



**COMILLAS**  
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

**ICAI**

**GRADO DE INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS  
INDUSTRIALES**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE UN  
AEROGENERADOR OFFSHORE DE 5 MW**

**Autor: Jesús Ángel Almería Melguizo**

**Director: Juan Antonio Talavera**

**Madrid**

**Agosto 2019**



## **AUTORIZACIÓN PARA LA DIGITALIZACIÓN, DEPÓSITO Y DIVULGACIÓN EN RED DE PROYECTOS FIN DE GRADO, FIN DE MÁSTER, TESINAS O MEMORIAS DE BACHILLERATO**

### ***1º. Declaración de la autoría y acreditación de la misma.***

El autor D. Jesús Ángel Almería Melguizo

DECLARA ser el titular de los derechos de propiedad intelectual de la obra: DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE UN AEROGENERADOR OFFSHORE DE 5 MW, que ésta es una obra original, y que ostenta la condición de autor en el sentido que otorga la Ley de Propiedad Intelectual.

### ***2º. Objeto y fines de la cesión.***

Con el fin de dar la máxima difusión a la obra citada a través del Repositorio institucional de la Universidad, el autor CEDE a la Universidad Pontificia Comillas, de forma gratuita y no exclusiva, por el máximo plazo legal y con ámbito universal, los derechos de digitalización, de archivo, de reproducción, de distribución y de comunicación pública, incluido el derecho de puesta a disposición electrónica, tal y como se describen en la Ley de Propiedad Intelectual. El derecho de transformación se cede a los únicos efectos de lo dispuesto en la letra a) del apartado siguiente.

### ***3º. Condiciones de la cesión y acceso***

Sin perjuicio de la titularidad de la obra, que sigue correspondiendo a su autor, la cesión de derechos contemplada en esta licencia habilita para:

- a) Transformarla con el fin de adaptarla a cualquier tecnología que permita incorporarla a internet y hacerla accesible; incorporar metadatos para realizar el registro de la obra e incorporar “marcas de agua” o cualquier otro sistema de seguridad o de protección.
- b) Reproducirla en un soporte digital para su incorporación a una base de datos electrónica, incluyendo el derecho de reproducir y almacenar la obra en servidores, a los efectos de garantizar su seguridad, conservación y preservar el formato.
- c) Comunicarla, por defecto, a través de un archivo institucional abierto, accesible de modo libre y gratuito a través de internet.
- d) Cualquier otra forma de acceso (restringido, embargado, cerrado) deberá solicitarse expresamente y obedecer a causas justificadas.
- e) Asignar por defecto a estos trabajos una licencia Creative Commons.
- f) Asignar por defecto a estos trabajos un HANDLE (URL *persistente*).

### ***4º. Derechos del autor.***

El autor, en tanto que titular de una obra tiene derecho a:

- a) Que la Universidad identifique claramente su nombre como autor de la misma
- b) Comunicar y dar publicidad a la obra en la versión que ceda y en otras posteriores a través de cualquier medio.
- c) Solicitar la retirada de la obra del repositorio por causa justificada.
- d) Recibir notificación fehaciente de cualquier reclamación que puedan formular terceras personas en relación con la obra y, en particular, de reclamaciones relativas a los derechos de propiedad intelectual sobre ella.

### ***5º. Deberes del autor.***

El autor se compromete a:

- a) Garantizar que el compromiso que adquiere mediante el presente escrito no infringe ningún derecho de terceros, ya sean de propiedad industrial, intelectual o cualquier otro.
- b) Garantizar que el contenido de las obras no atenta contra los derechos al honor, a la intimidad y a la imagen de terceros.
- c) Asumir toda reclamación o responsabilidad, incluyendo las indemnizaciones por daños, que pudieran ejercitarse contra la Universidad por terceros que vieran infringidos sus derechos e

intereses a causa de la cesión.

- d) Asumir la responsabilidad en el caso de que las instituciones fueran condenadas por infracción de derechos derivada de las obras objeto de la cesión.

**6º. Fines y funcionamiento del Repositorio Institucional.**

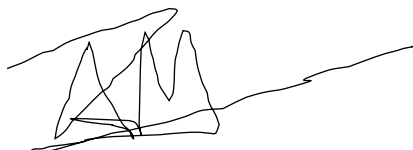
La obra se pondrá a disposición de los usuarios para que hagan de ella un uso justo y respetuoso con los derechos del autor, según lo permitido por la legislación aplicable, y con fines de estudio, investigación, o cualquier otro fin lícito. Con dicha finalidad, la Universidad asume los siguientes deberes y se reserva las siguientes facultades:

- La Universidad informará a los usuarios del archivo sobre los usos permitidos, y no garantiza ni asume responsabilidad alguna por otras formas en que los usuarios hagan un uso posterior de las obras no conforme con la legislación vigente. El uso posterior, más allá de la copia privada, requerirá que se cite la fuente y se reconozca la autoría, que no se obtenga beneficio comercial, y que no se realicen obras derivadas.
- La Universidad no revisará el contenido de las obras, que en todo caso permanecerá bajo la responsabilidad exclusiva del autor y no estará obligada a ejercitar acciones legales en nombre del autor en el supuesto de infracciones a derechos de propiedad intelectual derivados del depósito y archivo de las obras. El autor renuncia a cualquier reclamación frente a la Universidad por las formas no ajustadas a la legislación vigente en que los usuarios hagan uso de las obras.
- La Universidad adoptará las medidas necesarias para la preservación de la obra en un futuro.
- La Universidad se reserva la facultad de retirar la obra, previa notificación al autor, en supuestos suficientemente justificados, o en caso de reclamaciones de terceros.

Madrid, a 08 de agosto de 2019

**ACEPTA Jesús Ángel Almería Melguizo**

Fdo



Motivos para solicitar el acceso restringido, cerrado o embargado del trabajo en el Repositorio Institucional:

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título

**DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE UN  
AEROGENERADOR OFFSHORE DE 5 MW**

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el  
curso académico 2018-2019 es de mi autoría, original e inédito y  
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es  
plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada  
de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.: Jesús Ángel Almería Melguizo

Fecha: 08/ Agosto/ 2019



Autorizada la entrega del proyecto

**EL DIRECTOR DEL PROYECTO**



Fdo.: Juan Antonio Talavera Martín

Fecha: 13 08 2019  
...../...../.....





**COMILLAS**  
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

**ICAI**

# GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

## DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE UN AEROGENERADOR OFFSHORE DE 5 MW

Autor: Jesús Ángel Almería Melguizo

Director: Juan Antonio Talavera

Madrid

Agosto 2019





# DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE UN AEROGENERADOR OFFSHORE DE 5 MW

Autor: Almería Melguizo, Jesús Ángel

Director: Talavera Martín, Juan Antonio

Entidad Colaboradora: ICAI- Universidad Pontificia de Comillas

## RESUMEN DEL PROYECTO:

### INTRODUCCIÓN

Actualmente, impera la necesidad de encontrar sustitutos energéticos a los combustibles fósiles, ya no solo porque estos últimos resultan contaminantes y nocivos para el medioambiente, si no porque además son recursos limitados.

En los últimos años, se han visto potenciadas las energías renovables como principales candidatos para sustituir a estos combustibles.

En España en concreto, destaca la energía eólica, y actualmente es el quinto país del mundo con mayor cantidad de potencia eólica instalada. En la gráfica que se muestra a continuación, se puede apreciar el aumento de las instalaciones eólicas en nuestro país.

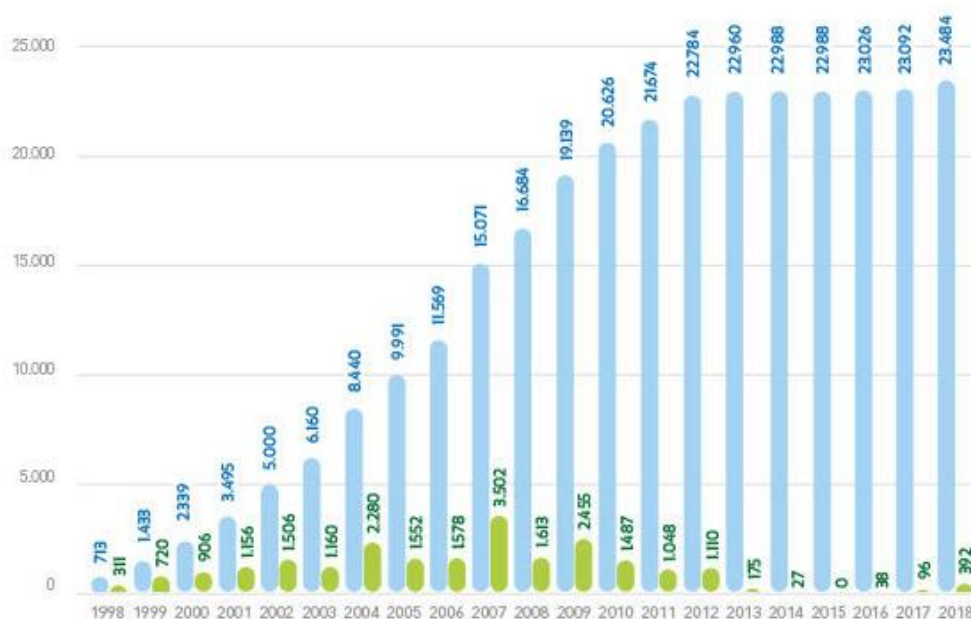


Figura 1. Gráfica de potencia eólica instalada en España. (1)

Si bien hasta ahora la mayoría de energía eólica proviene de aerogeneradores terrestres, actualmente se está empezando a centrar la atención en el desarrollo de la energía eólica marina mediante aerogeneradores offshore. La mayor intensidad del viento en el mar, permite a su vez una mayor generación de potencia eléctrica por parte de los

aerogeneradores. Es por eso, que el desarrollo y la investigación sobre esta tecnología, que pueda permitir aumentar la rentabilidad de los aerogeneradores marinos, será crucial para la generación de energía eléctrica de manera sostenible en el futuro.

Precisamente por el futuro potencial de los aerogeneradores marinos, se trata de investigar en este proyecto el diseño de los elementos de transmisión de un aerogenerador offshore. El actual trabajo, forma parte de un proyecto global que se ocupa del desarrollo completo de un aerogenerador marino de 5 MW.

Al principio del proyecto, se hace un repaso resumido acerca de los diferentes tipos de aerogeneradores, así como de su clasificación en función de varias características que guardan relación con el sistema de transmisión, como pueden ser la orientación con respecto al viento o el número de palas. Se define también el aerogenerador que ocupa el proyecto, siendo este un aerogenerador marino de 5 MW de potencia, tripala, dispuesto a barlovento y de transmisión directa con generador síncrono de imanes permanentes.

## **Objetivos**

A continuación, se listan los objetivos que se cubren a lo largo del proyecto:

1. Estudiar los diferentes sistemas de transmisión de cargas
2. Creación de los modelos de simulación en Bladed (software de apoyo)
3. Calcular y simular su comportamiento en cargas extremas
4. Diseñar el sistema de transmisión
5. Simular el sistema diseñado con cargas extremas
6. Simular el sistema con cargas de fatigas
7. Optimización del sistema de transmisión en relación a las cargas que soporta

## **Metodología**

Para poder llevar a cabo el diseño del sistema de transmisión, en su comienzo, el proyecto se centra en la creación del modelo de aerogenerador en el software BLADED. Para la elaboración de este modelo, el programa requiere de una serie de parámetros.

En este trabajo, centrado en la transmisión, se explican y se detallan todos los cálculos necesarios que solicita el programa de todos los elementos relacionados con la transmisión. Una vez se ha creado un modelo de simulación en BLADED, se utiliza el programa para calcular las diferentes cargas que tendrán que soportar los elementos de la transmisión.

Siguiendo las pautas que indica la normativa recogida en ‘Guideline for the Certification of Offshore Wind Turbines’, se estudian mediante BLADED las cargas para cada uno de los diferentes casos de operación, y se elabora una tabla con los casos más críticos. En base a estos casos, se diseña y se dimensiona el eje de transmisión del aerogenerador, y se seleccionan unos cojinetes óptimos para las condiciones de funcionamiento.

Tras haber diseñado el eje de transmisión en base a las cargas extremas, se realiza un análisis de fatiga, para asegurar que el aerogenerador podrá operar correctamente durante toda su vida útil sin que tenga lugar un fallo por fatiga en la transmisión y por tanto poder garantizar que el diseño propuesto es adecuado.

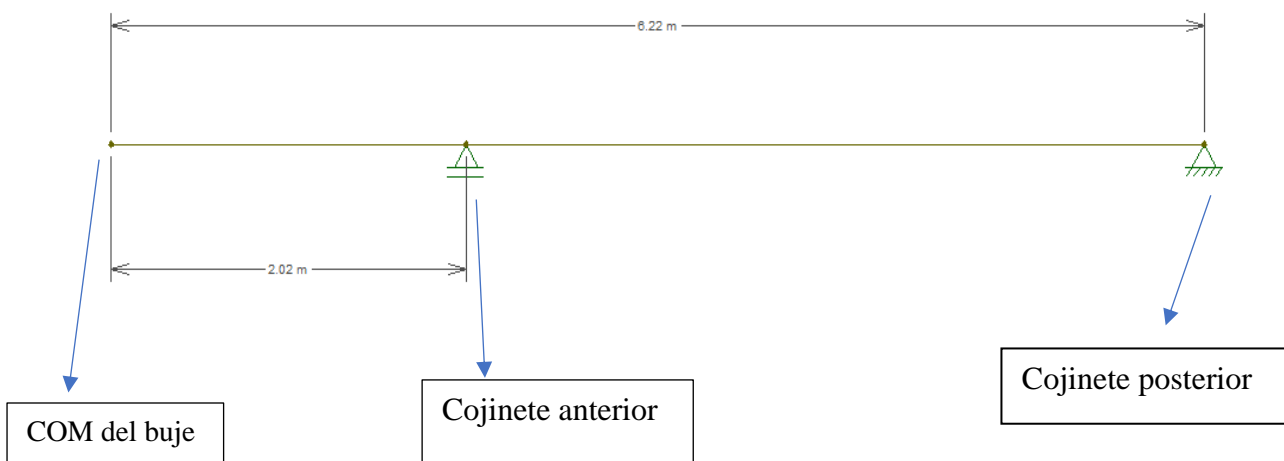
### Resultados

Una vez concluidas las simulaciones, los resultados de las cargas extremas fueron los siguientes:

COORDENADAS FIJAS DEL BUJE							
Esfuerzo	DCL	Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
Mx	Máx.	3.1	4,16E+06				
	Mín.	8.2	-4,13E+06				
My	Máx.	1.3		1,11E+07			
	Mín.	1.2		-6,20E+06			
Mz	Máx.	1.3			6,88E+06		
	Mín.	3.1			-4,57E+06		
Fx	Máx.	3.1				1,19E+06	
	Mín.	3.1				-2,42E+05	
Fy	Máx.	8.2					5,08E+05
	Mín.	1.3					-2,76E+05
Fz	Máx.	8.2					
	Mín.	1.3					

Tabla 1. Cargas extremas

En base a estas cargas, se diseña y se dimensiona el eje de transmisión, que consiste en un cilindro hueco, con una relación de radios exterior e interior de 2:1 y 6,22 metros de longitud. A continuación, se muestra el esquema del eje.



Una vez concluido el diseño del eje, se seleccionan unos cojinetes adecuados y que cumplen con los requisitos de operación. Dichos cojinetes, de rodamientos de rodillos a rótula, se seleccionaron del catálogo del fabricante SKF.

Por último, se lleva a cabo un análisis de fatiga del eje, para garantizar que soporta correctamente los esfuerzos a los que se ve sometido durante su operación a lo largo de toda su vida útil.

El primer paso para realizar el análisis de fatiga, es diseñar la curva S/N del material, que relaciona los rangos de tensiones a los que el eje se ve sometido con el número máximo de ciclos que puede soportar.

A continuación, se muestra la curva mencionada.

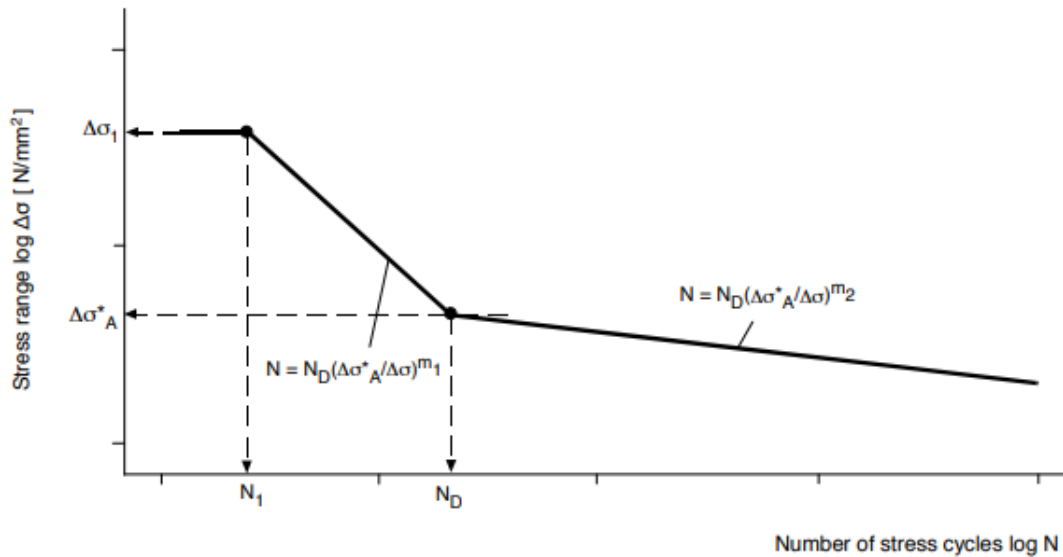


Figura 2. Curva S/N. (2)

Una vez obtenida la curva S/N, se realizaron simulaciones para contar el número de ciclos a los que se vería sometido el eje y el rango de tensiones de estos ciclos. Tras concluir el análisis, se pudo garantizar que efectivamente el número de ciclos admisible estaba muy por encima de los ciclos a los que se iba a ver sometido el eje durante toda su vida útil.

$N_{adm} = 2,19E+09 > N = 2,10E+08$  (siendo N el número de ciclos).

### Conclusiones

A modo de conclusión, remarcar la importancia del diseño del sistema de transmisión de un aerogenerador. Así como de realizar los pertinentes análisis a cargas extremas y a fatiga. De esta forma, se puede garantizar que soportará correctamente los esfuerzos a los que se verá sometido durante toda su vida útil, puesto que la instalación de un aerogenerador marino conlleva una importante inversión y la transmisión es una parte crucial para garantizar su buen funcionamiento.

### Referencias

- (1) Potencia eólica instalada. Disponible en: <https://www.evwind.com/2019/02/22/espana-aumento-su-potencia-eolica-en-392-mw-en-2018/>

(2) GL Guideline for the Certification of Offshore Wind Turbines (2012)

# DISIGN OF THE DRIVE TRAIN OF A 5MW OFFSHORE WIND TURBINE

**Author:** Almería Melguizo, Jesús Ángel

**Director:** Talavera Martín, Juan Antonio

**Collaborating Institution:** ICAI- Universidad Pontificia de Comillas

## ABSTRACT:

### Introduction

Nowadays, it is crucial to find a suitable substitute to fossil fuels, not only because they are contaminating and prejudicial to the environment, but also because they are a limited resource.

During the past years, renewable energies have been growing in importance, and are seen as the natural replace for traditional fossil fuels.

In Spain, wind power stands out as one of the most popular renewable energies, and actually, Spain is the fifth country in the world with the highest wind power energy installed. The following graphic shows the increase in the wind power installations in Spain.

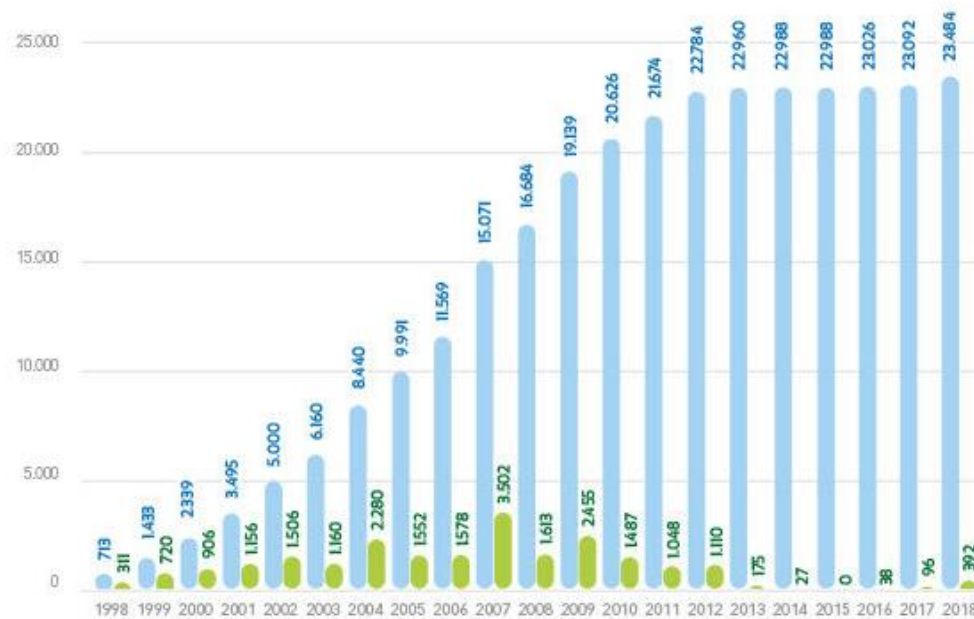


Figure 1. Wind power installed in Spain. (1)

Even though that, until now, mostly all wind power comes from onshore wind turbines, lately attention is being focussed on the development of offshore wind energy and offshore wind turbines. The bigger intensity of the wind in the sea, allows a higher energy production. That is why, the future investigation in this technologies, which will permit a higher cost effectiveness, will be crucial to ensure an environmentally friendly power production in the future.

Precisely this potential of offshore wind power leads the investigation in this project of the design of the power train of an offshore wind turbine. The current project, is part of a global project which endures with the whole design of a 5 MW offshore wind turbine.

At the beginning of the project, a small review of the different types of wind turbines is made, as well as a classification, regarding their drive train related characteristics, such as the number of blades or their orientation with respect to the wind direction. The wind turbine on which this project is focussed is here by defined as a three blade, windward oriented, with direct drive and a synchronous permanent magnet generator of 5 MW of power.

## **Objectives**

The objectives covered over the project are listed below:

1. Study of the different load transmission systems
2. Creation of a simulation model in Bladed
3. Simulate and calculate its behaviour under extreme loads
4. Design the power train
5. Simulate the designed power train under extreme loads
6. Simulate the designed system under fatigue loads
7. Optimization of the power train in relation with the loads it has to endure

## **Methodology**

To be able to design the power train, first, the project concentrates on the creation of a simulation model in the software BLADED. To elaborate this model, the program requires a series of parameters. As this project focusses on the drive train, all calculations needed to define all drive train elements are explained in detail. Once the simulation model is created in BLADED, the software is used to determine the different loads that the drive train will have to endure.

Following the indications stated in ‘Guideline for the Certification of Offshore Wind Turbines’, the loads for every operation case are determined, and the critical loads are summarised in a table. Based on these loads, the drive shaft is designed, as well as the bearings, so they are able to withstand the operation correctly.

After the shaft is designed so that it can endure the extreme loads to which it will be subjected, a fatigue analysis is made to ensure that the wind turbine will be able to operate correctly during its whole lifetime without the occurrence of fatigue failure, and, therefore assuring that the proposed design is adequate.

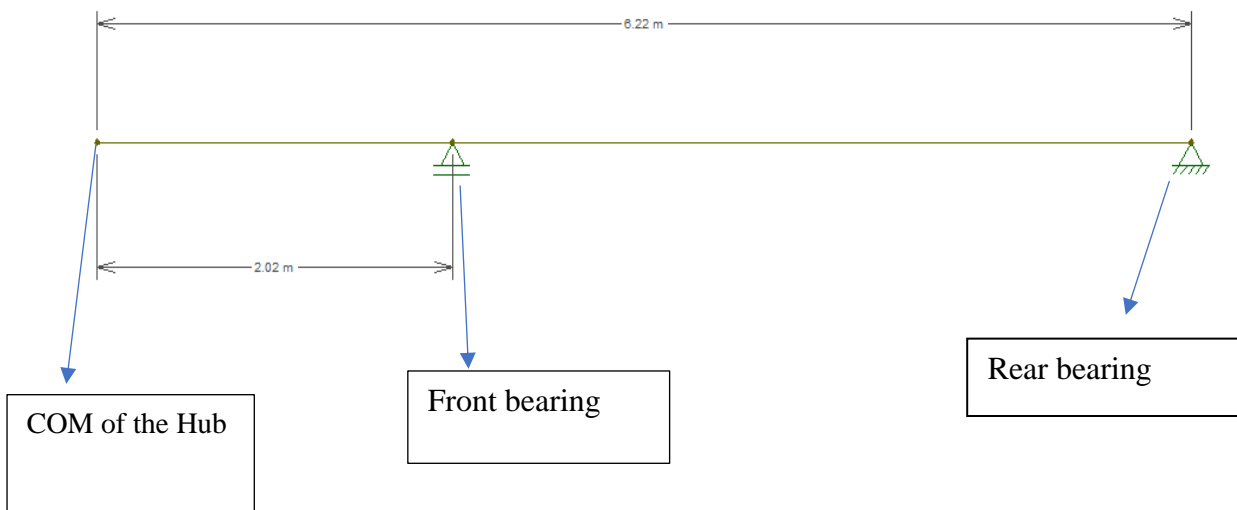
## **Results**

After all the simulations were made, the critical loads were calculated and are showed in the table below:

FIXED HUB COORDINATES								
Load		DCL	Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
Mx	Máx.	3.1	4,16E+06					
	Mín.	8.2	-4,13E+06					
My	Máx.	1.3		1,11E+07				
	Mín.	1.2		-6,20E+06				
Mz	Máx.	1.3			6,88E+06			
	Mín.	3.1			-4,57E+06			
Fx	Máx.	3.1				1,19E+06		
	Mín.	3.1				-2,42E+05		
Fy	Máx.	8.2					5,08E+05	
	Mín.	1.3					-2,76E+05	
Fz	Máx.	8.2						-5,11E+05
	Mín.	1.3						-1,09E+06

Table 1. Extreme loads

Based on this extreme loads, the transmission shaft is designed. The shafts consists on a hollow cylinder with a outer/inner diameter ratio of 2:1 and 6,22 metres long. A scheme is showed below:



Once the shaft design is concluded, adequate bearings must be selected, to ensure that the will withstand correctly the loads during the whole life of the shaft. The bearings were selected from the catalogue of the manufacturer SKF.

