencia (F_D) la fuerza de sustentación (F_L). La fuerza de sustentación es la perpendicular a la sección mientras que la de resistencia es paralela a la velocidad relativa del flujo.

Por otro lado, si se descompone la fuerza total F sobre los ejes en dirección a la velocidad absoluta V y otro según el plano de rotación del rotor, se obtienen la fuerza axial o fuerza de empuje (F_{Axial}) y fuerza de par (F_{Par}) mencionadas anteriormente. En la figura 14 se puede observar lo mencionado:

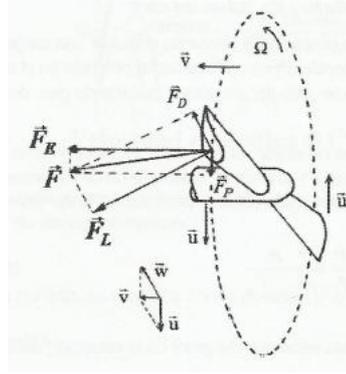


Figura 14. Fuerzas de arrastre y de sustentación.

En este caso, para realizar el diseño de la transmisión, no se ha partido del cálculo de dichas fuerzas. Se ha calculado directamente el momento torsor de entrada.

2.6.4. Emplazamiento del aerogenerador

El emplazamiento del aerogenerador eólico es algo imprescindible ya que dependiendo del lugar habrá una velocidad del viento u o otra. Normalmente a la hora de implantar este tipo de aerogeneradores se hacen estudios previos durante muchos meses llegando incluso a un año. Debido a la enorme inversión que se necesita se requieren datos muy exactos. En este caso, el proyecto, no se centra en el estudio del emplazamiento ya que como se ha mencionado, serían necesarios meses de investigación para conocer la climatología de la zona deseada. Por ello, se ha escogido una zona con un viento de una velocidad media no demasiado elevada. El lugar escogido es Pena Ventosa (Lugo), en la siguiente figura 15 se puede observar la vista por satélite:

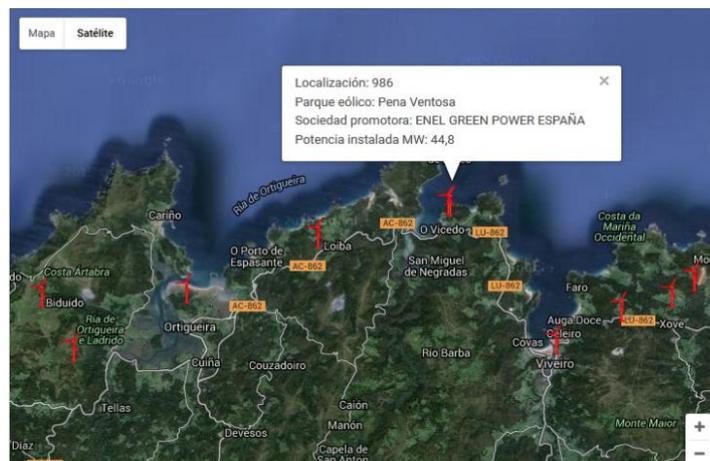


Figura 15. Vista de satélite Pena Ventosa.

La velocidad del viento media a lo largo del año a una altura de 80 metros (la altura del buje) se puede observar en la figura 16:

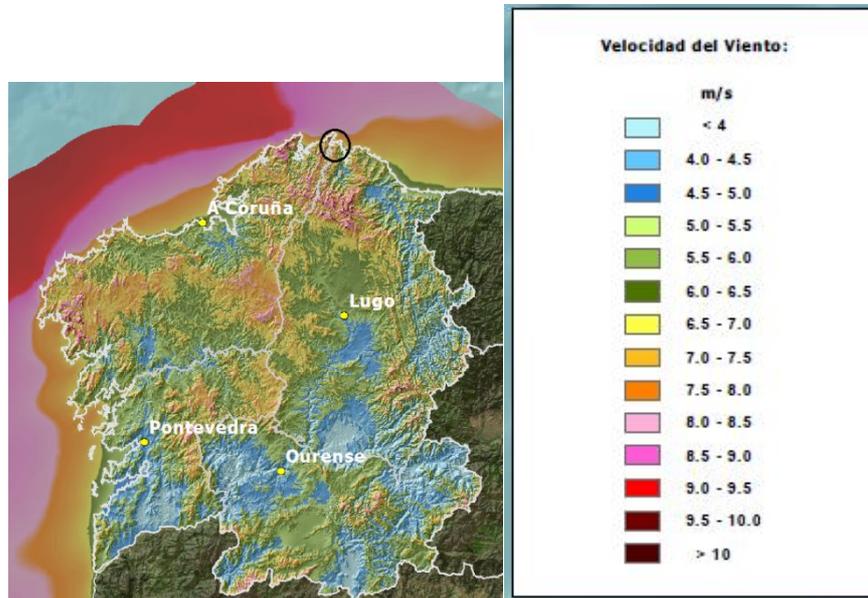


Figura 16. Velocidad media del viento a 80 metros

La velocidad media del viento es de:

$$v_{media} = 8,5 - 9 \text{ (m/s)}$$

A la hora de realizar los cálculos se utilizara la velocidad más alta del rango mencionado es decir $v=9$ (m/s).

2.6.5. Funcionamiento de un aerogenerador

Los aerogeneradores son sistemas capaces de transformar con eficiencia la energía cinética del viento en energía mecánica. Debido a la fuerza del viento sobre las palas, se genera un par torsor en el eje de entrada de la transmisión o eje de baja velocidad. El eje de entrada transmite el par torsor a una caja multiplicadora de velocidad la cual aumenta la velocidad de giro de entrada, mediante sus diferentes etapas de engranajes, a la velocidad de giro nominal del generador eléctrico dispuesto a la salida de la transmisión. A la salida de la caja multiplicadora, se encuentra el eje de alta velocidad, el cual será el encargado de transmitir el par al generador eléctrico generando electricidad.

La potencia desarrollada por el aerogenerador dependerá de varios factores. Esos factores son el área de barrido del rotor, la velocidad del viento y la densidad del aire.

2.7. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

2.7.1. Tipos de aerogenerador

Los aerogeneradores normalmente se suelen clasificar de dos formas: por el principio de funcionamiento o por la disposición de su eje de giro.

1) Por el principio de funcionamiento se pueden distinguir dos tipos

- Basados en la fuerza de arrastre (drag): este tipo de aerogeneradores tiene una velocidad específica pequeña y un par de arranque grande. Dentro de este tipo se encuentran los aerogeneradores de eje vertical tipo Savonius y los aeromotores multipala de eje horizontal.
- Basados en la fuerza de sustentación (lift): este tipo de aerogeneradores tiene una velocidad específica mayor y un par de arranque menor.

Una de las grandes características de este tipo es una mayor producción de energía por unidad de área barrida por las palas del rotor. Dentro de este tipo de aerogenerador se encuentran los aerogeneradores de eje horizontal de tipo hélice y los de eje vertical tipo Darrieus.

2) Por la disposición del eje de giro

- Aerogeneradores de eje vertical: su eje de rotación es perpendicular a la dirección del viento. Este tipo de aerogeneradores son poco utilizados y los más conocidos son los Savonius. Toman el nombre de VAWT (Vertical Axis Wind Turbine).
- Aerogeneradores de eje horizontal: el eje de giro es paralelo a la dirección del viento. Es el tipo más utilizado para la producción de energía eléctrica. Este tipo de aerogenerador se conoce como HAWT (Horizontal Axis Wind Turbine).

En la figura 17 se pueden ver dos aerogeneradores, un HAWT y un VAWT:

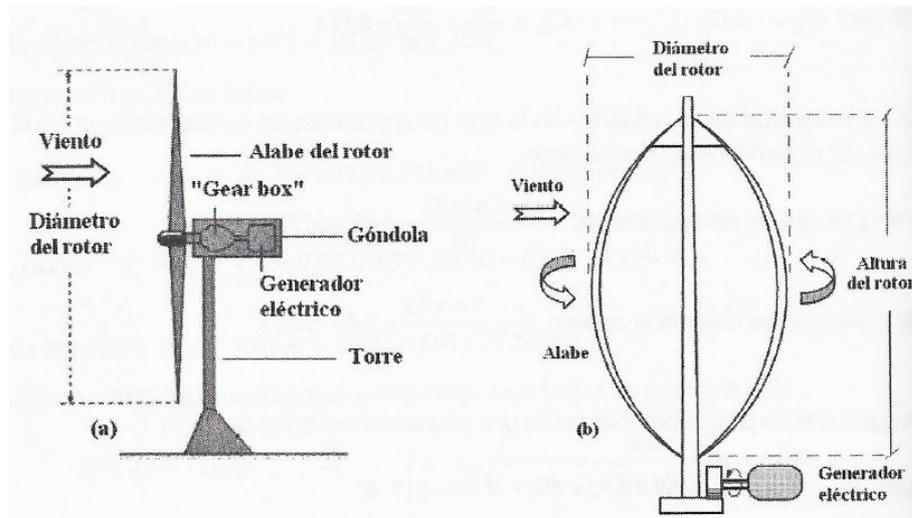


Figura 17. Aerogeneradores a) HAWT b) VAWT.

Aerogeneradores de eje vertical: VAWT.

Este tipo de aerogeneradores es muy poco utilizado por razones técnicas y económicas. La gran ventaja de este tipo de aerogeneradores es que no necesitan ningún tipo de sistema de orientación para aprovechar el viento para la producción de energía eléctrica. Por otro lado, presentan la ventaja de disponer del tren de potencia, el generador eléctrico y los sistemas de control al nivel del suelo.

Dentro de este tipo los más comunes son los siguientes:

- 1) Rotor de variación cíclica de incidencia: este tipo toma el nombre de Darrieus.
- 2) Rotor de arrastre diferencial: aprovechan la diferencia de la fuerza del viento entre una superficie cóncava y una convexa. Son conocidos por el nombre de Savonius.

1) Rotores Darrieus

Este tipo de aeroturbinas de eje vertical, toman el nombre de Darrieus por la patente de 1931 de un ingeniero americano llamado G.J.M. Darrieus.

Está formado por dos o más palas de perfil biconvexo unidas la una con la otra produciendo de esta forma el giro del eje al cual están unidas.

El rendimiento y la velocidad de este tipo de aerogenerador son comparables a los de eje horizontal distinguiéndose por ciertas desventajas.

Una de las desventajas es la ausencia de par de arranque por lo que necesita un motor para comenzar a girar. Por otro lado otra desventaja es la necesidad de elementos auxiliares para estabilizar la estructura.

Pese a este tipo de desventajas, este tipo de aerogenerador llegó a desarrollar prototipos de 625 kW y 34 m de diámetro. En la figura 18 se puede ver un aerogenerador de este tipo:



Figura 18. Aerogenerador de eje vertical tipo Darrieus.

2) Rotores Savonius

Este tipo de aerogenerador fue desarrollado por S.J. Savonius en Finlandia. Se caracteriza por el tipo de palas que utiliza. Se trata de dos palas formadas por las mitades de un cilindro cortadas por una generatriz y desplazadas lateralmente. Gracias a la curvatura de las palas, logra tener menor resistencia del viento cuando giran contra el que cuando lo hacen a favor.

Al contrario que con el rotor Darrieus, este tipo de rotor tiene par de arranque. Una de las desventajas es su bajo rendimiento y su baja velocidad de giro. Por ello sus aplicaciones se reducen a bombes de pistón.

Al tratarse de un rotor que funciona por el arrastre, extrae mucha menos fuerza del viento que un rotor de sustentación. Por otro lado, ofrece la ventaja de no necesitar orientación a la dirección del viento, soportan mejor las turbulencias y tiene un par de arranque muy pequeño. Es una de las turbinas más económicas y fácil de usar. Normalmente se usan cuando la eficiencia tiene menor importancia que el coste. Se han llegado a desarrollar prototipos de 5 kW. En la figura 19 se puede ver un rotor de este tipo:

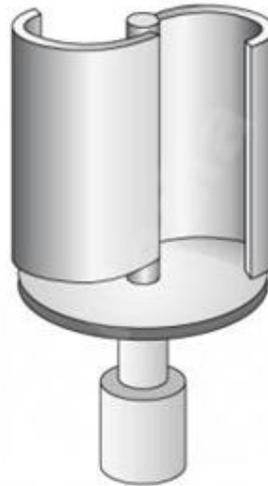


Figura 19. Rotor de eje vertical Savonius.

Aerogeneradores de eje horizontal: HAWT.

Se trata de rotores cuyo eje de rotación es horizontal y cuyas ventajas son la eficiencia y la capacidad de adaptarse a cualquier lugar.

El eje de rotación se encuentra en la parte superior de la torre y se orienta de tal forma que el plano de rotación de las palas sea lo más perpendicular posible a la dirección del viento incidente.

Dentro de los aerogeneradores de eje horizontal se distinguen dos tipos:

- 1) Rotor multipala o aeroturbinas lentas.
- 2) Rotor de tipo hélice o aeroturbinas rápidas.

1) Rotores multipala. Aeroturbinas lentas

Los rotores multipala se caracterizan por tener un número de palas entre 6 y 24 y un diámetro de rotor de entre 3 y 10 metros. Este tipo de rotores tiene un par de arranque muy elevado debido a su gran solidez y por ello una velocidad de giro reducida. Por esa razón no se utilizan para la producción de energía eléctrica.

La velocidad lineal en la punta de las palas es del mismo orden que la velocidad del viento incidente. Por ello una de sus pocas aplicaciones es el bombeo de agua. En la figura 20 se puede ver un rotor multipala:



Figura 20. Rotor multipala.

2) Rotores tipo hélice. Aeroturbinas rápidas.

Este tipo de rotores gira a una velocidad mayor que los rotores multipala. La velocidad lineal en la punta de las palas es de 6 a 14 veces superior a la velocidad del viento incidente. Por esta razón esta clase de turbina es mejor para la generación de energía eléctrica. Otra de sus grandes ventajas es que tienen un par de arranque pequeño de entre 3 y 5 m/s.

Normalmente se clasifican por el número de palas por lo que se pueden distinguir tres tipos: monopala, bipala y tripala.

El tipo más eficiente y por ello, el más utilizado, es el tripala. En la figura 21 se puede observar la clasificación:

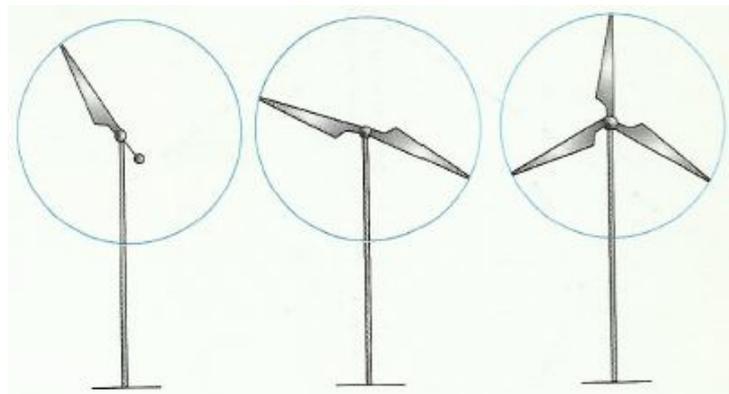


Figura 21. Rotor monopala, bipala y tripala.

Otro modo de clasificar los aerogeneradores de tipo hélice es dependiendo de la disposición del rotor frente a la velocidad del viento. Se pueden distinguir dos tipos de posición, a barlovento o a sotavento.

Los aerogeneradores con disposición a barlovento, necesitan un sistema de orientación activo debido a que la velocidad del viento incide directamente sobre el rotor y después sobre la torre. Por el contrario, los aerogeneradores con posición a sotavento, utilizan un sistema de orientación pasivo. Este sistema se basa en inclinar las palas de tal manera que el movimiento de giro describa un cono.

En la figura 22 se puede observar un aerogenerador en posición de barlovento y otro a sotavento:

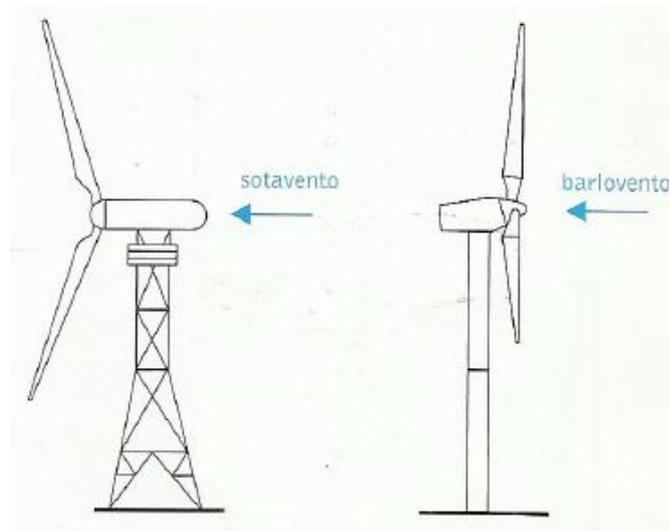


Figura 22. Tipos de disposición, a sotavento y a barlovento.

Aunque los aerogeneradores a barlovento necesiten un sistema de orientación activo, son los más usados ya que con posición a sotavento están sometidos a grandes cargas aerodinámicas. A barlovento, la pala no recibe viento al pasar por la zona de influencia de la torre, de esta forma, no se transmite por aerodinámico. Estas cargas aerodinámicas dan lugar a fluctuaciones de potencia y son causantes de fatiga por lo que conviene evitarlas.

2.7.2. Componentes de un aerogenerador

Los componentes principales que forman un aerogenerador son:

- 1- Palas.
- 2- Buje.
- 3- Nariz.
- 4- Sistema de regulación y control de potencia y velocidad.
- 5- Rodamiento del sistema de orientación.
- 6- Eje de baja velocidad.
- 7- Caja multiplicadora.
- 8- Eje de alta velocidad.
- 9- Freno de disco.
- 10- Generador eléctrico.
- 11- Grupo hidráulico de refrigeración.
- 12- Componentes electrónicos.
- 13- Estructura de soporte.
- 14- Anemómetro.
- 15- Veleta.
- 16- Góndola.
- 17- Torre.
- 18- Cimentación.
- 19- Alternador.

Ver figuras 23 y 24:

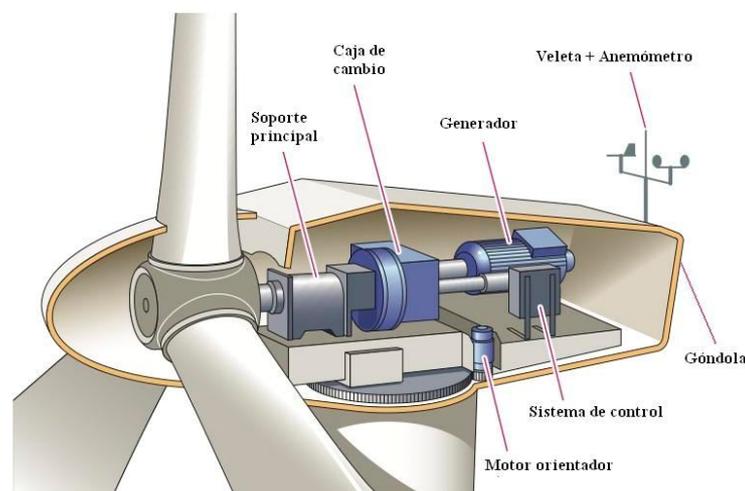


Figura 23. Componentes de un aerogenerador I.

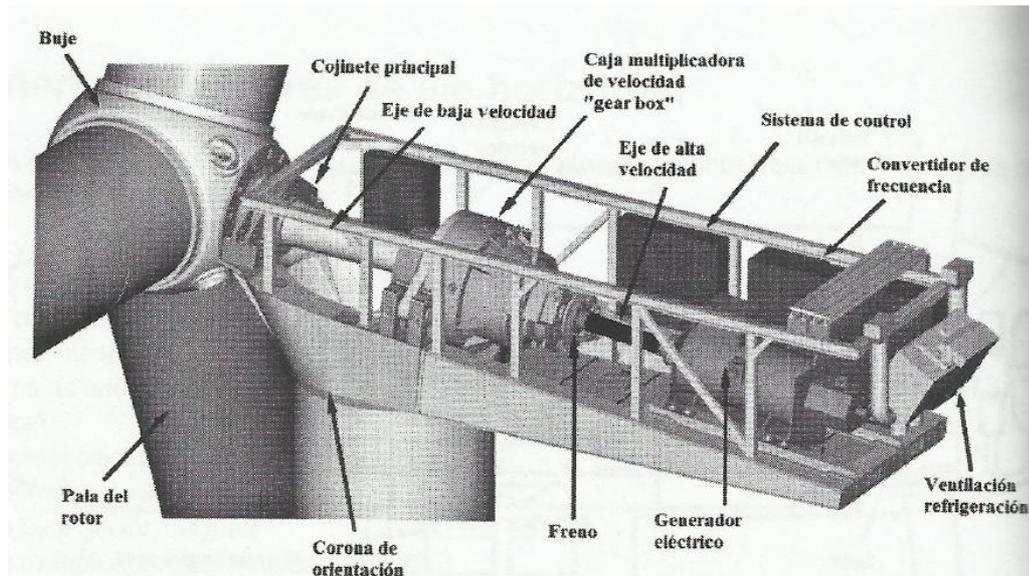


Figura 24. Componentes de un aerogenerador II.

En este caso, el fin del proyecto es el diseño y cálculo de la transmisión del aerogenerador por lo que solo se calcularán los elementos mecánicos que la compongan. Los elementos eléctricos y electrónicos solo serán nombrados cuando sea necesario.

2.7.2.1. Palas

Las palas son uno de los elementos más importantes del aerogenerador ya que son las encargadas de captar la energía cinética del viento. Por ello el tipo de perfil a utilizar es uno de los parámetros de diseño más importantes para lograr un funcionamiento óptimo. Las palas convierten el movimiento lineal del viento en un movimiento de rotación transmitiéndoselo al eje de entrada de la transmisión. Como ya se ha mencionado anteriormente, el plano formado por el giro de las palas tiene que ser lo más perpendicular posible a la velocidad del viento.