At last, a fatigue analysis is made, to guarantee that the power train will not have any problem during its operating life.

The first step is to build the S/N curve of the material, which relates the maximal and minimal stresses on the shaft with the maximal number of cycles it can stand.

The S/N curve is showed below:



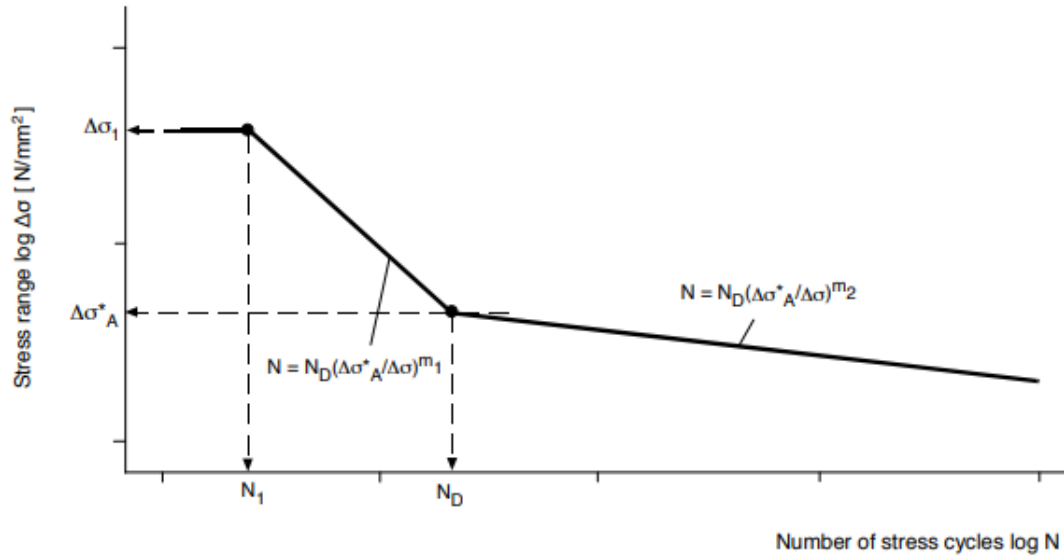


Figure 2. S/N curve. (2)

Once the S/N curve is obtained, simulations were made in order to count the number of cycles for every rank of stresses. After the fatigue analysis was concluded, it can be guaranteed that the admissible number of cycles was above the number of cycles to which the shaft will be exposed during its whole lifetime.

$N_{adm} = 2,19E+09 > N = 2,10E+08$  (being N the number of cycles).

## Conclusions

To conclude, it is important to remark the importance of a correct design of the power train of a wind turbine. As well as the corresponding fatigue and extreme loads analysis in order to be able to confirm that the designed transmission will be able to endure all the loads to which it will be exposed. Because the installation of an offshore wind turbine conveys a high investment and the power train is a crucial part to ensure its good operation.

## References

- (1) Wind power installed. Available at: <https://www.evwind.com/2019/02/22/espana-aumento-su-potencia-eolica-en-392-mw-en-2018/>
- (2) GL Guideline for the Certification of Offshore Wind Turbines (2012)



# Índice

## DOCUMENTO I: Memoria

1. Introducción.....	23
2. Estado del Arte .....	29
2.1 Disposición del eje de la turbina eólica.....	29
2.2 Disposición con respecto al viento.....	31
2.3 Número de palas .....	32
2.4 Transmisión de potencia del aerogenerador .....	33
3. Modelo del aerogenerador en BLADED .....	35
3.1 Características del aerogenerador .....	35
3.2 Sistema de coordenadas empleado.....	35
3.3 Rotor.....	36
3.4 Palas.....	42
3.5 Góndola .....	45
3.6 Power train (tren de transmisión).....	47
3.7 Comentarios finales sobre el modelo de aerogenerador .....	48
4. Diseño preliminar de los elementos de transmisión .....	49
4.1 Cálculos de las reacciones.....	50
4.2 Diagramas de esfuerzos .....	52
4.3 Sección crítica y dimensionamiento del eje.....	56
5. Determinación de cargas reales en BLADED .....	59
5.1 Casos de Estado Último de Carga.....	61
5.2 Cargas máximas y mínimas obtenidas .....	72
6. Optimización y diseño de los elementos de transmisión .....	73
6.1 Cálculo de reacciones.....	73
6.2 Representación de los diagramas de esfuerzos .....	74
6.3 Representación de la deformada del eje.....	77
6.4 Determinación de la sección crítica y dimensionamiento del eje. ....	78
6.5 Selección de cojinetes para los apoyos anterior y posterior .....	80
7. Análisis de fatiga.....	85
7.1 Diseño de la curva S/N .....	85
7.2 Regla de Miner .....	88
7.3 Conteo de ciclos y resultados.....	89
8. Conclusiones .....	95
Bibliografía .....	97

## DOCUMENTO II: Anexos

<b>ANEXO I: ESPECIFICACIONES PRELIMINARES .....</b>	<b>103</b>
<b>ANEXO II: CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL EMPLEADO EN EL DISEÑO (ACERO S275) .....</b>	<b>107</b>
<b>ANEXO III: CÁLCULOS Y MODELOS DE CONDICIONES DE VIENTO.....</b>	<b>109</b>
<b>III.1 Velocidad nominal .....</b>	<b>109</b>
<b>III.2 Modelado de condiciones atmosféricas en Bladed .....</b>	<b>109</b>
<b>III.3 Modelos de condiciones de viento.....</b>	<b>111</b>
<b>ANEXO IV: CATÁLOGO DE COJINETES DE SKF .....</b>	<b>117</b>

## DOCUMENTO III: Presupuesto

<b>Cojinetes.....</b>	<b>121</b>
<b>Eje.....</b>	<b>121</b>

# DOCUMENTO I

## MEMORIA



# 1. Introducción

A lo largo de los últimos años, las energías renovables han ido cobrando cada vez más importancia. Debido principalmente a la contaminación que va asociada a los combustibles fósiles tradicionales, y al hecho de que estos son limitados, y por tanto es crucial el desarrollo de fuentes de energía alternativas que garanticen la estabilidad energética del futuro.

En la gráfica que se muestra a continuación en la figura 1-1, podemos observar el notable aumento del consumo de combustibles fósiles a lo largo de las últimas décadas. (1)

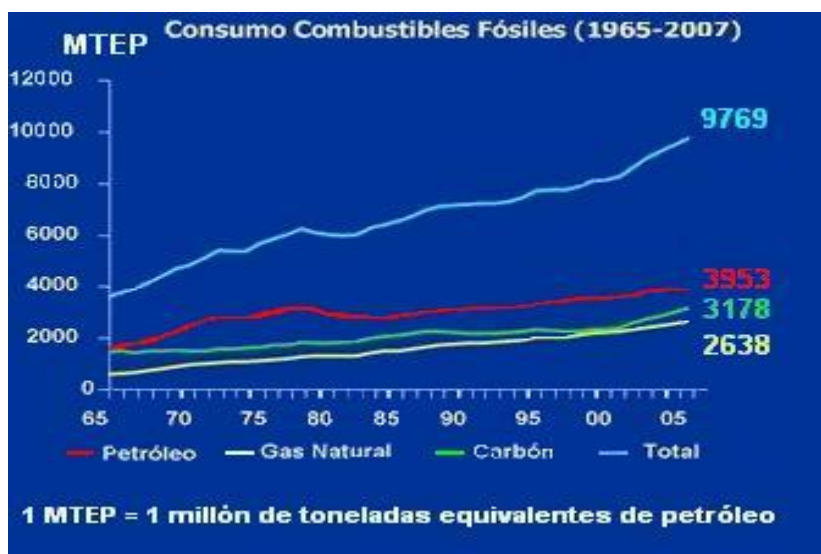


Figura 2-1. Consumo combustibles fósiles. FUENTE: (1).

Por tanto, impera la necesidad de hallar un sustituto a estos combustibles y actualmente el mejor candidato son las energías renovables, que también están experimentando un notable incremento, sobre todo desde el inicio de este siglo.

Dentro de las energías renovables, la eólica es una de las más utilizadas a nivel mundial, y concretamente España ocupa el quinto puesto en cuanto a países con mayor energía eólica instalada.

En la figura 1-2, podemos comprobar la evolución de la energía eólica instalada en nuestro país. (2) En la década de 2000-2010 se puede observar un crecimiento muy importante, que después se fue ralentizando como consecuencia sobre todo de la crisis económica en la que estuvo sumida, nuestro país en concreto, y gran parte del mundo en general y que por tanto se manifestó también en este sector en el que se vieron reducidas en gran medida las inversiones. Sin embargo, las previsiones a partir de 2018 vuelven a ser favorables. De hecho, como se puede comprobar en la gráfica, en el año 2018, la potencia eólica instalada en España aumentó 392 MW, hasta un total de 23.484 MW según datos de la AEE (Asociación Empresarial Eólica).

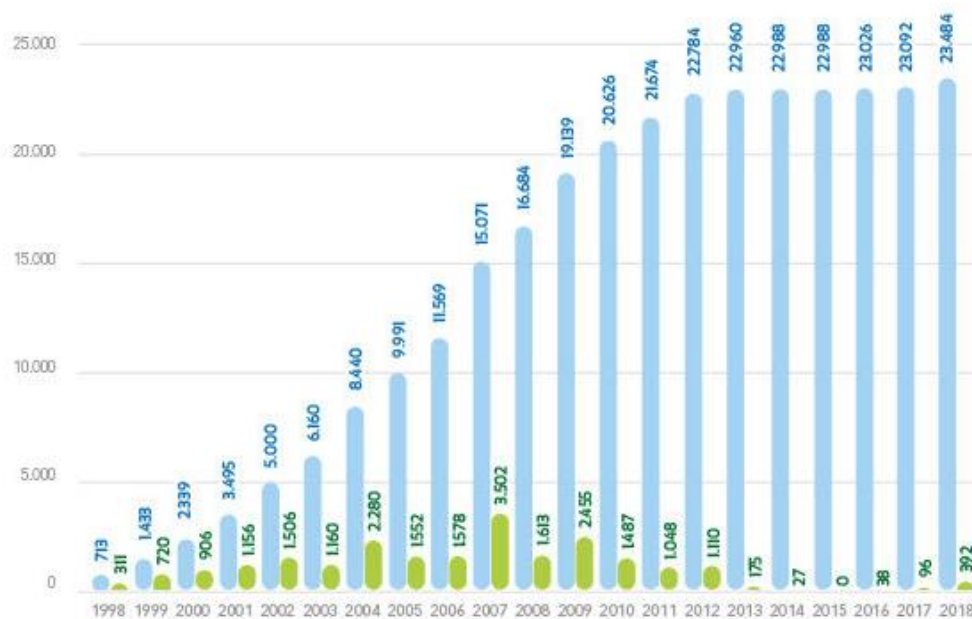


Figura 1-2. Evolución de energía eólica instalada en España. FUENTE: (2).

Tras hablar del desarrollo que ha ido experimentando esta energía, conviene ahora explicar brevemente en qué consiste.

La energía eólica consiste en generar potencia eléctrica haciendo uso de un recurso natural ilimitado como es el viento. Aprovechando la energía del mismo, conseguimos hacer girar la turbina eólica, que a su vez está conectada a un generador eléctrico que es el que nos permite transformar la energía mecánica de la turbina en energía eléctrica. Por lo tanto, una parte crucial de los aerogeneradores es el tren de transmisión, ya que este es el encargado de soportar los esfuerzos y de transmitir la energía que proporciona el viento a las palas desde el eje hasta el generador. Es precisamente del diseño de la transmisión de lo que se ocupa este proyecto.

Habiendo explicado brevemente el funcionamiento de la energía eólica, conviene ahora diferenciar las dos posibilidades, en función de la localización del aerogenerador, que existen a la hora de instalar parques eólicos:

1. Energía eólica *Onshore*: los aerogeneradores están instalados en tierra.
2. Energía eólica *Offshore*: los aerogeneradores están instalados en el mar.

Si bien hasta ahora la mayoría de energía eólica proviene de aerogeneradores terrestres, actualmente se está empezando a centrar la atención en el desarrollo de la energía eólica marina mediante aerogeneradores *offshore*. La mayor intensidad del viento en el mar, permite a su vez una mayor generación de potencia eléctrica por parte de los aerogeneradores. Es por eso, que el desarrollo y la investigación sobre esta tecnología, que pueda permitir aumentar la rentabilidad de los aerogeneradores marinos, será crucial para la generación de energía eléctrica de manera sostenible en el futuro.



De hecho, si observamos la figura 1-3, en la que se muestra la evolución de la energía eólica marina hasta 2015 en Europa, podemos apreciar un importante crecimiento en los últimos años, en el que destacan sobre todo Reino Unido, Alemania y Dinamarca. (3)

FIG 11: CUMULATIVE AND ANNUAL OFFSHORE WIND INSTALLATIONS (MW)

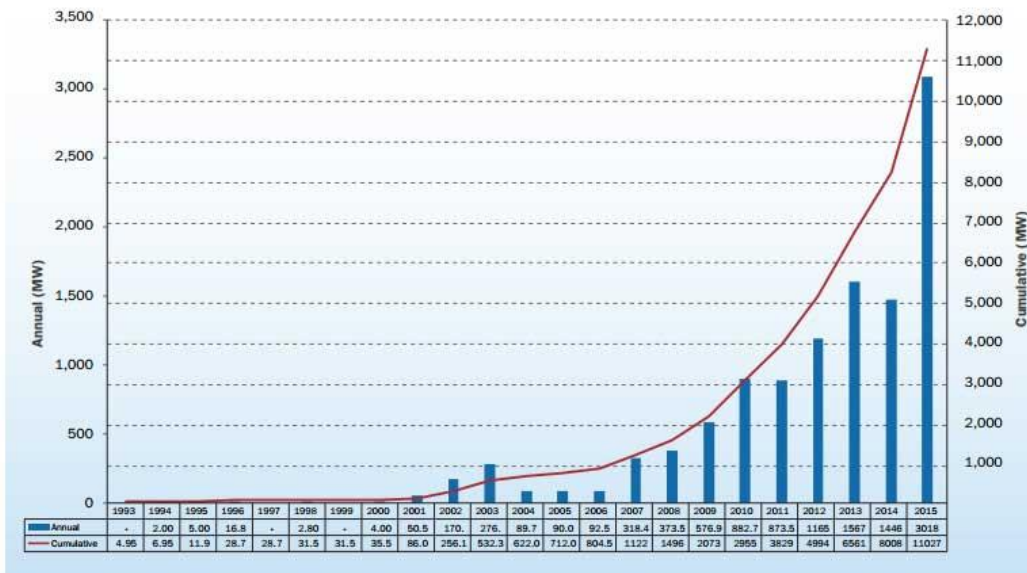


TABLE 3: NUMBER OF WIND FARMS WITH GRID-CONNECTED TURBINES, NO. OF TURBINES CONNECTED AND NO. OF MW FULLY CONNECTED TO THE GRID AT THE END OF 2015 PER COUNTRY.

Country	BE	DE	DK	ES	FI	IE	NL	NO	PT	SE	UK	Total
No. of farms	5	18	13	1	2	1	6	1	1	5	27	80
No. of turbines	182	792	513	1	9	7	184	1	1	86	1,454	3,230
Capacity installed (MW)	712	3,295	1,271	5	26	25	427	2	2	202	5,061	11,027

Figura 1-3. Evolución de energía eólica marina en Europa. FUENTE: (3)

Y se espera que esta evolución siga creciendo en el futuro, de hecho, en un artículo de energias-renovables.com (4) hablan de un “incremento incesable de potencia instalada debido al crecimiento imparable del tamaño de las máquinas (los aerogeneradores son cada vez más grandes y producen cada vez más electricidad por unidad) y caída constante de los costes de producción, instalación y/o generación del kilovatio hora eólico marino”. Además, el artículo expone las previsiones hechas por la asociación de la industria eólica europea (Wind Europe), que se hicieron públicas en el evento Offshore Northern Seas (ONS) 2018, en las que se habla de alcanzar los 26.000 megavatios de potencia eólica marina instalada en 2020. Habiendo en 2018 una potencia de 17.000 megavatios instalados, esto supondría un aumento de más del 50% en menos de dos años. (4)

Conviene ahora también hacer una comparación entre los dos tipos de energía eólica que existen. Se muestra a continuación en la tabla 1-1 las principales ventajas e inconvenientes tanto de las instalaciones marinas como de las terrestres.

	<b>VENTAJAS</b>	<b>INCONVENIENTES</b>
<b>Eólica marina</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Régimen de viento más laminar</li> <li>+ Velocidad del viento más constante</li> <li>+ Mayor vida útil del aerogenerador</li> <li>+ Menor impacto visual y acústico</li> <li>+ Más generación de potencia</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Costes de producción (hasta el doble)</li> <li>- Costes de operación y mantenimiento</li> </ul>
<b>Eólica terrestre</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Mantenimiento más sencillo y barato</li> <li>+ Mayor experiencia en el sector</li> <li>+ Menor coste de instalación</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Más obstáculos en la superficie</li> <li>- Vientos menos constantes</li> <li>- Mayor impacto medioambiental</li> </ul>

Tabla 2-1. Comparación energía eólica marina y terrestre. FUENTE: elaboración propia.

Por lo tanto, es evidente que a largo plazo la energía eólica marina podría ser mucho más rentable, puesto que no sólo la generación de potencia es mayor si no que también lo es la vida útil de los aerogeneradores. Además, el impacto medioambiental sería menor. Por otro lado, debemos tener en cuenta, que los parques eólicos marinos son muy recientes (primera instalación en Dinamarca en 1994) (5) y como consecuencia a medida que se vaya aumentando la investigación en el sector, y se desarrollen mejores tecnologías, caerán también los costes, tanto de operación como de instalación, que son ahora su principal inconveniente. Mientras que, en contraposición, la energía eólica terrestre está ya muy desarrollada y cerca de tocar techo en cuanto a rentabilidad.

Si nos centramos en España, según un estudio de las perspectivas y la evolución eólica *offshore* elaborado por Juan Virgilio Márquez Director General de la Asociación Empresarial Eólica (AEE), el principal problema que tiene la costa española, es que “la plataforma continental desciende muy rápidamente y en seguida se alcanzan profundidades demasiado elevadas. Por razones de viabilidad técnica y económica, la utilización de soluciones fijas está limitada al rango de aguas poco profundas, generalmente hasta 30 o 50 metros.” (6)

Es por eso que hay que prestar especial atención en nuestro país a las nuevas soluciones tecnológicas que se están investigando para poder instalar aerogeneradores en fondos marinos más profundos. La principal, es la utilización de aerogeneradores flotantes, que podrían instalarse en fondos de más de 60 metros de profundidad. (7) Además, según el estudio previamente citado “El sobrecoste de la eólica marina flotante con respecto a otras

tecnologías se está reduciendo progresivamente, y en pocos años se convertirá en una alternativa muy competitiva.” (6)

A continuación, se muestra en la figura 1-4 la previsión de la caída de los precios de las diferentes posibilidades para la instalación de generación de potencia marina. (8)

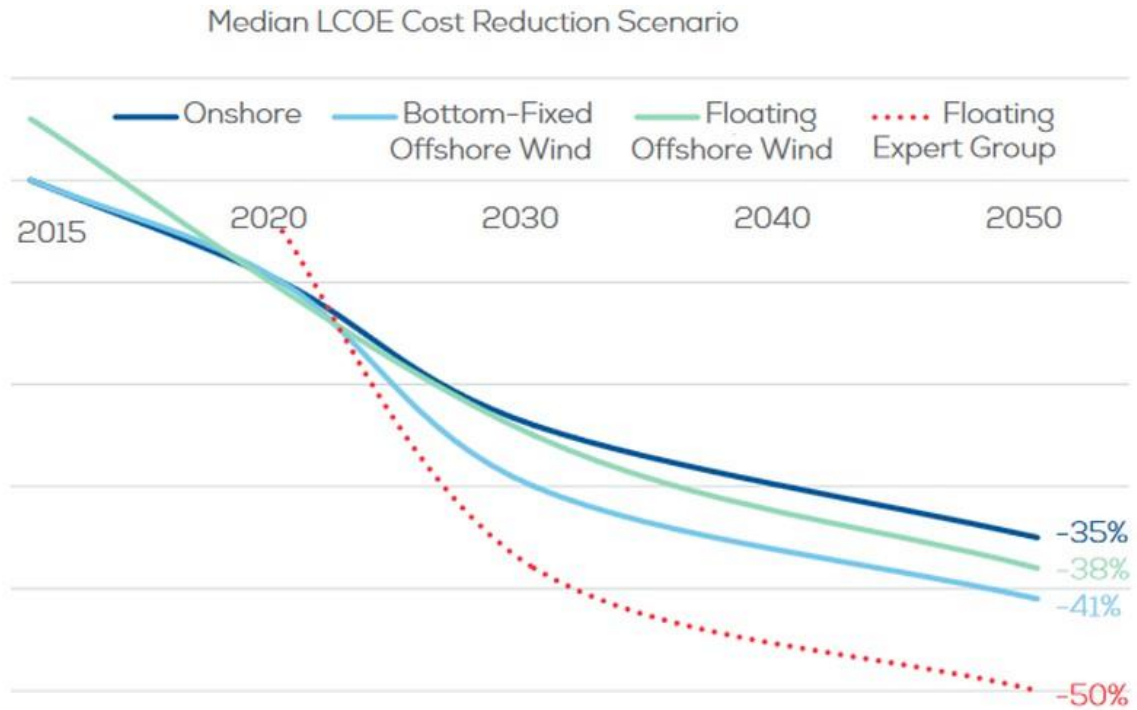


Figura 1-4. Reducción de los costes de instalaciones offshore. FUENTE: (7)

Tras observar estas previsiones, es evidente que la energía eólica marina parece una solución idónea para afrontar los desafíos energéticos del futuro desde una posición limpia y respetuosa con el medio ambiente, mediante el uso de un recurso ilimitado como es el viento.



## 2. Estado del Arte

### 2.1 Disposición del eje de la turbina eólica

En función de cómo esté situado el eje de la turbina, podemos distinguir dos tipos de aerogeneradores: los de eje vertical y los de eje horizontal.

#### 2.1.1 Eje vertical:

Normalmente su rendimiento está por debajo de la mitad del de los aerogeneradores de eje horizontal. Es por eso que se ha dado prioridad en la industria al desarrollo de estos últimos. Sin embargo, a pesar de su menor rendimiento y producción energética, los aerogeneradores de eje vertical cuentan también con una serie de ventajas. (9)

Por un lado, no necesitan sistema de orientación, con lo cual su funcionamiento es más sencillo. Además, normalmente el generador puede situarse en el suelo, lo que facilita también el mantenimiento y su accesibilidad. Por último, en comparación con los aerogeneradores de eje horizontal, el anclaje de las palas es más sencillo y por tanto su diseño no requiere grandes complicaciones. (9)

A continuación, se muestran ilustraciones de los dos principales tipos de aerogeneradores verticales que existen, el de tipo Darrieus, figura 2-1, (necesita motorización para su arranque) y el de tipo Savonius, figura 2-2, (no necesita motorización para su arranque). (9)



Figura 2-1. Aerogenerador tipo Darrieus. FUENTE: (10).



Figura 2-2. Aerogeneradores tipo Savonius. FUENTE: (11).

En cuanto al uso de los aerogeneradores de eje vertical en el mar, se están realizando algunos estudios que indican que en algunas circunstancias podrían ser más rentables que los de eje horizontal, puesto que pueden soportar vientos más fuertes. Aunque por el momento no es común el uso de este tipo de turbinas en el área marina. (12)

### 2.1.2 Eje horizontal:

Los aerogeneradores de eje horizontal son los más comunes, debido principalmente a que producen mayor cantidad de energía eléctrica que los verticales y a que, además, tienen un mayor rendimiento. En el caso de este proyecto, además, el sistema de transmisión que se pretende diseñar, pertenece a un aerogenerador de eje horizontal. Por lo que, en lo que sigue, nos centraremos en este tipo de disposición del eje.

Al ser estos los aerogeneradores más utilizados, son también los que poseen mayores avances y desarrollo tecnológico. Por lo general, necesitan de un sistema de orientación para captar en mayor medida la energía cinética del viento. Además, la turbina suele situarse a una altura considerable, donde se haya también la góndola, en la que se aloja el generador. (9)

En la figura 2-3 se muestra un modelo convencional de aerogenerador de eje horizontal y sus componentes.

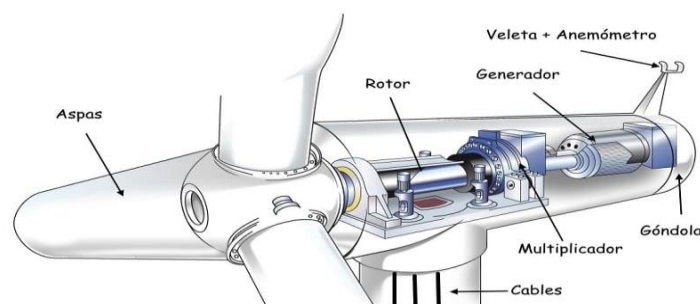


Figura 2-3. Componentes de un aerogenerador horizontal. FUENTE: (9).

## 2.2 Disposición con respecto al viento

En función a como esté dispuesto el aerogenerador con relación al viento, distinguimos dos tipos: aerogeneradores a barlovento y aerogeneradores a sotavento. Se muestra a continuación la figura 2-4, que explica de forma esquemática ambas disposiciones.

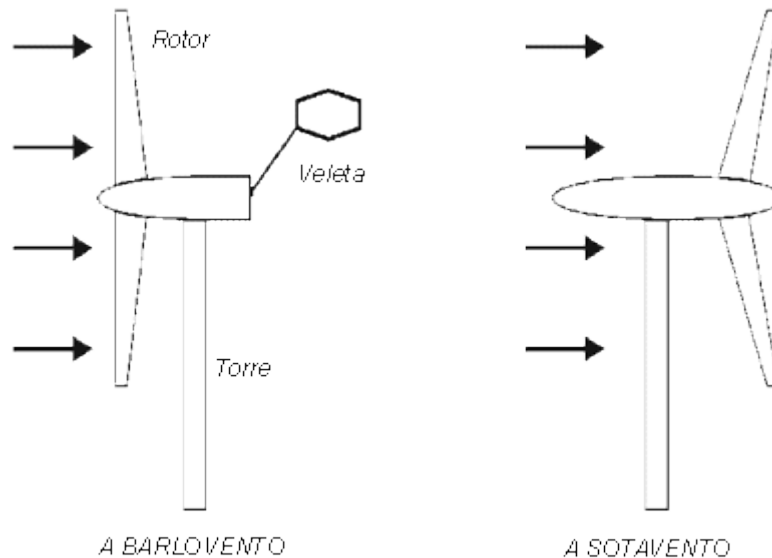


Figura 2-4. Esquema de aerogeneradores a barlovento y sotavento. FUENTE: (13).

### 2.2.1 Aerogenerador a barlovento

Los aerogeneradores situados a barlovento o corriente arriba son aquellos en los que las palas están enfrentadas al viento, esto es, el viento les entra por delante. Esto tiene ciertas ventajas aerodinámicas, puesto que evitamos “el abrigo del viento tras la torre”, es decir, que la torre actúe como pantalla de forma que se pierda en vano parte de la energía del viento. Se presentan, sin embargo, algunos inconvenientes también, como el hecho de necesitar un sistema de orientación que mantenga el aerogenerador orientado de cara al viento. Además, se debe tener en cuenta también, que las palas pueden fletar y por tanto chocar con la torre. Para evitar esto, una solución habitual es dar cierta inclinación al eje del aerogenerador con respecto a la horizontal (esta solución ha sido la adoptada en el caso del aerogenerador que ocupa este proyecto, en el que la inclinación del eje es de  $6^\circ$  con respecto a la horizontal). (14)

Otra solución que se puede adoptar es aumentar la distancia desde el rotor hasta la torre, es decir, situar el buje con una mayor separación. En este caso no se ha adoptado esta opción, puesto que, al separar el buje de la torre, teniendo en cuenta el peso del mismo y de las palas, aumentamos en gran medida los momentos flectores que se producen en el eje y esto es indeseable. (14)

En la figura 2-5, se puede observar la inclinación del eje con respecto a la horizontal.

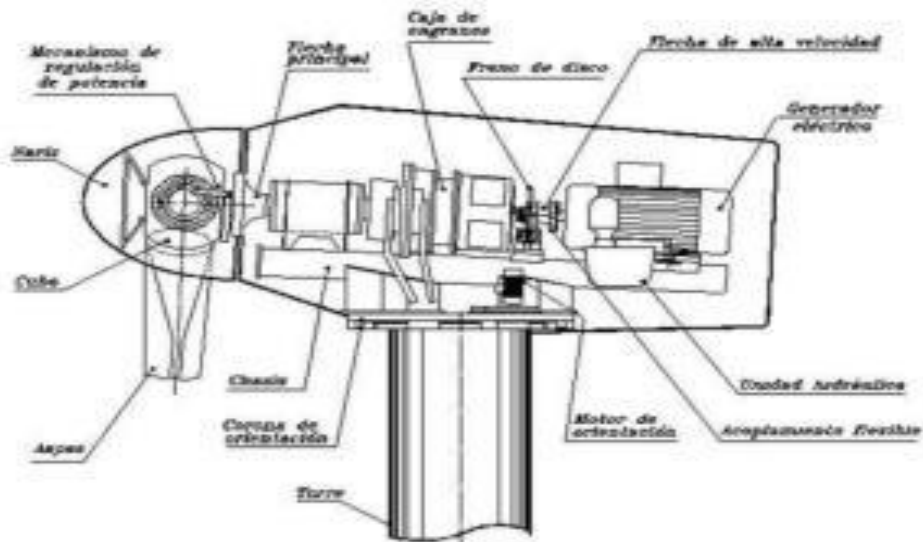


Figura 2-5. Inclinación del eje con respecto a la horizontal. FUENTE: (15).

### 2.2.2 Aerogenerador a sotavento

En este caso, el viento le entra al aerogenerador por detrás. El principal inconveniente es que la torre absorbe parte del viento y por tanto perdemos rendimiento, además se pueden ocasionar mayores cargas de fatiga. Sin embargo, también cuenta con algunas ventajas, ya que parte de las cargas son absorbidas por las palas al flectar (y no existe peligro de que estas colisionen con la torre), además esto permite realizar el rotor de un material menos rígido, lo que es “una ventaja tanto en cuestión de peso como de dinámica estructural de la máquina”. (13)

Otro punto a favor de esta disposición, es que la orientación del aerogenerador se realiza de forma pasiva, y por tanto no se requiere de un sistema de orientación, sino que es el propio viento el que va orientando la turbina. (13)

### 2.3 Número de palas

Antes de nada, conviene comentar que existe un límite de energía que se puede aprovechar del viento. Esto queda definido por el límite de Betz según el cual: “una turbina eólica puede convertir en energía mecánica como máximo un 59,26 % de la energía cinética del viento que incide sobre ella”. (16)

Sin embargo, en la realidad, se aprovecha en torno al 40% de la energía cinética del viento para producir electricidad. Puesto que el límite de Betz es un cálculo teórico que supone que el diseño de las palas es perfecto, y que además no tiene en cuenta que solo se aprovecha para producir energía eléctrica, la fuerza de sustentación que ejerce el viento sobre las palas, pero también contamos con la fuerza de arrastre, cuya energía se utiliza para mover las palas del aerogenerador. (17)



En la figura 2-6 podemos apreciar una gráfica que compara este límite teórico con el real de diferentes configuraciones de aerogeneradores.

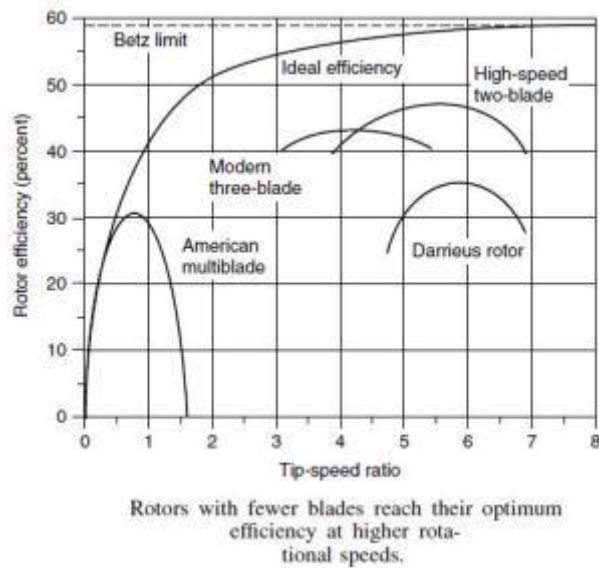


Figura 2-6. Rendimiento de distintas configuraciones de aerogeneradores. FUENTE: (18).

Actualmente, se tratan de evitar los diseños de aerogeneradores con un número par de palas, sobre todo si estos son de gran tamaño. El motivo principal de esto es la estabilidad de la turbina, puesto que, con un número par de palas, mientras una está absorbiendo la máxima energía del viento (en posición vertical hacia arriba), la otra estaría justo delante de la torre, pasando por tanto por la “sombra del viento”. (19)

Además, al repetirse el fenómeno explicado a lo largo del tiempo se originan unas cargas cíclicas y de fatiga que acortarían la vida del aerogenerador. (19)

Es por eso que normalmente los aerogeneradores se suelen diseñar con un número impar de palas, puesto que, de esta forma, a partir de tres palas, las propiedades dinámicas del rotor aerodinámico mientras giran se asemejan mucho a las de un disco.

Dicho esto, el número óptimo de palas es tres, ya que consigue el mejor balance entre complejidad de diseño y rendimiento del aerogenerador. Con una pala, el aerogenerador tendría un mayor desequilibrio, y con un mayor número de palas (cinco, siete, ...) la curva de potencia sería muy similar a la de un aerogenerador tripala, mientras que los costes de diseño se dispararían y aumentaría el peso.

Además, la potencia generada por un aerogenerador no depende del número de palas, si no del área barrida por estas. (20)

## 2.4 Transmisión de potencia del aerogenerador

Por lo general, los aerogeneradores suelen contar con una caja multiplicadora que conecta el eje lento con el eje rápido. El eje lento, es el que gira a la velocidad de las palas, a través de la caja multiplicadora, que cuenta con una serie de engranajes, se consigue elevar la velocidad hasta -típicamente y en función del número de polos- entre 1000 y

3000 revoluciones por minuto a las que gira el eje rápido, que va conectado al generador. (21)

Esto, siempre y cuando el aerogenerador cuente con caja multiplicadora. Sin embargo, en los últimos años, con el desarrollo de los rotores de imanes permanentes, se ha comenzado a utilizar la transmisión directa. Esta tecnología, nos permite ahorrarnos el uso de la caja multiplicadora, lo que se traduce en una significativa disminución de peso, aun a pesar de que los rotores que se emplean en transmisión directa son significativamente más grandes. Por otro lado, el hecho de no utilizar caja multiplicadora, implica deshacerse de todos los problemas que puedan venir asociados a ella, y sobre todo a su mantenimiento, que, tratándose de un aerogenerador marino, resulta más complicado. Además, en algunas instalaciones la duración de las cajas multiplicadoras ha sido mucho menor a la que debiera. Por lo tanto, la tecnología de imanes permanentes permite también aumentar la fiabilidad de los aerogeneradores. (21)

Por último, parece que la tecnología de la transmisión directa es el futuro de los aerogeneradores marinos, puesto que una empresa del sector tan importante como Siemens Gamesa ya ha anunciado la fabricación en serie de su aerogenerador SG 10.0-193 DD para 2022 – un aerogenerador de 10 MW de potencia con transmisión directa y un radio de rotor de 193 metros, mostrado en la figura 2-7. (22)

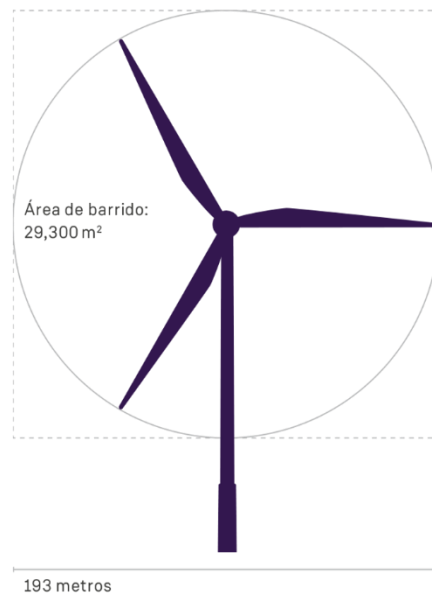


Figura 2-7. Diseño del aerogenerador SG 10.0-193 DD de Siemens Gamesa. FUENTE: (22).

Teniendo en cuenta que el aerogenerador que se pretende diseñar es *offshore* y de una potencia considerable (5 MW), se ha optado por la transmisión directa, con un generador de imanes permanentes.

Un último apunte sobre el estado del arte, es que en el mismo se ha hablado de varias clasificaciones en cuanto a tipos de aerogeneradores en relación siempre al marco de la transmisión, puesto que es de lo que se ocupa este proyecto. Es por eso que otros aspectos del aerogenerador como el control, el sistema de orientación, el generador o el anclaje no han sido discutidos en este apartado.

### **3. Modelo del aerogenerador en BLADED**

Lo primero que necesitamos para poder calcular las diferentes cargas que va a soportar el aerogenerador, y, por tanto, que van a tener que aguantar los elementos de la transmisión, es un modelo del aerogenerador en el software Bladed, para poder hacer las simulaciones pertinentes.

Para ello, se parte de unas especificaciones preliminares del aerogenerador (Anexo II) que posteriormente podrán variarse.

En los apartados que siguen, se muestran los diferentes datos que se han ido aportando al software, así como los cálculos necesarios para obtenerlos, con el fin de modelar el aerogenerador.

En este caso, y dado que el proyecto se centra en la transmisión, se detallan los aspectos que están relacionados con esta última. Es por eso que ciertos apartados como el de control, el de la conexión a red, o el de anclaje no se especifican en este proyecto.

Un último apunte acerca del modelo, es que el diseño de las palas no era objetivo de este proyecto, y por tanto todas sus especificaciones fueron proporcionadas por el fabricante *Windnovation*. Sin embargo, se incluirá un apartado sobre las palas, en el que se darán los parámetros que han sido introducidos en el software Bladed.

#### **3.1 Características del aerogenerador**

El aerogenerador es de clase IEC I y turbulencia B según GL. (23) La turbina es tripala y de transmisión directa, con una velocidad nominal de 12 revoluciones por minuto, y está dispuesta a barlovento, con giro en sentido horario.

##### **3.1.1 Rango de viento operativo**

El rango de viento operativo define el rango de velocidades de viento en el que puede operar el aerogenerador. Está acotado por lo tanto por la velocidad de arranque y la velocidad de parada. (24)

La velocidad de arranque es la mínima necesaria para que el aerogenerador comience a funcionar, es decir, la mínima velocidad del viento para que la turbina venza el rozamiento y comience a rotar. En el caso de nuestro aerogenerador esta velocidad se fija en 3,5 m/s.

La velocidad de parada es la velocidad límite a la que puede operar el aerogenerador, puesto que, superándose esta velocidad, existiría el riesgo de que las cargas fueran demasiado elevadas y la estructura no está diseñada para soportarlas estando en movimiento (el aerogenerador es mucho más robusto en reposo). Esta velocidad se fija en 30 m/s.

#### **3.2 Sistema de coordenadas empleado**

El sistema de coordenadas que se ha empleado está recogido en el GL(23). Se denomina Yaw Bearing Coordinate System, y ubica su origen en la intersección del eje de la torre con la parte superior del cojinete posterior y rota solidario a la góndola. En el caso de

nuestro aerogenerador, esta intersección tiene lugar 200 mm por encima del plano horizontal de la zona superior de la torre.

En la figura 3-1 se muestra este sistema de coordenadas tal y como aparece en GL

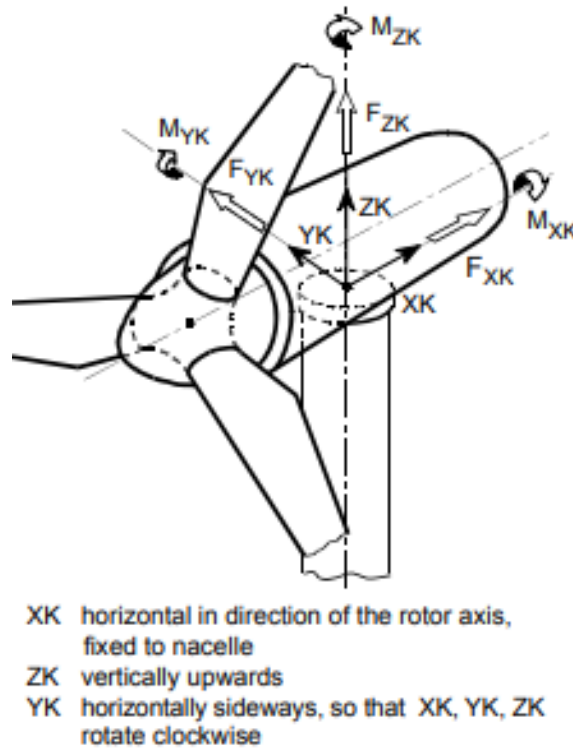


Figura 3-1. Sistema de coordenadas empleado. FUENTE: (23)

### 3.3 Rotor

A continuación, en la tabla 3-1 se muestran los parámetros que han tenido que ser definidos en el software, con sus correspondientes símbolos. Posteriormente se explicará cada uno de ellos, y como han sido obtenidos.

Símbolo	Parámetro	Valor
$\Phi$	Diámetro nominal del rotor [m]	126
-	Número de palas [-]	3
Ht	Altura de la torre [m]	88,8
H	Altura de COM del buje [m]	3,148
Ht + h	Altura total del buje [m]	91,5
C	Ángulo de conicidad de las palas [°]	-3

T	Ángulo de inclinación del eje (tilt) [°]	6
O	Descuelgue (overhang) del buje [m]	5,213
V <sub>i</sub>	Velocidad de arranque [m/s]	3,5
V <sub>o</sub>	Velocidad de parada [m/s]	30

Tabla 3-1. Parámetros del rotor. FUENTE: elaboración propia.

- ❖ Diámetro nominal del rotor: es el diámetro del rotor aerodinámico, es decir, la suma de la longitud de dos palas, más la del diámetro del eje. En este caso:  $61,5 \times 2 + 3 = 126 \text{ m}$
- ❖ Número de palas: se trata de un aerogenerador tripala.
- ❖ Altura de la torre: hallada a partir de la altura del buje sobre el nivel medio del mar, que viene definida en las especificaciones preliminares del aerogenerador, 88,8 m.
- ❖ Altura de COM del buje: también conocido como *offset* vertical, es la distancia en vertical desde la cima de la torre al COM del buje, definida en las especificaciones, 3,148 m.
- ❖ Altura total del buje: Viene definida en las especificaciones, es la altura del buje con respecto al nivel medio del mar 91,5m.
- ❖ Ángulo de conicidad de las palas: Se introduce este ángulo para “compensar la parte estática del empuje aerodinámico” y por lo tanto como medida para aliviar cargas (26). En este caso estaba definido en las especificaciones de las palas y se fija en  $-3^\circ$ .
- ❖ Ángulo de inclinación del eje (tilt): Como ya se ha explicado previamente en el proyecto, este ángulo se introduce como medida de seguridad para evitar que las palas colisionen con la torre al fletar. Está definido en las especificaciones un ángulo de  $6^\circ$ .
- ❖ Descuelgue (overhang) del buje: Es la distancia que hay en horizontal desde la cima de la torre al COM del buje, está definida en 5,213 m.
- ❖ Velocidad de arranque: Ya definida en el rango de viento operativo del aerogenerador, es la velocidad del viento a partir de la cual el aerogenerador comienza a funcionar, se fija en 3,5 m/s.
- ❖ Velocidad de parada: También definida previamente, es la velocidad del viento a partir de la cual debe detenerse el aerogenerador por motivos de seguridad, ya que las cargas aerodinámicas comenzarían a ser excesivas. Se fija en 30 m/s.

Después de haber definido los parámetros y sus valores, se presenta en la figura 3-2 un esquema de todos ellos tal y como aparece en Bladed (25) y con los símbolos especificados en la tabla 3-1.

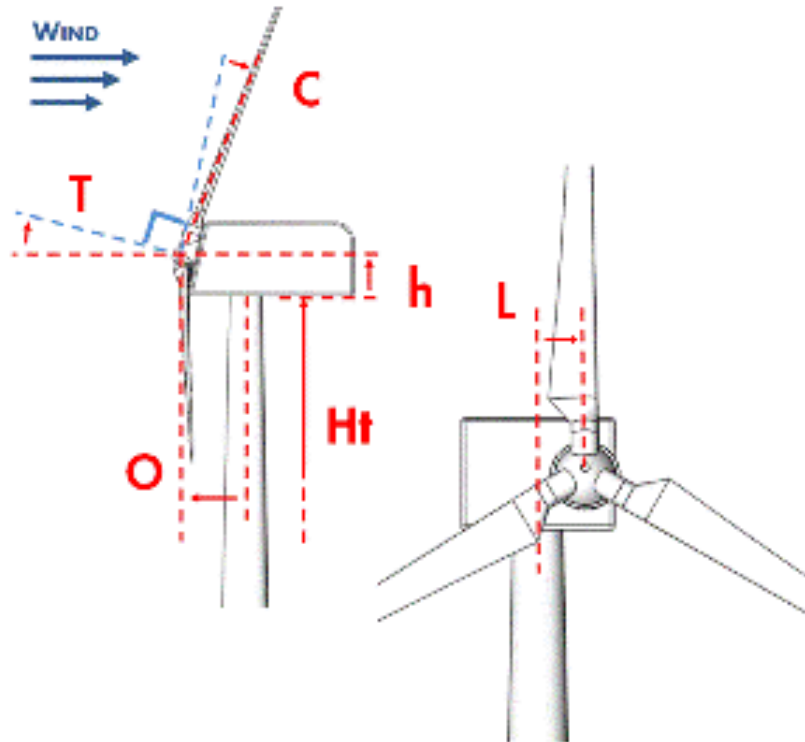


Figura 3-2. Esquema de los parámetros del rotor. FUENTE: (25)

### 3.3.1 Cálculo de momentos de inercia de estator y rotor

Para calcular los momentos de inercia de estator y rotor, se parte de las especificaciones preliminares (mostradas en el Anexo I):

- ❖ Diámetro interno del rotor: 6.800 mm.
- ❖ Diámetro entrehierro del aerogenerador: 7.000 mm.
- ❖ Longitud axial de yugos y polos: 1.300 mm.
- ❖ Entrehierro del generador 6 mm.
- ❖ La masa de estator + rotor es de 50.000 kg.

Teniendo en cuenta esas especificaciones, se toman las siguientes consideraciones:

- ❖ Tanto rotor como estator son dos cilindros huecos de espesor 200 mm y longitud 1.300 mm.
- ❖ El rotor tiene un diámetro interno de 6.800 mm y uno externo de 7.000 mm.
- ❖ El estator tiene un diámetro interno de 7.000 mm (despreciamos el ancho del entrehierro puesto que es muy pequeño en comparación a las dimensiones del estator) y un diámetro externo de 7.200 mm.
- ❖ Tanto rotor como estator pesan 25.000 kg cada uno.

Con estas consideraciones se procede a realizar los cálculos de momentos de inercia tanto del rotor como del estator.

Para el **rotor**:

$$I_{eje} = \frac{1}{2} \cdot M \cdot (Ri^2 + Rext^2) = 0,5 \cdot 25.000 \cdot (3,4^2 + 3,5^2) = \mathbf{297.625 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

$$\begin{aligned} I_{perpendicular} &= \frac{1}{4} \cdot M \cdot (Ri^2 + Rext^2) + \frac{1}{12} \cdot M \cdot l^2 \\ &= 0,25 \cdot 25.000 \cdot (3,4^2 + 3,5^2) + \frac{1}{12} \cdot 25.000 \cdot 1,3^2 \\ &= \mathbf{152.333,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \end{aligned}$$

Para el **estator**:

$$I_{eje} = \frac{1}{2} \cdot M \cdot (Ri^2 + Rext^2) = 0,5 \cdot 25.000 \cdot (3,5^2 + 3,6^2) = \mathbf{315.125 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

$$\begin{aligned} I_{perpendicular} &= \frac{1}{4} \cdot M \cdot (Ri^2 + Rext^2) + \frac{1}{12} \cdot M \cdot l^2 \\ &= 0,25 \cdot 25.000 \cdot (3,5^2 + 3,6^2) + \frac{1}{12} \cdot 25.000 \cdot 1,3^2 \\ &= \mathbf{161.083,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \end{aligned}$$

La suma de ambos momentos de inercia perpendiculares al eje resulta en **313.417 kg.m<sup>2</sup>**

### 3.3.2 Buje

Siguiendo el mismo procedimiento, se presenta a continuación la tabla 3-2 con los parámetros que han sido definidos con respecto al buje, que posteriormente serán explicados.