El número de palas, es otro factor determinante ya que dependiendo del número de palas el coeficiente de potencia es diferente. 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 el uso de 3 a 4 palas un incremento del 1%. Por esa razón el número de palas más eficiente es el de tres palas ya que con cuatro palas el incremento es ínfimo. En la figura 25 se puede observar lo mencionado:

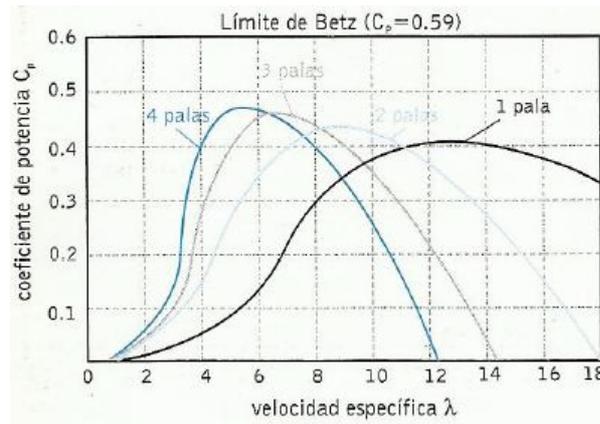


Figura 25. Influencia del número de palas en el coeficiente de potencia.

Normalmente, los perfiles más utilizados en aerogeneradores son los mismos que se utilizan en el sector aeronáutico: serie NACA 44XX y NACA 230XX. En la siguiente figura 26 se pueden observar los parámetros geométricos de un perfil NACA:

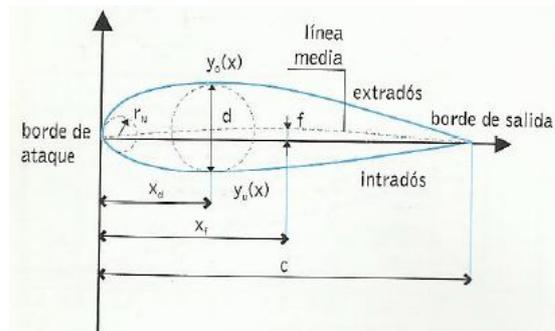


Figura 26. Parámetros geométricos perfil NACA.

Perfiles NACA de cuatro cifras: la primera cifra indica la máxima flecha de la línea media en % con respecto de la cuerda (f/c), la segunda la distancia de esta magnitud respecto al borde de ataque (xf) y las dos últimas cifras indican el espesor máximo relativo a la cuerda (d/c).

Normalmente el material empleado en las palas de los aerogeneradores es un material compuesto. Hoy en día, el material compuesto más utilizado es la fibra de vidrio con resina de poliéster (GRP). Tiene con ventajas su gran resistencia estructural y resistencia a la fatiga. Por otro lado, no requiere procesos de fabricación complejos y debido a su bajo coeficiente de dilatación y su pequeña conductividad eléctrica son interesantes para la protección contra los rayos.

Otros materiales más recientes son los materiales compuestos con fibras de carbono (CFRP). Tiene como desventaja su gran coste por lo que su uso está limitado al sector aeronáutico.

En la figura 27 se puede ver una pala en el momento del montaje:



Figura 27. Pala de aerogenerador.

Las palas son sometidas a diferentes ensayos en los que destacan los siguientes:

- Ensayo elástico: la pala es sometida a una carga de gran valor durante un tiempo (10 o 15 segundos) flexionándose en dos direcciones.
- Ensayo dinámico: la pala se somete a oscilaciones de la misma frecuencia que la frecuencia natural de la pala. De esta forma, la pala puede sufrir deformaciones y pequeñas roturas. Estas son controladas mediante galgas extensiométricas y cámaras de infrarrojos.
- Ensayo de rotura: este tipo de ensayo se realiza con nuevos prototipos o nuevos materiales. Se realiza un ensayo estático en el que se aplica una carga que provoque la rotura para posteriormente analizar.

2.7.2.2. Buje

El buje es el elemento que une las palas y el sistema de rotación. Se pueden distinguir dos tipos de bujes: buje rígido y buje basculante.

- Buje rígido: las palas se atornillan al buje y el buje se une de forma rígida al eje de giro. Debido a esta unión, las palas transmiten directamente todas las cargas del viento a la transmisión. Normalmente, este tipo de buje se utiliza en

aerogeneradores de tres palas con el fin de lograr que el rotor este dinámicamente más equilibrado.

- Buje basculante: este tipo se emplea para reducir las cargas que se producen en el buje. El buje se conecta a través de un apoyo con un poco de libertad a la transmisión. Este tipo de buje se suele utilizar en aerogeneradores de dos palas para lograr mayor equilibrio con las cargas.

Como ya se ha mencionado, en rotores de tres palas, se utiliza el buje rígido. Este elemento, está formado por una estructura metálica hueca. En la figura 28 se puede ver un buje rígido de un rotor de tres palas:



Figura 28. Buje rígido.

El material del buje suele ser un acero de alta resistencia ya que debe soportar grandes cargas. En este caso, se ha optado por utilizar un buje rígido ya que el proyecto es de un aerogenerador de tres palas.

2.7.2.3. Nariz

La nariz es la cubierta metálica de forma cónica que se encara al viento y lo desvía. Su forma aerodinámica es para impedir las turbulencias. En la figura 29 se muestra este elemento:



Figura 29. Nariz aerogenerador.

2.7.2.4. Góndola

La góndola o chasis es el cubículo donde se alojan los elementos que forman el tren de potencia del aerogenerador. Dentro de la góndola en concreto se encuentran el eje de baja velocidad, la caja multiplicadora, el eje de alta velocidad, el freno y el generador eléctrico. La función de la góndola es proteger el tren de potencia de las incidencias del tiempo y también de reducir el ruido generado por la transmisión.

Está formada por una estructura de acero o fibra de vidrio y se coloca en la parte superior de la torre. Puede girar alrededor de la torre mediante un sistema de orientación formado por un rodamiento con dentado interior accionado por un piñón y un motor eléctrico. El sistema de orientación es necesario para orientar el rotor de tal forma que el plano que forman el giro de las palas sea perpendicular al viento.

El acceso a la góndola se hace mediante una escalera por el interior de la torre. Ver figura 30:



Figura 30. Góndola de aerogenerador.

En la parte posterior de la góndola se colocan el anemómetro y la veleta para la medición de los datos eólicos.

Mediante una gráfica obtenida experimentalmente, se puede obtener la masa aproximada de la góndola. La gráfica se puede ver en la siguiente figura 31:

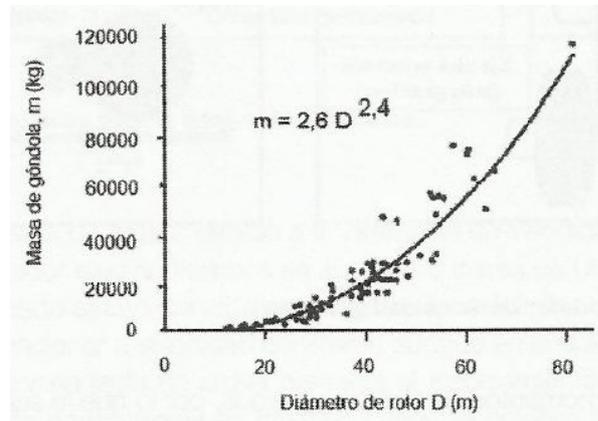


Figura 31. Masa de la góndola en función del diámetro del rotor.

2.7.2.5. Estructura o bancada

La bancada del aerogenerador es la estructura metálica donde se coloca la transmisión. En esta estructura van unidos los cojinetes de apoyo de los ejes de baja velocidad, alta velocidad y ejes intermedios. Por otro lado, también se utiliza para colocar y apoyar el freno de disco encargado de la parada del sistema. Ver figura 32:

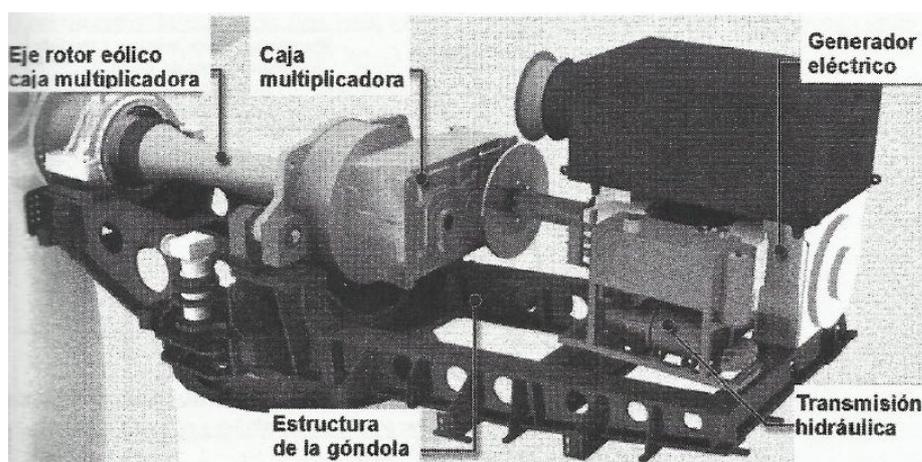


Figura 32. Componentes de un aerogenerador.

2.7.2.6. Anemómetro

Sirve para medir la velocidad del viento. Normalmente se mide a una altura de 10 metros para evitar la influencia del suelo. Los valores se suelen promediar cada 10 minutos. Dependiendo del principio a utilizar, existen diferentes tipos de anemómetro.

- Medición por medios mecánicos: de rotación.
- Mediante el enfriamiento de un hilo caliente.
- Medición por diferencia de presión: anemómetro de tubo de Pitot.
- Medición por ultrasonido, láser o efecto Doppler.

De todos los tipos mencionados el más común y más utilizado es el de rotación. Este tipo de anemómetro puede ser de dos tipos, tipo cazoleta o tipo hélice. Ver figura 33:

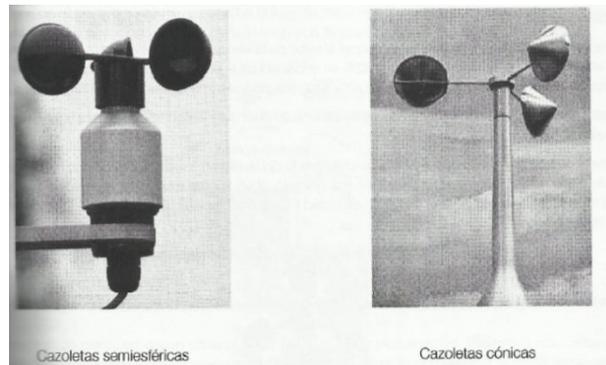


Figura 33. Tipos de anemómetros mecánicos de cazoletas.

El tipo de anemómetro más utilizado de entre los dos es el de cazoletas, concretamente el de tres cazoletas. Estas cazoletas pueden ser de forma semiesférica o de forma cónica. Dichas cazoletas están distribuidas de forma simétrica alrededor de un eje vertical. Este elemento tiene la ventaja de medir la componente horizontal del viento.

El anemómetro de tipo hélice, en cambio, se utiliza cuando se requiere determinar la velocidad del viento en una dirección en concreto. Normalmente este tipo de elemento se utiliza asociada a una veleta. Son más rápidos que los de cazoleta pero por tienen la desventaja de asumir las vibraciones originadas por la veleta. En la figura 34 se puede observar este tipo de anemómetro:



Figura 34. Anemómetro tipo hélice con veleta.

2.7.2.7. Veleta

Se trata del elemento encargado de medir la dirección del viento. Se coloca al lado del anemómetro y todo ello sobre una torre. Consiste en un dispositivo montado sobre un eje vertical que puede girar de forma libre debido al viento cuando hay cambios de dirección.

Normalmente, sabiendo que el viento es variable tanto en velocidad como en dirección, se promedian valores durante un periodo de tiempo por ejemplo 10 minutos. Ver figura 35:



Figura 35. Veleta.

2.7.2.8. Generador eléctrico

La energía eléctrica se consigue gracias a un generador eléctrico dispuesto al final de la transmisión dentro de la góndola del aerogenerador. El par torsor es transmitido por el eje de alta velocidad al generador eléctrico mediante un sistema de piñones unidos mediante chavetas. El generador eléctrico suele tener velocidades de giro nominales de entre 1000 y 1500 rpm por lo que será necesaria una caja multiplicadora de velocidad para aumentar la velocidad de giro del eje de alta velocidad.

En la producción eólica se utilizan los siguientes tipos de generador:

- 1) Generador asíncrono: dentro de este tipo de generador se encuentran otros dos, el generador asíncrono con rotor en jaula de ardilla y el generador asíncrono con rotor bobinado de doble alimentación.
- 2) Generador síncrono multipolo.

Los generadores síncronos de imanes y los asíncronos con rotor bobinado doblemente alimentado se utilizan en aerogeneradores con rotores de velocidad variable. Por otro lado, los generadores asíncronos con rotor en jaula de ardilla son utilizados en rotores de velocidad constante. La electricidad se genera en tensión alterna trifásica y normalmente en baja tensión (en general 690 V).

1) Generador asíncrono jaula de ardilla

En los aerogeneradores, como ya se ha mencionado anteriormente, entre el eje principal de la transmisión y el generador eléctrico hay diferencias de velocidad por ello es necesario el uso de una caja multiplicadora. El rotor de jaula de ardilla necesita funcionar a velocidad constante teniendo la ventaja de admitir una variación del 1%. Por otro lado, tiene la desventaja de necesitar energía reactiva de la red eléctrica por lo que para evitarlo se utilizan baterías de condensadores. En algunos modelos de este tipo de generador se utilizan dos juegos de pares de polos con el fin de aprovechar mejor las velocidades del viento. Ver figura 36:

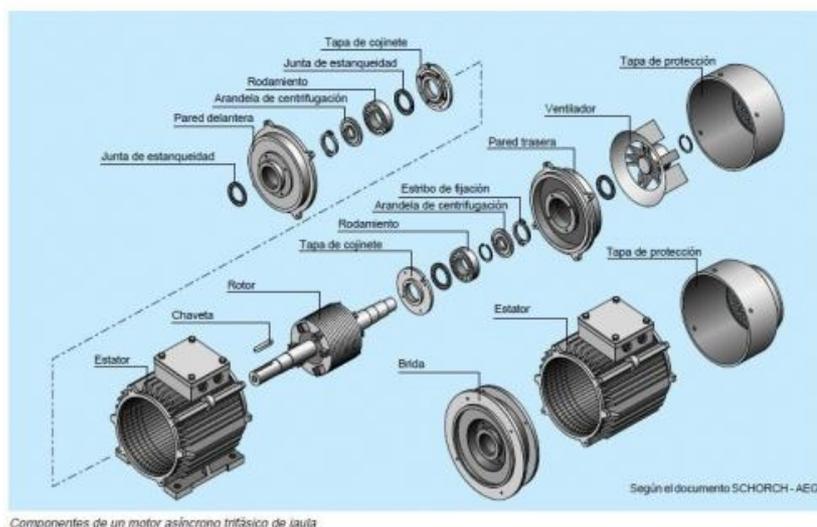


Figura 36. Generador asíncrono de rotor de jaula de ardilla.

2.7.2.9. Eje de baja velocidad

El eje de baja velocidad es el eje principal del tren de potencia del aerogenerador. En uno de sus extremos está conectado al rotor y en el otro extremo, al portasatelites de la primera etapa de la caja multiplicadora. Recibe el par torsor generado en las palas. Ver figura 37:

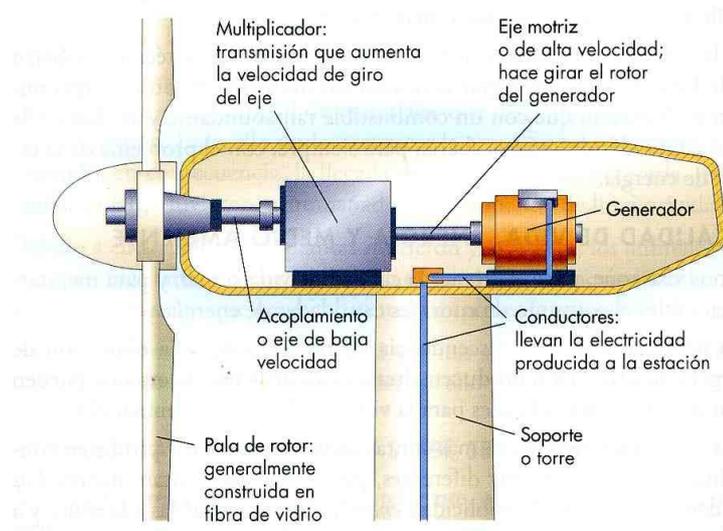


Figura 37. Eje de baja velocidad de la transmisión.

La disposición del eje puede tener diferentes opciones:

1) Eje con apoyos separados

En este tipo de disposición, el eje se monta sobre dos apoyos que irán fijados a la estructura o bancada que va montada sobre la torre. Las cargas del rotor se transmiten a la torre por la estructura o bancada mencionada. Tiene como ventaja que la caja multiplicadora solo tiene que soportar el par torsor que transmite el eje del rotor. Otra ventaja es que normalmente se pueden emplear rodamientos y cajas comerciales. Su gran desventaja es el gran peso de este tipo de disposición. Ver figura 38:

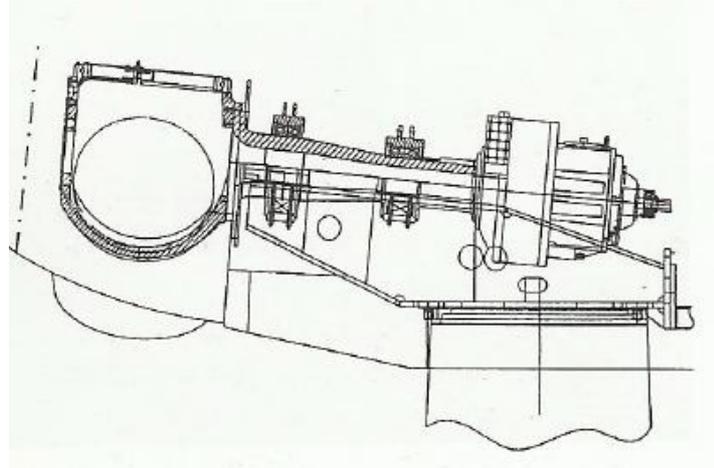


Figura 38. Eje rotor con apoyos separados.

Normalmente la disposición de los cojinetes o apoyos puede ser de cinco tipos:

- 1- Eje principal con apoyos separados.
- 2- Cojinete posterior dentro de la caja multiplicadora.
- 3- Cojinete principal en la góndola y el posterior integrado en la caja multiplicadora.
- 4- Cojinete principal integrado en la caja multiplicadora.
- 5- Cojinete principal sobre el eje.

En la figura 39 se pueden ver las disposiciones mencionadas:

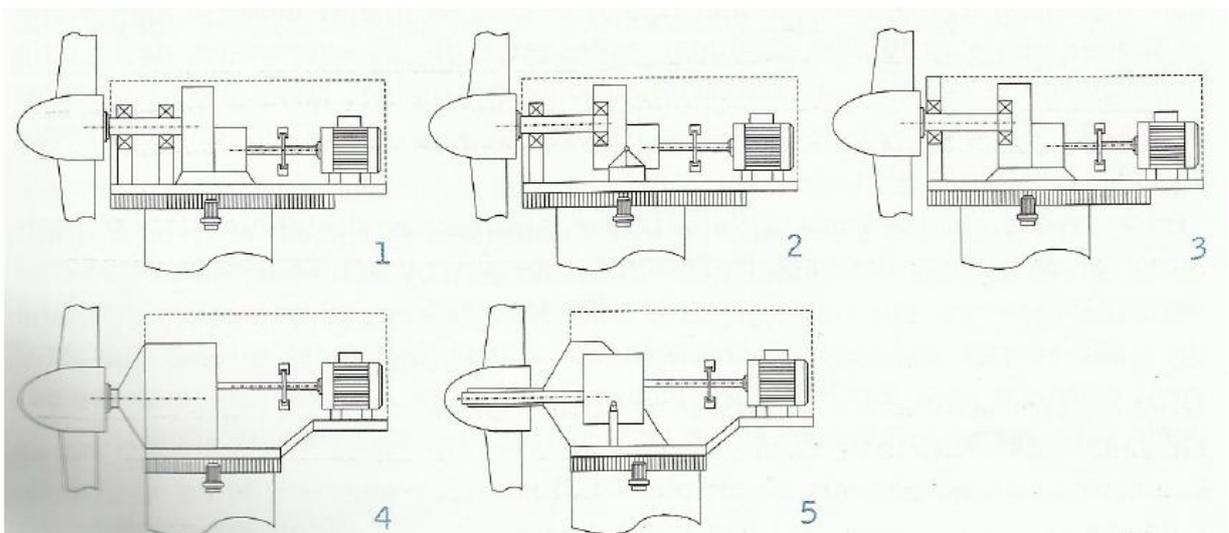


Figura 39. Disposición de los apoyos.

2) Eje integrado en la caja multiplicadora

En esta disposición, el eje del rotor se apoya por completo en la estructura en la que está la caja multiplicadora. Este tipo de caja multiplicadora se utiliza solamente en algunas aplicaciones de energía eólica por lo que no es convencional.

Presenta como desventaja el precio de la caja multiplicadora ya que es más costoso que la anterior disposición. Un factor a tener en cuenta es que las cargas que recibe la bancada de la caja no afecten al correcto funcionamiento del tren de potencia. Por otro lado, tiene como ventaja que la bancada de unión entre la transmisión y la torre es más pequeña. Ver figura 40:

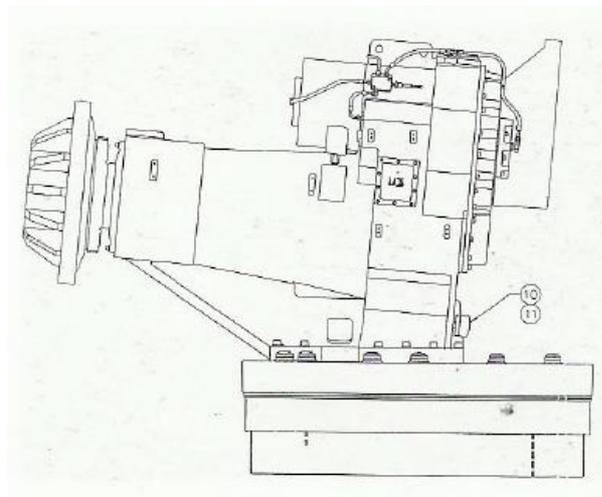


Figura 40. Eje del rotor integrado en la caja multiplicadora.