<b>Símbolo</b>	<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
L	Longitud de raíz (m)	1,5
D	Diámetro de anclaje (m)	3,2
-	Coefficiente de drag (-)	0,43
S	Diámetro del buje (m)	3
Ir <sub>x</sub>	Inercia del rotor (kg.m <sup>2</sup> )	297.625
M	Masa del buje (m)	40.000
H	Centro de masas (m)	0
I <sub>x</sub>	Inercia en dirección del eje (kg.m <sup>2</sup> )	30.000
I <sub>z</sub>	Inercia perpendicular al eje (kg.m <sup>2</sup> )	56.472
M	Masa total (rotor + estator) (kg)	50.000
K	COM rotor + estator (m)	3,873
Ie <sub>x</sub>	Inercia del estator en dirección del eje (kg.m <sup>2</sup> )	315.125

$I_{tz}$	Inercia del estator + rotor perpendicular al eje (kg.m <sup>2</sup> )	313.417
----------	--	---------

Tabla 3-3. Parámetros del buje. FUENTE: elaboración propia.

De nuevo, mostramos en la figura 3-3 un esquema de estos parámetros sacado de Bladed.

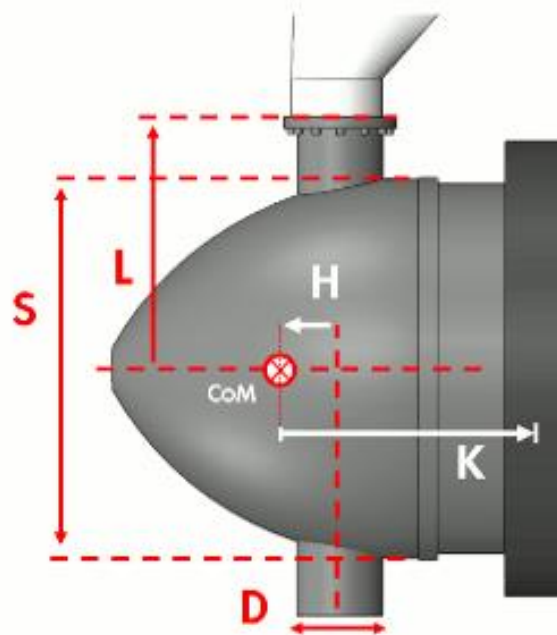


Figura 3-3. Esquema de los parámetros del buje. FUENTE: (25)

- ❖ Longitud de raíz: Es la distancia que va desde el centro del buje hasta la abertura donde van ancladas las palas. Está definido en 1,5 m.
- ❖ Diámetro de anclaje: Viene definido por el fabricante de las palas, 3,2 m.
- ❖ Coefficiente de drag: Coeficiente de arrastre, definido también por el fabricante como 0,43.
- ❖ Diámetro del buje: Definido en las especificaciones preliminares, 3 m.
- ❖ Inercia del rotor: Calculado en el apartado 3.3.1, el resultado es 297.625 kg.m<sup>2</sup>.
- ❖ Masa del buje: Definido también en las especificaciones preliminares, 40.000 kg.
- ❖ Centro de masas: En este caso la distancia H es 0, y el centro de masas se encuentra justamente en el COM.
- ❖ Inercia en dirección del eje: El buje se ha modelado como un paraboloides de revolución, los cálculos se detallan más adelante en el apartado 3.3.2.1. El resultado es 30.000 kg.m<sup>2</sup>.



- ❖ Inercia perpendicular al eje: Cálculos en el apartado 3.3.2.1. Se obtiene un valor de 56.472 kg.m<sup>2</sup>.
- ❖ Masa total (rotor + estator): Definido en las especificaciones preliminares como 50.000 kg.
- ❖ COM rotor + estator: es la distancia al centro de masas del conjunto de estator y rotor, su valor es 3,873 m.
- ❖ Inercia del estator en dirección del eje: Calculado en el apartado 3.3.1. Se obtiene un valor de 315.125 kg.m<sup>2</sup>.
- ❖ Inercia del estator + rotor perpendicular al eje: Calculado en el apartado 3.3.1. Se obtiene un valor de 313.416 kg.m<sup>2</sup>.

### 3.3.2.1 Cálculo de momentos de inercia del buje

El buje se modela como un paraboloides de revolución, mostrado en la figura 3-5. Está fabricado de Acero S275, del que conocemos su densidad (ver Anexo II). Conocemos también la masa del buje, con lo que, sirviéndonos de la ecuación del volumen del paraboloides, podremos hallar su altura y con ella sus momentos de inercia.

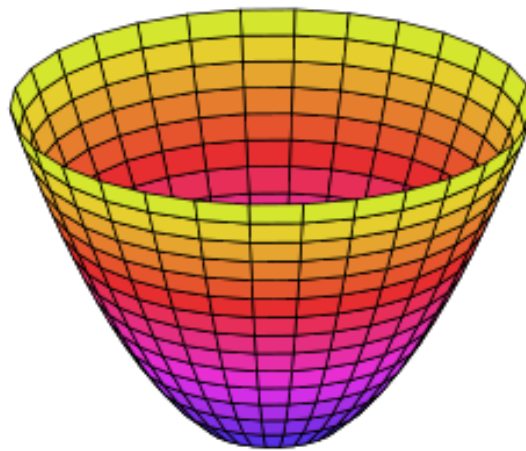


Figura 3-5. Modelo del buje. FUENTE: (27).

El volumen del paraboloides viene determinado por:

$$V = \frac{\pi \cdot R^2 \cdot h}{2}$$

Despejando la altura h, que nos es desconocida:

$$h = \frac{2 \cdot V}{\pi \cdot R^2}$$

Además, sabemos que el Acero S275 tiene una densidad  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ . Y nuestro buje tiene una masa de 40.000 kg. Obtenemos por tanto un volumen:

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{40000}{7850} = 5,1 \text{ m}^3$$

Introduciéndolo en la ecuación de la altura obtenemos:

$$h = \frac{2 \cdot 5.1}{\pi \cdot 1.5^2} = 1,44 \text{ m}$$

Una vez conocemos la altura, siendo el radio del buje también conocido, podemos calcular sus momentos de inercia:

$$I_{eje} = \frac{1}{3} \cdot M \cdot R^2 = \frac{1}{3} \cdot 40.000 \cdot 1.5^2 = \mathbf{30.000 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

$$I_{perpendicular} = \frac{1}{2} \cdot M \cdot \left( \frac{1}{3} \cdot R^2 + h^2 \right) = \frac{1}{2} \cdot 40.000 \cdot \left( \frac{1}{3} \cdot 1.5^2 + 1.44^2 \right) \\ = \mathbf{56.472 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

### 3.4 Palas

Un diseño satisfactorio de las palas debe cumplir una serie de objetivos que se citan a continuación, tal y como aparecen en Wind Energy Handbook. (17)

1. Maximizar la energía anual absorbida para la distribución de viento existente.
2. Limitar la producción máxima de energía.
3. Resistir cargas extremas y de fatiga.
4. Restringir la desviación de la punta de la pala (para evitar colisiones con la torre).
5. Evitar resonancias.
6. Minimizar tanto el peso como el coste.

Como se ha explicado previamente, este proyecto no se ocupa del diseño de las palas, el cual se ha tomado de la compañía *Windnovation*. Sin embargo, a continuación, se van a detallar los aspectos relevantes de las palas, y los parámetros que han tenido que ser introducidos en Bladed para modelar el aerogenerador y poder realizar las simulaciones.

Las palas tienen una longitud de 62 m, y están diseñadas para turbinas de velocidad variable con control de pitch para la regulación de potencia. Además, la potencia estimada es de 5 MW, y las palas giran en sentido horario mirando desde viento arriba. Cada pala pesa 21.640 kg.

Para introducir las palas en Bladed, se dividen las mismas en 10 tramos a lo largo de su eje axial, y se van definiendo las siguientes características en cada uno de los 10 puntos:

- ❖ Distancia a lo largo del eje de la pala: empezando desde el anclaje en el buje
- ❖ Distancia a lo largo del eje pitch: eje sobre el cual gira la pala en el control de regulación de potencia (pitch)
- ❖ Cuerda: es la línea recta imaginaria que une el borde de ataque con el borde de salida del perfil.
- ❖ Twist aerodinámico: es el ángulo de torsión de la sección.
- ❖ Espesor (en tanto por ciento): es el espesor de la sección relativo a la cuerda.

También han de introducirse valores relativos a la masa y la rigidez de la pala según se va avanzando por su eje. En este caso, Bladed solicita los siguientes datos en cada uno de los puntos en los que hemos dividido la pala:

- ❖ Centro de masas de la sección tanto en x como en y.
- ❖ Relación entre la masa y la unidad de longitud.
- ❖ Orientación del eje principal.
- ❖ Rigidez a flexión en los ejes principales, tanto x como y.
- ❖ Rigidez a torsión.

En la figura 3-6 podemos observar el perfil de la pala de los 10 puntos seleccionados, a través de los cuales se ha definido, tal y como lo muestra Bladed.

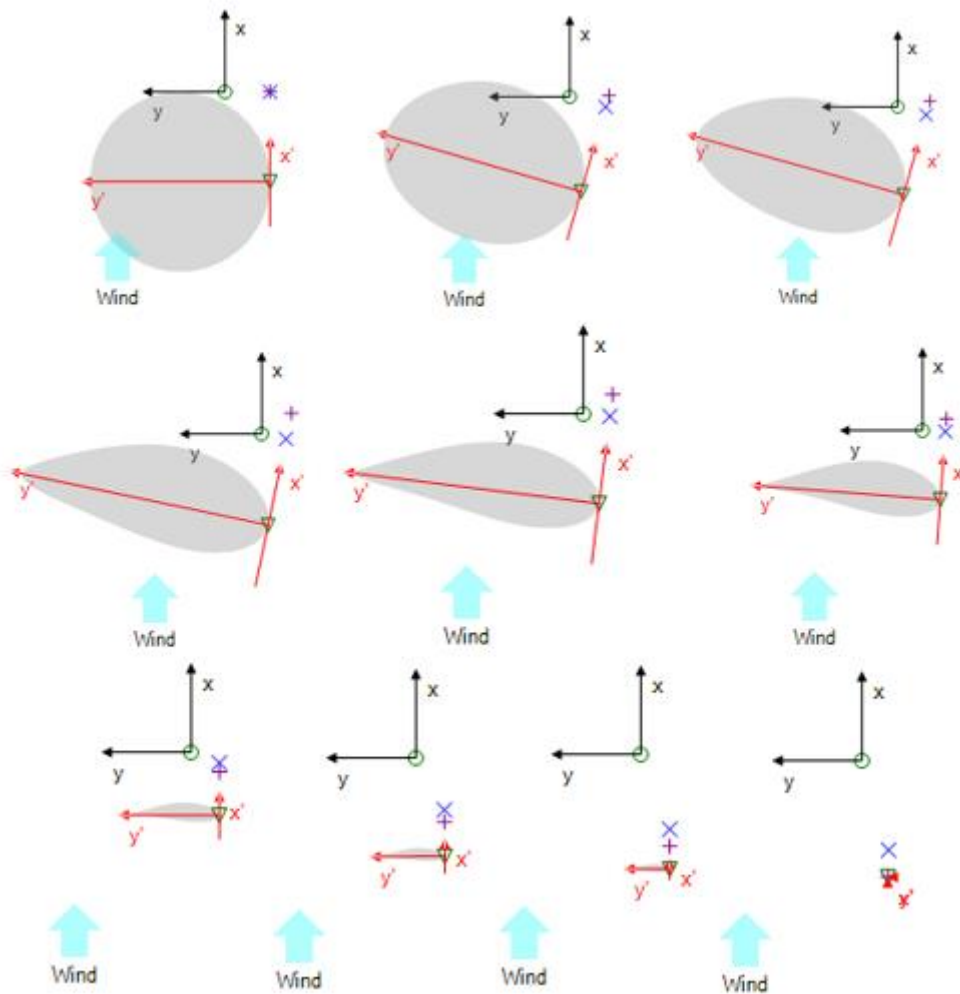


Figura 3-6. Perfil de la pala en 10 puntos a lo largo de su eje. FUENTE: (25).

Además, deben introducirse también unos parámetros aerodinámicos del perfil que se citan a continuación:

- ❖ Número de Reynolds:  $Re = 3 \cdot 10^6$
- ❖ Centro del momento de inercia del Pitch: Se define como porcentaje de la cuerda, retrasado respecto al borde de salida del ala. En este caso 25%.
- ❖ El ángulo de ataque  $\alpha$ : es el ángulo que forma la dirección de la corriente de aire con el ala.
- ❖ Los coeficientes de sustentación  $C_L$ , de arrastre  $C_D$  y de pitch  $C_M$ .

En la figura 3-7 se pueden observar estos parámetros introducidos en Bladed.

Name	TFG100		
Comments			
General data			
Thickness to chord ratio	%	100	
Reynolds Number	-	3.E+06	
Pitching Moment Centre	%	25	
Deployment Angle	deg	0	
Include Pitching Moment	-	Yes	
<input type="button" value="Load..."/> <input type="button" value="New"/> <input type="button" value="Import..."/> <input type="button" value="Delete dataset"/> <input type="button" value="Save"/>			
View:	All		
From	-180.0	deg	
To	180.0	deg	
<input type="button" value="View Data"/>			
$\alpha$	$C_L$	$C_D$	$C_M$
20.00	0.000	0.500	-0.043
25.00	0.000	0.500	-0.053
30.00	0.000	0.500	-0.063
40.00	0.000	0.500	-0.080
50.00	0.000	0.500	-0.096
60.00	0.000	0.500	-0.108
70.00	0.000	0.500	-0.117
80.00	0.000	0.500	-0.123
90.00	0.000	0.500	-0.125
100.00	0.000	0.500	-0.123
120.00	0.000	0.500	-0.108
140.00	0.000	0.500	-0.080
150.00	0.000	0.500	-0.063
160.00	0.000	0.500	-0.043
170.00	0.000	0.500	-0.022
180.00	0.000	0.500	0.000
<input type="button" value="Edit"/> <input type="button" value="Paste"/> <input type="button" value="Copy"/> <input type="button" value="Delete"/>			
Coefficients to add or edit			
Angle of attack	$\alpha$	deg	
Lift Coefficient	$C_L$	-	
Drag Coefficient	$C_D$	-	
Pitch Coefficient	$C_M$	-	
<input type="button" value="Add"/>			

Figura 3-7. Parámetros aerodinámicos de la pala. FUENTE: (25).

### 3.5 Góndola

Para poder proporcionarnos datos sobre las diferentes cargas que tienen lugar en el aerogenerador, Bladed necesita que se introduzcan datos sobre diferentes características geométricas de la góndola, las cuales se reflejan en la tabla 3-3.

Parámetro	Valor
Longitud de la góndola (m)	8
Ancho de la góndola (m)	8,5
Altura de la góndola (m)	8,5
Coefficiente de arrastre de la góndola (-)	0,95

Tabla 4.3 Parámetros geométricos de la góndola. Fuente: elaboración propia.

Los tres primeros datos, vienen dados en las especificaciones preliminares del aerogenerador, ya que se considera la góndola como un cilindro hueco de 8,5 m de diámetro y 8 m de longitud. En cuanto al coeficiente de arrastre, se calcula teniendo en cuenta el área proyectada de la góndola perpendicular a la dirección del viento.

Además de las características geométricas, Bladed necesita también información acerca de la masa de la góndola. En la tabla 3-4 se detallan los parámetros solicitados por el software.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Masa (kg)	200.000
COM en x (m)	-1
COM en z (m)	3
COM en y (m)	0
Momento de inercia de guiñada (yaw) sobre el eje de la torre (kg.m <sup>2</sup> )	3.022.636,7
Momento de inercia de cabeceo (nodd) sobre el COM (kg.m <sup>2</sup> )	3.511.940
Momento de inercia de alabeo (roll) sobre el COM (kg.m <sup>2</sup> )	2.822.636,7

Tabla 3-5. Parámetros básicos de la góndola. FUENTE: elaboración propia.

Tanto la masa de la góndola como las coordenadas de su COM vienen indicadas en las especificaciones preliminares. Los momentos de inercia se calculan en el apartado 3.5.1.

### 3.5.1 Cálculo de momentos de inercia de la góndola

Como se ha indicado previamente, consideramos la góndola como un cilindro hueco de 8,5 m de diámetro y 8 metros de longitud, luego su radio externo será de 4,25 m. Además, conocemos también su masa, y el material del cual está fabricada: acero S275 con una densidad  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ . Por lo tanto, haciendo uso de la ecuación del volumen podremos determinar el radio interno del cilindro que forma la góndola.

$$V_{g\acute{o}ndola} = \frac{M}{\rho} = \frac{200.000}{7850} = \mathbf{25.48 \text{ m}^3}$$

$$V_{g\acute{o}ndola} = l \cdot \pi \cdot (R_{ext}^2 - R_i^2) \rightarrow R_i = \sqrt{R_{ext}^2 - \frac{V_{g\acute{o}ndola}}{l \cdot \pi}} = \sqrt{4,25^2 - \frac{25,48}{8 \cdot \pi}} = \mathbf{4.13 \text{ m}}$$

Por tanto, tenemos  $R_i = 4,13 \text{ m}$  y  $R_{ext} = 4,25 \text{ m}$ . Calculamos ahora los momentos de inercia en el centro de masas de la góndola.

$$I_{eje} = \frac{1}{2} \cdot M \cdot (R_{ext}^2 + R_i^2) = \frac{1}{2} \cdot 200.000 \cdot (4,25^2 + 4,13^2) = \mathbf{3.511.940 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

$$I_{perpendicular} = \frac{1}{4} \cdot M \cdot (R_i^2 + R_{ext}^2) + \frac{1}{12} \cdot M \cdot l^2 = 0,25 \cdot 200.000 \cdot (4,25^2 + 4,13^2) + \frac{1}{12} \cdot 200.000 \cdot 8^2 = \mathbf{2.822.636,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Tenemos ya por tanto los momentos de inercia de cabeceo y de alabeo en el centro de masas de la góndola:

$$I_{cabeceo} = 3.511.940 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{alabeo} = 2.822.636,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Sin embargo, como el momento de inercia de guiñada nos lo piden en el origen de coordenadas, definido previamente en la sección 3.2, necesitamos usar el teorema de Steiner para trasladarlo. Quedaría, por tanto:

$$I_{\text{guiñada}} = I_{\text{perpendicular}} + M \cdot d^2 = 2.822.636,7 + 200.000 \cdot 1^2 \\ = \mathbf{3.022.636,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

### 3.6 Power train (tren de transmisión)

Un primer apunte de este apartado, es que el mismo no pretende hablar sobre el diseño de los diferentes elementos de la transmisión, como son el eje y los cojinetes. Estos serán tratados extensamente más adelante, ya que ocupan una parte crucial del proyecto.

El objetivo de este apartado, es simplemente detallar los parámetros que nos solicita Bladed acerca del tren de transmisión y que se muestran a continuación en la tabla 3-5.

Parámetro	Valor/ Definición
Tipo de tren de transmisión	Modelo de tren de transmisión dinámico
Relación de la multiplicadora	1 (transmisión directa)
Rotación del generador	Igual a la del rotor
Inercia del rotor [kg.m <sup>2</sup> ]	297.625
Posición del freno	LSS (eje de baja velocidad)

Tabla 3-5. Parámetros del tren de transmisión. FUENTE: Elaboración propia.

En la figura 3-8 se muestra un esquema del tren de transmisión, tal y como lo muestra Bladed, con el fin de ilustrar estos parámetros. Un comentario sobre los mismos es que en Bladed no aparece en este apartado la opción de seleccionar un modelo de transmisión directa, si no que debemos configurar la relación de la multiplicadora como 1.

Por otro lado, el freno de nuestro aerogenerador es electrónico, pero se ha modelado aquí como un freno mecánico, en rojo en la figura 3-8, ubicado en el eje de baja velocidad (LSS). Puesto que, al no tener multiplicadora, todo nuestro eje gira a las mismas revoluciones que las palas y se considera eje lento.

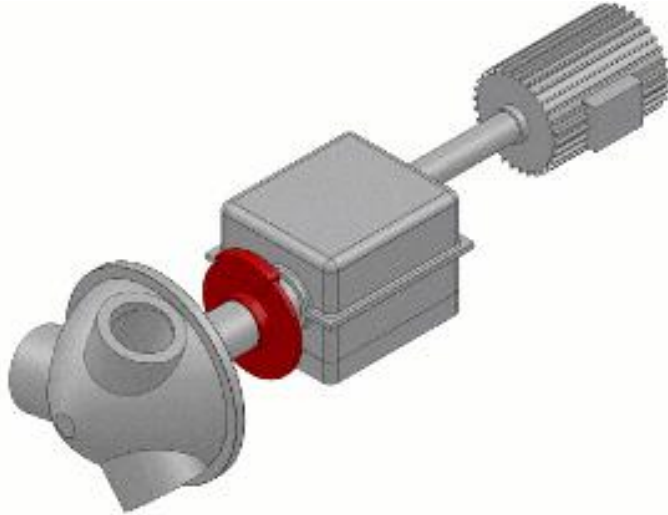


Figura 3-8. Esquema del tren de transmisión. FUENTE: (25).

### 3.7 Comentarios finales sobre el modelo de aerogenerador

En los anteriores apartados, se han ido especificando y explicando los parámetros que se han introducido en el programa Bladed, así como los cálculos que han sido necesarios para obtenerlos. Los apartados que se han mencionado, guardan relación con la transmisión del aerogenerador y con las cargas que sus elementos van a tener que soportar, y son, por tanto, los que tienen interés para este proyecto.

Cabe destacar, sin embargo, que hay más parámetros que son requeridos por Bladed y que son necesarios para el modelo del aerogenerador, como pueden ser los relacionados con el control, la torre o el transporte de la energía a red. A pesar de esto, como ya se menciona en el inicio del capítulo 3, no se han incluido en este proyecto por no estar tan estrechamente ligados a la transmisión. Por lo tanto, han sido tomados de otros proyectos paralelos a este mismo y que conforman el proyecto global que es el diseño del aerogenerador marino de 5 MW.



## 4. Diseño preliminar de los elementos de transmisión

En las especificaciones preliminares del aerogenerador, que fueron facilitadas al inicio del proyecto, estaba incluida también una tabla con las fuerzas y momentos que soportaba el buje del aerogenerador, esta tabla puede encontrarse en el Anexo I, junto al resto de características preliminares. En este apartado, se pretende desarrollar un primer diseño del eje de la transmisión, en base a esas cargas preliminares y tomando de ellas el estado más crítico para el aerogenerador.

Posteriormente, utilizando el programa Bladed, se realizarán simulaciones de diferentes casos de estado de cargas tal y como se especifica en la normativa *Guideline for the Certification of Offshore Wind Turbines* (23). Una vez se hayan hecho esas simulaciones, se podrá optimizar el diseño del eje en base, ya no a las cargas preliminares, si no a las reales que determine el programa.

Antes de comenzar los cálculos y el dimensionamiento del eje, se van a enumerar las consideraciones iniciales de diseño, así como diferentes suposiciones que se han hecho.

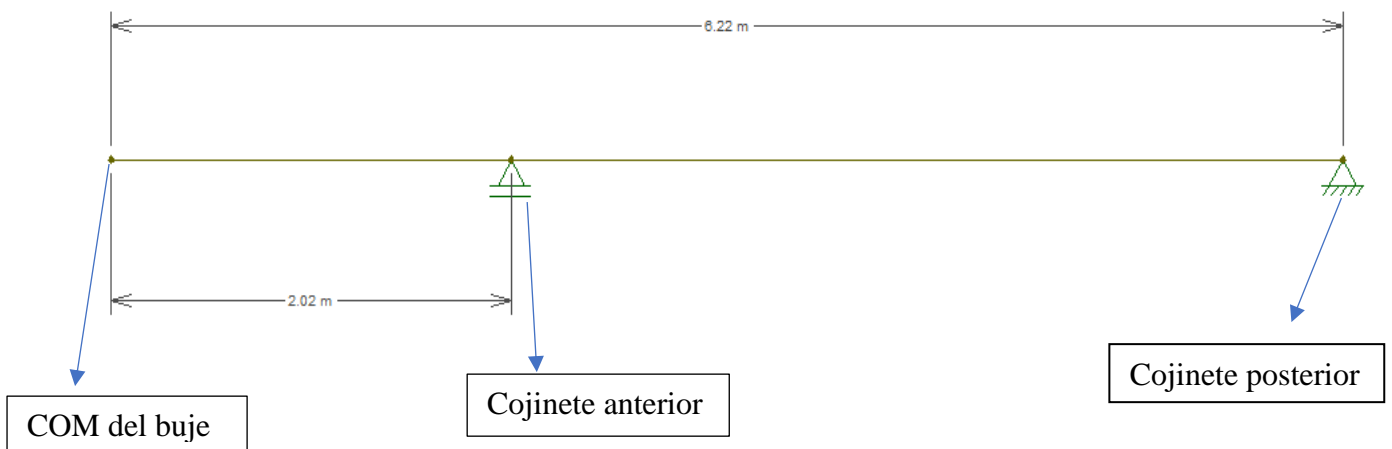
- ❖ El eje se ha modelado como un cilindro hueco. Para definir su espesor (relación entre los diámetros interno y externo), se han consultado planos de ejes de aerogeneradores de potencia similar al que se pretende diseñar, los cuales no se adjuntan por motivos de confidencialidad. En base a estos planos, se ha decidido adoptar una relación de 2:1 entre los diámetros externo e interno respectivamente.
- ❖ El material empleado para la construcción del eje es Acero S275, ya empleado para otras partes del aerogenerador y del cual se adjuntan sus características en el Anexo II.
- ❖ Se ha considerado un factor de seguridad  $n = 1,5$  a la hora de dimensionar el eje.
- ❖ La longitud total del eje se ha determinado en base a las coordenadas de la posición del buje y del generador y se ha fijado en 6,22 m.
- ❖ La posición de los apoyos (cojinetes) anterior y posterior vienen especificadas en las características preliminares del aerogenerador.
- ❖ Como se espera que los mayores esfuerzos, y en consecuencia la sección crítica, se den en el cojinete anterior, se ha decidido que toda la fuerza axial sea absorbida por el cojinete posterior. De esta forma, conseguimos aliviar ligeramente la carga en la sección más crítica.
- ❖ Se ha utilizado el programa FTool (28) para representar el estado de cargas del eje y los correspondientes diagramas de esfuerzos.
- ❖ Por limitaciones con la versión del programa FTool (28), no se puede representar el momento torsor que tiene lugar sobre el eje  $x$ , sin embargo, a la hora de dimensionar sí se tendrá en cuenta este momento torsor.