3) Eje conectado a un soporte fijo

En las disposiciones anteriores, el eje de baja velocidad está sometido a grandes momentos flectores por lo que esta disposición busca minimizar ese efecto y de esa forma conseguir un eje principal de menor dimensión. En algunos diseños de este tipo, el rotor se une a un eje soporte fijo que está conectado a la torre con unas bridas que tienen como función absorber los momentos flectores. En otros diseños también se ha integrado el apoyo principal del eje de baja velocidad en la estructura de la góndola. Se trata de una disposición con muchísimas opciones. Ver figura 41:

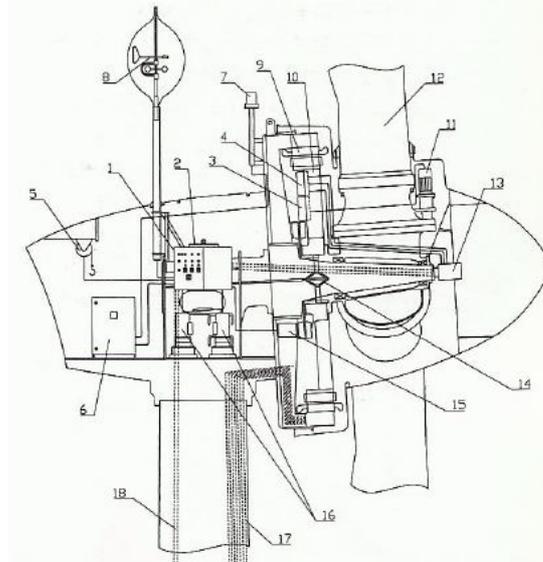


Figura 41. Eje del rotor unido a un soporte fijo.

2.7.2.10. Caja variadora de velocidad

En muchos casos, el acoplamiento entre el eje del rotor y el generador eléctrico no puede ser directo por lo que se realiza utilizando una caja de engranajes. Se pueden distinguir dos casos diferentes:

- 1) Rotores lentos o multipala: normalmente, la velocidad de giro del árbol del cigüeñal es menor que la del rotor. Por ello, para realizar el acoplamiento se utiliza una caja reductora de velocidad.
- 2) Rotores bipala y tripala: en este tipo de rotores, el eje de baja tiene una velocidad de giro pequeña, en concreto, tiene la velocidad de giro de las palas. Por otro lado, el generador eléctrico tiene una velocidad de giro nominal entre 1000 y 1500 rpm por lo que es necesario un aumento de velocidad. Por ello, el acoplamiento se realiza mediante una caja multiplicadora de velocidad.

Esta caja multiplicadora, aumenta la velocidad de giro del eje de baja velocidad hasta lograr la velocidad de giro nominal del generador mediante diferentes etapas de engranajes.

Normalmente, están formadas por diferentes etapas dependiendo del aumento de velocidad requerido. Las cajas están sometidas a momentos torsores elevados por lo que un factor

determinante a la hora de escoger el diseño es la potencia el aerogenerador. Hoy en día se pueden encontrar cajas de gran potencia capaces de generar una gran transformación de velocidad con un alto rendimiento.

Los aerogeneradores de pequeña y mediana potencia, es decir, para potencias menores de 500 kW, se utilizan cajas de velocidad de ejes paralelos. Ver figura 42:



Figura 42. Caja de ejes paralelos.

Para potencias altas en cambio, se utilizan cajas de velocidad de ejes planetarios. Las cajas variadoras de velocidad de ejes planetarios son más resistentes y tienen un peso menor por lo que son las más utilizadas. Ver figura 43:



Figura 43. Caja multiplicadora de ejes planetarios.

Otro tipo de caja multiplicadora es con etapas planetarias y una última de ejes paralelos. Este tipo de disposición se utiliza cuando no se quieren tener los ejes alineados. Ver figura 44:

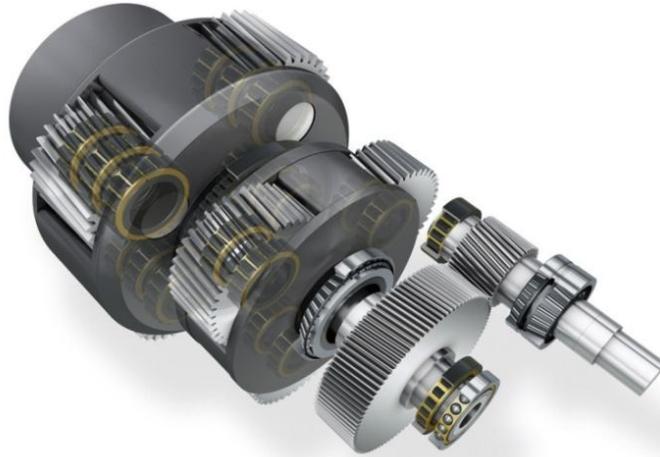


Figura 44. Caja multiplicadora ejes planetarios y ejes paralelos.

Otro factor determinante es el tipo de engranajes ya que pueden ser engranajes helicoidales o engranajes de dientes rectos.

Componentes de la caja multiplicadora de ejes planetarios

Como se puede observar en la figura 41 los engranajes planetarios están formados por los planetas, el sol y el anillo exterior. Se utilizará un sistema con tres planetas ya que es la disposición normalmente utilizada en los aerogeneradores eólicos de esta potencia. Al tratarse de un aerogenerador de gran potencia (1,5 MW) los elementos de la transmisión serán de un tamaño considerablemente grande.

En total, la caja multiplicadora está formada por cuatro ejes principales, el eje de entrada o eje de baja velocidad, el eje de salida o eje de alta velocidad y dos ejes intermedios entre las etapas. Los ejes intermedios son los ejes que se encuentran entre la primera y segunda etapa y la segunda y tercera etapa. Al igual que el eje de baja y alta velocidad, serán ejes bi-apoyados.

Por otro lado, están los ejes planetarios que son los encargados de transmitir el par de los ejes principales a los engranajes planetarios. Estos ejes, estarán unidos mediante chavetas a

los engranajes mencionados por uno de sus extremos y por el otro extremo irán unidos a un acoplamiento mecánico comúnmente llamado porta-satélites.

Los elementos secundarios que forman la caja multiplicadora son los anillos de retención para la correcta sujeción de los rodamientos, y las chavetas para las uniones entre los ejes y los engranajes. Ver figura 45:

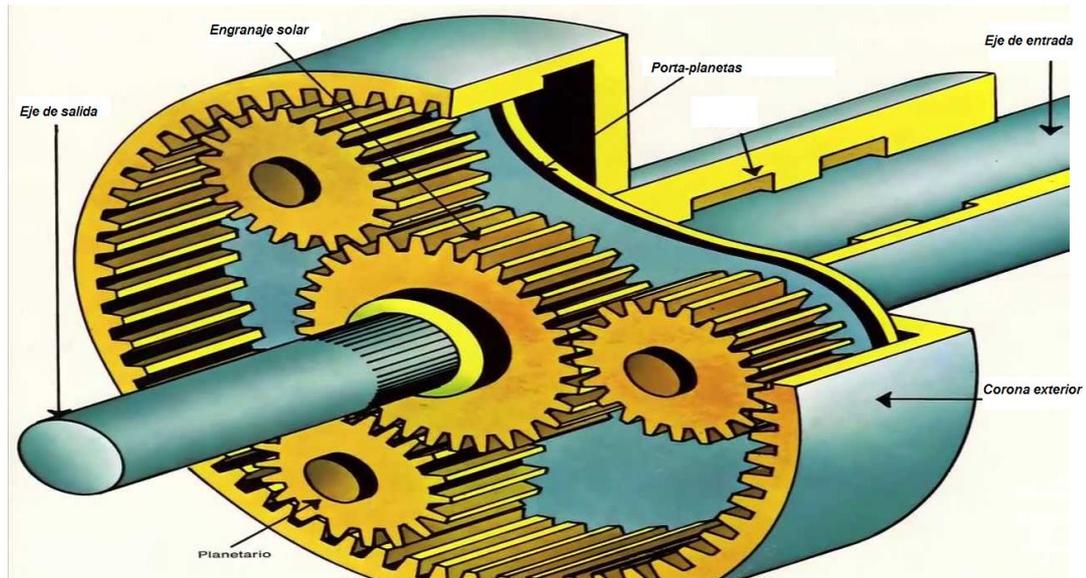


Figura 45. Etapa de caja multiplicadora.

2.7.2.11. Eje de alta velocidad

El eje de alta velocidad es el eje de salida del tren de potencia. Es el encargado de transmitir el par torsor al generador eléctrico dispuesto al final de la transmisión. La velocidad de giro de este eje, debe ser igual a la velocidad de giro nominal del generador mencionado. La transmisión del par torsor del eje al generador se realiza mediante un sistema de corona y piñón. Al tener una velocidad de giro elevada, el par torsor a transmitir será mucho menor y por lo tanto su diámetro también. Ver figura la anterior 37.

Al igual que el eje de baja velocidad puede tener distintas disposiciones y puede ser de sección tubular o maciza.

2.7.2.12. Freno

El freno mecánico del aerogenerador tiene como función mantener bloqueado el eje de giro cuando se realizan operaciones de mantenimiento o de puesta a punto. Normalmente, en aerogeneradores de eje horizontal se utilizan frenos de disco.

En algunos casos, el freno mecánico tiene también como función ayudar en el frenado dinámico del rotor cuando se realizan frenadas de emergencia. Por otro lado, el freno, se puede utilizar como freno secundario en apoyo del freno aerodinámico que algunas de las turbinas de gran potencia llevan incorporados. Es importante destacar que el uso del freno en paradas dinámicas solo se realiza en aerogeneradores de pequeña y mediana potencia (menores a 1 MW). En aerogeneradores de gran potencia el freno solamente tiene como función el bloqueo mencionado al principio ya que si no el disco del freno tendría dimensiones demasiado grandes.

El freno consiste en un disco que gira de forma solidaria al eje de la transmisión y unas zapatas que frenan el disco por rozamiento. Estas zapatas pueden ser activadas de forma eléctrica, hidráulica o neumática.

Un factor importante es la ubicación que tendrá el freno en la transmisión, ya que se pueden utilizar diferentes disposiciones. El freno se puede colocar en el eje de baja velocidad o en el eje de alta velocidad. Normalmente, el freno, se coloca en el eje de alta velocidad ya que este eje tiene mucha velocidad de giro y por lo tanto, poco par torsor. De esta forma, el par torsor a frenar es menor y se pueden utilizar discos de menor diámetro. Esta disposición tiene como desventaja el no garantizar el bloqueo del rotor en su totalidad cuando por accidente el eje lento se desacopla de la caja multiplicadora. En aerogeneradores de pequeña potencia el freno se suele colocar en el eje de baja velocidad y en aerogeneradores de mediana y gran potencia, en el eje de alta.

2.7.2.13. Sistema de orientación

El sistema de orientación del aerogenerador es el sistema encargado de hacer girar el rotor eólico y la góndola. El sistema une la góndola con la parte superior de la torre mediante un rodamiento de bolas de grandes dimensiones. Es de gran importancia ya que es el encargado de realizar dicho giro para lograr que la dirección del viento sea perpendicular al plano de giro que forman las palas.

Los aerogeneradores con disposición a barlovento utilizan sistemas de orientación activos. Se denomina sistema activo ya que utiliza un motor eléctrico para realizar el giro del rotor. Normalmente los sistemas de giro del rotor utilizan dos motores eléctricos, uno de ellos para

el giro a derechas y otro para el giro a izquierdas. Estos motores accionan un piñón y este mueve el engranaje (corona) que está unido rígidamente con la góndola. Los aerogeneradores con disposición a barlovento reducen las cargas de fatiga ya que se minimiza la sombra de la torre sobre las palas.

Este tipo de rodamientos puede ser de dos tipos: con dentado exterior o con dentado interior.

En la mayoría de los sistemas eólicos se utilizan los rodamientos con dentado interior ya que de esta forma el sistema de motores y piñones queda en el interior de la torre quedando más protegidos. En las figuras 46 y 47 se pueden observar los dos tipos de rodamiento mencionados:

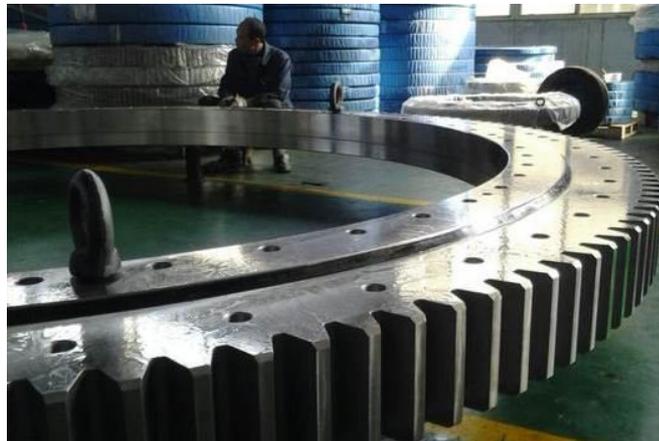


Figura 46. Rodamiento con dentado exterior.



Figura 47. Rodamiento del sistema de orientación.

2.7.2.14. Sistema de regulación y control de potencia y velocidad

El sistema de regulación sirve para regular la potencia del rotor, controlar la velocidad de giro y parar el rotor. Este sistema es capaz de parar el rotor sacando el rotor fuera de la acción del viento. Los sistemas para aerogeneradores de gran y media potencia pueden ser de tres tipos:

- 1) Control pasivo de pérdida aerodinámica
- 2) Control activo por ángulo de paso variable
- 3) Control activo por pérdida aerodinámica

Control pasivo de pérdida aerodinámica

En este tipo de sistema, la pala está fija unida de forma rígida al buje del rotor. En algunos modelos de aerogenerador, se permite el giro en su extremo para actuar como freno aerodinámico. La regulación de potencia, se consigue utilizando un perfil de pala diseñado especialmente para aumentar la pérdida aerodinámica a la vez que se aumenta la velocidad del viento.

Según aumenta la velocidad del viento, alrededor de la pala aumenta la potencia que capta el rotor y cuando esta velocidad llega a un valor en concreto, gracias al diseño del perfil de la pala, se comienza a desarrollar turbulencia. De esta forma, se empieza a entrar en pérdida aerodinámica y a raíz de ello la potencia se limita. En el caso de que la velocidad del viento alcance el valor de la velocidad de parada del aerogenerador, las pérdidas aerodinámicas serán tan elevadas que causaran la parada total del rotor.

Control activo por ángulo de paso variable

En este sistema, la regulación se consigue gracias a que las palas pueden girar sobre sí mismas alrededor de su eje. De esta forma, se cambia el ángulo de ataque del viento y a raíz de eso la fuerza aerodinámica que actúa sobre las palas varía. El control es independiente en cada pala y se consigue mediante un sistema mecánico.

Para velocidades del viento inferiores a la velocidad nominal de funcionamiento del aerogenerador, se ajusta el ángulo para poder extraer la máxima potencia. En cambio, para velocidades superiores a la velocidad nominal, se ajusta el ángulo para poder mantener constante la potencia.

El sistema, para lograr un funcionamiento óptimo, mide de forma continua las velocidades del viento y envía las señales de control. Normalmente, se acciona mediante un motor hidráulico o uno eléctrico.

Control activo por pérdida aerodinámica

Se trata de un sistema que comparte los dos sistemas de funcionamiento anteriores. La pala puede girar sobre sí misma un máximo de 10° para ajustar el perfil y una vez que la velocidad del viento, supera la velocidad nominal, el paso de pala se reduce logrando forzar la pérdida aerodinámica.

2.8. SOLUCIONES ADOPTADAS

En este apartado se especificarán los tipos de componentes escogidos y las razones por las cuales se han seleccionado.

2.8.1. Tipo de aerogenerador

Se ha seleccionado un aerogenerador de eje horizontal de tres palas con disposición a barlovento debido a sus grandes ventajas para la producción de energía eléctrica. Estas son las ventajas:

- La velocidad lineal en la punta de las palas es de 6 a 14 veces superior a la velocidad del viento incidente.
- Par de arranque pequeño de entre 3 y 5 m/s.
- Barlovento: la pala no recibe viento al pasar por la zona de influencia de la torre, de esta forma, no se transmite par aerodinámico y se evitan turbulencias.

2.8.2. Palas

En este caso, el proyecto no se centra en el diseño de las palas por lo que se ha escogido un perfil normalmente utilizado en aerogeneradores de características similares. Se ha seleccionado el perfil NACA 4415 de fibra de vidrio con resina de poliéster. Características geométricas:

- 4% de flecha máxima relativa a la cuerda situada al 40% del borde de ataque y con un espesor relativo del 15%.

2.8.3. Góndola

En este caso no se han realizado cálculos de la góndola pero se ha tenido que obtener el valor de la masa aproximada para los posteriores cálculos.

La masa de la góndola se ha obtenido de aerogeneradores de características similares:

$$m_{Góndola} = 108000 \text{ (kg)}$$

2.8.4. Generador eléctrico

Ya que se trata de un proyecto de diseño mecánico no se ha realizado ningún cálculo para la selección, simplemente se ha escogido un generador con una velocidad de giro nominal normalmente utilizada. Se ha optado por un generador asíncrono de rotor de jaula de ardilla ya que presenta las características apropiadas para un aerogenerador de eje horizontal tripala. La velocidad de giro nominal del generador seleccionado es de 1500 rpm.

2.8.5. Eje de baja velocidad

Se ha seleccionado un eje de sección tubular con dos apoyos que van fijos a la estructura debido a las ventajas mencionadas. Se ha optado por dejar una distancia de 1 metro entre los apoyos y 0,5 metros desde la posición del rotor hasta el primer apoyo. La disposición utilizada es bastante común. Ver figura 48:



Figura 48. Disposición eje de baja velocidad.

Ventajas:

- Menor peso al tratarse un perfil de sección tubular.
- Las cargas del rotor se transmiten a la torre por la estructura o bancada.
- La caja multiplicadora solo tiene que soportar el par torsor que transmite el eje del rotor.

- Normalmente se pueden emplear rodamientos comerciales.

2.8.6. Caja multiplicadora

Al tratarse del diseño de la transmisión de un aerogenerador de eje horizontal de tres palas, será necesario el uso de una caja multiplicadora. Debido a las ventajas mencionadas, se ha optado por una caja de ejes planetarios y engranajes de dientes rectos.

El generador eléctrico seleccionado tiene una velocidad de giro nominal de 1500 (rpm). Para poder realizar el aumento de velocidad en su totalidad será necesario utilizar una caja formada por tres etapas planetarias ya que la velocidad de salida de la caja tiene que ser 1500 rpm y la de entrada del eje principal es de 15 rpm. Ver figura 49:

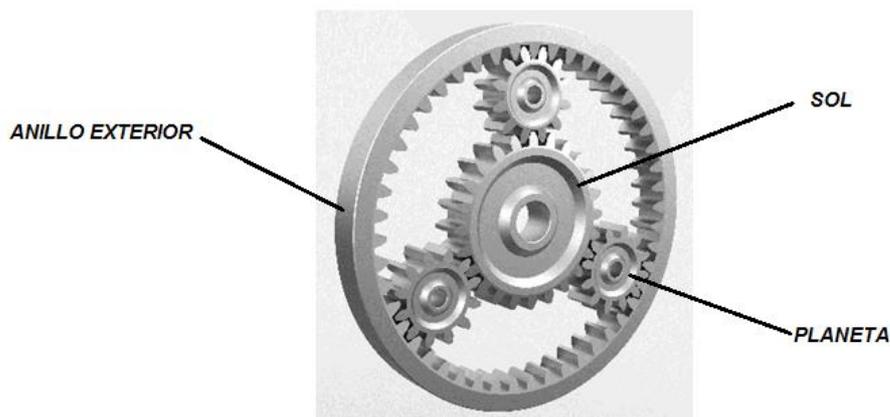


Figura 49. Caja multiplicadora ejes planetarios y dientes rectos.

2.8.7. Eje de alta velocidad

Se ha optado por un eje de sección circular con dos apoyos ya que al tener que soportar menos cargas y tener menor par torsor no será de un diámetro excesivamente grande.

2.8.8. Freno

En este caso, se ha optado por un freno de disco de accionamiento hidráulico ubicado en el eje de alta velocidad debido a las ventajas que esta disposición ofrece. Este freno ira sujeto a la estructura o bancada. Ventajas:

- Es el tipo de freno normalmente utilizado en aerogeneradores de eje horizontal de potencia media o alta.
- Al colocarse en el eje de alta velocidad el par torsor a frenar es menor y se pueden utilizar discos de menor diámetro

Se trata de un freno comercial de la empresa SVENDBORG BRAKES. Ver figura 50:



Figura 50. Freno de disco Svendborg Brakes.

2.8.9. Sistema de orientación

El aerogenerador está dispuesto a barlovento por lo que será necesario un sistema de orientación activo. Por ello, se ha optado por los rodamientos con dentado interior de la empresa ROTHE ERDE. Los rodamientos de dicha empresa son rodamientos que forman una unidad con capacidad de soportar cargas axiales, radiales y momentos de vuelco de forma simultánea. Están formados por el rodamiento de bolas y una corona dentada.

El catálogo proporciona muchos tipos de rodamientos, en este caso, se ha optado por seleccionar la serie KD 600. Realiza la transmisión de las cargas por cuatro puntos de contacto. Se trata de una serie normalmente utilizada en el ámbito de aerogeneradores o grúas portuarias. En la figura 51 se puede observar una imagen de dicha serie:

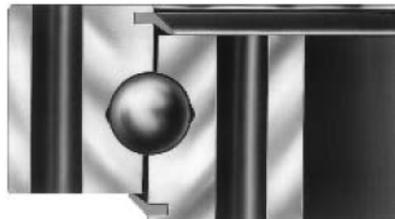


Figura 51. Rodamiento serie KD 600.

La gran ventaja de utilizar rodamientos con dentado interior es que estarán más protegidos del ambiente y de los efectos climáticos. Por otro lado, al tener el dentado en el interior, el sistema de motores y piñones de accionamiento irá en el interior de la torre.

2.8.10. Sistema de cambio de paso de pala

En este caso, se ha optado por el sistema de control activo por ángulo de paso variable ya que aerogeneradores de características similares hacen uso de este sistema. En este tipo de sistema mecánico, las palas usan rodamientos con dentado interior unido al buje en el alojamiento correspondiente.

Al igual que el rodamiento de giro de la góndola, se calculan a estática. Para la selección del rodamiento de las palas se utilizará el catálogo de la empresa ROTHE ERDE. Este tipo de rodamientos pueden ser de dos tipos al igual que los que forman el sistema de orientación (dentado interior o exterior). En este caso, siempre se utilizan con dentado interior para poder tener dentro del buje o góndola el sistema de accionamiento. En la figura 52 se puede ver un rodamiento de pala con dentado interior en su posición en el buje:



Figura 52. Rodamiento de pala con dentado interior.