## 4.1 Cálculos de las reacciones

Para el cálculo de las reacciones en los cojinetes, se van a proyectar el eje en dos planos. Primero en el plano XY y después en el XZ. Una vez conocidas las reacciones, se representarán también para cada uno de los planos los diagramas de esfuerzos (axil, cortante y flector).

A continuación, en la figura 4-1, se muestra la proyección del eje con los dos apoyos y sus correspondientes cotas de longitud, se señala además cual es la posición del buje.

Figura 4-1. Esquema del eje y sus apoyos. FUENTE: Elaboración propia (28).



### 4.1.1 Cálculo de las reacciones en el plano XZ

Se comienza ahora ya con el cálculo de las reacciones en los apoyos. Primero se va a proyectar el eje sobre el plano XZ, para determinar las reacciones  $R_{AZ}$ ,  $R_{Px}$  y  $R_{Pz}$ . Los subíndices A y P corresponden a apoyo anterior y posterior respectivamente.

En la figura 4-2 mostramos el eje ya con las cargas aplicadas.



Figura 4-2. Estado de cargas del eje en el plano XZ. FUENTE: Elaboración propia (28).

Aplicamos ahora sumatorio de fuerzas y momentos (se consideran positivas las fuerzas en dirección a la derecha y hacia arriba):

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 & \quad 1.375,7 + R_{Ax} = 0 \\ \sum F_z = 0 & \quad -1.933,2 + R_{Az} + R_{Pz} = 0 \\ \sum M_y = 0 & \quad 15.862,5 + 1.933,2 \cdot 6,22 - R_{Az} \cdot 4,2 = 0 \end{aligned}$$

Resolviendo el sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas llegamos a los siguientes resultados para las reacciones:

$$\mathbf{R_{Px} = - 1.375,7 \text{ kN} \quad R_{Pz} = - 4.706,6 \text{ kN} \quad R_{Az} = 6.639,8 \text{ kN}}$$

#### 4.1.2 Cálculo de las reacciones en el plano XY

De forma análoga, se calculan ahora las reacciones para el plano XY. En la figura 4-3 se representa la proyección del eje con sus cargas para este caso.

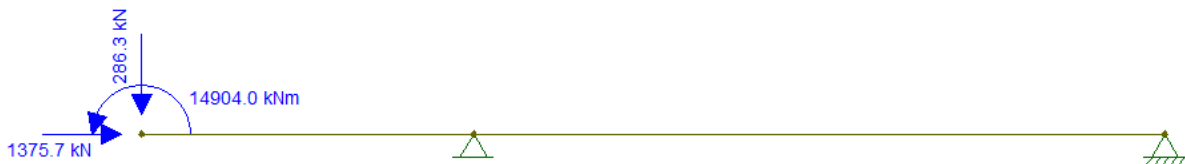


Figura 4-3. Estado de cargas del eje en el plano XY. FUENTE: Elaboración propia (28).

De nuevo, aplicamos el sumatorio de fuerzas y momentos, con el criterio de signos descrito previamente:

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 & \quad 1.375,7 + R_{Ax} = 0 \\ \sum F_y = 0 & \quad -286,3 + R_{Ay} + R_{Py} = 0 \\ \sum M_z = 0 & \quad 14.904 + 286,3 \cdot 6,22 - R_{Ay} \cdot 4,2 = 0 \end{aligned}$$

De nuevo, si resolvemos el sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas obtenemos para las reacciones los siguientes resultados:

$$R_{Px} = - 1.375,7 \text{ kN} \quad R_{Py} = - 3.686,6 \text{ kN} \quad R_{Ay} = 3.972,6 \text{ kN}$$

## 4.2 Diagramas de esfuerzos

En este apartado, se van a representar los diagramas de esfuerzos axiales, cortantes y flectores. Al igual que en el anterior apartado para el cálculo de reacciones, se va a proyectar el eje sobre dos planos distintos, el XZ y el XY.

Para cada uno de los dos planos se obtendrán los diferentes diagramas de esfuerzos, con el fin de determinar la sección crítica, la cual se usará para dimensionar el eje.

Antes de comenzar con la representación de los diagramas, se muestra en la figura 4-5 el criterio de signos que se ha seguido para su elaboración. (29)

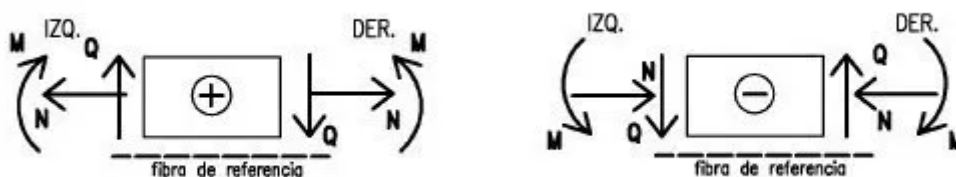


Figura 4-5. Criterio de signos adoptado en los diagramas de esfuerzos. (29)

Un último comentario antes de empezar con los diferentes diagramas, es que, como se ha mencionado al comienzo del capítulo, por cuestiones de limitación del programa, no se representa el diagrama de esfuerzo torsor en X. Dicho esfuerzo es constante y de compresión a lo largo de todo el eje y tiene el siguiente valor:

$$M_{Tx} = 6453 \text{ kN.m}$$

### 4.2.1 Representación de los diagramas de esfuerzos en el plano XZ

- ❖ Diagrama de **esfuerzo axial** en el plano XZ:

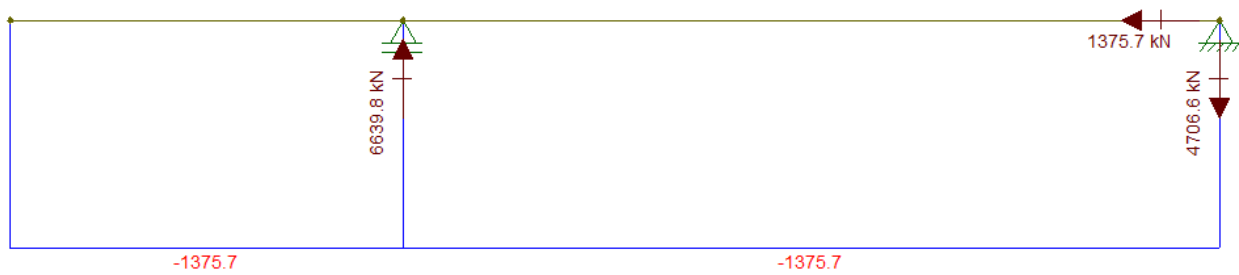


Figura 4-5. Diagrama de esfuerzo axial en el plano XZ. FUENTE: elaboración propia (28)

El esfuerzo es a compresión en todo el eje, con un valor constante de  $1.375,7$  kN.

❖ Diagrama de **esfuerzo cortante** en el plano XZ:

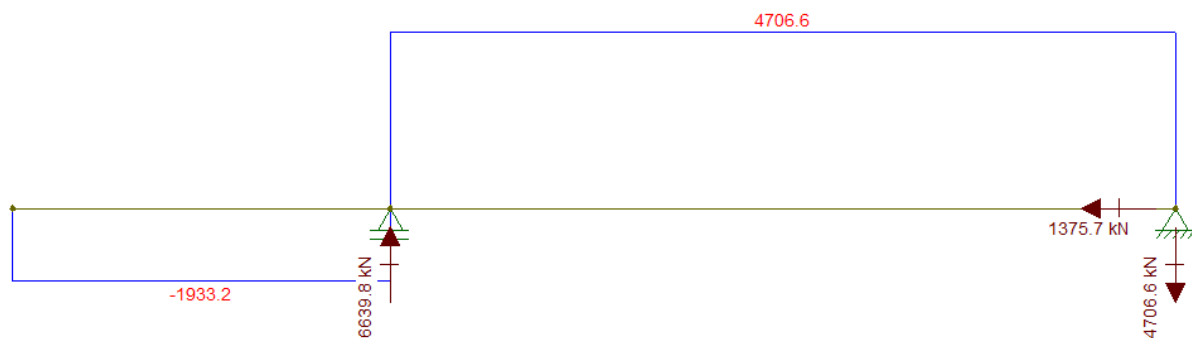


Figura 4-6. Diagrama de esfuerzo cortante en el plano XZ. FUENTE: elaboración propia (28).

Podemos observar en el diagrama, que el esfuerzo comienza siendo negativo con un valor de  $-1.933,2$  kN hasta que llegamos al cojinete anterior. A partir de este primer apoyo, el esfuerzo cambia de signo y pasa a un valor de  $4.706,6$  kN, este valor permanece ya constante hasta el final del eje en el apoyo posterior.

❖ Diagrama de **esfuerzo flector** en el plano XZ:

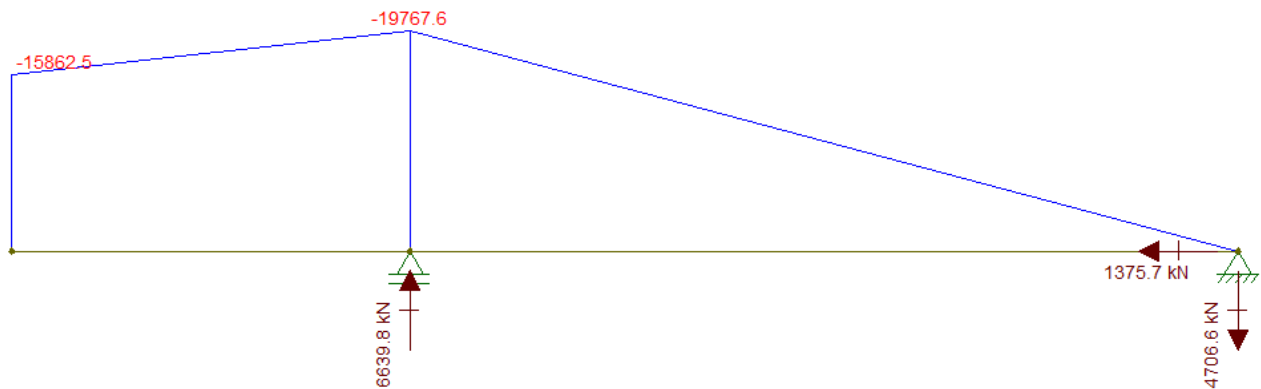


Figura 4-7. Diagrama de esfuerzo flector en el plano XZ. FUENTE: elaboración propia (28).

En el diagrama podemos observar que el esfuerzo en todo momento es negativo, según el criterio de signos que hemos definido. Hasta el primer apoyo, va haciéndose cada vez más negativo de forma lineal, una vez llega a este apoyo, alcanza su máximo valor:  $-19.767,6$  kNm. A partir de este apoyo, el módulo del esfuerzo va disminuyendo, también de manera lineal, hasta llegar a cero en el apoyo posterior.

#### 4.2.2 Representación de los diagramas de esfuerzos en el plano XY

❖ Diagrama de **esfuerzo axial** en el plano XY:

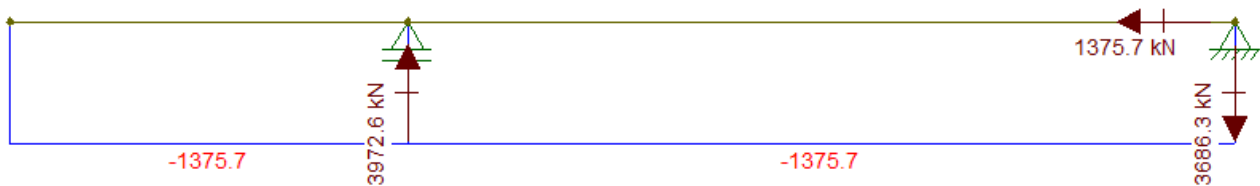


Figura 4-8. Diagrama de esfuerzo axial en el plano XY. FUENTE: elaboración propia (28).

En el caso del esfuerzo axial, el hecho de cambiar de plano no arroja ninguna diferencia, puesto que en ambos planos este esfuerzo tiene lugar a lo largo del eje. El esfuerzo es a compresión con un valor constante de  $1.375,7$  kN.

❖ Diagrama de **esfuerzo cortante** en el plano XY:

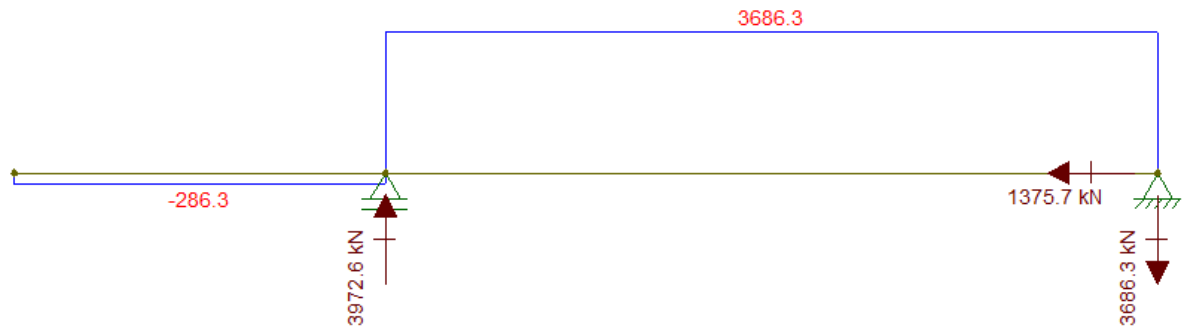


Figura 4-9. Diagrama de esfuerzo cortante en el plano XY. FUENTE: elaboración propia (28).

En este caso, el valor del esfuerzo cortante comienza siendo negativo, con un valor de  $-286,3$  kN. Al llegar al primer apoyo, tenemos un cambio de signo, y el esfuerzo pasa a valer  $3.686,3$  kN, este valor se mantiene ya constante hasta llegar el final del eje en el apoyo posterior.

❖ Diagrama de **esfuerzo flector** en el plano XY:

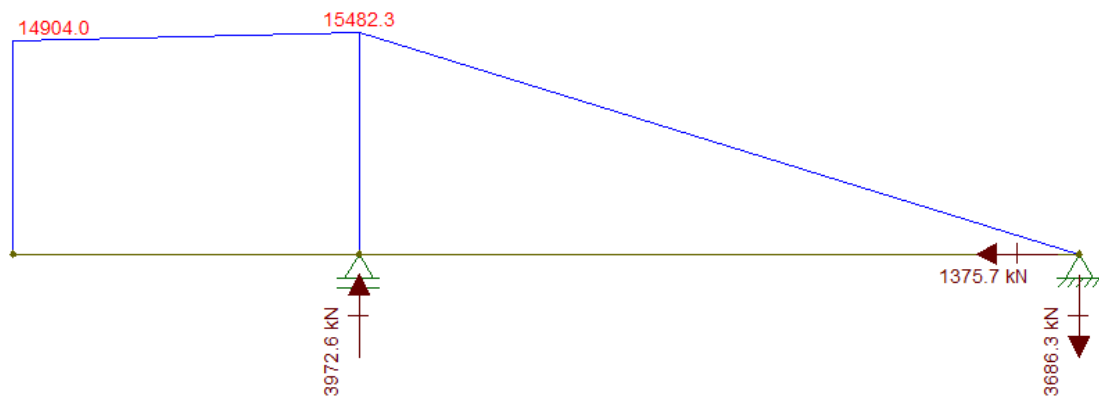


Figura 4-10. Diagrama de esfuerzo flector en el plano XY. FUENTE: elaboración propia (28).

En este caso, el esfuerzo es en todo momento positivo, según el criterio de signos descrito. Comienza aumentando de manera lineal, hasta que llega a su máximo en el primer apoyo, con un valor de  $15.482,3$  kNm. Después de este apoyo, comienza a descender, también de manera lineal, hasta hacerse nulo en el apoyo posterior.

### 4.3 Sección crítica y dimensionamiento del eje

A la luz que arrojan los resultados, queda claro que la sección crítica del eje está ubicada en el apoyo anterior. Es en este apoyo donde se concentran los mayores esfuerzos flectores, tanto en el eje Y como en el Z. En cuanto al axil, al ser constante a lo largo de todo el eje, tenemos en esta sección también su valor máximo. Lo mismo sucede con el momento torsor en X, es constante de compresión a lo largo de todo el eje. En cualquier caso, las tensiones producidas debido al esfuerzo axil son prácticamente despreciables en comparación con las que se producen como consecuencia de los momentos flectores (30).

Como se ha especificado al inicio del capítulo cuarto, la sección del eje es una corona circular, con una relación de radios 2:1, se puede apreciar en la figura 4-11.

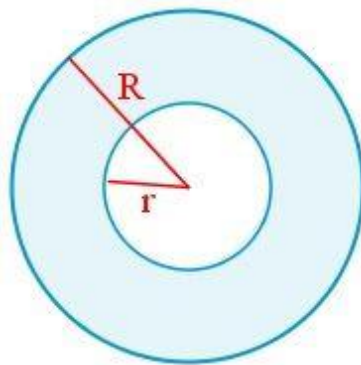


Figura 4-11. Sección del eje. (27)

Por la geometría de la sección, cualquier disposición de dos ejes perpendiculares, serán ejes principales de inercia. Además, el momento de la inercia de la sección es el mismo respecto al eje Y y al Z (o a cualquier eje perpendicular a la sección) (30):

$$I_z = I_y = I_{perpendicular} = \frac{\pi}{4} \cdot (R^4 - r^4)$$

Los momentos flectores, torsor y el axil máximos y tienen como módulo:

$$\mathbf{M_{z\acute{m}ax} = 15.482,3 \text{ kNm}; M_{y\acute{m}ax} = 19.767,6 \text{ kNm}; M_{Tx} = 6453 \text{ kN.m};}$$

$$\mathbf{N_{\acute{m}ax} = 1.375,7 \text{ kN}}$$

Ahora calcularemos el flector total que tiene lugar en la sección como composición de los momentos flectores máximos en z y en y:

$$\mathbf{M_{total} = \sqrt{M_{z\acute{m}ax}^2 + M_{y\acute{m}ax}^2} = 25.108,96 \text{ kN.m}}$$

A continuación, mediante la ley de Navier, se calculará la tensión equivalente ( $\sigma_{eq}$ ) en función de las dimensiones del radio interno (r) y del externo (R). Para dimensionar el eje de forma que pueda soportar las cargas, la tensión equivalente deberá ser siempre igual o menor a la tensión admisible ( $\sigma_{adm}$ ). En este caso, como conocemos el material del que se fabricará el eje (Acero S275), así como su límite elástico (275 MPa), fijando un factor de seguridad 1,5, la tensión admisible será:

$$\sigma_{adm} = \frac{275 \text{ MPa}}{1,5} = \mathbf{183,33 \text{ MPa}}$$



Por tanto, en cualquier caso, la condición que debemos cumplir es la siguiente:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm} = 183,33 \text{ MPa}$$

Siguiendo el criterio de Tresca (30), nuestra tensión equivalente se rige por la ecuación que se muestra a continuación:

$$\sigma_{eq} = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

A continuación, se presenta la ecuación de Navier para determinar la tensión normal, y la ley del esfuerzo cortante para determinar la tensión cortante que ejerce el torsor, sobre las cuales se irán dando valores a los radios de la sección hasta encontrar unos valores que se ajusten al requerimiento de la tensión admisible.

$$\sigma_x = \frac{N}{A_{sección}} + \frac{M_{total}}{I_{perpendicular}} \cdot R = \frac{1.375,7}{\pi(R^2 - r^2)} + \frac{25.108,96}{\frac{\pi}{4}(R^4 - r^4)} \cdot R$$

$$\tau = \frac{M_{Tx}}{I_x} \cdot R = \frac{6.453}{\frac{\pi}{2} \cdot (R^4 + r^4)} \cdot R$$

En la tabla 4-1 se muestran los resultados al introducir distintos valores para los radios de la sección:

<b>R [m]</b>	<b>r [m]</b>	<b><math>\sigma_{eq}</math> [MPa]</b>
0,5	0,25	282,0
0,6	0,3	163,5
0,56	0,28	200,9
0,58	0,29	180,9

Tabla 4-1. Tensión equivalente en el eje en función del valor de los radios de la sección. FUENTE: elaboración propia.

Por lo tanto, después de comprobar los resultados, observamos que una sección con un radio interno y un radio externo de 0,29 m y 0,58 m respectivamente cumplirían los requisitos de diseño, puesto que habría en la sección crítica una tensión de 180,9 MPa.

Podemos concluir por tanto que un eje fabricado de Acero S275 con las dimensiones especificadas podría soportar las cargas detalladas en las especificaciones preliminares y por tanto serviría como diseño inicial del eje de la transmisión.



## 5. Determinación de cargas reales en BLADED

En este capítulo, se determinarán las cargas reales que deberá soportar el aerogenerador, mediante el software Bladed, puesto que ya hemos introducido el modelo del mismo en el programa.

Para la determinación de las cargas, las simulaciones se basarán en las pautas que se indican en *Guideline for the Certification of Offshore Wind Turbines, Edition 2012*. Según esta normativa, existen una serie de casos de cargas (Design Load Cases, DLC).

Antes de comenzar, se van a mostrar en la tabla 5-1, y en la tabla 5-2, un resumen de los distintos casos de cargas y el valor del coeficiente de seguridad  $\gamma_f$  para cada caso respectivamente, que luego será aplicado a las cargas obtenidas mediante simulaciones en Bladed. (23)

Caso límite	Condición de diseño	DLC
ULS	Operación normal	1.1, 1.4, 1.5, 1.10, 2.1, 3.1, 3.2, 4.1, 9.5
	Procedimiento de parada de emergencia	5.1
	Operación normal con condiciones ambientales extremas	1.2, 1.3, 1.6, 1.7, 1.8, 1.9, 9.1, 9.2, 9.7, 9.8
	Operación normal más fallo relevante del sistema de seguridad	2.2, 10.1, 10.2, 10.3
	Parado o en vacío con condiciones ambientales extremas	6.1, 6.3, 6.5, 9.3, 9.4, 9.9
	Parado o en vacío	6.4, 9.6
	Parado más condiciones de fallo	6.2, 7.1, 7.2, 8.2, 8.4, 8.5, 10.4, 10.5, 10.6
	Transporte, instalación, mantenimiento y reparación	8.1
FLS	Operación normal	1.1, 9.1, 9.5
	Operación normal con formación de hielo en las palas y estructuras	1.8, 1.9
	Producción de energía más ocurrencia de fallo	1.4, 2.1
	Procedimientos de arranque y parada normal	3.1, 4.1
	Parado debido a condiciones de fallo	6.4, 7.2, 9.2

	Transporte, instalación, mantenimiento y reparación	8.3
--	---	-----

Tabla 6-1. Resumen de los diferentes casos de cargas DLC. FUENTE: (23)

Fuente de carga	Cargas desfavorables				Cargas favorables
	Tipo de situación de diseño				Todas las situaciones de diseño
	N Normal	E Extrema	A Anormal	T Transporte	
Ambiental	1.2	1.35	1.1	1.5	0.9
Operacional	1.2	1.35	1.1	1.5	0.9
Gravedad	1.1	1.1	1.1	1.25	0.9
Otras fuerzas inerciales	1.2	1.25	1.1	1.3	0.9
Influencia térmica	-	1.35	-	-	0.9

Tabla 5-2. Factor de seguridad parcial para las cargas. FUENTE: (23)

Antes de comenzar con los diferentes casos y sus resultados, conviene hacer las siguientes aclaraciones:

- ❖ Se distinguen dos clases de estados límite, reflejados en la tabla 5-1. El Estado Límite Último (ULS) y el Estado Límite de Fatiga (FLS)
- ❖ En el Estado Límite Último, se engloban cuatro situaciones diferentes, las cuáles se pueden observar en la tabla 5-2, y que son las que siguen: Normal (N), el aerogenerador presenta un funcionamiento normal; Extrema (E), situación en la que el aerogenerador funciona con normalidad pero las condiciones ambientales son extremas; Anormal (A), situaciones anómalas y por tanto que no ocurren con frecuencia; Transporte (T), situaciones en las que el aerogenerador está en proceso de transporte o montaje.
- ❖ A la hora de realizar las simulaciones, Bladed nos permite conocer las cargas en diferentes puntos del aerogenerador. Como el objetivo de este proyecto es conocer las cargas que afectan al sistema de transmisión, se presentarán las cargas que soporta el centro de masas del buje, tanto en coordenadas fijas como rotatorias, puesto que son las que guardan más relación con el diseño de los elementos de la transmisión. Se darán para cada situación las cargas máximas y las mínimas.
- ❖ En la tabla 5-1, se recogen todos los DLC que muestra la normativa de GL (23), sin embargo, debido por un lado a la licencia de uso que se tiene del programa (únicamente licencia educacional), y por otro al objetivo de este proyecto, no se van a estudiar todos los casos. Se van a realizar, por tanto, simulaciones de aquellos que se consideren los más pertinentes para el estudio de cargas en el

sistema de transmisión siempre y cuando la licencia de uso del programa lo permita.

- ❖ Para cada caso de carga (DLC), existen unas condiciones de viento, que se definen mediante diferentes modelos de viento, en base a las indicaciones de GL. En el Anexo III se pueden encontrar los cálculos para determinar cada uno de los modelos de viento.
- ❖ Por último, para cada estado de cargas, se va a realizar la simulación en tres situaciones diferentes:
  1. Con una velocidad de viento igual a la de arranque (3,5 m/s).
  2. Con una velocidad de viento igual a la nominal, aquella con la que se consigue una generación nominal de potencia (11,2 m/s), se detalla su cálculo en el Anexo III.
  3. Con una velocidad de viento igual a la de parada (30 m/s).

## 5.1 Casos de Estado Último de Carga

### 5.1.1 DLC 1.1

#### Características:

- Tipo de situación de diseño: Producción de potencia.
- Condiciones de viento: NTM con  $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$ .
- Condiciones marinas: Mar irregular con  $H_s(V)$ .
- Otras condiciones: Mar y viento desalineados; ángulo de guiñada desalineado  $\pm 8^\circ$ .
- Factor de seguridad parcial: normal.

#### Resultados de cargas:

$V_{hub} = 3,5 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	269897	-68152,7	465708	197321	11516,2	-9,91E+05
	Mín	157778	-621290	-494900	184104	-10134,1	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	269897	521764	455154	197321	1008000	1,01E+06
	Mín	157778	-614761	-593723	184104	-1007000	-1,01E+06

Tabla 5-3. Resultados para Velocidad de arranque DLC 1.1. FUENTE: elaboración propia

$V_{hub} = 11,2 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	3643000	1402000	598545	717601	18346	-9,91E+05
	Mín	2931000	208502	-653783	673141	-17210,4	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	3643000	1331000	1372000	717601	1006000	1,01E+06
	Mín	2931000	-1347000	-1414000	673141	-1009000	-1,01E+06

Tabla 5-4. Resultados para velocidad nominal DLC 1.1. FUENTE: elaboración propia.

$V_{hub} = 30 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	4082000	-2481000	-1129000	363191	70468	-9,58E+05
	Mín	4061000	-5616000	-4109000	309884	23437,4	-1,01E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	4082000	4085000	5843000	363191	982060	9,93E+05
	Mín	4061000	-6499000	-5502000	309884	-1005000	-1,00E+06

Tabla 5-5. Resultados para velocidad de parada DLC 1.1. FUENTE: elaboración propia.

### 5.1.2 DLC 1.2

#### Características:

- Tipo de situación de diseño: Producción de potencia.
- Condiciones de viento: ETM con  $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$ .
- Condiciones marinas: Mar irregular con  $H_s(V)$ .
- Otras condiciones: ángulo de guiñada desalineado  $\pm 8^\circ$ .
- Factor de seguridad parcial: extremo.

#### Resultados de cargas:

$V_{hub} = 3,5 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	261178	-77650	449898	195317	10905	-9,90E+05
	Mín	156283	-582336	-529780	185262	-9956,95	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	261178	530937	455843	195317	1007000	1,01E+06
	Mín	156283	-631361	-541813	185262	-1007000	-1,01E+06

Tabla 5-6. Resultados para Velocidad de arranque DLC 1.2. FUENTE: elaboración propia

$V_{hub} = 11,2 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	3743000	1741000	660147	730055	21975	-9,88E+05
	Mín	2648000	-49439,5	-569967	649875	-18641,7	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	3743000	1684000	1452000	730055	1008000	1,01E+06
	Mín	2648000	-1436000	-1630000	649875	-1012000	-1,01E+06

Tabla 5-7. Resultados para velocidad nominal DLC 1.2. FUENTE: elaboración propia.

$V_{hub} = 30 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	4107000	-868655	-720796	427163	94764	-9,29E+05
	Mín	4032000	-6195000	-4254000	239624	-11755,5	-1,03E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	4107000	4665000	5230000	427163	984630	1,02E+06
	Mín	4032000	-6095000	-5777000	239624	-1025000	-1,02E+06

Tabla 5-8. Resultados para velocidad de parada DLC 1.2. FUENTE: elaboración propia.

### 5.1.3 DLC 1.3

#### Características:

- Tipo de situación de diseño: Producción de potencia.
- Condiciones de viento: ECD con  $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$ .
- Condiciones marinas: Mar irregular con  $H_s(V)$  o regular con  $H = H_s(V)$ .
- Otras condiciones: Mar y viento desalineados y ángulo de guiñada desalineado  $\pm 8^\circ$ .
- Factor de seguridad parcial: extremo.

#### Resultados de cargas:

$V_{hub} = 3,5 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	664066	690521	2157000	296148	21841	-9,79E+05
	Mín	153074	-2656000	-520237	-215607	-21538,1	-1,03E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	664066	1376000	1555000	296148	1011000	1,01E+06
	Mín	153074	-1096000	-2621000	-215607	-1012000	-1,01E+06

Tabla 5-9. Resultados para Velocidad de arranque DLC 1.3. FUENTE: elaboración propia

$V_{hub} = 11,2 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	4131000	5578000	7232000	1187000	98534	-9,81E+05
	Mín	2564000	-13480000	-1216000	88622,2	-82230,6	-1,11E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	4131000	7796000	12800000	1187000	1031000	1,06E+06
	Mín	2564000	-12170000	-9482000	88622,2	-1015000	-1,06E+06

Tabla 5-10. Resultados para velocidad nominal DLC 1.3. FUENTE: elaboración propia.

$V_{hub} = 30 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	4094000	11140000	5885000	455136	73004	-9,54E+05
	Mín	4042000	-5436000	-4215000	129528	-276016	-1,09E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	4094000	9541000	7186000	455136	1049000	1,11E+06
	Mín	4042000	-8895000	-8148000	129528	-1084000	-1,01E+06

Tabla 5-11. Resultados para velocidad de parada DLC 1.3. FUENTE: elaboración propia.

#### 5.1.4 DLC 1.4

##### Características:

- Tipo de situación de diseño: Producción de potencia.
- Condiciones de viento: NWP con  $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$ .
- Condiciones marinas: Mar irregular con  $H_s(V)$  o regular con  $H = H_s(V)$ .
- Otras condiciones: Influencia eléctrica externa o pérdida de conexión con la red y ángulo de guiñada desalineado  $\pm 8^\circ$ .
- Factor de seguridad parcial: normal.

##### Resultados de cargas:

$V_{hub} = 3,5 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	267023	48656,7	431564	194395	10390	-9,92E+05
	Mín	156754	-467595	-515027	185021	-10091,4	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	267023	391767	327757	194395	1007000	1,01E+06
	Mín	156754	-538708	-445524	185021	-1007000	-1,01E+06

Tabla 5-12. Resultados para Velocidad de arranque DLC 1.4. FUENTE: elaboración propia

$V_{hub} = 11,2 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	3474000	2145000	735104	710308	11308	-9,91E+05
	Mín	2879000	1000000	-438485	675233	-22819	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	3474000	2147000	2120000	710308	1008000	1,01E+06
	Mín	2879000	-2161000	-2148000	675233	-1009000	-1,01E+06

Tabla 5-13. Resultados para velocidad nominal DLC 1.4. FUENTE: elaboración propia.



$V_{hub} = 30 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	4074000	282727	-881805	350702	47617	-9,59E+05
	Mín	-512324	-5201000	-5272000	93381	-9963,44	-9,97E+05
<b>Buje móvil</b>	Máx	4074000	3419000	4342000	350702	979112	9,78E+05
	Mín	-512324	-6540000	-5227000	93381	-992934	-9,94E+05

Tabla 5-14. Resultados para velocidad de parada DLC 1.4. FUENTE: elaboración propia.

## 5.1.5 DLC 1.5

### Características:

- Tipo de situación de diseño: Producción de potencia.
- Condiciones de viento:  $EOG_1$  con  $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$ .
- Condiciones marinas: Mar irregular con  $H_s(V)$  o regular con  $H = H_s(V)$ .
- Otras condiciones: Pérdida de conexión con la red y ángulo de guiñada desalineado  $\pm 8^\circ$ .
- Factor de seguridad parcial: normal.

### Resultados de cargas:

$V_{hub} = 3,5 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	285148	433897	422142	196235	10969	-9,90E+05
	Mín	157312	-561853	-525471	185033	-11036,8	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	285148	529076	489157	196235	1007000	1,01E+06
	Mín	157312	-598247	-387478	185033	-1007000	-1,01E+06

Tabla 5-15. Resultados para Velocidad de arranque DLC 1.5. FUENTE: elaboración propia

$V_{hub} = 11,2 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	3580000	2899000	875078	713218	17159	-9,90E+05
	Mín	2952000	265087	-615490	677576	-31280,4	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	3580000	2695000	2409000	713218	1008000	1,01E+06
	Mín	2952000	-2345000	-2766000	677576	-1008000	-1,01E+06

Tabla 5-16. Resultados para velocidad nominal DLC 1.5. FUENTE: elaboración propia.

$V_{hub} = 30 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	4075000	2980000	-1177000	350746	69812	-9,58E+05
	Mín	4069000	-5421000	-4083000	317454	-38501,5	-1,01E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	4075000	4118000	5711000	350746	980646	9,79E+05
	Mín	4069000	-6335000	-5531000	317454	-1002000	-9,96E+05

Tabla 5-17. Resultados para velocidad de parada DLC 1.5. FUENTE: elaboración propia.

### 5.1.6 DLC 1.6

#### Características:

- Tipo de situación de diseño: Producción de potencia.
- Condiciones de viento:  $EOG_{50}$  con  $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$ .
- Condiciones marinas: Mar irregular con  $H_s(V)$  o regular con  $H = H_s(V)$ .
- Otras condiciones: Ángulo de guiñada desalineado  $\pm 8^\circ$ .
- Factor de seguridad parcial: extremo.

#### Resultados de cargas:

$V_{hub} = 3,5 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	774604	466266	800083	310092	10761	-9,87E+05
	Mín	156867	-606083	-512998	184442	-15797	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	774604	555359	597494	310092	1020000	1,01E+06
	Mín	156867	-885399	-418480	184442	-1007000	-1,01E+06

Tabla 5-18. Resultados para Velocidad de arranque DLC 1.6. FUENTE: elaboración propia

$V_{hub} = 11,2 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	3601000	3377000	1022000	712742	17147	-9,90E+05
	Mín	2947000	265094	-605453	677702	-37011,4	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	3601000	3253000	2923000	712742	1008000	1,01E+06
	Mín	2947000	-2771000	-3283000	677702	-1008000	-1,01E+06

Tabla 5-19. Resultados para velocidad nominal DLC 1.6. FUENTE: elaboración propia.

$V_{hub} = 30 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	4075000	4557000	-585371	350734	69818	-9,58E+05
	Mín	4069000	-5422000	-4083000	315377	-54706,8	-1,01E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	4075000	4153000	5711000	350734	987106	9,80E+05
	Mín	4069000	-6335000	-5531000	315377	-1001000	-9,96E+05

Tabla 5-20. Resultados para velocidad de parada DLC 1.6. FUENTE: elaboración propia.

### 5.1.7 DLC 2.2

#### Características:

- Tipo de situación de diseño: Producción de potencia más ocurrencia de fallo.
- Condiciones de viento: NWP con  $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$ .
- Condiciones marinas: Mar irregular con  $H_s(V)$  o regular con  $H = H_s(V)$ .
- Otras condiciones: Fallo en sistema de seguridad o fallo eléctrico interno.
- Factor de seguridad parcial: anormal.

#### Resultados de cargas:

$V_{hub} = 3,5 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	267023	48656,7	431564	194395	10390	-9,92E+05
	Mín	156754	-467595	-515027	185021	-10091,4	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	267023	391767	327757	194395	1007000	1,01E+06
	Mín	156754	-538708	-445524	185021	-1007000	-1,01E+06

Tabla 5-21. Resultados para Velocidad de arranque DLC 2.2. FUENTE: elaboración propia

$V_{hub} = 11,2 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	3474000	2145000	735104	710308	11308	-9,91E+05
	Mín	2879000	1000000	-438485	675233	-22819	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	3474000	2147000	2120000	710308	1008000	1,01E+06
	Mín	2879000	-2161000	-2148000	675233	-1009000	-1,01E+06

Tabla 5-22. Resultados para velocidad nominal DLC 2.2. FUENTE: elaboración propia.

$V_{hub} = 30 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	4074000	282727	-881805	350702	47617	-9,59E+05
	Mín	4070000	-3267000	-3844000	324300	-9963,44	-1,00E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	4074000	3419000	4342000	350702	979112	9,78E+05
	Mín	4070000	-4317000	-3161000	324300	-994880	-9,94E+05

Tabla 5-23. Resultados para velocidad de parada DLC 2.2. FUENTE: elaboración propia.

### 5.1.8 DLC 3.1

#### Características:

- Tipo de situación de diseño: Arranque.
- Condiciones de viento: NWP con  $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$ .
- Condiciones marinas: Mar irregular con  $H_s(V)$  o regular con  $H = H_s(V)$ .
- Otras condiciones: Mar y viento alineados.
- Factor de seguridad parcial: normal.

#### Resultados de cargas:

$V_{hub} = 3,5 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	2007,54	-337170	566218	119719	11675	-9,85E+05
	Mín	-2008,42	-989416	-557195	103207	-7825,99	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	2007,54	368814	820605	119719	4004	5,38E+05
	Mín	-2008,42	-989416	-525871	103207	-1009000	-1,02E+06

Tabla 5-24. Resultados para Velocidad de arranque DLC 3.1. FUENTE: elaboración propia

$V_{hub} = 11,2 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	3167000	2156000	1360000	488819	22782	-9,89E+05
	Mín	-1914,51	-1037000	-525900	101492	-24496,9	-1,03E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	3167000	1678000	2046000	488819	1014000	1,01E+06
	Mín	-1914,51	-1715000	-1994000	101492	-1012000	-1,01E+06

Tabla 5-25. Resultados para velocidad nominal DLC 3.1. FUENTE: elaboración propia.

$V_{hub} = 30 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	4163000	4990000	1169000	1193000	174856	-9,00E+05
	Mín	-10516,1	-3485000	-4567000	-241965	-69640,4	-1,02E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	4163000	4484000	4344000	1193000	989709	9,88E+05
	Mín	-10516,1	-4328000	-4664000	-241965	-1016000	-1,01E+06

Tabla 5-26. Resultados para velocidad de parada DLC 3.1. FUENTE: elaboración propia.

### 5.1.9 DLC 6.2

#### Características:

- Tipo de situación de diseño: Aparcado.
- Condiciones de viento: EWM con  $V_{hub} = V_{ref}$ .
- Condiciones marinas: Mar irregular con  $H_s(V)$ .
- Otras condiciones: Pérdida de conexión con red.
- Factor de seguridad parcial: anormal.

#### Resultados de cargas:

$V_{hub} = 50 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	4073000	5018000	2606000	191249	502929	-7,57E+05
	Mín	-2213000	-5611000	-860083	-20294,3	254436	-9,59E+05
<b>Buje móvil</b>	Máx	4073000	5131000	2605000	191249	498219	-7,57E+05
	Mín	-2213000	-5564000	-858671	-20294,3	175035	-9,60E+05

Tabla 5-27. Resultados para Velocidad de referencia DLC 6.2. FUENTE: elaboración propia

### 5.1.10 DLC 6.4

#### Características:

- Tipo de situación de diseño: Aparcado.
- Condiciones de viento: NTM con  $V_{out} \leq V_{hub} \leq 0,8V_{ref}$  y  $V_{hub} \leq V_{in}$ .
- Condiciones marinas: Mar irregular con  $H_{s50}$ .
- Otras condiciones: Mar y viento desalineados; ángulo de guiñada desalineado  $\pm 8^\circ$ .

- Factor de seguridad parcial: normal.

### Resultados de cargas:

$V_{hub} = 3 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	150907	-868246	557316	110311	12920	-9,87E+05
	Mín	-121802	-1089000	-513121	99984,6	-6229,29	-1,03E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	150907	-868246	557316	110311	12920	-9,87E+05
	Mín	-121802	-1089000	-513121	99984,6	-6229,29	-1,03E+06

Tabla 5-28. Resultados para Velocidad menor a la de arranque DLC 6.4. FUENTE: elaboración propia

$V_{hub} = 35 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	4042000	2917000	2763000	194045	276116	-8,75E+05
	Mín	-872389	-4713000	-2048000	-573,167	115193	-1,01E+06
<b>Buje móvil</b>	Máx	4042000	2951000	2719000	194045	263223	-8,77E+05
	Mín	-872389	-4745000	-1972000	-573,167	100716	-1,01E+06

Tabla 5-29. Resultados para Velocidad superior a la de parada e inferior al 0,8 de la de referencia DLC 6.4. FUENTE: elaboración propia

### 5.1.11 DLC 7.2

#### Características:

- Tipo de situación de diseño: Aparcado más condiciones de fallo.
- Condiciones de viento: NTM con  $V_{hub} \leq 0,8V_{ref}$ .
- Condiciones marinas: Mar irregular con  $H_s(V)$ .
- Otras condiciones: Mar y viento desalineados; ángulo de guiñada desalineado  $\pm 8^\circ$ .
- Factor de seguridad parcial: anormal.

### Resultados de cargas:

$V_{hub} = 40 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	4043000	2853000	1888000	163706	318877	-8,51E+05
	Mín	189762	-4001000	-705545	11277,1	174508	-9,57E+05
<b>Buje móvil</b>	Máx	4043000	2890000	1882000	163706	302180	-8,51E+05
	Mín	189762	-4018000	-702416	11277,1	147991	-9,58E+05

Tabla 5-30. Resultados para Velocidad menor a 0,8 de la velocidad de referencia DLC 7.2. FUENTE: elaboración propia

### 5.1.12 DLC 8.2

#### Características:

- Tipo de situación de diseño: Transporte o mantenimiento.
- Condiciones de viento: EWM con  $V_{hub} = V_{e1}$ .
- Condiciones marinas: Mar irregular con  $H_s(V)$ .
- Otras condiciones: Mar y viento desalineados; ángulo de guiñada desalineado  $\pm 8^\circ$ .
- Factor de seguridad parcial: anormal.

#### Resultados de cargas:

$V_{hub} = 50 \text{ m/s}$		<b>Mx (N.m)</b>	<b>My (N.m)</b>	<b>Mz (N.m)</b>	<b>Fx (N)</b>	<b>Fy (N)</b>	<b>Fz (N)</b>
<b>Buje fijo</b>	Máx	2529000	4784000	6881000	184348	508389	-5,53E+05
	Mín	-4134000	-5178000	-3555000	-86755,3	272940	-8,75E+05
<b>Buje móvil</b>	Máx	2529000	4254000	7083000	184348	562429	-5,11E+05
	Mín	-4134000	-4943000	-3835000	-86755,3	297147	-8,62E+05

Tabla 5-31. Resultados para Velocidad de referencia DLC 8.2. FUENTE: elaboración propia

## 5.2 Cargas máximas y mínimas obtenidas

Tras realizar las simulaciones para cada uno de los casos de carga más relevantes para el estudio de las cargas que afectan a la transmisión, se van a presentar tal y como recomienda GL (23), los resultados para las cargas máximas y mínimas, tanto para las coordenadas fijas del buje, como para las rotativas. Todos los momentos y fuerzas se dan en unidades del SI.

COORDENADAS FIJAS DEL BUJE							
Esfuerzo	DCL	Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
Mx	Máx.	3.1	4,16E+06				
	Mín.	8.2	-4,13E+06				
My	Máx.	1.3		1,11E+07			
	Mín.	1.2		-6,20E+06			
Mz	Máx.	1.3			6,88E+06		
	Mín.	3.1			-4,57E+06		
Fx	Máx.	3.1				1,19E+06	
	Mín.	3.1				-2,42E+05	
Fy	Máx.	8.2					5,08E+05
	Mín.	1.3					-2,76E+05
Fz	Máx.	8.2					-5,11E+05
	Mín.	1.3					-1,09E+06

Tabla 5-32. Esfuerzos máximos y mínimos para las coordenadas fijas del buje. FUENTE: elaboración propia.

COORDENADAS ROTATIVAS DEL BUJE							
Esfuerzo	DCL	Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
Mx	Máx.	3.1	4,16E+06				
	Mín.	8.2	-4,13E+06				
My	Máx.	1.3		9,54E+06			
	Mín.	1.3		-8,90E+06			
Mz	Máx.	1.3			7,19E+06		
	Mín.	1.3			-8,15E+06		
Fx	Máx.	3.1				1,19E+06	
	Mín.	3.1				-2,42E+05	
Fy	Máx.	1.3					1,05E+06
	Mín.	1.3					-1,08E+06
Fz	Máx.	1.3					1,11E+06
	Mín.	1.3					-1,04E+06

Tabla 5-32. Esfuerzos máximos y mínimos para las coordenadas fijas del buje. FUENTE: elaboración propia.

Una vez se conocen, gracias al programa Bladed, las cargas extremas reales que tendrá que soportar el aerogenerador, se puede proceder al diseño optimizado de los elementos de transmisión en relación a estas cargas. Precisamente en el próximo capítulo de proyecto se trata esta optimización del diseño preliminar que se presentó en el capítulo cuarto.



## 6. Optimización y diseño de los elementos de transmisión

Siguiendo las consideraciones que se tomaron en el capítulo cuarto para el diseño del eje preliminar, se procede a continuación, una vez se conocen las cargas reales, a diseñar la versión definitiva de los elementos de la transmisión.

Antes de comenzar con el cálculo de reacciones y la representación de diagramas de esfuerzos, se presenta el primer cambio con respecto al diseño preliminar:

- ❖ La situación del apoyo anterior se ha variado, consiguiendo de esta forma reducir los momentos flectores que tenían lugar en su sección. Pasa a estar de 2,02 m desde el COM del buje a 1,8 m.

El resto de condiciones de diseño, así como las consideraciones que se tienen en cuenta a la hora de diseñar el eje de transmisión, son idénticas a las expuestas al inicio del capítulo cuarto.

### 6.1 Cálculo de reacciones

El cálculo de reacciones se llevará a cabo proyectando el eje en dos planos, primero en el XY y después en el XZ, con la ayuda de FTool. (28) Se tomarán las cargas más desfavorables, obtenidas por las simulaciones en las coordenadas rotativas y fijas del buje que se presentaron previamente en las tablas 5-31 y 5-32. Con el objetivo de no ser redundante, se evita en este apartado el planteamiento de las ecuaciones de sumatorio de fuerzas y momentos igualadas a cero, puesto que ya se desarrollaron en el capítulo cuarto. En este caso se proporcionará directamente el valor de las reacciones, que además fueron comprobadas también con FTool (28).

#### 6.1.1 Reacciones en el plano XY

A continuación, en la figura 6-1, se muestra el estado de cargas del eje en el plano XY, así como el valor de reacciones:

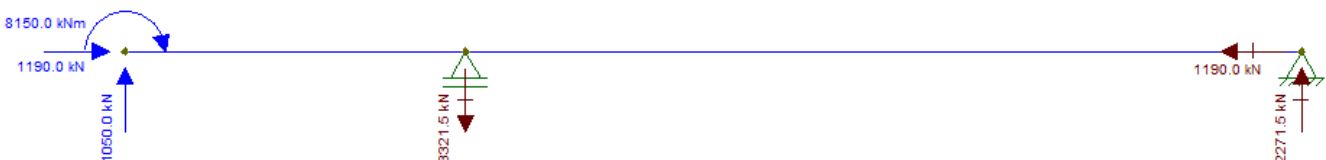


Figura 6-1. Representación de las cargas y las reacciones en el plano XY. FUENTE: elaboración propia.

Se obtiene por tanto para las reacciones los siguientes valores:

$$R_{Px} = - 1.190 \text{ kN} \quad R_{Py} = 2.271,5 \text{ kN} \quad R_{Ay} = -3.321,5 \text{ kN}$$

### 6.1.2 Reacciones en el plano XZ

De forma análoga, se muestra en la figura 6-2, el estado de cargas del eje en el plano XZ, junto con el valor de sus reacciones:

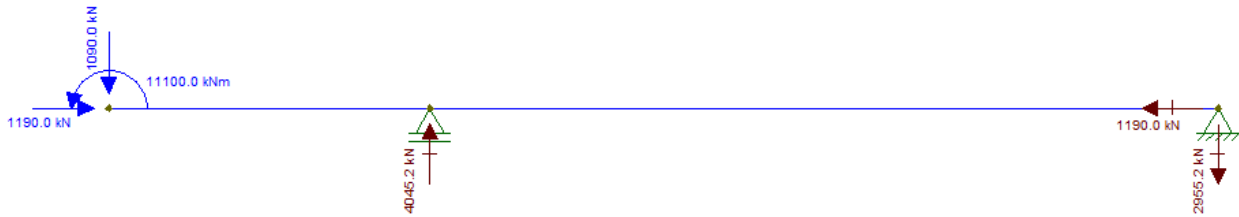


Figura 6-2. Representación de las cargas y las reacciones en el plano XZ. FUENTE: elaboración propia.