2.9. RESULTADOS

En este apartado se definirán las ecuaciones, desarrollos de ecuaciones, tablas, normativas utilizadas y los resultados obtenidos en el cálculo de los componentes de la transmisión.

2.9.1. Parámetros de diseño

En el siguiente apartado se van a especificar los diferentes parámetros de diseño del aerogenerador eólico tripala. Estos parámetros están definidos en diferentes tablas y figuras dependiendo del tipo de aerogenerador y el número de palas.

Velocidad específica (TSR)

La velocidad específica o "tip speed ratio" (λ) se define como la relación entre la velocidad lineal (u) del extremo de la pala y la velocidad del viento (v). Este parámetro de diseño es diferente para los distintos tipos de aerogeneradores. El valor de λ está definido por la siguiente expresión:

$$\lambda = \frac{u}{v} = \frac{\Omega \cdot R}{v} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot R}{60 \cdot v}$$

En donde:

- u : Velocidad lineal del extremo de la pala del rotor (m/s).
- Ω : Velocidad de rotación del rotor (rad/s).
- n : Velocidad de rotación del rotor (rpm).
- R : Radio del rotor (m).
- v : Velocidad del viento (m/s).

Se trata de un parámetro importante a la hora del diseño ya que dependiendo de dicho valor mayor será la velocidad en punta de pala (u). Dependiendo del tipo rotor del aerogenerador eólico se tomara un parámetro λ u otro. En la siguiente figura 53 se pueden observar los diferentes valores orientativos:

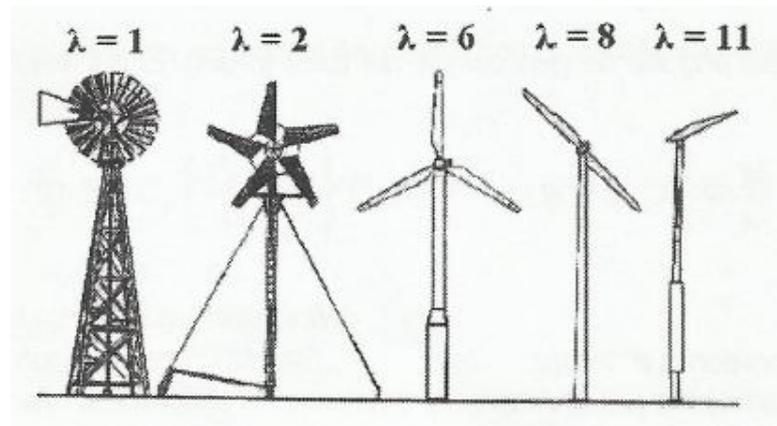


Figura 53. Velocidad específica en distintos rotores.

En este caso el rotor del aerogenerador eólico a diseñar consta de tres palas, por lo que se tomará un valor de entre 6-8. Como ya se ha mencionado anteriormente cuanto mayor sea el valor de λ mayor será la velocidad en punta de pala (u) pudiendo llegar a producir problemas de turbulencia. Por ello, como se puede observar en el apartado 3.3.2 del anexo de los cálculos, se tomará un valor intermedio de $\lambda=7$ con el que el coeficiente potencia (C_p) tomará su máximo valor.

El valor de λ también afecta a la geometría de la pala. Como se puede observar en la figura 54, dependiendo de la velocidad específica hay una geometría de pala óptima:

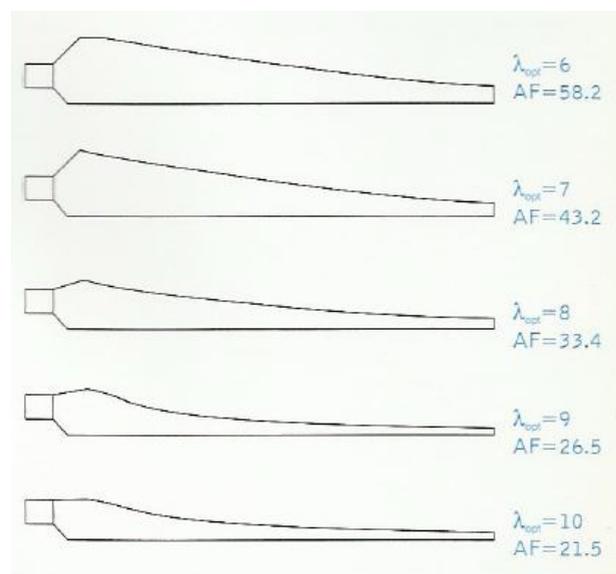


Figura 54. Diseño óptimo en función de λ .

Coeficiente de par (C_m)

El coeficiente de par es un parámetro que influye directamente al par que generará el aerogenerador eólico. Dependiendo del tipo de rotor, el coeficiente cambia. En rotores de eje vertical (Savonius) y generadores multipala el par de arranque es elevado y en rotores bipala y tripala en cambio, el par de arranque es menor.

El coeficiente de par viene definido mediante la siguiente expresión:

$$C_m = \frac{M}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \pi \cdot R^3} = \frac{M}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A \cdot R}$$

Dónde:

- M= par torsor a generar.
- v= velocidad del viento.
- A= área de barrido del rotor.
- R= longitud de las palas.
- ρ = densidad del aire.

Otra forma de calcular el coeficiente de par es usando la expresión que lo relaciona con el coeficiente de potencia y con la velocidad específica:

$$C_m = \frac{C_p}{\lambda}$$

El valor del coeficiente es el siguiente:

- Coeficiente de par (C_m): 0,07

Coeficiente de potencia (C_p)

Como se ha explicado en el anterior apartado el máximo valor del coeficiente de potencia viene definido por el límite de Betz. Por otro lado, dependiendo del tipo de turbina ó tipo de aerogenerador eólico y la velocidad específica (λ), el coeficiente de potencia cambia (figura 55).

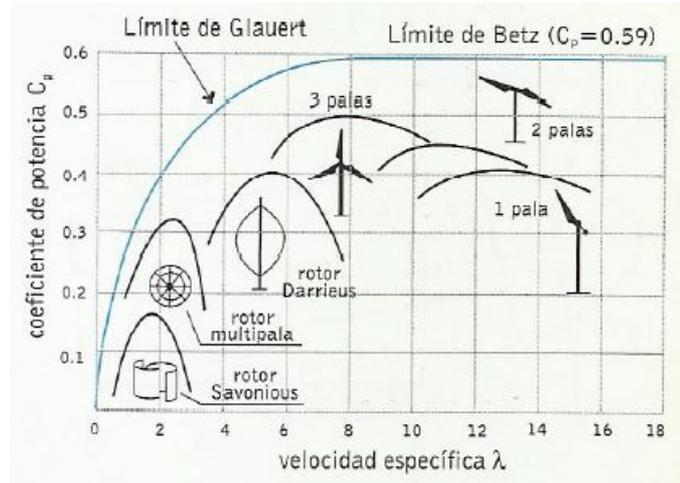


Figura 55. Coeficiente de potencia, diferentes rotores.

En este caso, el tipo de rotor escogido para el aerogenerador a diseñar es el tripala. Teniendo en cuenta que el coeficiente de velocidad específica escogido es $\lambda=7$, el coeficiente de potencia es $C_p=0,5$.

2.9.2. Curva de potencia

Potencia máxima disponible

Como ya se ha mencionado, los aerogeneradores extraen potencia de entrada convirtiendo la energía cinética del viento en energía mecánica. Dicha potencia eólica máxima extraíble, se estima de forma teórica.

Para ello, se utiliza una corriente de viento uniforme de un área circular A (tubo de sección A constante) a una velocidad del viento v . En la figura 56 se puede observar de forma esquemática.

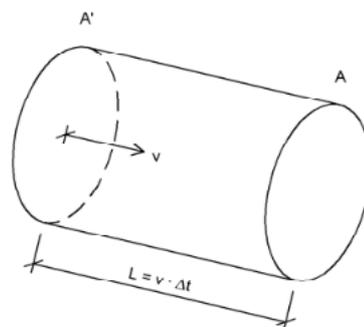


Figura 56. Corriente de viento (v , A).

Como se observa en la figura 18 la sección A' tiene una velocidad constante v (velocidad nominal del viento) y la sección A se mantiene estacionada. De esta forma en un determinado tiempo ΔT la sección A' llegará a la distancia a la que se encuentra la sección A (L).

Dicha sección será la atravesada por la corriente de aire imaginada. La masa de aire atravesada en ese periodo de tiempo (ΔT) será la contenida entre las dos secciones (A'A):

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

Por otro lado se sabe que la energía cinética de una masa m a una velocidad v es la expresada en la siguiente fórmula:

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

Conociendo el valor de la masa de aire m , se sustituye llegando a esta otra expresión:

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

Una vez conocida la energía de la masa de aire m , se calculará la potencia dividiendo dicha energía por el tiempo que ha tardado en atravesarlo (ΔT):

$$P_{\text{viento}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3$$

Potencia máxima extraíble. Límite de Betz.

El teorema de Betz establece un límite máximo para la potencia que puede extraerse de un flujo de viento de velocidad v . Teniendo un flujo de aire que atraviesa un área A barrida por el rotor del aerogenerador (figura 57).

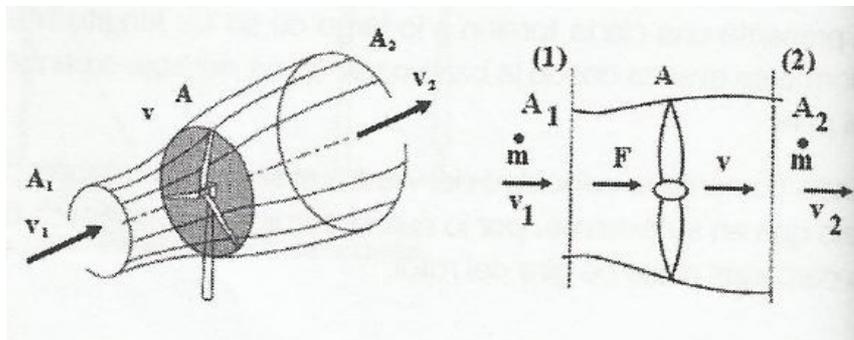


Figura 57. Flujo de aire circulando a través del área (A) barrida por el rotor.

Considerando que el flujo de aire es incompresible, densidad constante, y que las variaciones de presión y temperatura son muy pequeñas, según la ecuación de continuidad:

$$v_1 \cdot A_1 = v \cdot A = v_2 \cdot A_2$$

Como ya se ha nombrado anteriormente el caudal másico de nuestro flujo de aire a velocidad v viene definido por la siguiente expresión:

$$m = \rho \cdot A \cdot v$$

Siendo ρ la densidad del aire, A el área barrida por el rotor y v la velocidad a través de la sección A . La fuerza F , es la fuerza que el fluido ejerce sobre el rotor y se determina mediante la variación de la cantidad de movimiento del fluido:

$$F = m \cdot (v_1 - v_2) = \rho \cdot A \cdot v \cdot (v_1 - v_2)$$

Aplicando el teorema de Bernoulli entre las secciones 1 y 2 y suponiendo que ambas secciones son prácticamente iguales ($A=A_1=A_2$) se llega a esta expresión:

$$F = (p_2 - p_1) \cdot A = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho \cdot (v_1^2 - v_2^2)$$

Según las expresiones anteriores se logra que para una velocidad del viento (v) en el plano del rotor del aerogenerador:

$$v = 0.5 \cdot (v_1 + v_2)$$

Sabiendo que la potencia (P) que el flujo de aire cede al rotor es producto de la fuerza (F) por la velocidad (v):

$$P = F \cdot v$$

Combinando las dos expresiones de la fuerza (F) expresadas anteriormente se obtiene lo siguiente:

$$P = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot A \cdot (v_1 + v_2) \cdot (v_1^2 - v_2^2)$$

La condición de máxima potencia se determina igualando la primera derivada a cero:

$$\frac{dP}{dv} = 0$$

Por lo que la máxima potencia se logra para esta velocidad:

$$v_2 = \frac{v_1}{3}$$

Sustituyendo dicho valor en la ecuación de la potencia se obtendrá el valor de la potencia máxima:

$$P_{max} = \frac{16}{54} \cdot \rho \cdot A \cdot v_1^3 = \frac{16}{27} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v_1^3 \right) = \frac{16}{27} \cdot P_d = 0,593 \cdot P_{disponible}$$

Esta expresión es el teorema de Betz. Según esta teoría la energía máxima aprovechable del viento es solo el 59,3% de la energía disponible. Por lo que el valor máximo del coeficiente de potencia (C_p) es 0,593. En la realidad, en las turbinas más modernas los valores máximos del coeficiente de potencia suelen estar alrededor de 0,5.

Potencia máxima real

Una vez conocidos los valores del coeficiente de potencia del rotor y la potencia eólica disponible, se puede hacer el cálculo de la potencia real del aerogenerador. Esta potencia, es la potencia de entrada a la transmisión. Para ello se hará uso de la siguiente expresión:

$$P_{real} = C_p \cdot P_{Disponible}$$

Sustituyendo la ecuación de la potencia máxima disponible, desarrollada en el apartado 2.6.6 de este documento, en la expresión de la potencia real se obtiene esta ecuación:

$$P_{real} = C_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3$$

Dónde:

- C_p : coeficiente de potencia.
- ρ : densidad del aire.
- A : área de barrido del rotor.
- v : velocidad del viento.

Curva de potencia obtenida

La velocidad del viento hace variar la potencia desarrollada por el rotor del aerogenerador, cuanto mayor sea la velocidad del viento mayor será la potencia desarrollada. Los aerogeneradores tienen siempre un rango de velocidades para su correcto funcionamiento en este caso este sería el rango seleccionado:

- Rango de velocidades: 3,5-25 (m/s).

Siendo 3,5 (m/s) la velocidad de arranque mínima y 25 (m/s) la velocidad de parada. Por otro lado, a partir de una velocidad definida a la hora del diseño, el rotor no generará más potencia, siendo la velocidad media anual del viento la velocidad a la cual el rotor genere la potencia máxima nominal (1,5 MW), que en este caso es una velocidad de 9(m/s). Para poder realizar la curva de potencia del aerogenerador se calcularán las potencias generadas con las diferentes velocidades del viento del rango mencionado. Para ello se utilizará la expresión de potencia explicada anteriormente:

$$P_{real} = C_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3$$

En la siguiente tabla 5 se pueden observar los distintos valores de potencia obtenidos:

VEL.VIENTO	POTENCIA(W)		
0	0	12.5	1500000
1	0	13	1500000
2	0	13.5	1500000
2.5	0	14	1500000
3	0	14.5	1500000
3.5	88.227	15	1500000
4	131.698	15.5	1500000
4.5	187.516	16	1500000
5	257.223	16.5	1500000
5.5	342.364	17	1500000
6	444.482	17.5	1500000
6.5	565.120	18	1500000
7	705.822	18.5	1500000
7.5	868.130	19	1500000
8	1.053.588	19.5	1500000
8.5	1.263.740	20	1500000
9	1500000	20.5	1500000
9.5	1500000	21	1500000
10	1500000	21.5	1500000
10.5	1500000	22	1500000
11	1500000	22.5	1500000
11.5	1500000	23	1500000
12	1500000	23.5	1500000
		24	1500000
		24.5	1500000
		25	1500000

Tabla 5. Calculo de potencias.

Una vez calculadas todas las potencias se podrá desarrollar la curva de potencia. La curva de potencia se puede observar en la figura 58:

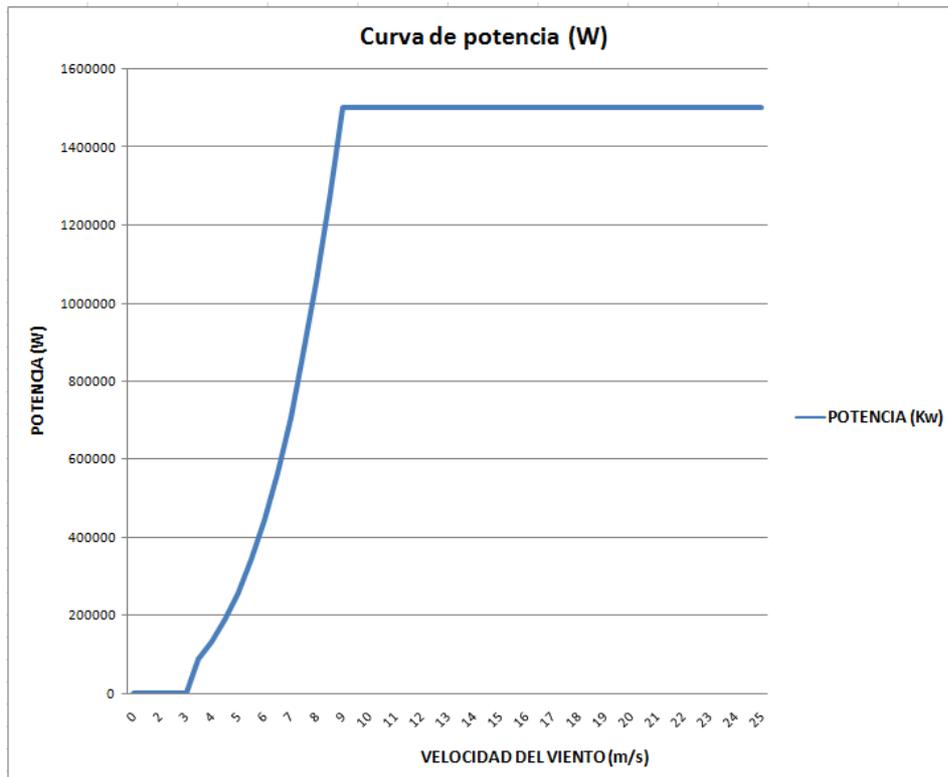


Figura 58. Curva de potencia.

En la curva se puede observar que la potencia máxima de 1.5 (MW) se consigue con la velocidad media anual de 9(m/s) y que a partir de esa velocidad la potencia generada no aumenta. Eso es debido a que a partir de la velocidad indicada las palas giran sobre su propio eje disminuyendo así el área útil y a la vez entrando en pérdida aerodinámica. Esa pérdida aerodinámica al mismo tiempo se compensa con el aumento de la velocidad del viento y por eso se mantendrá la potencia de 1.5 (MW).

2.9.3. Procedimiento de selección de elementos comerciales

2.9.3.1. Rodamientos

En este apartado se van a especificar todas las expresiones necesarias para la correcta selección de los rodamientos utilizados en los ejes de baja velocidad, eje de alta velocidad y ejes intermedios de la caja multiplicadora. Como ya se ha mencionado en apartados anteriores de este documento, la empresa para la selección de los rodamientos es la empresa TIMKEN.

Vida nominal

El primer paso para la selección, es determinar la vida nominal de los rodamientos. Al rodar los elementos rodantes sobre las pistas de los anillos del rodamiento, se introducen cargas variables por lo que el fallo es a fatiga. El fallo a fatiga se considera cuando aparecen los primeros síntomas.

La vida de los rodamientos se cuantifica como el número de revoluciones completadas por el anillo interior, estando el anillo exterior estacionado, hasta que aparecen los primeros síntomas de la fatiga. Ya que hay una alta dispersión en el fenómeno de la fatiga se ensayan un grupo de rodamientos.

La vida nominal (L_{10}) es el número de revoluciones del anillo exterior (anillo interior fijo) sin que aparezcan los primeros síntomas de fatiga en el 90% del grupo de rodamientos iguales. En la figura 59 se puede observar la vida nominal (L_{10}):

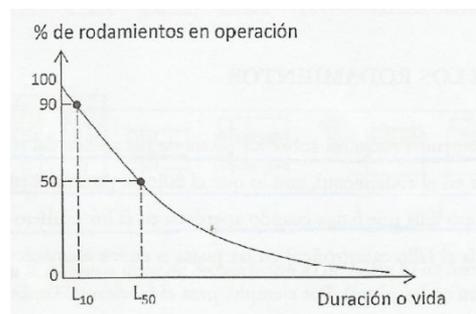


Figura 59. Vida nominal.

La vida nominal se puede obtener mediante la siguiente expresión en el caso de rodamientos de rodillos cilíndricos:

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1.483}}}$$

Dónde:

- R: fiabilidad
- L: millones de revoluciones.

En el caso de rodamientos de rodillos cónicos la expresión es la siguiente:

$$L_{10} = \frac{L}{4.48 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right) \right]^{\frac{1}{1.5}}}$$

Por otro lado la fiabilidad (R) se calcula de la siguiente forma:

$$R = \sqrt{R_{grupo}}$$

Las horas de funcionamiento para las cuales se va a diseñar se han sacado de la siguiente figura 60:

**Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación,
de la multiplicadora, del cambio de paso, del generador**

30 000 ... 100 000

Figura 60. Horas de funcionamiento aerogenerador eólico.

En este caso se ha optado por un valor intermedio de $L = 85.000$ horas (ver 3.5.3 del anexo de los cálculos).

Cálculo rodamiento rodillos cónicos

Los rodamientos de rodillos cónicos pueden soportar cargas radiales y axiales. Sin embargo, solo pueden soportar cargas axiales en una dirección ya que si no, dependiendo del tipo de montaje, el anillo interior podría desplazarse. Ver figura 61:



Figura 61. Rodamiento rodillos cónicos de una hilera.

Siempre se utilizan disposiciones de espaldas o de cara. Las disposiciones nombradas se pueden observar en la figura 62:

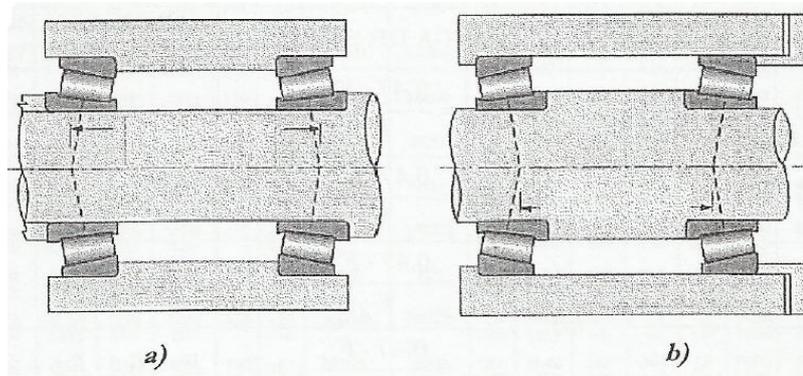


Figura 62. a) Montaje indirecto y b) montaje directo.

Este tipo de rodamientos induce una carga axial debido a la carga radial que tengan aplicada. Esto ocurre por la conicidad. La carga axial inducida se puede obtener mediante la siguiente expresión:

$$F_a = \frac{0,47 \cdot F_r}{K}$$

El factor K depende de la geometría del rodamiento. En la figura 63 se puede observar dicho factor:

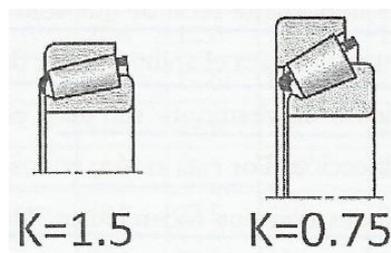


Figura 63. Factor K para la primera selección.

1) Rodamiento cónico de una hilera:

Para el cálculo se utilizarán las expresiones sacadas del catálogo de TIMKEN. En la tabla 6 se pueden observar las hipótesis:

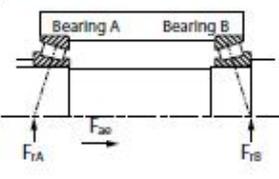
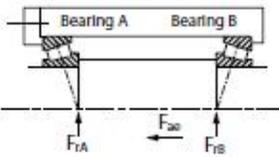
Design	Thrust Condition	Axial Load	Dynamic Equivalent Radial Load
	$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B}$	$P_A = 0.4 F_{rA} + K_A F_{aA}^{(1)}$ $P_B = F_{rB}$
	$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} > \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A} - F_{ae}$	$P_A = F_{rA}$ $P_B = 0.4 F_{rB} + K_B F_{aB}^{(1)}$

Tabla 6. Hipótesis para el cálculo.

En primer lugar se calculará la condición de empuje teniendo dos posibilidades:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} > \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$$

Una vez calculada la condición de empuje se escogerá una de las dos posibles hipótesis. Carga axial de la primera hipótesis:

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B}$$

Carga axial de la segunda hipótesis:

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} - F_{ae}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A}$$

Carga radial equivalente primera hipótesis:

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA}$$

$$P_B = F_{rB}$$

Carga radial equivalente de la segunda hipótesis:

$$P_A = F_{rA}$$

$$P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + K_B \cdot F_{aB}$$

El cálculo de la capacidad dinámica según TIMKEN:

$$C = \frac{P \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

Siendo el coeficiente a=10/3 por ser un rodamiento de rodillos cónicos.

2) Rodamiento cónico doble hilera:

Los cálculos se realizarán siguiendo la tabla del catálogo TIMKEN mostrada en la tabla 7:

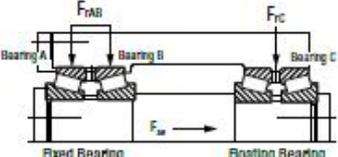
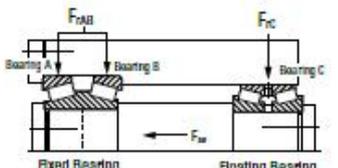
Design – Similar Bearing Series	Thrust Condition	Dynamic Equivalent Radial Load
	$F_{ae} \leq \frac{0,6 F_{rAB}}{K}$	$P_A = 0,5 F_{rAB} + 0,83 K_A F_{ae}$ $P_B = 0,5 F_{rAB} - 0,83 K_A F_{ae}$
	$F_{ae} > \frac{0,6 F_{rAB}}{K}$	$P_A = 0,4 F_{rAB} + K_A F_{ae}$ $P_B = 0$

Tabla 7. Hipótesis de cálculo rodamientos dos hilera TIMKEN.

En primer lugar se realizará el cálculo de la condición de empuje. Existen dos posibilidades:

$$F_{ae} \leq \frac{0,6 \cdot F_{rAB}}{K}$$

$$F_{ae} > \frac{0,6 \cdot F_{rAB}}{K}$$

Una vez calculada la condición de empuje se escogerá la hipótesis adecuada. La carga radial dinámica equivalente de la primera condición es la siguiente:

$$P_A = 0,5 \cdot F_{rAB} + 0,83 \cdot K_A \cdot F_{ae}$$

$$P_B = 0,5 \cdot F_{rAB} - 0,83 \cdot K_A \cdot F_{ae}$$

Carga radial dinámica equivalente de la segunda condición:

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rAB} + K_A \cdot F_{ae}$$

$$P_B = 0$$

El cálculo de la capacidad dinámica según TIMKEN:

$$C = \frac{P \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

Cálculo rodamiento de rodillos cilíndricos

Los rodamientos de rodillos cilíndricos al contrario que los de rodillos cónicos, solo pueden absorber cargas radiales.

Por ello, a la hora de seleccionar el tipo de rodamiento se tendrá que tener en cuenta. Ver figura 64:



Figura 64. Rodamiento de rodillos cilíndricos de una hilera.

El cálculo de la capacidad según TIMKEN es el siguiente:

$$C = F_{rB} \cdot (L_{10})^{1/a}$$

Siendo el parámetro $a=10/3$ por ser rodillos F_{rB} la fuerza radial que actúa sobre el rodamiento.

2.9.3.2. Chavetas

Las chavetas serán los elementos comerciales utilizados para lograr la unión entre los engranajes y los ejes para transmitir el par torsor. Las chavetas seleccionadas son las chavetas paralelas DIN 6885 –A suministradas por la empresa OPAC. Las chavetas pueden fallar por dos causas: fallo por aplastamiento o fallo por cortadura. Por ello se realizarán los cálculos apropiados para dichos fallos y se escogerá la longitud de chaveta más restrictiva. En primer lugar se debe calcular la fuerza actuante sobre la chaveta, para ello se utilizará la siguiente expresión de diseño de máquinas:

$$F = \frac{2 \cdot T}{D}$$

En segundo lugar la expresión para el cálculo a cortante es la siguiente:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{YP}}{CS} = \frac{\sigma_{YP}}{2 \cdot CS}$$

Por otro lado, el cálculo a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{YP}}{CS}$$

Normalmente el coeficiente de seguridad para el cálculo de las chavetas suele ser $CS=1,1$ por lo que se utilizará dicho coeficiente. Los parámetros b y h , son el ancho y la altura de la chaveta. Estos parámetros vienen definidos en la norma para las chavetas y chaveteros DIN 6885. Ver figura 65:

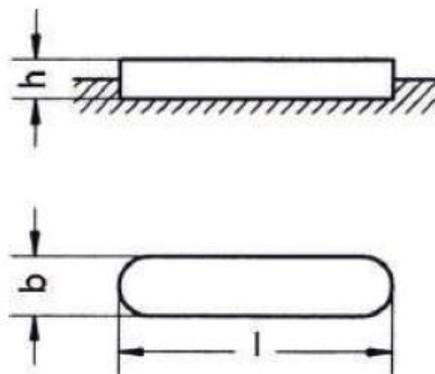


Figura 65. Chaveta paralela DIN 6885-A.

En función del diámetro del eje se distinguen distintos valores de b y h . En la tabla 8 se puede ver la normativa a utilizar:

Chaveta Paralela de Ajuste (fixas e móveis) DIN 6885

D		b	h	t ₁	t ₂	D		b	h	t ₁	t ₂
de	até					de	até				
6	8	2	2	1,2	D + 1	85	95	25	14	9	D + 5,4
8	10	3	3	1,8	D + 1,4	95	110	28	16	10	D + 6,4
10	12	4	4	2,5	D + 1,8	110	130	32	18	11	D + 7,4
12	17	5	5	3	D + 2,3	130	150	36	20	12	D + 8,4
17	22	6	6	3,5	D + 2,8	150	170	40	22	13	D + 9,4
22	30	8	7	4	D + 3,3	170	200	45	25	15	D + 10,4
30	38	10	8	5	D + 3,3	200	230	50	28	17	D + 11,4
38	44	12	8	5	D + 3,3	230	260	56	32	20	D + 12,4
44	50	14	9	5,5	D + 3,8	260	290	63	32	20	D + 12,4
50	58	16	10	6	D + 4,3	290	330	70	36	22	D + 14,4
58	65	18	11	7	D + 4,4	330	380	80	40	25	D + 15,4
65	75	20	12	7,5	D + 4,9	380	440	90	45	28	D + 17,4
75	85	22	14	9	D + 5,4	440	500	100	50	31	D + 19,5

Tabla 8. Normativa DIN 6885 para chavetas y chaveteros.

Según el catálogo, las chavetas serán de acero (C-45/ F-114) con una resistencia mecánica mínima de:

$$\sigma_{YP} = 600 \text{ (MPa)}$$

2.9.3.3. Anillos de retención

En este caso, para lograr la sujeción de los rodamientos respecto al eje, se ha optado por los anillos de retención. En concreto, se han seleccionado los anillos de retención para ejes DIN 471 de la empresa BENERI. Ver figura 66:

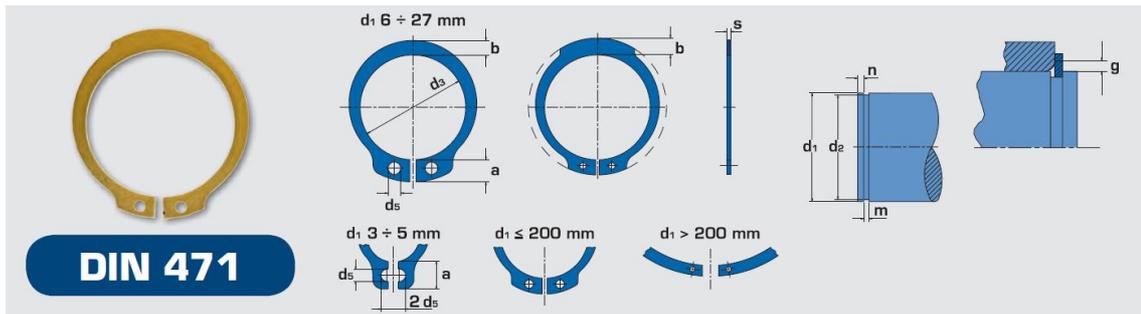


Figura 66. Anillos de retención DIN 471 empresa BENERI.

Los anillos de retención se escogen de las tablas normalizadas del catalogo de la empresa seleccionada en función del diámetro del eje donde irán alojadas. Por ello, para la selección de los diferentes anillos de retención no será necesario realizar ningún cálculo, simplemente se escogerán los adecuados al diámetro del eje correspondiente.

2.9.4. Rotor

Área de barrido

El aerogenerador eólico tiene una potencia nominal de 1.5 MW a una velocidad media del viento anual de $v=9$ m/s. Por ello se tendrá que calcular el área de barrido del rotor para lograr esa potencia con un viento a esa velocidad nominal.

El cálculo se realizará despejando el área de barrido de la ecuación desarrollada en el anterior apartado 2.7.2 de este documento:

$$P_{real} = C_P \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3$$

Sabiendo que el área de una circunferencia es:

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

Una vez calculada el área de barrido se podrá conocer el radio o longitud de cada pala. Ver 3.4.1 del anexo de cálculos. Los valores obtenidos son los siguientes:

- Longitud de pala (R): 46,15 (m)
- Área de barrido (A): 6692 (m²)

Velocidad de giro

Conociendo la velocidad específica seleccionada para nuestro aerogenerador (λ) y su expresión:

$$\lambda = \frac{u}{v} = \frac{\Omega \cdot R}{v} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot R}{60 \cdot v}$$

Despejando la velocidad de giro del rotor (n):

$$n = \frac{60 \cdot \lambda \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot R} = \frac{60 \cdot \lambda \cdot v}{\pi \cdot D}$$

Con la ecuación despejada se podrá calcular la velocidad de giro del rotor del aerogenerador eólico. Ver 3.4.2 del anexo de cálculos. El valor de la velocidad de giro es la siguiente:

- Velocidad de rotación (n): 13 (rpm)

Par generado en la entrada de la transmisión

Debido a las fuerzas del viento sobre las palas que forman el rotor, se genera un par de entrada. El viento genera dos tipos de fuerza sobre las palas, la fuerza de arrastre y la fuerza de sustentación. La fuerza de arrastre es la causante del esfuerzo axial en el eje de entrada de la transmisión. La fuerza de sustentación en cambio, es la fuerza que genera el momento torsor.

La potencia es el producto del par por la velocidad de giro:

$$P = M \cdot \Omega$$

Por otro lado, tenemos la expresión para el cálculo del par generado utilizando el coeficiente par para aerogeneradores eólicos tripala:

$$M = \frac{1}{2} \cdot C_m \cdot \rho \cdot v^2 \cdot R \cdot A$$

El cálculo del par de entrada se puede comprobar en el apartado 3.4.4 del anexo de los cálculos. El par de entrada obtenido es el siguiente:

- Par a la entrada de la transmisión: 1018,7 (kN·m)

Datos de pala y buje

- Tipo de pala: Naca 4415
- Masa del rotor (m_{Rotor}): 38.070 (kg)

2.9.5. Eje de baja velocidad

El eje de baja velocidad está sometido a cargas variables a lo largo del tiempo por lo que se dimensionará a fatiga. Para ello se utilizará la expresión del código ASME. Una vez dimensionado a fatiga, se realizarán comprobaciones a deflexiones de los elementos montados sobre él, en concreto de los rodamientos y por último se comprobará que no existe riesgo de entrar en resonancia.

Fuerzas actuantes

El eje de baja velocidad tendrá que soportar distintas fuerzas en el extremo donde irá ubicado el rotor eólico:

- 1) Fuerza axial: generada en el rotor debido a la fuerza de empuje del viento sobre el mismo.
- 2) Fuerza vertical: debido al peso del rotor formado por las tres palas y el buje.
- 3) Momento flector: producto de la fuerza vertical mencionada por la distancia.
- 4) Momento torsor: es el encargado del funcionamiento.

En la figura 67 se pueden observar las fuerzas sobre el eje de baja:

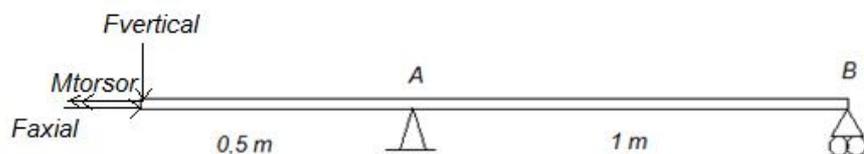


Figura 67. Fuerzas sobre el eje de baja velocidad.

1) Fuerza axial:

En primer lugar se realizará el cálculo de la fuerza axial mediante una expresión aproximada de la normativa UNE-EN 61400-2 (2006).

Dicha norma especifica el cálculo de una carga de diseño (Q) mediante la cual se calculará la fuerza axial aproximada sobre el rotor. La carga de diseño mencionada es el par en el rotor. Cálculo de la fuerza axial aproximada mediante la siguiente expresión:

$$F_{Axial} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\lambda_{Diseño} \cdot Q_{Diseño}}{R}$$

2) Fuerza vertical:

La fuerza vertical es debida a la masa del conjunto del rotor, es decir, debidas a las masas de las tres palas y la masa del buje. Para el cálculo de la fuerza vertical siguiendo la normativa UNE-EN 61400-2 (2006) se usará la siguiente expresión:

$$F_{Vertical} = m_{Rotor} \cdot g$$

Dónde la masa del rotor es de $m_{Rotor}=38070$ (kg).

3) Momento flector:

El momento flector aplicado en el eje de baja velocidad, es debido a la fuerza vertical calculada anteriormente.

Como se puede ver en el apartado 3.8.1 del anexo de los cálculos, el momento flector tendrá su máximo valor en la sección A donde ira colocado uno de los dos rodamientos. Para el cálculo del momento flector se utilizará la siguiente expresión:

$$m_{flector} = F_{Vertical} \cdot d$$

4) Momento torsor:

El momento torsor generado en el eje de baja velocidad, es el par generador por el viento en el rotor eólico, por lo que ya está calculado en el apartado 3.5.4 del anexo de los cálculos. El momento torsor tiene el siguiente valor:

$$m_{Torsor} = T = 1018,7 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

En el apartado 3.5.1 del anexo también se podrá ver el diagrama del momento torsor.

Coefficiente de seguridad y material

El coeficiente de seguridad se obtiene de la normativa UNE-EN 61400-2: 2006. En dicha normativa se pueden obtener los coeficientes de seguridad parciales para materiales según la resistencia a la fatiga o al límite de rotura. En el apartado 3.8.1 del anexo se puede ver la selección realizada.

Debido a las grandes cargas que debe soportar de forma variable a lo largo del tiempo se ha optado por seleccionar un tipo de acero normalmente utilizado en ejes de uso mecánico. En la siguiente tabla 9 se pueden observar sus características mecánicas:

AISI 4340	Valor
Límite de fluencia	104 (Kg/mm ²)= 1020 (MPa)
Límite de rotura	143 (Kg/mm ²)= 1403 (MPa)
Dureza Brinell	415

Tabla 9. Características del material AISI 4340.

Diseño del eje según tensiones

El eje de baja velocidad será un eje de sección tubular para reducir el peso y se diseñará a fatiga ya que debe soportar grandes cargas a lo largo del tiempo. Para la selección se utilizará el catalogo de la empresa Grupo Almesa. El cálculo se realizará siguiendo la expresión del código ASME.

La expresión del código ASME para el cálculo a fatiga se consigue basándose en la teoría de Tresca:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} < \sigma_{yp}$$

La tensión cortante máxima se consigue dividiendo la ecuación de tensión equivalente de Tresca entre dos:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{eq}}{2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} < \frac{\sigma_{yp}}{2} = \tau_{yp}$$

La teoría de Tresca es de fallo estático y no de fatiga y tampoco tiene en cuenta las concentraciones de tensión que pudiera tener en el eje. Por ello el código ASME mayor los momentos M y T mediante los coeficientes C_m y C_t.

Conociendo las expresiones del momento flector y momento torsor:

$$\sigma = \frac{M \cdot r}{I}$$

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{T \cdot r}{2 \cdot I}$$

Sustituyendo dichos valores en la expresión de la tensión cortante máxima ($\tau_{m\acute{a}x}$) se logra la ecuación del código ASME:

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

Al ser un eje se sección tubular, la distancia r será el radio exterior de la sección y el momento de inercia polar será el siguiente:

$$J = \frac{\pi}{2} \cdot (r_{Exterior}^4 - r_{Interior}^4)$$

Por ello, la ecuación final a utilizar es la siguiente:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{r_{Exterior}}{\frac{\pi}{2} \cdot (r_{Exterior}^4 - r_{Interior}^4)} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

Los valores de los coeficientes de mayoración se obtienen de la siguiente tabla 10 dependiendo de las cargas:

	C_m	C_t
EJES FIJOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5-2.0	1.5-2.0
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 10. Coeficientes de mayoración ASME.

En este caso se trata de un eje giratorio con cargas aplicadas gradualmente sin ningún impacto, por lo que se obtienen los siguientes coeficientes de mayoración:

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

Diseño del eje según deflexiones

También se realizarán comprobaciones a deflexiones en los dos apoyos del eje ya que debido al peso del rotor, sufrirá momentos flectores elevados y por lo tanto deformaciones. Para el cálculo de las deflexiones se utilizará el teorema de Morh. En la figura 68 se puede ver un ejemplo con una viga bi-apoyada:

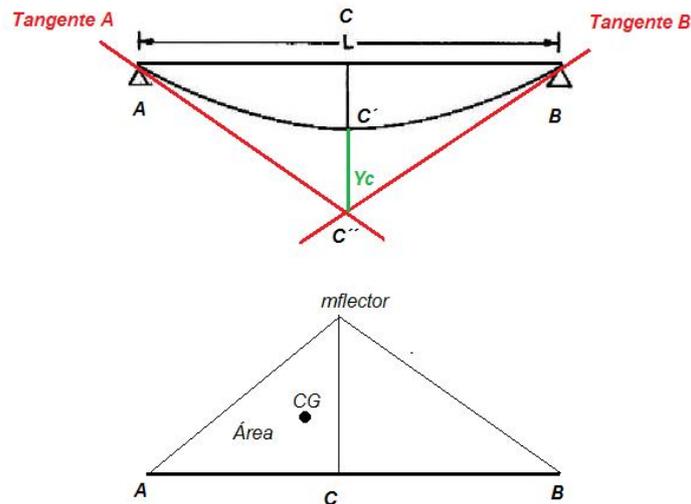


Figura 68. Ejemplo viga bi-apoyada teorema de Morh.

Como se puede ver en la figura 68, el primer paso es dibujar la deformada y las tangentes de la curva en los puntos de apoyo. Una vez dibujadas las tangentes, desde el punto de deformación, por ejemplo, C'' , la distancia hasta la tangente A o tangente B, es la flecha denominada con el símbolo delta: δ_{CA} o δ_{CB} .

Los apoyos pueden sufrir giros respecto a la horizontal de inicio antes de ser deformada por lo que es importante calcularlos y comprobar dichos valores con los máximos permitidos para cada tipo de rodamiento. Los ángulos girados son los ángulos entre la tangente dibujada respecto a la curva desde el apoyo con la horizontal inicial que forma la viga. La ecuación para el cálculo del ángulo girado es la siguiente:

$$\vartheta = \frac{A}{E \cdot I_z}$$

Por otro lado, el cálculo de la flecha:

$$\delta = \frac{A \cdot d_{cdg}}{E \cdot I_z}$$

Dónde:

- A: área encerrada en el diagrama del momento flector correspondiente.
- d_{cag} : distancia desde el centro de gravedad del área encerrada en el diagrama del momento flector hasta el punto.
- E: módulo de Young.
- I_z : momento de inercia respecto al eje z.

Diseño del eje según vibraciones

Cuando el eje gira, las masas excéntricas de los elementos que van montados sobre él, originan fuerzas centrífugas. Si la velocidad de giro coincide con la primera frecuencia natural de flexión del eje las fuerzas centrífugas excitan ese modo de vibración y el eje entra en resonancia.

Cuando esto ocurre se aumentan las tensiones, las pendientes, las deflexiones y las reacciones de los apoyos. Por lo tanto se podría dar el fallo del eje.

Por todo ello, los ejes se dimensionan teniendo en cuenta este fenómeno. La velocidad crítica deberá ser dos o tres veces más grande que la velocidad de giro del eje.

El cálculo de la velocidad crítica se realizará con la siguiente expresión:

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

En este caso el único elemento montado sobre el eje es el rotor del aerogenerador por lo que la expresión se simplifica:

$$w_{critica} = \sqrt{\frac{g}{y_i}}$$

Donde:

- g: gravedad (m/s^2).
- y_i : deflexión del eje en el punto donde va montado el elemento (m).

Una vez realizado el cálculo a fatiga y las dos comprobaciones las dimensiones del eje serán las siguientes:

- Longitud total de 2,1 metros con un extremo en voladizo de 0,5 metros y otro de 0,6.