Los resultados de las reacciones se muestran a continuación:

$$R_{Px} = - 1.190 \text{ kN} \quad R_{Pz} = - 2.955,2 \text{ kN} \quad R_{Az} = 4045,2 \text{ kN}$$

## 6.2 Representación de los diagramas de esfuerzos

Una vez conocidas las reacciones para cada una de las dos proyecciones en los diferentes planos, se procede a la representación de los correspondientes diagramas de esfuerzos, también mostrada para la proyección en el plano XY y en el XZ, se ha seguido el mismo criterio de signos que ya se especificó en el apartado 4.2, figura 4-5.

De nuevo tenemos también un momento torsor en el eje X, del cual no se muestra su diagrama por limitaciones del software FTool (28), pero cuyo valor, obtenido en las simulaciones y mostrado en la tabla 5-32, se da a continuación, y que lógicamente se tendrá en cuenta para el dimensionamiento final del eje.

$$M_{Tx} = 4.160 \text{ kN.m}$$

### 6.2.1 Diagramas de esfuerzo para el plano XY:

- ❖ Diagrama de esfuerzo **axil** en plano XY:

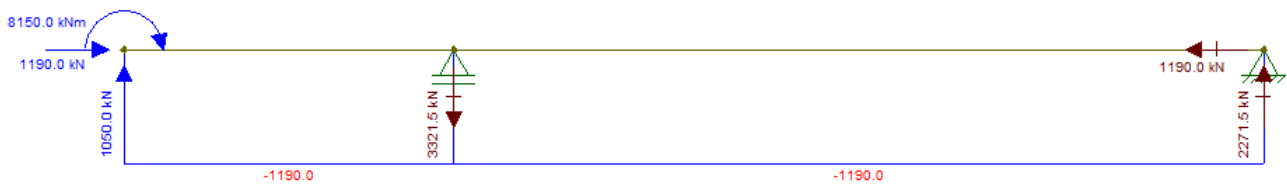


Figura 6-3. Diagrama de esfuerzo axial para el plano XY. FUENTE: elaboración propia.

Como se puede observar en la figura 6-3, el esfuerzo es constante a compresión a lo largo de todo el eje, con un valor de -1.190 kN.

❖ Diagrama de esfuerzo **cortante** en el plano XY:

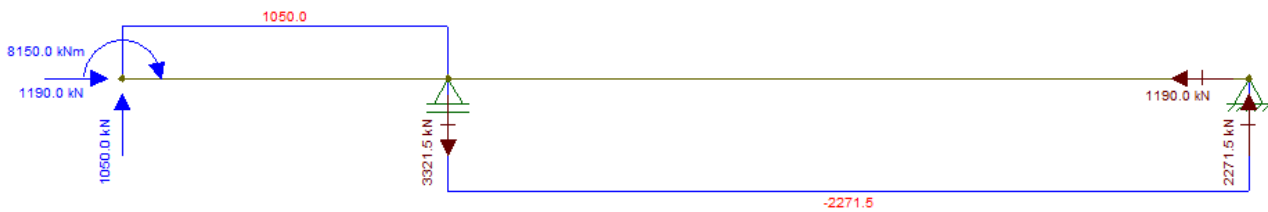


Figura 6-4. Diagrama de esfuerzo cortante para el plano XY. FUENTE: elaboración propia

El esfuerzo cortante en este caso, comienza siendo positivo hasta el primer apoyo, según el criterio definido, con un valor constante de 1.080 kN, y, tras este, cambia de signo debido a la reacción en el apoyo, hasta los -2.271,5 kN.

❖ Diagrama de esfuerzo **flector** en el plano XY:

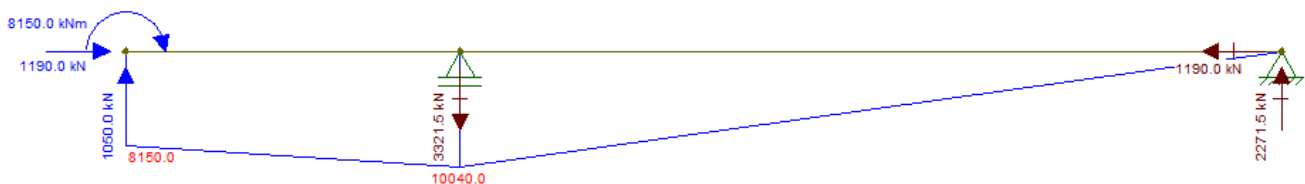


Figura 6-5. Diagrama de esfuerzo flector para el plano XY. FUENTE: elaboración propia.

Tal y como podemos observar, el esfuerzo flector va aumentando linealmente y en todo momento es positivo, llegando a su valor máximo de 10.400 kN.m en el apoyo anterior,

a partir del cual comienza a descender, también linealmente, hasta llegar a anularse completamente en el apoyo posterior.

### 6.2.2 Diagramas de esfuerzo en el plano XZ:

#### ❖ Diagrama de esfuerzo **axil** en el plano XZ:



Figura 6-6. Diagrama de esfuerzo axil para el plano XZ. FUENTE: elaboración propia.

En este caso, el resultado es el mismo al mostrado para el plano XY, puesto que el esfuerzo axil va en el eje X y por tanto el cambio de plano no arroja ninguna diferencia con respecto a él.

#### ❖ Diagrama de esfuerzo **cortante** en el plano XZ:

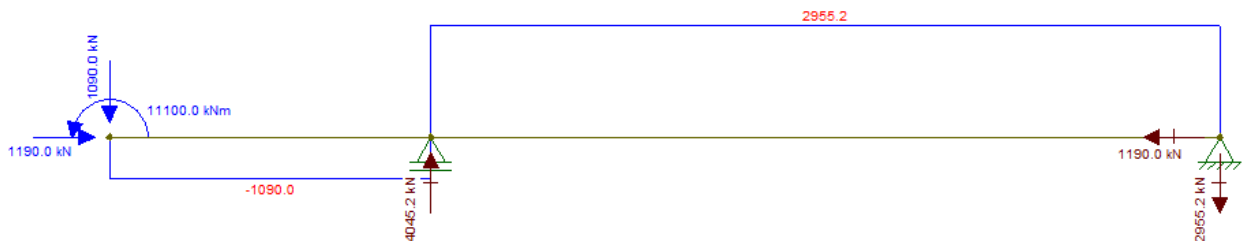


Figura 6-7. Diagrama de esfuerzo cortante en el plano XZ. FUENTE: elaboración propia.

En este caso, el esfuerzo comienza siendo negativo, con un valor de -1.090 kN, hasta llegar al primer apoyo, en el que la reacción motiva un cambio de signo y aumenta su valor hasta los 2955,2 kN.

#### ❖ Diagrama de esfuerzo **flector** en el plano XZ:

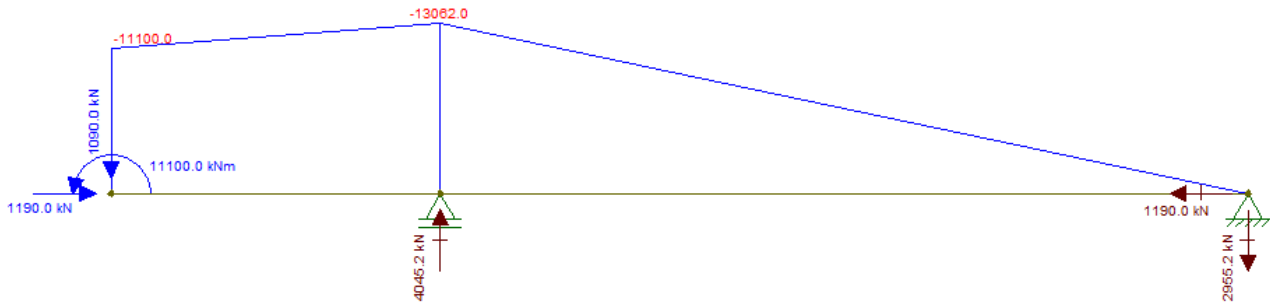


Figura 6-8. Diagrama de esfuerzo flector en el plano XZ. FUENTE: elaboración propia.

Por último, puede comprobarse observando el diagrama de esfuerzo flector, que comienza aumentando su valor (en módulo) hasta el primer apoyo, en el que alcanza su valor máximo de 13.062 kN.m. Tras este, va disminuyendo linealmente hasta hacerse 0 en el apoyo posterior.

### 6.3 Representación de la deformada del eje

En este capítulo, al tratarse ya del diseño definitivo del eje, se van a mostrar también las deformadas del eje proyectadas en cada uno de los dos planos, con el fin de que pueda observarse con más claridad como afectan las cargas al eje.

❖ Deformada para el plano XY:

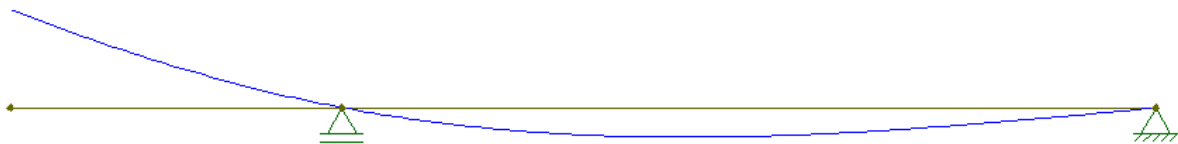


Figura 6-9. Deformada del eje en el plano XY. FUENTE: elaboración propia.

❖ Deformada para el plano XZ:

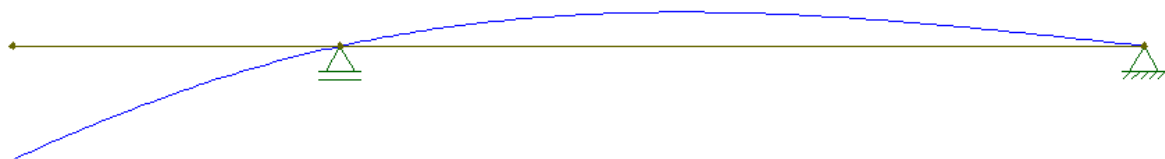


Figura 6-10. Deformada del eje en el plano XZ. FUENTE: elaboración propia.

## 6.4 Determinación de la sección crítica y dimensionamiento del eje.

Tras observar las reacciones y los diagramas de esfuerzos de las secciones 6.1 y 6.2, es evidente que la sección más solicitada del eje es la que se encuentra en la posición del apoyo anterior, situado a 1,8 m del centro de masas del buje.

Es en esa sección donde se concentran los mayores esfuerzos flectores, tanto en el eje Y como en el Z. Por otro lado, los otros dos esfuerzos que son pertinentes a la hora de dimensionar la sección (30), a saber, el torsor y el axil, ambos en el eje X, son constantes a lo largo de todo el eje. Por lo tanto, en esa sección también hallaremos su valor máximo.

Vuelve a mostrarse en la figura 6-11 la sección del eje, que se recuerda se ha modelado como un cilindro hueco con radio externo R e interno r, siendo la relación de estos radios de 2:1 respectivamente.

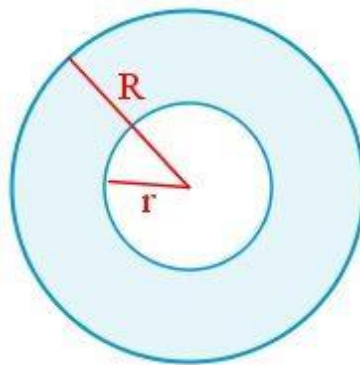


Figura 6-11. Esquema de la sección del eje a diseñar. FUENTE: (27).

El momento de inercia perpendicular a la sección, que será el necesario para calcular las tensiones que produce la flexión compuesta, se muestra a continuación:

$$I_z = I_y = I_{\text{perpendicular}} = \frac{\pi}{4} \cdot (R^4 - r^4)$$

Los esfuerzos que se deben tener en cuenta a la hora de dimensionar el eje son los siguientes:

$$\mathbf{M_{z\text{máx}} = 10.400 \text{ kNm}; M_{y\text{máx}} = 13.062 \text{ kNm}; M_{Tx} = 4160 \text{ kN.m};}$$

$$\mathbf{N_{\text{máx}} = 1.190 \text{ kN}}$$

A continuación, como por la geometría de la sección los momentos de inercia en Y y en Z son iguales entre ellos e iguales también a cualquier momento de inercia con respecto a un eje perpendicular a la sección, podemos componer ambos momentos flectores y obtener el flector total:

$$\mathbf{M_{\text{total}} = \sqrt{M_{z\text{máx}}^2 + M_{y\text{máx}}^2} = 16.696,6 \text{ kN.m}}$$

Habiendo calculado esto, se hará uso de la ecuación de Navier (30) para calcular la tensión a la que está expuesta la sección:

$$\sigma_x = \frac{N}{A_{sección}} + \frac{M_{total}}{I_{perpendicular}} \cdot R = \frac{1.190}{\pi(R^2 - r^2)} + \frac{16.696,6}{\frac{\pi}{4}(R^4 - r^4)} \cdot R$$

Por otro lado, aplicando la ley del esfuerzo cortante (30) puede conocerse la tensión que se genera en la sección debido al momento torsor en el eje X al que está sometido el eje:

$$\tau = \frac{M_{Tx}}{I_x} \cdot R = \frac{4.160}{\frac{\pi}{2} \cdot (R^4 + r^4)} \cdot R$$

El factor de seguridad se va a fijar en 1,5, y el criterio de tensión máxima admisible que se va a utilizar será el de Tresca (30), según el cual, la tensión equivalente queda fijada por la siguiente fórmula:

$$\sigma_{eq} = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

La tensión admisible que es capaz de soportar el eje, viene determinada por el límite elástico del material que se emplea en su fabricación. En este caso, se trata de Acero S275, cuyas especificaciones pueden encontrarse en el Anexo I. Su límite elástico es de 275 MPa. Por tanto, la tensión admisible, teniendo en cuenta el factor de seguridad, será la siguiente:

$$\sigma_{adm} = \frac{275 \text{ MPa}}{1,5} = \mathbf{183,33 \text{ MPa}}$$

Una vez conocida la tensión admisible, para dimensionar la sección del eje únicamente se deben dar valores a los radios de la misma hasta que la tensión equivalente según el criterio de Tresca sea menor o igual a la admisible.

Se debe cumplir por tanto con la siguiente condición:

$$\sigma_{eq} = 2 \cdot \sqrt{\left( \frac{\frac{1.190}{\pi(R^2 - r^2)} + \frac{16.696,6}{4}(R^4 - r^4) \cdot R}{2} \right)^2 + \left( \frac{4.160}{2} \cdot (R^4 + r^4) \cdot R \right)^2} \leq \sigma_{adm}$$

En la tabla 6-1 mostrada a continuación, pueden observarse los valores de la tensión equivalente en función de los radios elegidos para la sección.

<b>R [m]</b>	<b>r [m]</b>	<b><math>\sigma_{eq}</math> [MPa]</b>
0,50	0,25	187,7
0,60	0,30	108,9
0,54	0,27	149,1
0,52	0,26	167,0

Tabla 6-1. Tensión equivalente en función de los radios de la sección. FUENTE: elaboración propia.

Por lo tanto, a la vista de los resultados, un eje fabricado en Acero S275, con un radio interno de 0,26 m y uno externo de 0,52 m sería suficiente para soportar los esfuerzos con los que trabajaría.

En comparación con el eje del diseño preliminar, se puede comprobar que este tiene un diámetro algo menor, esto es positivo, puesto que se traduce en un ahorro económico a la hora de fabricar el eje y cumple igualmente con las condiciones que se requieren, al estar la tensión equivalente (167 MPa) por debajo de la tensión admisible (183,3 MPa).

Sin embargo, con el objetivo de compatibilizar el diseño del eje con la posterior selección de elementos de la transmisión, especialmente los cojinetes, se va a optar por un eje de 1120 mm de diámetro, es decir, 0,56 m de radio exterior y 0,28 m de radio interior. La ventaja adicional es que, con estas dimensiones, el factor de seguridad se verá incrementado y la tensión equivalente disminuirá. El único inconveniente es el encarecimiento del eje, sin embargo, este encarecimiento es muy ligero, debido a la escasa variación de las dimensiones.

## 6.5 Selección de cojinetes para los apoyos anterior y posterior

El propósito de esta sección es explicar brevemente el uso de los cojinetes, así como las clases más comunes de los mismos, para posteriormente seleccionar los que mejor se adapten al sistema de transmisión que se pretende diseñar y sean los más adecuados para su funcionamiento.

En este caso, se necesitan dos cojinetes, puesto que el eje diseñado cuenta con dos apoyos. Sin embargo, ambos apoyos no son iguales, puesto que no deben soportar los mismos esfuerzos. Tal y como se explicó al comienzo del capítulo cuarto, el apoyo anterior



únicamente debe hacer frente a fuerzas radiales, mientras que el apoyo posterior, deberá soportar no solo esfuerzos radiales, sino también axiales. De esta manera, es evidente que los cojinetes que se empleen en cada uno de los apoyos, no serán iguales.

Antes de seleccionar un cojinete adecuado para los diferentes apoyos, se van a enumerar y a explicar brevemente los diferentes tipos que existen.

En primer lugar, se entiende por cojinetes a los elementos de máquinas que permiten el movimiento relativo entre dos piezas, las cuales pueden estar transmitiéndose fuerzas, pero impidiendo que haya movimiento en dirección de las cargas que se están aplicando. (32)

De forma general, se pueden clasificar en dos grupos (32):

- ❖ Cojinetes planos (de fricción o deslizamiento): las superficies están directamente en contacto y el deslizamiento se facilita mediante lubricación.
- ❖ Cojinetes de rodamiento: en este caso, las dos superficies entre las que existe movimiento relativo, están separados por elementos rodantes, por tanto, prevalece la fricción de rodadura por encima de la de deslizamiento. En general, estos tienen muchas menos pérdidas mecánicas que los anteriores y requieren de menos lubricación.

Habiendo hecho esta clasificación general, se va a centrar ahora la atención en los cojinetes de rodamiento, puesto que los que se emplearán en la transmisión del aerogenerador serán de este tipo. A continuación, se explican brevemente dos tipos de estos rodamientos, puesto que son los que tienen las características adecuadas para la transmisión del aerogenerador.

- ❖ Rodamientos de rodillos cilíndricos (33): absorben cargas puramente radiales, sin embargo, tienen una gran capacidad de carga. No soportan velocidades muy elevadas, aunque esto no es problema en este caso, puesto que el aerogenerador es de transmisión directa, y por tanto la velocidad máxima del eje es de 20 rpm. Esta clase de rodamientos sería adecuada para el apoyo anterior de la transmisión, ya que este presenta únicamente cargas radiales y las características de estos rodamientos los hacen idóneos ante este tipo de esfuerzos. En la figura 6-12 puede observarse un ejemplo de este tipo de rodamientos.

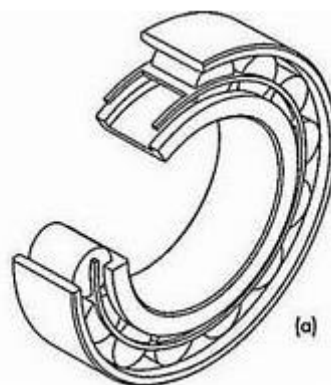


Figura 6-12. Rodamiento de rodillos cilíndricos.  
FUENTE: (33).

- ❖ Rodamientos de rodillos cónicos (33): La ventaja de este tipo de rodamientos es que tienen gran capacidad para absorber tanto cargas radiales como axiales. Como ocurría con los rodamientos cilíndricos, no están diseñados para muy altas velocidades, pero esto no es problema para la aplicación para la que se requieren. Son, por lo tanto, una excelente opción para el apoyo posterior, puesto que este tendrá que absorber esfuerzos tanto radiales como axiales. En la figura 6-13 mostrada a continuación se puede observar un ejemplo de este tipo de rodamientos.

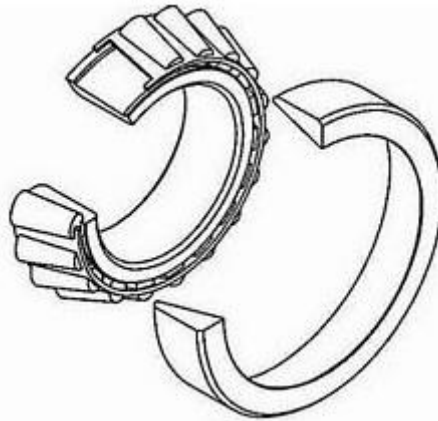


Figura 6-13. Rodamiento de rodillos cónicos.  
FUENTE: (33)

Un último apunte antes de comenzar con la selección de rodamientos, es que los dos tipos de rodamientos expuestos al comienzo de este apartado, son rodamientos que previsiblemente podrían usarse en el sistema de transmisión. Sin embargo, hasta que no se calculen los requerimientos en cuanto a cargas que deben soportar los rodamientos y se comparen con el catálogo del fabricante, no se puede definir exactamente cuál será el tipo específico de cojinete.

El diseño de los rodamientos se aleja de los objetivos de este proyecto, es por eso que los cojinetes serán seleccionados del catálogo del fabricante SKF (disponible en el Anexo IV para los rodamientos seleccionados).

Sin embargo, si se van a realizar los cálculos pertinentes, para asegurar que los cojinetes seleccionados cumplen con las exigencias que requiere el eje de transmisión. Para ello, se van a tomar los valores de las reacciones en los cojinetes, calculadas previamente en este capítulo. En la tabla 6-2 que se muestra a continuación, se pueden comprobar los valores de las reacciones radiales en ambos cojinetes. La reacción radial total  $R_{total}$  se ha calculado como la composición de las dos reacciones en Y y Z.

Cojinete	$R_z$ [kN]	$R_y$ [kN]	$R_{total}$ [kN]
Anterior	4045,2	3321,5	5234,1
Posterior	2955,2	2271,5	3727,3

Para calcular si los rodamientos tienen las características necesarias para aguantar las cargas a las que se verán sometidas, usamos la siguiente ecuación (32):

$$[C_d(R)] = \left( \frac{L}{K_R \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{a}} \cdot (IF) \cdot P$$

- ❖ L: se refiere a las revoluciones hasta el fallo de los rodamientos. En este caso, siguiendo el criterio marcado por GL (23), el aerogenerador debe tener una vida útil mínima de 175.000 horas y aproximando la velocidad de rotación a la nominal: 12 rpm, obtenemos 126.000.000 revoluciones. Estas serán las mínimas que tendrán que soportar los rodamientos hasta el fallo.
- ❖ P: se refiere a la carga radial a la que está sometida el cojinete.
- ❖  $C_d$ : se define como la carga radial constante máxima que podrá soportar el aerogenerador sin mostrar síntomas de fallo, con una confianza R del 90%.
- ❖  $K_R$ : es un factor que depende del porcentaje de confianza, en este caso, para una confianza del 90% tiene un valor de 1. (32)
- ❖ IF: es el factor de impacto, para un impacto moderado, toma un valor de 1,5. (32)
- ❖ a: coeficiente que se fija en 10/3 para rodamientos de rodillos. (32)

Con estas condiciones, obtenemos el siguiente resultado:

$$[C_d(R)] = 24.298,4 \text{ kN}$$

Con este valor, debemos buscar en el catálogo de SKF (37) un rodamiento que sea capaz de soportar esta carga. Debe tener además un diámetro interior de 1120 mm para acoplarse correctamente al eje.

Hallamos que el cojinete con rodamientos de rodillos a rótula con denominación **249/1120 CAF/W33** (ver Anexo IV para más características), satisface las necesidades requeridas para el apoyo anterior, además, es capaz de soportar cargas axiales.

Realizamos ahora el mismo cálculo para el cojinete del apoyo posterior, obteniendo el siguiente resultado:

$$[C_d(R)] = 17.303,4 \text{ kN}$$

De nuevo, acudiendo al catálogo del fabricante, buscamos un rodamiento capaz de soportar esa carga y que tenga además el diámetro de nuestro eje.

En este caso, el cojinete también es de rodillos a rótula, sin embargo, su tamaño es algo más reducido, puesto que debe soportar menos carga. Como ya ocurría en el caso anterior, este tipo de rodamiento soporta cargas axiales. La denominación del cojinete es la siguiente: **248/1120 CAFA/W20** (ver anexo IV para más características).

A lo largo de este capítulo se han dimensionado y diseñado (en el caso del eje) los diferentes elementos que conforman la transmisión del aerogenerador, con el fin de que soporten de manera satisfactoria las cargas a las que se verá sometido y que fueron previamente calculadas.



## 7. Análisis de fatiga

Se puede definir la fatiga como el mecanismo a través del cual las grietas se propagan o crecen en una estructura. Dicha propagación o crecimiento es causado por cargas cíclicas. (34)

Es importante analizar la fatiga, puesto que a menudo a pesar de que las estructuras no superen nunca su tensión admisible o su límite elástico, pueden a llegar a romper debido a este fenómeno. La repetición continuada de los ciclos, va debilitando la pieza, y al alcanzar un número determinado de ciclos, esta podría romper por fatiga. (35)

En este capítulo, se analizará el eje de transmisión diseñado, para comprobar si el diseño es adecuado en relación a los esfuerzos de fatiga a los que está sometido. Para realizar el análisis, se seguirán los criterios marcados por GL (23).