- Extremo A: diámetro exterior de 254 mm y diámetro interior de 113 mm.
- Extremo B: diámetro exterior de 240 mm y diámetro interior de 113 mm.
- Sección central (desde A hasta B): diámetro exterior de 273 mm y diámetro interior de 113 mm.

Rodamientos o apoyos

Los rodamientos son los apoyos que tendrá el eje, en este caso, como ya se ha mencionado anteriormente, el eje consta de dos apoyos, es decir, dos rodamientos (A y B). Los aerogeneradores eólicos suelen usar rodamientos de rodillos esféricos o rodamientos cónicos. En este caso se ha optado por un rodamiento de rodillos cónicos y otro de rodillos cilíndricos. El rodamiento de rodillos cónicos será el encargado de absorber el esfuerzo axial, mientras que el rodamiento de rodillos cilíndricos solo tendrá que soportar la carga radial.

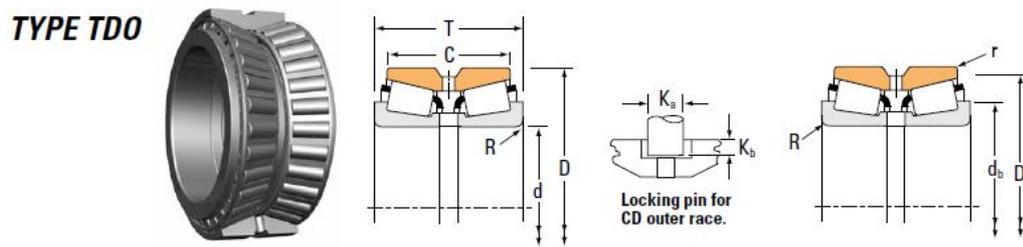
Para el cálculo de los rodamientos se ha utilizado el catálogo de rodamientos de rodillos cónicos y cilíndricos de la empresa TIMKEN. Primero se intentará escoger un rodamiento de rodillos cónicos de una hilera, en caso de no soportar las cargas, se seleccionará uno de doble hilera.

Las expresiones para la selección de los rodamientos mencionados se pueden ver en el apartado 2.7.8 de este documento.

En el extremo A se ha seleccionado un rodamiento de rodillos cónicos de doble hilera y para el apoyo B se ha seleccionado un rodamiento de rodillos cilíndricos de una hilera de la misma empresa. Los rodamientos escogidos son los siguientes:

Rodamiento de rodillos cónicos (A)

En la tabla 11 se pueden ver las dimensiones y características del rodamiento escogido:



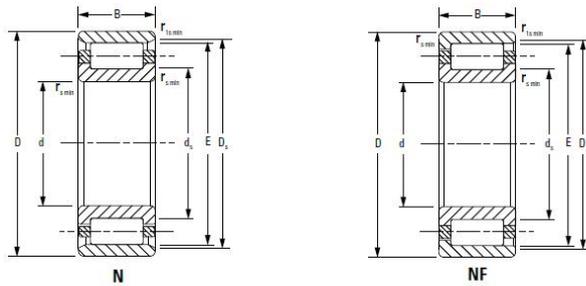
Bearing Dimensions				Load Ratings							
Bore d	O.D. D	Width T	Double Outer Ring Width C	Dynamic ⁽¹⁾				Dynamic ⁽³⁾			
				C _{1(z)}	e	Factors ⁽²⁾ Y ₁	Y ₂	C ₉₀	C ₉₀	C _{90(z)}	Factors ⁽²⁾ K
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	N lbf				N lbf	N lbf	N lbf	
254.000 10.0000	495.300 19.5000	162.245 6.3876	120.650 4.7500	2700000 607000	0.40	1.68	2.50	402000 90300	277000 62200	700000 157000	1.45
254.000 10.0000	495.300 19.5000	168.595 6.6376	127.000 5.0000	2700000 607000	0.40	1.68	2.50	402000 90300	277000 62200	700000 157000	1.45
254.000 10.0000	533.400 21.0000	276.225 10.8750	165.100 6.5000	4670000 1050000	0.94	0.72	1.07	696000 156000	1120000 251000	1210000 272000	0.62
260.350 10.2500	365.125 14.3750	130.175 5.1250	98.425 3.8750	1180000 266000	0.37	1.80	2.69	176000 39600	113000 25400	307000 68900	1.56

Tabla 11. Rodamiento de dos hileras tipo TDO de TIMKEN.

Se trata de un rodamiento de la serie TDO con una capacidad de carga dinámica de C=1120 (kN) y un diámetro interno de d=254 (mm).

Rodamiento de rodillos cilíndricos (B)

En la tabla 12 se pueden ver las dimensiones y características del rodamiento seleccionado:



Bearing Dimensions				Load Rating		Bearing Part Number ⁽²⁾	Mounting Data				Geo-metry Factor C _g	Thermal Speed Ratings		Weight	
Bore d	O.D. D	Width B	DUR/DOR F/E	Static C ₀	Dynamic C ₁ ⁽¹⁾		Chamfer		Backing Diameter			s ⁽²⁾	Oil		Grease
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kN lbf.	kN lbf.		r _{smin} mm in.	r _{1smin} mm in.	Shaft d _s mm in.	Housing D _s mm in.			RPM		RPM
240.000 9.4488	360.000 14.1732	56.000 2.2047	270.000 10.6299	838 188000	595 134000	NU1048MA	3.0 0.12	3.0 0.12	262.6 10.34	330.0 12.99	7.0 0.28	0.140	1900 1500	19.70 43.40	
240.000 9.4488	440.000 17.3228	72.000 2.8346	293.000 11.5354	1570 352000	1250 281000	NU248EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	285.5 11.24	393.0 15.47	6.0 0.24	0.159	1300 1100	50.30 110.60	
240.000 9.4488	440.000 17.3228	72.000 2.8346	293.000 11.5354	1570 352000	1250 281000	NJ248EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	285.5 11.24	393.0 15.47	6.0 0.24	0.159	1300 1100	51.10 112.50	

Tabla 12. Rodamiento rodillos cilíndricos TIMKEN.

Se trata de un rodamiento de rodillos cilíndricos del tipo N con una capacidad de carga dinámica de C=1250 (kN) y un diámetro interior de d=240 (mm).

Anillos de retención

En este caso, para lograr la sujeción de los rodamientos respecto al eje, se ha optado por los anillos de retención. En concreto, se han seleccionado los anillos de retención para ejes DIN 471 de la empresa BENERI. Ver 3.5.6 del anexo de cálculos.

Para un diámetro de D= 254 (mm), no hay anillos de retención DIN 471 normalizados, por lo que se ha decidido utilizar un anillo de retención para un diámetro de eje de D=255 (mm). Ver tabla 13:

d ₁	s		d ₃		a max	b ~	d ₅ min.	d ₂		m H13	n min.
255*	5,00	0 / -0,12	240,0	0,72 / - 1,70	16,2	16,0	5,0	247,0	0 / -0,810	5,15	12,0

Tabla 13. Anillo de retención DIN 471, extremo A, eje de baja velocidad.

En la tabla 14 se muestran las características del anillo escogido para un diámetro de D= 240 (mm).

d₁	s		d₃		a max	b ~	d₅ min.	d₂		m H13	n min.
240	5,00	0 / -0,12	228,0	0,72 / -1,70	14,2	14,0	4,0	234,0	0 / -0,720	5,15	9,0

Tabla 14. Anillo de retención DIN 471, extremo B, eje de baja velocidad.

Chavetas

La transmisión del par del eje de baja velocidad al portasatelites que contiene los ejes que hacen girar los engranajes planetarios, se realizará mediante chavetas paralelas DIN 6885 –A. Las chavetas serán seleccionadas de los catálogos de la empresa Opac y de acero C-45/ F-114 con una resistencia mecánica mínima de:

$$\sigma_{YP} = 600 \text{ (MPa)}$$

Las chavetas seleccionadas para el extremo B donde irá el acoplamiento del porta-satélites tienen las siguientes dimensiones:

$$b = 56 \text{ (mm)}$$

$$h = 32 \text{ (mm)}$$

$$L = 360 \text{ (mm)}$$

Se colocarán tres chavetas, una a 0°, otra a 90° y una tercera a 180°. Los cálculos para la selección de las chavetas se pueden comprobar en el 3.5.7 del anexo de los cálculos.

2.9.6. Caja multiplicadora

La caja multiplicadora está formada por los engranajes (corona, sol y planetas), los ejes intermedios de las etapas, los ejes planetarios, y el acoplamiento porta-planetas. Por otro lado están los elementos secundarios como las chavetas y anillos de retención normalizados.

Relación de transmisión

Uno de los parámetros principales de la caja multiplicadora es la relación de transmisión o de transformación (i). Se trata del cociente entre la velocidad de giro rápida y la velocidad del eje de baja velocidad. Cuanto más grande sea la relación, más grandes serán

los engranajes y mayor será su coste. La relación de transmisión se calcula con la siguiente expresión:

$$i_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

Donde:

- ω_1 : Velocidad de giro del eje de entrada.
- ω_2 : Velocidad de giro del eje de salida.
- z : número de dientes de los engranajes.

Para realizar el diseño se ha seguido el siguiente esquema, ver figura 69:

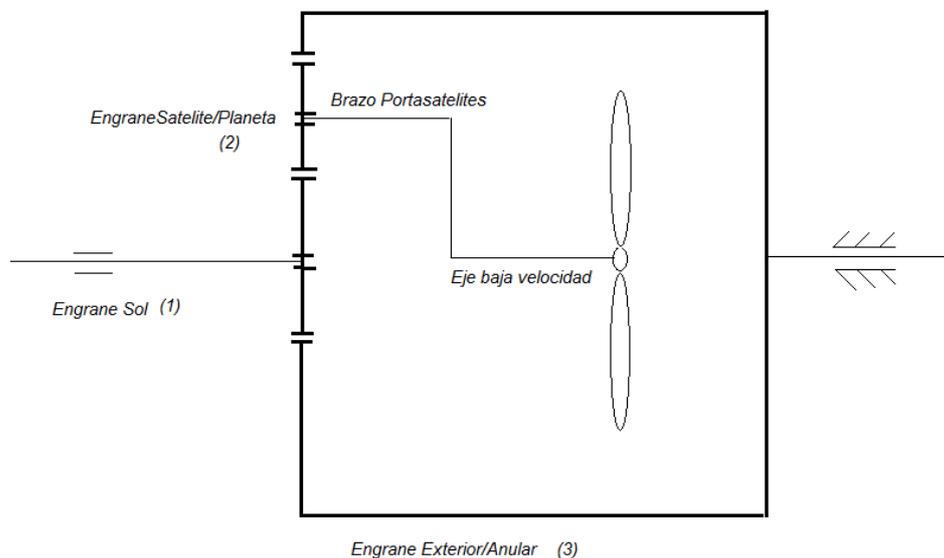


Figura 69. Esquema de diseño primera etapa.

Como hipótesis de cálculo inicial el anillo exterior se encuentra estacionado por lo que su velocidad de giro será igual a cero:

$$\omega_{\text{anillo-exterior}} = \omega_3 = 0 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$$

Se realizará el cálculo de la relación de transmisión aparente, es decir, se le restarán a todas las velocidades de giro la velocidad de giro de las palas. Se ha denominado ω_c a dicha velocidad de giro. La figura 70 muestra la nueva situación:

- Primera etapa: se aumentara cinco veces la velocidad de giro, es decir, se aumentara de 15 rpm (velocidad del eje de baja) a 75 rpm.
- Segunda etapa: se aumentara la velocidad de entrada de 75 rpm por cinco para lograr una velocidad de salida de 375 rpm.
- Tercera etapa: se aumentara la velocidad de entrada de 375 rpm por cuatro para conseguir los 1500 rpm necesarios.

Relación de transmisión real:

$$i_{13} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_3}$$

Aunque la relación de transmisión real está definida por la expresión anterior, la ecuación de relación de transmisión aparente se aproxima mucho a la realidad, por ello se utilizará la aparente.

Número de dientes

Los engranajes a utilizar son engranajes de dientes rectos y como se puede comprobar en el apartado 3.9.1 del anexo de cálculos los números de dientes (z) a utilizar son los siguientes:

$$z_1 = Z_{Sol} = 20 \text{ (dientes)}$$

$$z_2 = Z_{Planeta} = 30 \text{ (dientes)}$$

$$z_3 = Z_{Exterior} = 80 \text{ (dientes)}$$

Una vez conocidos los números de dientes para asegurar un correcto funcionamiento se requiere la siguiente comprobación dimensional:

$$R_1 + 2 \cdot R_2 = R_3$$

Sabiendo que es igual a esta otra expresión, se hará la comprobación mediante la expresión con el número de dientes:

$$z_1 + 2 \cdot z_2 = z_3$$

Cálculo del módulo

El cálculo del módulo de los engranajes rectos se puede hacer de dos formas diferentes. La primera es la forma más crítica en la cual se calcula a fallos superficiales, es decir, a desgaste (ecuación de Hertz). Por otro lado, la segunda forma, es el cálculo a rotura de diente, la fórmula de Lewis. Esta última es menos crítica, normalmente el engranaje calculado a desgaste es capaz de soportar la rotura de diente. En la figura 71 se pueden observar algunas de las dimensiones en base al módulo:

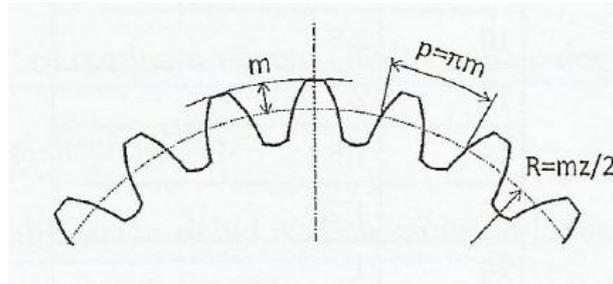


Figura 71. Dimensiones en base al módulo.

Los módulos de los engranajes tienen que ser iguales para todos los engranajes que formen la etapa ya que si no, no engranarían entre ellos y no se transmitiría de forma adecuada la potencia. Los módulos de los engranajes están normalizados según tres series: I, II y III. En la tabla 15 se muestran dichos valores normalizados:

serie		
I	II	III
1	1.125	3.25
1.25	1.375	3.75
1.5	1.75	6.5
2	2.25	
2.5	2.75	
3	3.5	
4	4.5	
5	5.5	
6	7	
8	9	
10	11	
12	14	
16	18	
20	22	
25	28	
32	36	
40	45	
50		

Tabla 15. Valores normalizados del módulo (mm).

1) Cálculo del módulo a fallos superficiales (ecuación de Hertz)

En los engranajes, los fallos superficiales son debido a las tensiones caudadas por el contacto entre los dientes. Normalmente al cálculo de fallos superficiales se le denomina cálculo a duración y desgaste. Los fallos de desgaste pueden ser los siguientes:

- Desgaste abrasivo: a causa de algún material extraño en el lubricante.
- Desgaste corrosivo: causado por una reacción química en la superficie.
- Picadura: se trata de un fallo a fatiga a causa de la aplicación de forma repetida de las fuerzas.
- Rayado: a causa del contacto entre piezas metálicas.

Una vez especificados los tipos de desgaste que se pueden producir en los engranajes, se podrá realizar el cálculo del módulo en base al desgaste. La ecuación que se va a utilizar es la siguiente:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1)}{K \cdot \Psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

Para que no se produzca el fallo superficial, la presión K debe tener un máximo valor admisible (K_{adm}) por lo que el módulo tendrá un valor mínimo:

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

Las unidades serian las siguientes: T (Kg·cm) y K_{adm} (Kg/cm²). Por otro lado la relación de transmisión de la etapa correspondiente: $i \geq 1$. El módulo (m) estará calculado en cm. Dónde:

- K_{adm} : presión admisible.
- T: par torsor.
- Ψ : Factor de guiado.
- α : Ángulo de presión.
- Z: Número de dientes del engranaje.

En la tabla 16 se pueden observar los diferentes valores del factor de guiado:

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

Tabla 16. Factor de guiado.

En la tabla 17, los materiales y la presión admisible (K_{adm}) para 5000 horas de servicio:

VALORES DE K_{ADM} [Kg/cm ²] PARA UNA DURACIÓN DE SERVICIO DE 5000 HORAS													
Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm ²)	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										K min
			10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
Fundición	GG-18	170	32	24	19	15	11	8.8	7.7	-	-	-	3.5
	GG-26	220	60	44	35	28	21	16.5	14.4	13	11.5	-	7
Acero moldeado	GS o St 42	125	35	26	20	16	12	9.5	8.3	7.5	6.6	5.6	4.3
Acero al carbono	St 50	155	53	39	31	25	18	14	12.5	11.5	10	8.5	5.3
	St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11.0	6.7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18.5	15.5	9.0
Acero alcaído	Acero al Mn 80-95 kg/mm ²	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
	Acero al Mn 90-105 kg/mm ²	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

Tabla 17. Valores de la presión admisible para 5000 horas de servicio.

Los valores de la presión admisible de la anterior tabla son para una duración de servicio de 5000 horas por lo que en caso de querer realizar un cálculo para unas horas de servicio distintas se tendrá que utilizar el coeficiente de mayoración de la tabla 18:

NOTAS:											
Los valores arriba indicados son válidos para el caso de que el material correspondiente trabaje apareado con acero o fundición de acero. Si se aparea con fundición gris, los valores de la tabla deben multiplicarse por 1.5.											
Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de K_{adm} se hará = $\phi \cdot K_{5000}$. Los valores se extraen de la siguiente tabla											
Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000	
ϕ	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32	

Tabla 18. Factor de mayoración y horas de servicio.

La ecuación para realizar la mayoración es la siguiente:

$$K_{adm} = \phi \cdot K_{5000}$$

2) Cálculo del módulo a rotura de diente (formula de Lewis)

El diseño de los engranajes a rotura del diente es un problema más complejo que el fallo por desgaste visto en el anterior apartado. Por otro lado, el cálculo es menos crítico y

normalmente, el módulo calculado a desgaste es suficiente para soportar el esfuerzo a rotura.

En este caso, para el cálculo del módulo según la rotura del diente se va a utilizar la fórmula de Lewis. Para realizar dicho cálculo se utilizará el factor de guiado y un factor de forma de Lewis (Y). En la tabla 19 se puede observar dicho factor de forma:

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

Tabla 19. Factor de forma de Lewis Y.

El engranaje más crítico es el engrane sol por lo que el factor de forma de Lewis (Y) para un engranaje de Z=20 dientes es el siguiente:

$$Y = 0,322$$

Como se puede observar en la tabla, el factor de forma depende el número de dientes del engranaje a calcular. La ecuación de Lewis para el cálculo a rotura de diente es la siguiente:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{\text{Potencia}}{\omega \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

En este caso, el cálculo se realizará para el engrane sol como se ha hecho en el anterior cálculo del módulo ya que se trata del engrane más pequeño que mas par torsor transmite. Los datos necesarios para el cálculo son los siguientes:

- Velocidad de giro del engranaje (ω) en rpm.
- Número de dientes el engranaje (z).
- Potencia en cv.
- Factor de guiado (Ψ).

- Factor de forma de Lewis (Y).
- Tensión admisible del material seleccionado (σ_{adm}) en kg/cm².

El módulo calculado estará en centímetros. Los materiales seleccionados para obtener el valor de la tensión admisible se obtienen de la tabla 20:

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE σ_{adm} (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
<i>Acero</i>	Normalizado	140 BHN	130-172	76
	Temple y revenido	180 BHN	172-227	96
	Temple y revenido	300 BHN	248-323	131
	Temple y revenido	450 BHN	303-406	172
	Carburizado	55 Rc	375-447	189
	Carburizado	60 Rc	413-482	207
	Temple por inducción o a la llama. Patrón de dureza 1*	54 Rc	310-375	
	Patrón de dureza 1*	54 Rc en la superficie	151	93
	AISI 4140 Nitruado	53Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254-289	138
<i>Fundición gris</i>				
AGMA Grado 20			34	19
AGMA Grado 30		175 BHN	58	32
AGMA Grado 40		200 BHN	89	48
<i>Fundición nodular</i>				
ASTM Grado 60-40-18	Recocido		103	55
ASTM Grado 80-55-06			137	76
ASTM Grado 100-70-03	Normalizado		179	96
ASTM Grado 120-90-02	Templado y revenido		206	127
<i>Bronce</i>				
AGMA 2e (10%-12% Tin)		275.8 Mpa	39	21
<i>Aleación bronce - aluminio</i>				
ASTM B-148-52				
Alloy 9C-H.T.		620.1 Mpa	162	83

1*: Para valores de dientes de m>4 mm.

Tabla 20. Valores de tensión admisible para rotura de diente.

Dimensiones generales

Para el cálculo del diámetro primitivo de los engranajes de las tres etapas se utilizará la siguiente expresión:

$$D_{Primitivo} = m_n \cdot z$$

Diámetro exterior:

$$D_{exterior} = D_{Primitivo} + (2 \cdot m_n)$$

Diámetro interior:

$$D_{interior} = D_{Primitivo} - (2 \cdot 1,25 \cdot m_n)$$

Por otro lado para el cálculo del ancho se utilizará esta otra expresión:

$$b = \Psi \cdot m_n$$

En las siguientes tablas 21, 22 y 23 se pueden ver las dimensiones generales de los engranajes (sol, planeta y la corona) que forman las tres etapas planetarias de la caja multiplicadora del tren de potencia:

Primera etapa	Número de dientes (z)	Módulo (m_n)	Diámetro primitivo (D_p)	Diámetro exterior (D_E)	Diámetro interior (D_i)	Ancho (b)	Ángulo de presión	Factor de guiado
Sol	20	25 (mm)	500 (mm)	550 (mm)	437,5 (mm)	500 (mm)	20°	20
Planeta	30	25 (mm)	750 (mm)	800 (mm)	687,5 (mm)	500 (mm)	20°	20
Corona	80	25 (mm)	2000 (mm)	2050 (mm)	1937,5 (mm)	500 (mm)	20°	20

Tabla 21. Dimensiones generales engranajes de la primera etapa.

Segunda etapa	Número de dientes (z)	Módulo (m_n)	Diámetro primitivo (D_p)	Diámetro exterior (D_E)	Diámetro interior (D_i)	Ancho (b)	Ángulo de presión	Factor de guiado
Sol	20	16 (mm)	320 (mm)	352 (mm)	280 (mm)	320 (mm)	20°	20
Planeta	30	16 (mm)	480 (mm)	512 (mm)	440 (mm)	320 (mm)	20°	20
Corona	80	16 (mm)	1280 (mm)	1312 (mm)	1240 (mm)	320 (mm)	20°	20

Tabla 22. Dimensiones generales engranajes de la segunda etapa.

Tercera etapa	Número de dientes (z)	Módulo (m _n)	Diámetro primitivo (D _p)	Diámetro exterior (D _E)	Diámetro interior (D _I)	Ancho (b)	Ángulo de presión	Factor de guiado
Sol	20	12 (mm)	240 (mm)	264 (mm)	210 (mm)	240 (mm)	20°	20
Planeta	30	12 (mm)	360 (mm)	384 (mm)	330 (mm)	240 (mm)	20°	20
Corona	80	12 (mm)	960 (mm)	984 (mm)	930 (mm)	240 (mm)	20°	20

Tabla 23. Dimensiones generales engranajes de la tercera etapa.

Ver 3.6 del anexo de cálculos.

Ejes intermedios

Para el dimensionamiento de los ejes intermedios se empleará lo mismo que para el eje de baja velocidad. Es decir, se calcularán a fatiga mediante el código ASME. Cada eje transmitirá un par torsor diferente ya que cada eje tendrá una velocidad de giro distinta tal y como ya se ha visto en el cálculo de los módulos de los engranajes (la potencia total se mantiene constante 1,5 MW).

El material a utilizar será el mismo que el utilizado para el eje de baja velocidad (AISI 4340). El coeficiente de seguridad a utilizar también será el mismo CS=1,25. Se utilizarán perfiles de sección circular, perfiles macizos, ya que el momento torsor a transmitir es mucho menor que en el eje de entrada o eje de baja velocidad. La ecuación del código ASME es la siguiente (desarrollada en el apartado del eje de baja velocidad):

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

Al tratarse del cálculo de un perfil circular el momento de inercia polar (J):

$$J = \frac{\pi}{2} \cdot r^4$$

Sustituyendo dichas ecuaciones se logra la expresión a utilizar:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2}{\pi \cdot r^3} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

Donde los coeficientes de mayoración son los siguientes:

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

Los ejes intermedios solo tendrán par torsor ya que al utilizar engranajes planetarios de dientes rectos, el resto de fuerzas se anulan entre ellas. Por esa razón, no será necesario realizar comprobaciones de deflexiones.

Dado que los ejes intermedios, solo tienen que soportar un par torsor (T), los rodamientos no tendrán que soportar cargas axiales ni radiales. Aun así, los ejes tendrán dos apoyos por cuestiones de seguridad y de diseño. Se ha optado por utilizar rodamientos de rodillos cónicos de la empresa TIMKEN. Al igual que para el eje de baja velocidad, los rodamientos de rodillos cónicos estarán calculados para una duración de 85.000 horas. Las ecuaciones utilizadas para la selección de los rodamientos se pueden ver en el apartado 2.9.3.1 de este documento.

Para la correcta sujeción de los rodamientos, se ha optado por utilizar anillos de retención para ejes DIN 471 de la empresa Beneri. Por otro lado, las chavetas que se van a utilizar son chavetas paralelas DIN 6885-A de la empresa OPAC.

1) Primer eje intermedio

El primer eje intermedio de la caja multiplicadora, ha sido calculado a fatiga según el código ASME. Se trata de un eje de sección circular de acero AISI 4340. Dimensiones:

- Diámetro en los extremos: 140 (mm).
- Diámetro de la sección central: 185 (mm).
- Diámetro para alojamiento de los rodamientos: 170 (mm)
- Longitud (L): 1375 (mm)
- Extremo roscado M130x2 longitud de rosca 25 mm. Para tuerca de seguridad ranurada DIN 981.

En la siguiente figura 72 se puede observar un croquis del primer eje intermedio:

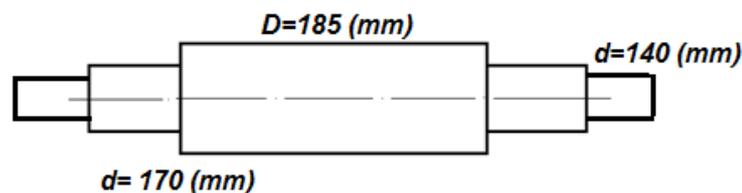


Figura 72. Croquis del primer eje intermedio.

Rodamientos

Se ha optado por rodamientos de rodillos cónicos de una hilera en ambos extremos (montaje indirecto). La empresa suministradora es Timken. En las tablas 24 y 25 se pueden ver las características y dimensiones de los rodamientos escogidos:

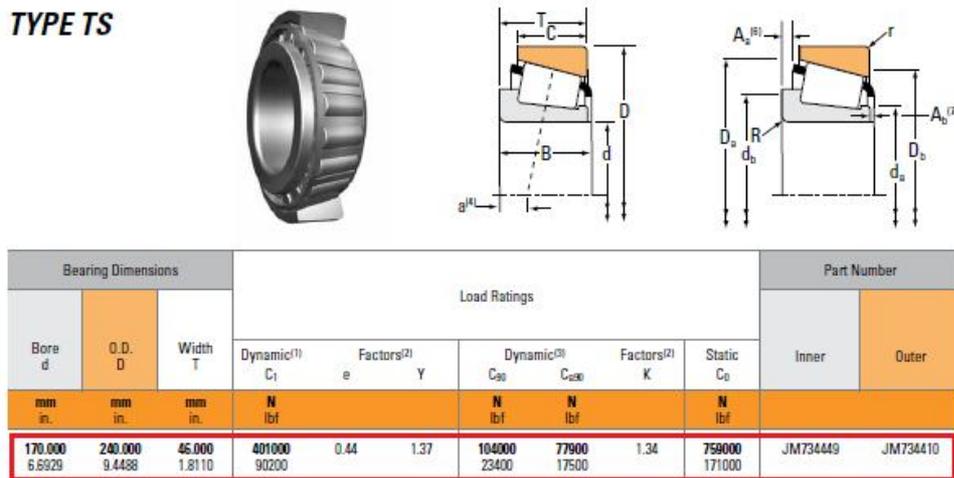


Tabla 24. Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera TIMKEN.

Bearing Dimensions											Geometry Factors			Bearing Weight
Width B	Width C	Eff. Ctr. a ⁽⁴⁾	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂	C _G	
			Max Shaft Fillet Radius R ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. d _a	Backing Shoulder Dia. d _b	Max Housing Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. D _a	Backing Shoulder Dia. D _b	A _s ⁽⁶⁾	A _b ⁽⁷⁾				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.				kg lbs.
44.500 1.7520	37.000 1.4567	5.1 0.20	3.0 0.12	180.0 7.09	185.0 7.28	2.5 0.10	232.0 9.13	222.0 8.74	2.6 0.10	4.1 0.16	548.5	117.5	0.1164	6.25 13.76

Tabla 25. Parámetros geométricos rodamientos cónicos de una hilera TIMKEN.

Se trata de dos rodamientos con una capacidad de carga dinámica de C=77.900 (N) y un diámetro interior de d=170 (mm).

Anillos de retención

En la tabla 26 se pueden ver los anillos de retención escogidos para el primer eje intermedio:

Dimensiones in mm - Dimensions en mm - Medidas en mm

d_1	s		d_3		a max	b -	d_5 min.	d_2		m H13	n min.
170	4,00	0 / -0,10	160,5	0,63 / -1,50	13,5	12,9	4,0	165,0	0 / -0,630	4,15	7,5

Tabla 26. Datos de los anillos de retención DIN 471 escogidos.

Chavetas

Las dimensiones de las chavetas normalizadas escogidas para el primer eje intermedio son las siguientes:

$$b = 36 \text{ (mm)}$$

$$h = 20 \text{ (mm)}$$

$$L = 280 \text{ (mm)}$$

Estarán dispuestas a 0° y a 90° y en la misma disposición en los dos extremos del eje intermedio.

2) Segundo eje intermedio

Al igual que el primer eje intermedio, ha sido calculado a fatiga según el código ASME. Se trata de un eje de sección circular de acero AISI 4340. El segundo eje intermedio tiene las siguientes dimensiones:

- Diámetro en los extremos: 80 (mm).
- Diámetro de la sección central: 125 (mm).
- Diámetro para alojamiento de los rodamientos: 110 (mm).
- Longitud (L): 995 (mm).
- Extremo roscado M70x2 con una longitud de rosca de 15 mm. Para tuerca de seguridad ranurada DIN 981.

En la siguiente figura 73 se puede observar un croquis del segundo eje intermedio:

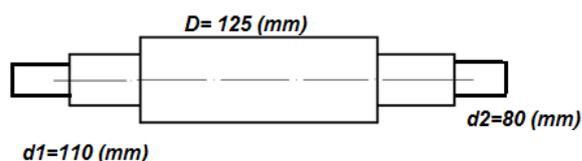
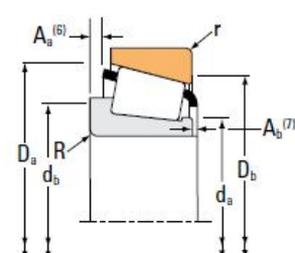
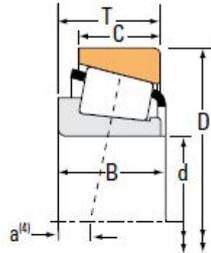


Figura 73. Croquis segundo eje intermedio.

Rodamientos

Se ha optado por rodamientos de rodillos cónicos de una hilera en ambos extremos (montaje indirecto). La empresa suministradora es Timken. En las tablas 27 y 28 se pueden ver las características y dimensiones de los rodamientos escogidos:

TYPE TS



Bearing Dimensions			Load Ratings						Part Number		
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁	Factors ⁽²⁾ e	Y	Dynamic ⁽³⁾ C ₉₀	C ₉₀	Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀	Inner	Outer
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf		N lbf		
110.000 4.3307	165.000 6.4961	35.000 1.3780	227000 51100	0.50	1.21	58900 13200	50100 11300	1.18	356000 80100	JM822049	JM822010

Tabla 27. Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera TIMKEN.

Bearing Dimensions										Geometry Factors			Bearing Weight	
Width B	Width C	Eff. Ctr. a ⁽⁴⁾	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂		C _g
			Max Shaft Fillet Radius R ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. d _a	d _b	Max Housing Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. D _a	D _b	A _a ⁽⁶⁾	A _b ⁽⁷⁾				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.				kg lbs.
35.000 1.3780	26.500 1.0433	3.0 0.12	3.0 0.12	119.0 4.69	125.0 4.92	2.5 0.10	159.0 6.26	149.0 5.87	2.9 0.11	2.0 0.08	191.5	45.8	0.1585	2.44 5.39

Tabla 28. Parámetros geométricos rodamiento rodillos cónicos TIMKEN.

Se trata de dos rodamientos de rodillos cónicos de una hilera del tipo TS con una capacidad de carga dinámica de C=50.100 (N) y un diámetro interior de d=110 (mm).

Anillos de retención

Al igual que en primer eje intermedio se han utilizado anillos de retención para ejes DIN 471 de la empresa Beneri. En la tabla 29 se pueden ver los escogidos para el segundo eje intermedio:

Dimensions in mm - Dimensions en mm - Medidas en mm

d1	s		d3		a max	b -	d5 min.	d2		m H13	n min.
110	4,00	0 / - 0,10	103,0	0,54 / - 1,30	10,1	9,6	3,5	106,0	0 / - 0,540	4,15	6,0

Tabla 29. Datos de los anillos de retención DIN 471, segundo eje intermedio.

Chavetas

Las chavetas que se van a utilizar son chavetas paralelas DIN 6885-A de la empresa OPAC. Las dimensiones de las chavetas normalizadas escogidas para el segundo eje intermedio son las siguientes:

$$b = 22 \text{ (mm)}$$

$$h = 14 \text{ (mm)}$$

$$L = 140 \text{ (mm)}$$

Estarán dispuestas a 0° y a 90° y en la misma disposición en los dos extremos del eje intermedio.

Ejes planetarios

Son los ejes encargados de transmitir el par torsor a los engranajes planetarios. Habrá tres ejes planetarios, uno por cada engranaje y se utilizará esta misma disposición para las tres etapas de la caja multiplicadora. Al tratarse de ejes de gran diámetro y pequeña longitud, se calcularán a cortante. El cálculo se realizará con la siguiente expresión de resistencia de materiales (formula de Collignon):

$$\tau = \frac{V_y \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS}$$

Donde:

- V_y = fuerza de cortadura.

- Q = momento estático
- I_{LN} = momento de inercia respecto la línea neutra.
- b = anchura de la sección.

Sabiendo que el momento estático:

$$Q = A_0 \cdot y_{CDG}$$

En este caso, los ejes planetarios, serán ejes de sección circular por lo que siendo y_{CDG} la distancia desde la línea neutra al centro de gravedad de la sección, en media sección toma el siguiente valor:

$$y_{CDG} = \frac{4}{3} \cdot \frac{r}{\pi}$$

El momento de inercia respecto la línea neutra para una sección circular es la siguiente:

$$I_{LN} = \frac{\pi}{4} \cdot r^4$$

Sustituyendo las expresiones se obtiene:

$$\tau = \frac{V_y \cdot A_0 \cdot y_{CDG}}{b \cdot \frac{\pi}{4} \cdot r^4} = \frac{V_y \cdot (\pi \cdot r^2) \cdot \frac{4}{3} \cdot \frac{r}{\pi}}{(2 \cdot r) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot r^4} = \frac{4}{3} \cdot \frac{V_y}{\pi \cdot r^2}$$

En primer lugar se tendrá que calcular la fuerza de cortadura sobre los ejes.

La fuerza de cortadura será un tercio por cada eje ya que son tres ejes los encargados de transmitir el par torsor total.

La ecuación para el cálculo de la fuerza de cortadura es la siguiente:

$$V_y = \frac{T}{d}$$

Dónde:

- T : par torsor de un eje planetario.
- d : distancia desde el centro del rotor hasta el centro del eje planetario.

La distancia (d) mencionada, será la suma del radio del engrane solar y el engrane planetario:

$$d = R_{sol} + R_{planeta}$$

Se utilizará el mismo material que para el resto de los ejes: AISI 4340. El coeficiente de seguridad también será el mismo que en los cálculos anteriores ($CS=1,25$).

Dimensiones

En la siguiente tabla 30 se pueden ver las dimensiones:

Número de etapa	Diámetro extremos	Diámetro central	Longitud (L)
1 ^a	240 (mm)	290 (mm)	765 (mm)
2 ^a	130 (mm)	180 (mm)	515 (mm)
3 ^a	100 (mm)	150 (mm)	410 (mm)

Tabla 30. Dimensiones generales de los ejes planetarios.

Cada eje tendrá el extremo de la zona donde ira el engranaje planetario roscada para la colocación de una tuerca de seguridad ranurada DIN 981. Las dimensiones son las siguientes:

- Eje planetario etapa uno: M200x3 longitud de rosca 35 mm.
- Eje planetario etapa dos: M120x2 longitud de rosca 25mm.
- Eje planetario etapa tres: M90x2 longitud de rosca 20 mm.

Chavetas

Las dimensiones de las chavetas normalizadas DIN 471 de la empresa Beneri seleccionadas para los diferentes ejes planetarios de las tres etapas de la caja multiplicadora son las siguientes:

- Primera etapa:

$$b = 56 \text{ (mm)}$$

$$h = 32 \text{ (mm)}$$

Una chaveta de L=320 (mm) en el extremo donde ira alojado el engranaje. En el extremo del porta-planetas dos chavetas cada una de una longitud L=160 (mm) una a 0° y otra a 90°.

- Segunda etapa:

$$b = 36 \text{ (mm)}$$

$$h = 20 \text{ (mm)}$$

Una chaveta de L=200 (mm) en el extremo donde ira alojado el engranaje. En el extremo opuesto, donde ira el porta-planetas, se ha optado por dos chavetas cada una de longitud L=100 (mm), una a 0° y otra a 90°.

- Tercera etapa:

$$b = 28 \text{ (mm)}$$

$$h = 16 \text{ (mm)}$$

Una chaveta de L=80 (mm) para los dos extremos, el extremo donde ira alojado el engranaje y el extremo donde ira el porta-planetas.

Acoplamiento mecánico: porta-satélites

El porta-satélites es el acoplamiento mecánico que acopla el eje de baja velocidad y los ejes planetarios. Ya que no hay acoplamientos comerciales de este tipo, se calcularán las chavetas ya que son las zonas más críticas tratándose de un elemento de espesor considerable de acero AISI 4340.

Las chavetas, se calcularán a aplastamiento y a cortante y se dimensionarán según el cálculo más crítico utilizando la normativa DIN 6885 para chavetas paralelas. Ver apartado 2.7.9 de este documento.

2.9.7. Eje de alta velocidad

De igual forma que el resto de los ejes que forman el tren de potencia, el eje de alta velocidad se dimensionara siguiendo el código ASME.

Dado al aumento velocidad logrado gracias a la caja multiplicadora, transmite mucho menos par a una gran velocidad. Por ello se utilizará un eje de sección tubular macizo del mismo material (AISI 4340) que el usado en el resto de los ejes. El coeficiente de seguridad también será el mismo (CS=1,25). Ecuación del código ASME:

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

Al tratarse del cálculo de un perfil circular el momento de inercia polar (J):

$$J = \frac{\pi}{2} \cdot r^4$$

Sustituyendo dichas ecuaciones se logra la expresión a utilizar:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2}{\pi \cdot r^3} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

Donde los coeficientes de mayoración son los siguientes:

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

En la figura 74 se puede ver la disposición del eje:

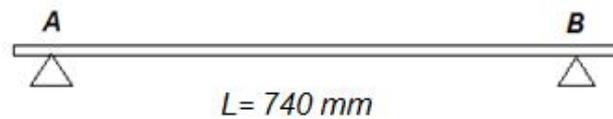


Figura 74. Disposición eje de alta velocidad.

Dimensiones

Las dimensiones son las siguientes:

- Diámetros en los extremos A y B: 52 (mm).
- Diámetro de alojamiento de los rodamientos: 65 (mm).
- Diámetro central: 72 (mm).
- Longitud total (L): 740 (mm).
- Extremo roscado para tuerca ranurada DIN 981 M45x1,5 con una longitud de rosca de 15 mm.

Ver figura 75:

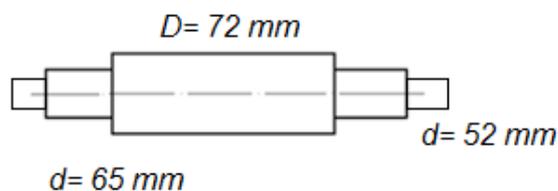


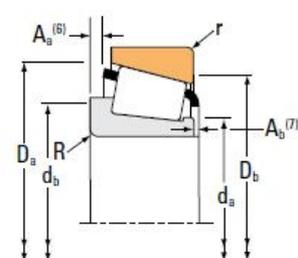
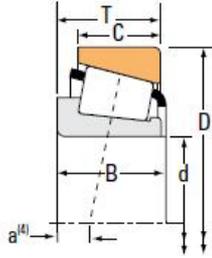
Figura 75. Croquis eje alta velocidad.

En el apartado 3.8.2 del anexo de los cálculos se pueden comprobar los cálculos realizados.

Rodamientos

Los rodamientos se han escogido según el catálogo de la empresa Timken. Los rodamientos de ambos extremos son de rodillos cónicos de la serie TS de una hilera. En las siguientes tablas 31 y 32 se pueden ver las características de los rodamientos escogidos:

TYPE TS



Bearing Dimensions			Load Ratings						Part Number		
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾			Factors ⁽²⁾			Inner	Outer	
mm in.	mm in.	mm in.	C ₁	e	Y	C ₉₀	C ₂₉₀	K			Static C ₀
65.000 2.5591	105.000 4.1339	24.000 0.9449	128000 28800	0.45	1.32	33200 7470	25800 5810	1.29	139000 31300	JLM710949C	JLM710910

Tabla 31. Rodamientos rodillos cónicos una hilera TIMKEN.

Bearing Dimensions										Geometry Factors			Bearing Weight	
Width B	Width C	Eff. Ctr. a ⁽⁴⁾	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂		C _G
			Max Shaft Fillet Radius R ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. d _a	Backing Shoulder Dia. d _b	Max Housing Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. D _a	Backing Shoulder Dia. D _b	A _a ⁽⁶⁾	A _b ⁽⁷⁾				
23.000 0.9055	18.500 0.7283	-0.3 -0.01	3.0 0.12	72.0 2.83	78.0 3.07	1.0 0.04	100.5 3.96	96.0 3.78	1.5 0.06	3.0 0.12	55.5	24.5	0.1023	0.76 1.66

Tabla 32. Características geométricas rodamientos de rodillos cónicos TIMKEN.

Se trata de rodamientos de rodillos cónicos de una hilera con una capacidad de carga dinámica de C=25.800 (N) y un diámetro interior de d=65 (mm). Ver apartado 3.8.3 del anexo de cálculos.

Anillos de retención

Los rodamientos del eje de alta velocidad, irán sujetos mediante anillos de retención al igual que en el resto de ejes que forman la transmisión. Los anillos de retención son anillos de retención para ejes DIN 471 de la empresa BENERI. En la tabla 33 se pueden ver los anillos de retención escogidos:

Dimensions in mm - Dimensions en mm - Medidas en mm

d₁	s		d₃		a max	b ~	d₅ min.	d₂		m H13	n min.
65	2,50	0 / -0,07	60,8	0,46 / -1,10	7,8	6,3	3,0	62,0	0 / -0,300	2,65	4,5

Tabla 33. Características anillos de retención DIN 471 escogidos.

Ver 3.8.4 del anexo de cálculos.

Chavetas

Al igual que en el resto de ejes que forman parte de la transmisión se utilizarán chavetas paralelas DIN 6885-A del mismo fabricante (OPAC). Las dimensiones normalizadas de las chavetas escogidas son las siguientes:

$$b = 16 \text{ (mm)}$$

$$h = 10 \text{ (mm)}$$

$$L = 80 \text{ (mm)}$$

Una a 0° y otra a 90°. Los cálculos de las chavetas se pueden comprobar en el apartado 3.8.5 del anexo de cálculos.

2.9.8. Freno

El cálculo de los frenos se realiza mediante las expresiones del catálogo de la empresa (Svendborg Brakes). La expresión es la siguiente:

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

Dónde:

- M_B es el par de frenado (N·m).
- D_0 es el diámetro exterior del disco (m).
- a es el número de frenos a utilizar.
- F_B es la fuerza de frenado necesaria (N·m).

En este caso, para escoger el freno de disco hidráulico, se calculará la fuerza de frenada necesaria (F_B) y se escogerá del catálogo un freno capaz de lograr dicha fuerza. Por otro lado, el disco del freno también es proporcionado por la misma empresa, en la tabla 34 se muestran los distintos tipos de disco:

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

Tabla 34. Disco de freno según diámetro y espesor.

Para el cálculo de la fuerza de frenada necesaria se despeja F_B logrando la siguiente expresión:

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

La pinza o pastilla de frenado, genera una fuerza axial sobre el disco para lograr la frenada deseada mediante el par de rozamiento (T_{ROZ}).

El freno será el encargado de detener el par torsor para detener la transmisión. Por otro lado, se sabe que hay un par actuante y un par resistente. El par actuante es el par del eje de alta velocidad o eje de salida de la caja multiplicadora, y el par resistente, es el par del generador eléctrico. En este caso, dado que no se sabe con exactitud el valor del par resistente, se ha optado por una hipótesis conservadora:

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

Para seleccionar el freno se utilizará el catálogo de Svendborg Brakes, ver tabla 35:

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 3020	20,000	23,000	16,000	5.0	4.0	2.28	0.39 - 0.64
BSFI 3025	24,800	24,800	19,840	4.0	4.5	2.82	0.46 - 0.76
BSFI 3030	30,000	33,500	24,000	5.0	5.0	3.42	0.56 - 0.93
BSFI 3040	40,000	44,000	32,000	4.0	6.5	4.55	0.74 - 1.22
BSFI 3046	46,000	50,000	36,800	4.0	7.5	5.23	0.84 - 1.39
BSFI 3050	50,000	55,000	40,000	6.0	8.0	5.69	0.92 - 1.53
BSFI 3056	56,000	60,000	44,800	6.0	9.0	6.37	1.01 - 1.67
BSFI 3060	60,000	66,000	48,000	5.0	9.5	6.83	1.11 - 1.83
BSFI 3070	70,000	77,000	56,000	4.0	11.5	7.96	1.29 - 2.14
BSFI 3080	80,000	88,000	64,000	7.0	13.0	9.10	1.48 - 2.44
BSFI 3085	85,000	93,000	68,000	7.0	14.0	9.67	1.56 - 2.58
BSFI 3090	90,000	98,500	72,000	13.0	14.5	10.24	1.65 - 2.74
BSFI 3100	100,000	109,000	80,000	11.0	16.0	11.37	1.83 - 3.03
BSFI 3110	110,000	119,000	88,000	10.0	17.5	12.51	2.00 - 3.31
BSFI 3120	120,000	130,000	96,000	9.0	19.0	13.65	2.18 - 3.61

Tabla 35. Selección del freno según el catálogo Svendborg Brakes.

Una vez seleccionado el freno se comprobará mediante las formulas de diseño de máquinas una aproximación del par de rozamiento. Se utilizará la siguiente expresión:

$$T_{ROZ.} = N^{\circ} \text{pastillas} \cdot \mu \cdot F_{\text{pastilla}} \cdot d$$

Donde:

- μ : coeficiente de rozamiento.
- F_{pastilla} : fuerza introducida por cada pastilla de freno.
- d : distancia desde el punto de aplicación de la fuerza hasta el eje del disco.

El freno mecánico escogido ha sido seleccionado del catalogo de la empresa Svendborg Brakes. Se trata de un freno mecánico de accionamiento hidráulico de la serie BSFI:

BSFI-3120

El disco de freno escogido es el siguiente:

$$D_0=580 \text{ (mm)}$$

$$e=30 \text{ (mm)}$$

En la tabla 36 se pueden ver las características del freno seleccionado:

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 3090	90,000	98,500	72,000	13.0	14.5	10.24	1.65 - 2.74
BSFI 3100	100,000	109,000	80,000	11.0	16.0	11.37	1.83 - 3.03
BSEI 3110	110,000	119,000	88,000	10.0	17.5	12.51	2.00 - 3.31
BSFI 3120	120,000	130,000	96,000	9.0	19.0	13.65	2.18 - 3.61

Tabla 36. Características del freno seleccionado.

En el apartado 3.7 del anexo de los cálculos de pueden comprobar los cálculos realizados.

2.9.9. Sistema de orientación y sistema de cambio de paso de palas

El rodamiento principal encargado de orientar el rotor y los encargados del sistema de cambio de paso de palas, se escogerán del catalogo de la empresa Rothe Erde. El primer caso para la selección será calcular las fuerzas y momentos que actúan sobre el rodamiento. En la figura 76 se puede ver una ilustración del catalogo:

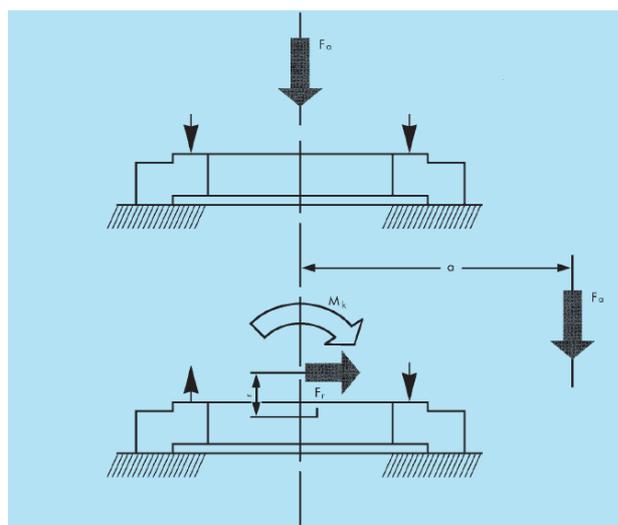


Figura 76. Cargas sobre el rodamiento ROTHE ERDE.

Fuerzas sobre el rodamiento del sistema de orientación

Como se puede comprobar en el apartado 3.9.1 del anexo de los cálculos las fuerzas que actúan sobre el rodamiento son las siguientes:

- Fuerza radial (F_R): fuerza de arrastre causada por el viento.
- Fuerza axial (N): fuerza debido al peso del rotor.
- Momento de vuelco (m_K): causa por la fuerza radial.

Fuerzas sobre el sistema de cambio de paso de pala

Las palas pueden tener diferentes posiciones por lo que el cálculo adecuado será el de la posición más crítica. En este caso, se ha seleccionado la posición vertical baja como posición crítica ya que en dicha posición el peso de la pala y la fuerza centrífuga generada por el giro de la misma se suman tomando un valor elevado. El rodamiento de las palas tendrá que ser capaz de absorber las distintas fuerzas y momentos que actúan sobre las palas. Son las siguientes:

- Fuerza causada por el peso de la pala.
- Fuerza centrífuga generada por el giro de las palas.
- Fuerza de arrastre.
- Fuerza de sustentación.
- Momento de vuelco: momento resultante de los generados por la fuerza de arrastre y de sustentación.

Cálculo estático

Una vez conocidas las cargas que actúan sobre el rodamiento de orientación y el sistema de cambio de paso, se deberán escoger los coeficientes necesarios para calcular las hipótesis de carga. Estos coeficientes se obtienen de la siguiente tabla 37 del catálogo:

Casos de aplicación	f_{act}	f_L	Vida útil, giros a plena carga	
Grúa flotante (gancho)	1,10	1,0	30.000	
Grúa sobre vehículo (gancho)				
Grúa de a bordo (cuchara)				
Mesa giratoria de soldadura				
Plato giratorio (servicio continuo)				
Grúas torre -giro superior*	1,25	$M_{kto} \leq 0,5 M_k$	1,0	30.000
		$0,5 M_k \leq M_{kto} \leq 0,8 M_k$	1,15	45.000
		$M_{kto} \geq 0,8 M_k$	1,25	60.000
		-giro en base	1,0	30.000
Grúa giratoria (gancho)	1,45**	1,7	150.000	
Grúa de astillero				
Transportador giratorio (gancho)				
Cargador/descargador de buques				
Grúa de acería				
Grúa sobre vehículo (servicio de cuchara y en general aplicaciones con gran frecuencia de movimiento de cargas)	2,15		300.000	
Grúa giratoria (cuchara/imán)				
Transportador giratorio (cuchara/imán)				
Puente grúa (cuchara/imán)				
Grúa flotante (cuchara/imán)				
Mecanismo principal de giro de rotopalas	Dimensionado según norma especial			
Retro-cargadores	1,10			
Apiladores				
Cintas transportadoras en voladizo				
Cintas transportadoras móviles				
Excavadora de cable/ cucharas de arrastre				
Pala oscilante				
Excavadora hidráulica: con rodamiento tipo KD 320				
Con otros tipos de rodamientos				
Excavadora hidráulica hasta 1,5 m ³				
Con más de 1,5 m ³				Dimensionado según norma especial
Carros para cucharas de colada	1,75			

Tabla 37. Factores de carga.

En este caso, el caso de aplicación es el mecanismo principal de giro de roto-palas por lo que escogeremos los coeficientes correspondientes. Para la correcta selección del rodamiento se

deberán realizar dos hipótesis o combinaciones de cargas para el cálculo a estática según el catálogo. Una vez calculadas ambas hipótesis se utilizarán los valores más grandes ya que serán los más críticos. Las combinaciones de carga son las siguientes:

Combinación I

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

$$m_K' = m_K \cdot f_{stat.}$$

Combinación II

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

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

El siguiente paso será escoger la curva de carga estática adecuada utilizando los valores más críticos. Las curvas capaces de soportar las cargas actuantes, serán las curvas que queden por encima del punto de cargas calculado. En este caso el gráfico de las curvas a utilizar es el de la siguiente figura 77:

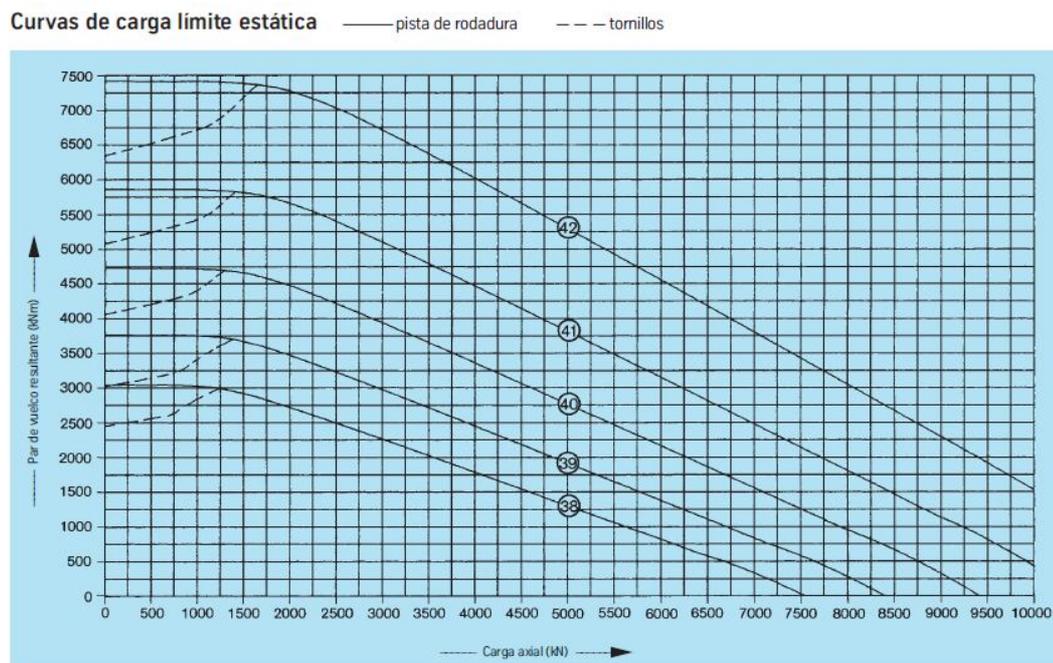


Figura 77. Curvas de carga estática.

Como se puede ver en la anterior figura, las líneas discontinuas pertenecen a los valores límite que aguantan las uniones atornilladas y las líneas continuas pertenecen al rodamiento. Una vez escogida la curva adecuada, se tendrá que escoger el rodamiento apropiado de la curva, para ello, se tendrá que escoger de la tabla 38 del catalogo:

Rodamientos con dentado interior

Número de plano Diámetro círculo rodadura D _r [mm]	Peso [kg]	Diámetro exterior D _e [mm]	Diámetro interior D _i [mm]	Altura total H [mm]	Diámetro círculo taladro exterior L _e [mm]	Diámetro círculo taladro interior L _i [mm]	Cantidad tableros por círculo n	Diámetro del tablero B [mm]	Medida del tornillo M [mm]	Cantidad de engrasadores n _g	Diámetro O [mm]	Diámetro U [mm]	Altura del aro H ₁ [mm]	Altura del aro H ₂ [mm]	Separación abaje aros exterior/interior H ₃ [mm]	Separación arriba aros exterior/interior H ₄ [mm]	Diámetro primitivo d [mm]	Modulo m [mm]	Cantidad de dientes z	Comoción perfil, según DIN 3980, Octubre 1976 x · m [mm]	Ajuste calabra de diamte k · m [mm]	Altura del diente b [mm]	Fuerza tangencial admisible normal [kN]	Fuerza tangencial admisible máxima [kN]	Curvas
062.50.1800.001.49.1504	762	1971	1554	109	1905	1695	36	33	30	9	1798	1802	100	99	10	9	1568	14	112	-7,0	-	100	128,5	257,0	38
062.50.2000.001.49.1504	843	2171	1764	109	2105	1895	40	33	30	8	1998	2002	100	99	10	9	1778	14	127	-7,0	-	100	128,5	257,0	39
062.50.2240.001.49.1504	961	2411	1984	109	2345	2135	48	33	30	8	2238	2242	100	99	10	9	2000	16	125	-8,0	-	100	146,8	293,6	40
062.50.2490.001.49.1504	1053	2661	2240	109	2595	2385	54	33	30	9	2488	2492	100	99	10	9	2256	16	141	-8,0	-	100	146,8	293,6	41
062.50.2800.001.49.1504	1205	2971	2544	109	2905	2695	60	33	30	12	2798	2802	100	99	10	9	2560	16	160	-8,0	-	100	146,8	293,6	42

Aros en material bonificado

Tabla 38. Rodamientos con dentado interior serie KD 600 Rothe Erde.

Cada rodamiento tiene una curva asignada por lo que la selección del rodamiento es muy sencilla.

Comprobación de la vida útil

Una vez realizado el cálculo del rodamiento a estática se debe comprobar la vida útil del rodamiento. Para ello se utilizará el factor f_L y se calcularán las cargas de lectura:

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

$$m_K' = m_K \cdot f_L$$

Estas cargas se deben comprobar en la curva de vida útil del rodamiento escogido. El rodamiento escogido será el adecuado si el punto dibujado según la combinación de cargas calculada queda por debajo de la curva escogida en el cálculo estático realizado anteriormente.

Para realizar la comprobación se utilizará el gráfico de curvas de vida útil. Ver figura 78:

Curvas de vida útil · 30 000 giros

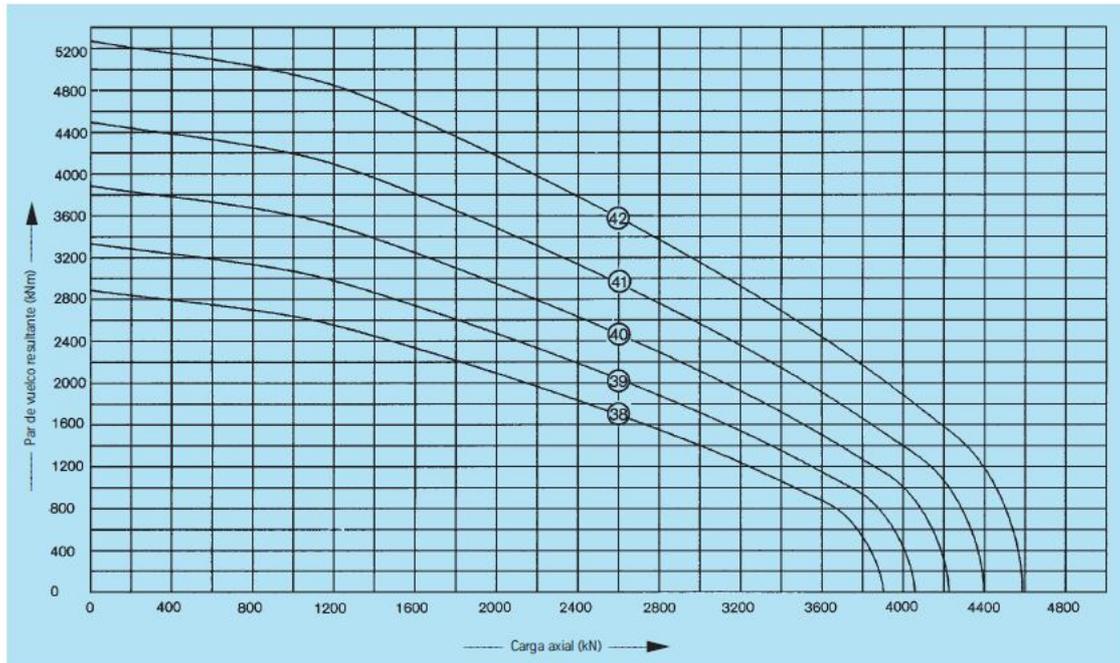


Figura 78. Curvas de vida útil.

Las curvas de vida útil de la gráfica son para 30000 giros por lo que si el punto dibujado queda por debajo de la curva escogida anteriormente, el rodamiento seleccionado tendrá una vida útil superior a la indicada. La vida útil aproximada se podrá calcular mediante la siguiente expresión:

$$G = (f_L)^P \cdot 30000$$

Dónde $p=3$ por ser un rodamiento de bolas.

Resultados sistema de orientación

Una vez realizado el cálculo estático mediante el catalogo de la empresa suministradora Rothe Erde, se ha escogido un rodamiento de la serie KD 600 con dentado interior. El rodamiento escogido es el siguiente:

062.50.1800.001.49.1504

En la tabla 39 se pueden ver sus dimensiones y características:

Rodamientos con dentado interior

Número de plano	Peso	Dámetro exterior	Dámetro interior	Altura total	Dámetro círculo tableros exterior	Dámetro círculo tableros interior	Cantidad tableros por círculo	Dámetro del tablero	Medida del tornillo	Cantidad de engrasadores	Dámetro	Dámetro	Altura del aro	Altura del aro	Separación abajo aros exterior/interior	Separación arriba aros exterior/interior	Dámetro primitivo	Módulo	Cantidad de dientes	Corrección perfil, según ISO 5300, Octubre 1976	Ajuste cabeza de diente	Altura del diente	Fuerza tangencial admisible normal	Fuerza tangencial admisible máxima	Curvas
D_L [mm]	[kg]	D_o [mm]	D_i [mm]	H [mm]	L_o [mm]	L_i [mm]	n	B [mm]	M [mm]	n_1	O [mm]	U [mm]	H_1 [mm]	H_2 [mm]	H_u [mm]	H_b [mm]	d [mm]	m [mm]	z	x · m [mm]	k · m [mm]	b [mm]	[kN]	[kN]	
062.50.1800.001.49.1504	762	1971	1554	109	1905	1695	36	33	30	9	1798	1802	100	99	10	9	1568	14	112	-7,0	-	100	128,5	257,0	38
062.50.2000.001.49.1504	843	2171	1764	109	2105	1895	40	33	30	8	1998	2002	100	99	10	9	1778	14	127	-7,0	-	100	128,5	257,0	39
062.50.2240.001.49.1504	961	2411	1984	109	2345	2135	48	33	30	8	2238	2242	100	99	10	9	2000	16	125	-8,0	-	100	146,8	293,6	40
062.50.2490.001.49.1504	1053	2661	2240	109	2595	2385	54	33	30	9	2488	2492	100	99	10	9	2256	16	141	-8,0	-	100	146,8	293,6	41
062.50.2800.001.49.1504	1205	2971	2544	109	2905	2695	60	33	30	12	2798	2802	100	99	10	9	2560	16	160	-8,0	-	100	146,8	293,6	42

Tabla 39. Rodamiento del sistema de orientación.

En la figura 79 junto con la tabla 40 se pueden comprobar y ver las dimensiones generales del rodamiento seleccionado:

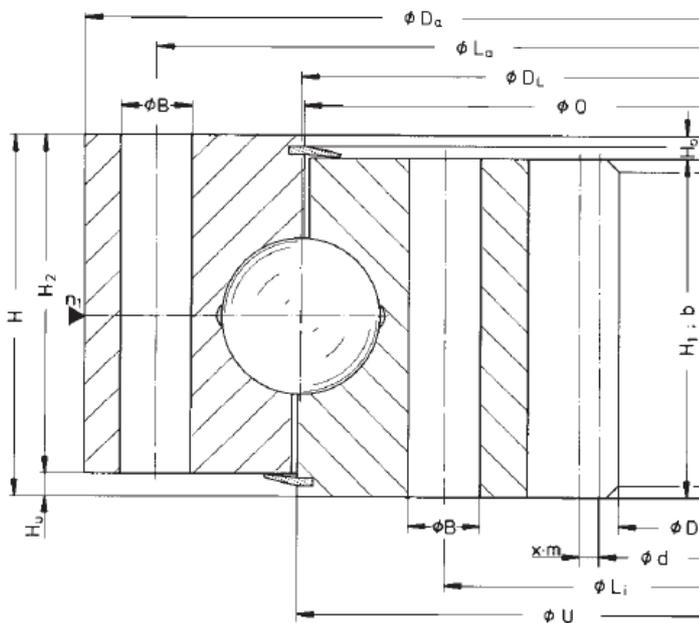


Figura 79. Geometría rodamiento serie KD 600.

En el apartado 3.9 del anexo de cálculos se pueden ver los cálculos realizados para la selección del rodamiento mencionado. Es importante destacar que el rodamiento del

sistema de giro del rotor, se escoge normalmente en función del diámetro del extremo de la torre por ello en la realidad el rodamiento escogido será un rodamiento más grande con capacidad de sobra para soportar las cargas actuantes.

Resultado sistema de cambio de paso de pala

La selección del rodamiento del sistema de cambio de paso de pala también se ha realizado mediante el catalogo de la empresa Rothe Erde. Se ha optado también por un rodamiento de la serie KD 600 de dentado interior. El rodamiento escogido es el siguiente:

062.50.1800.001.49.1504

Como se puede comprobar se trata del mismo rodamiento que el seleccionado para el sistema de orientación (ver anteriores tabla 40 y figura 87). En el apartado 3.10 del anexo de los cálculos se pueden ver los cálculos realizados.