El primer paso, es el diseño de la curva S/N del material empleado en el eje de transmisión, en este caso acero S 275.

### 7.1 Diseño de la curva S/N

Las curvas S-N son muy habituales para definir el comportamiento de los materiales a fatiga. Se basan en representar las tensiones a la que se exponen los materiales con respecto al número de ciclos necesarios para romper a esta tensión. De esta forma, representan una serie de puntos en los que el material falla. “La curva ajustada a estos puntos se denomina “Curva de Wöhler”. (36)

En la figura 7-1 podemos observar un ejemplo de esta curva, representada con ejes logarítmicos para obtener una recta. (36)

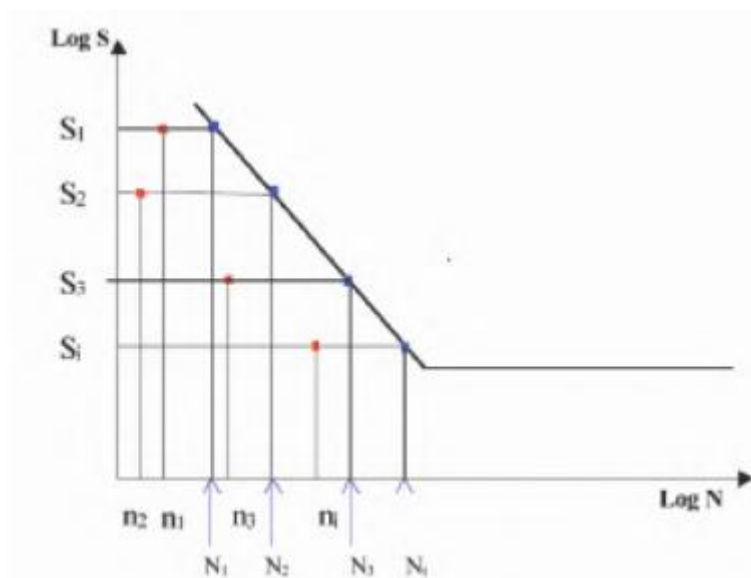


Figura 7-1. Representación de una curva S-N con ejes logarítmicos. FUENTE: (36)

Para la elaboración de esta curva siguiendo las pautas que marca GL (23), lo primero que se ha de hacer, es introducir los siguientes datos, presentados a continuación en la tabla 7-1.

Símbolo	Significado	Unidad	Valor
$R_m$	Resistencia a tracción	MPa	430
$R_{p0,2}$	Límite elástico	MPa	275
R	Relación de esfuerzos	-	0,58
$\alpha_k$	Factor de concentración de tensiones	-	1
n	Sensibilidad de muesca	-	1
$R_z$	Rugosidad superficial	$\mu\text{m}$	200
$\gamma_m$	Factor parcial de seguridad	-	1
j	Nivel de calidad	-	1
$j_0$	Constante para el material y el método empleado	-	1
t	Grosor del componente	mm	260

Tabla 7-1. Parámetros para el diseño de la curva S/N. FUENTE: elaboración propia.

Tanto el límite elástico, como la resistencia a tracción vienen especificados en las características del material empleado.

La relación de esfuerzos, es el cociente entre el mayor valor de tensión y el menor en un ciclo. Dichos valores se obtienen a partir de las simulaciones en Bladed. De los casos estudiados en el apartado 5.1 que corresponden a análisis de fatiga, el caso 3.1 resulta ser el más crítico, es por eso que se utilizarán las simulaciones de este caso para realizar el análisis.

El esfuerzo que se va a analizar es el momento en el eje Y, puesto que se corresponde con el mayor esfuerzo, y además hay una gran diferencia entre el máximo y el mínimo valor de la tensión, la relación entre estos resulta ser de 0,56.

Tanto el valor de concentración de tensiones como el de sensibilidad a muesca se fijan en 1, puesto que el material empleado es acero.

En cuanto a la rugosidad superficial, se siguen las indicaciones de GL (23) y se fija en 200  $\mu\text{m}$  puesto que no está determinada.

El coeficiente parcial también es de 1 para el caso de estudio, puesto que un fallo por fatiga en el eje supondría la interrupción de la operación.

En cuanto al nivel de calidad se ha fijado en 1, es decir, la mayor posible.

El grosor de material es de 260 mm, obtenido en el apartado 6.4 en el que se diseñó el eje de transmisión.

Una vez hemos introducido estos parámetros, se siguen los pasos que marca GL (23) para elaborar la curva S/N.

El esquema de cálculo que se ha de seguir se muestra a continuación en la figura 7-2.

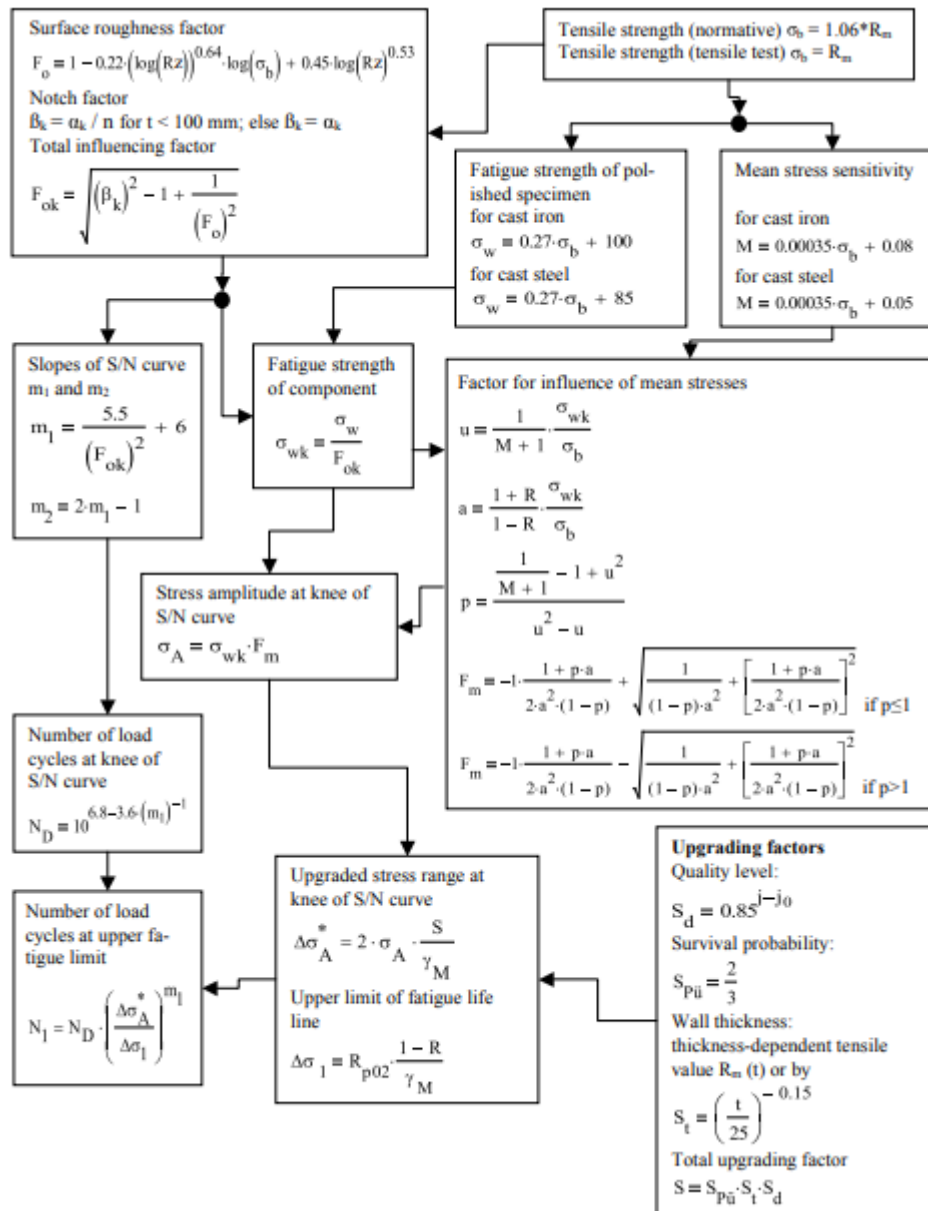


Figura 7-2. Esquema de cálculo para la elaboración de la curva S/N. FUENTE: 23

Haciendo uso del esquema presentado, se obtienen los siguientes parámetros, mostrados en la tabla 7-2. Con estos parámetros se puede ya construir la curva S/N correspondiente al material.

Símbolo	Significado	Unidades	Valor
$\Delta\sigma_1$	Límite de fatiga superior	MPa	121
$N_1$	Número de ciclos de carga en el límite superior	-	25.070,149
$\Delta\sigma_A^*$	Rango de tensión en el codo de la curva S/N	MPa	71,582
$N_D$	Número de ciclos de carga en el codo de la curva S/N	-	2.438.686,439
$m_1$	Pendiente de la curva S/N para $N_1 < N \leq N_D$	-	8,720
$m_2$	Pendiente de la curva S/N para $N > N_D$	-	16,440

Tabla 7-2. Parámetros de la curva S/N. FUENTE: elaboración propia

Una vez conocidos estos datos, la curva S/N queda determinada, y su forma se muestra en la figura 7-3.

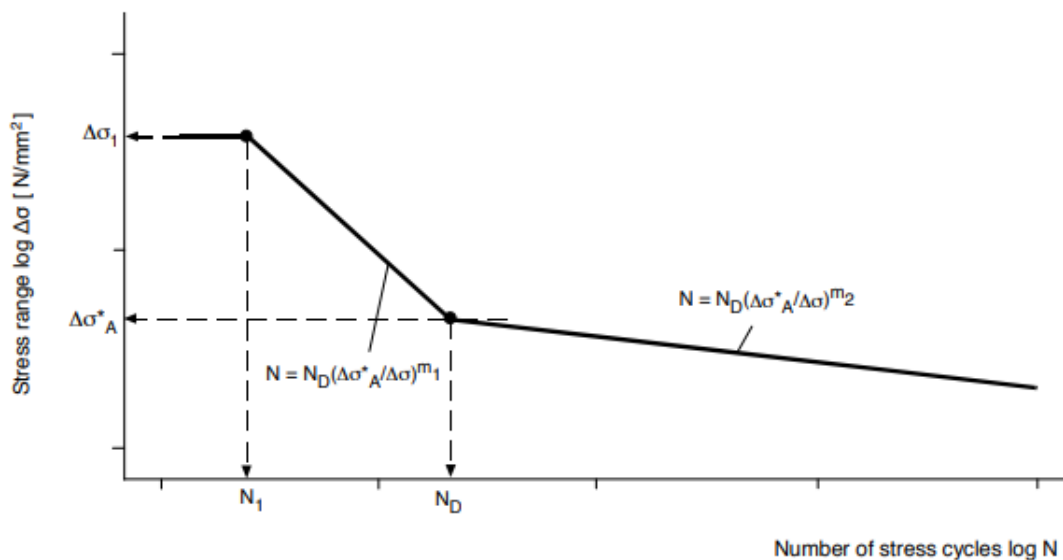


Figura 7-3. Curva S/N. FUENTE: 23

Habiendo determinado la curva S/N, el siguiente paso es hacer uso del software de Bladed para conocer el número de ciclos y la tensión de los mismos, y comprobar que el número de ciclos admisible es superior a los que tendrán lugar durante la vida útil del aerogenerador.

## 7.2 Regla de Miner

La regla de Miner, también conocida como regla de Daño Lineal, fue propuesta por primera vez por Palmgren en 1924 y después desarrollada por Miner en 1945. Es la primera teoría para cargas cíclicas y debido a su sencillez es la más extendida actualmente. (36)



Será por tanto la que se emplee en este caso para realizar el análisis de fatiga sobre el eje.

La ecuación por la que se rige la regla es la siguiente (36):

$$D = \sum_i \frac{1}{N(S_i)}$$

Los parámetros de la ecuación, así como su significado se explican a continuación:

- ❖ D: corresponde a la fracción de daño que soporta el material, si alcanza el valor de 1 o lo supera, implica que hemos llegado a su valor máximo y por tanto el material romperá por fatiga.
- ❖ N: corresponde al número de ciclos que el material es capaz de soportar a cierta tensión. (Suele determinarse mediante las curvas S-N).
- ❖  $S_i$ : espectro de tensiones a las que la pieza o la estructura se puede ver sometida en el ciclo i.

La principal ventaja de la regla de Miner es su sencillez, sin embargo, cuenta también con algunos inconvenientes. La principal desventaja, es que no tiene en cuenta el orden en que se aplican las cargas, cuando en realidad este orden sí que es trascendente y debería ser considerado. (36)

### 7.3 Conteo de ciclos y resultados

En primer lugar, se debe destacar que por limitaciones con la licencia educacional del software Bladed, solo se pueden llevar a cabo simulaciones de 60 segundos. Es por eso, que el número de ciclos obtenidos en la simulación servirán para aproximar proporcionalmente a los ciclos totales que tendrán lugar en la vida útil del aerogenerador, la cual se estimará en 175.000 horas según GL (23). Como ya se mencionó anteriormente en el capítulo, se va a estudiar el caso de cargas 3.1, y en concreto el momento flector sobre el eje y, puesto que ha resultado ser el más crítico de las simulaciones.

A continuación, en la figura 7-4 se puede observar una gráfica de este esfuerzo.

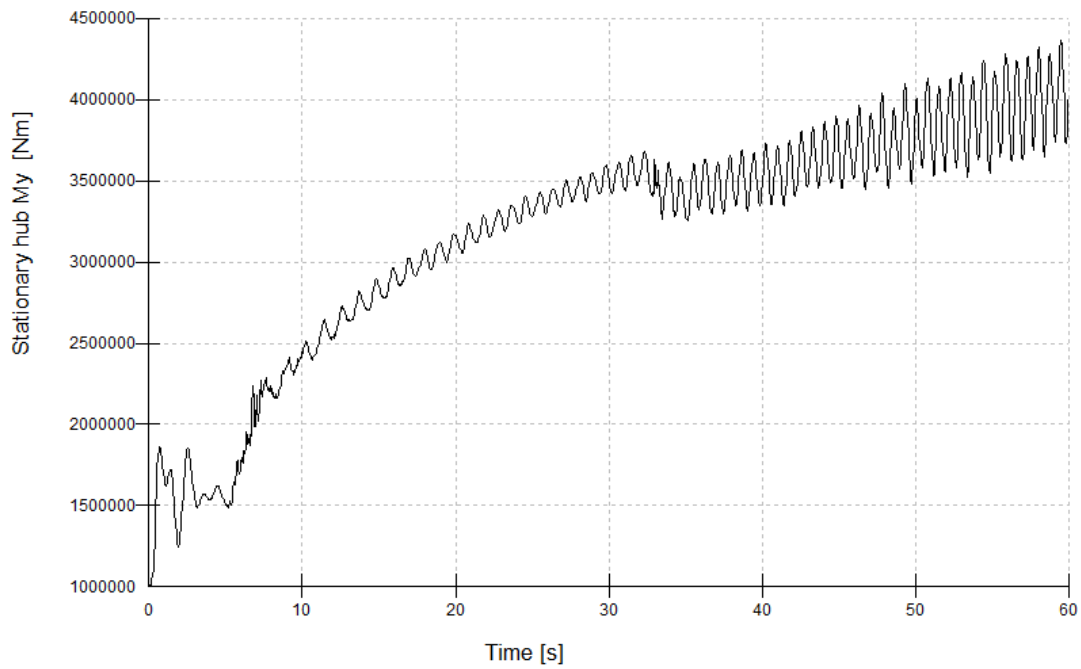


Figura 7-4. Momento flector en el eje y. FUENTE: 25

Posteriormente, se va a proceder a analizar los picos y valles del esfuerzo, puesto que son estos valores (los máximos y los mínimos) y la oscilación entre ellos los que van a definir la fatiga a la que está sometida el material.

Por lo tanto, el próximo paso es, mediante el uso de Bladed, calcular la probabilidad de distribución de picos en función del rango de tensión.

El resultado se muestra en la figura 7-5.



Figura 7-5. Distribución de picos. FUENTE: 25

Una vez conocemos la distribución de picos, podemos observar que la gran mayoría están concentrados en la zona de  $3,5 \text{ E}+06 \text{ Nm}$ .

Para el conteo de ciclos, el software de Bladed ofrece el método de Rainflow, será por tanto este el que se emplee. Se fijará la media de los ciclos en  $3,5 \text{ E}+06 \text{ Nm}$  puesto que era la zona que mas densidad de picos representaba.

A continuación, en la figura 7-6 se muestra el conteo de ciclos por el método de Rainflow.

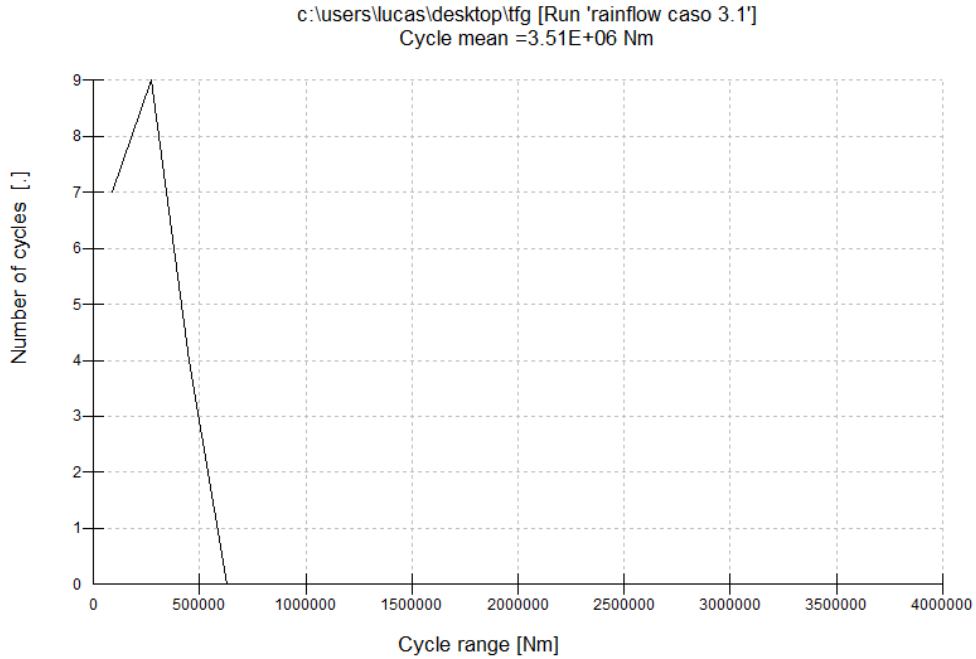


Figura 7-6. Número de ciclos. FUENTE: 25

Como se especificó anteriormente, la simulación ofrece el resultado del número de ciclos para 60 segundos, es por eso, que hay que recalcular el número de ciclos proporcionales a las 175.000 horas de operación. En la tabla 7-3 se puede observar el número total de ciclos.

Rango de los ciclos [Nm]	Número de ciclos: Media de los ciclos =3.51E+06 Nm	Ciclos totales en 175.000 horas de operación
90000	7	73500000
270000	9	94500000
450000	4	42000000
630000	0	0
810000	0	0
990000	0	0
1,17E+06	0	0
1,35E+06	0	0
1,53E+06	0	0
1,71E+06	0	0
1,89E+06	0	0
2,07E+06	0	0
2,25E+06	0	0
2,43E+06	0	0
2,61E+06	0	0
2,79E+06	0	0
2,97E+06	0	0
3,15E+06	0	0
3,33E+06	0	0
3,51E+06	0	0
		<b>TOTAL = 2,10E+08</b>

Tabla 7-3. Número de ciclos totales. FUENTE: 25

Una vez obtenido el número total de ciclos que el eje debe ser capaz de soportar, haciendo uso de la curva S/N se debe comprobar si el número de ciclos admisible está por encima del valor obtenido y por tanto si el diseño del eje es adecuado para las cargas de fatiga.

Lo primero que se debe hacer para poder hacer uso de la curva S/N, es calcular la diferencia entre la máxima y la mínima tensión generadas en el eje.

Para ello, haciendo uso de las fuerzas generadas por el momento flector en Y, obtenidas en el capítulo 5, y de la ley de Navier, calcularemos la diferencia entre la máxima y la mínima tensión, como se muestra a continuación:

$$\Delta\sigma = \frac{(M_{Ym\acute{a}x} - M_{Ym\grave{i}n})}{I_{perpendicular}} \cdot R = 47,329 \text{ MPa}$$

Este valor está por debajo del codo de la curva S/N,  $\Delta\sigma_A^* = 71,582 \text{ MPa}$ , por lo tanto, estamos en la segunda zona de la curva, con pendiente  $m_2$  y  $N > N_D$ . Haciendo uso de la ecuación que marca la curva, calculamos el número de ciclos admisible para este rango de tensión máxima y mínima:

$$N_{adm} = N_D \cdot \left( \frac{\Delta\sigma_A^*}{\Delta\sigma} \right)^{m_2} = 2.438.686 \cdot \left( \frac{71,582}{47,329} \right)^{16,44} = 2.193.756.790 \text{ ciclos}$$

Por lo tanto, efectivamente comprobamos que el número de ciclos admisible es superior al número de ciclos, obtenidos mediante el método de Rainflow, que tendrán lugar en el eje durante la vida del aerogenerador:

$$N_{adm} = 2,19E+09 > N = 2,10E+08.$$

Aplicando la regla de Miner:

$$D = \sum_i \frac{1}{N(S_i)} = \frac{2,10E + 08}{2,19E + 09} = 0,096 < 1$$

Podemos concluir, por lo tanto, que el diseño del eje es adecuado para las cargas de fatiga a las que este se verá sometido.



## 8. Conclusiones

Tras haber completado el modelo de simulación del aerogenerador en el software BLADED, se han podido realizar los estudios necesarios para poder determinar las cargas que va a tener que soportar a lo largo de su vida útil.

El diseño del sistema de transmisión es crucial para que el aerogenerador opere de manera segura y la producción de energía sea óptima. A lo largo de este proyecto, y siempre con base a las cargas obtenidas para los diferentes casos de operación mediante el programa de BLADED, se ha hecho un estudio de las cargas extremas que deberá ser capaz de soportar el sistema de transmisión.

Una vez se conocen las reacciones que se generan en el eje, se ha procedido a dimensionar el mismo, de forma que pueda soportarlas siguiendo las directrices marcadas por GL. De la misma manera, se han seleccionado unos cojinetes adecuados y con la resistencia suficiente para hacer frente a las cargas, en este caso, el proyecto no se dedicaba al diseño de estos rodamientos, sino que se ha seleccionado unos de los que ofrece el fabricante SKF en su catálogo y que cumplían con los requisitos necesarios.

Por último, pero sin ser menos importante, se ha realizado un análisis de fatiga para poder asegurar que el eje de transmisión es capaz de operar correctamente durante toda la vida útil del aerogenerador. Para realizar este análisis, se ha elaborado la curva S/N del material y se ha utilizado el software de BLADED para obtener los ciclos de carga. Tras realizar el estudio, se puede confirmar que el eje diseñado es capaz de soportar un número más elevado de ciclos que aquel al que se verá sometido durante su funcionamiento, garantizando de esta forma una correcta operación.





## Bibliografía

- (3) Demanda de combustibles fósiles. Disponible en: [http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio//500/530/html/Unidad\\_02/pagina\\_19.html](http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio//500/530/html/Unidad_02/pagina_19.html)
- (4) Potencia eólica instalada. Disponible en: <https://www.evwind.com/2019/02/22/espana-aumento-su-potencia-eolica-en-392-mw-en-2018/>
- (5) Eólica marina, OVACEN. Disponible en: <https://ovacen.com/la-energia-eolica-marina-en-europa/>
- (6) Previsiones crecimiento hasta 2020, Energías-Renovables artículo disponible en: <https://www.energias-renovables.com/eolica/la-potencia-eolica-marina-crecera-en-europa-20180904>
- (7) Comparativa marina Terrestre, EOI. Disponible en: <https://www.eoi.es/blogs/merme/comparativa-de-eolica-terrestre-y-marina-situacion-en-el-mundo-y-posibilidades-en-espana/>
- (8) Perspectivas energía offshore en España, AEE. Disponible en: [https://www.aeeolica.org/images/AEE\\_Opina/181001-CUADERNOS-DE-](https://www.aeeolica.org/images/AEE_Opina/181001-CUADERNOS-DE-)

[ENERGIA Evolucion-y-perspectivas-de-la-eolica-offshore-en-Espana JV-Marquez.pdf](#)

- (9) Aerogeneradores flotantes, el periódico de la energía. Disponible en: <https://elperiodicodelaenergia.com/la-eolica-marina-flotante-sera-una-realidad-en-espana-en-2025/>
- (10) Reduccion costes de offshore. Disponible en: <https://renewablesnow.com/news/windeurope-report-says-floating-offshore-wind-is-ready-571566/>
- (11) Aerogeneradores verticales y horizontales, renovables verdes. Disponible en: <https://www.renovablesverdes.com/aerogeneradores-verticales/>  
<https://blog.structuralia.com/aerogeneradores-de-eje-vertical-y-horizontal-tipos-ventajas-e-inconvenientes>
- (12) Aerogenerador Darrieus. Disponible en: [https://es.wikipedia.org/wiki/Aerogenerador\\_Darrieus#/media/Archivo:Darrieus-windmill.jpg](https://es.wikipedia.org/wiki/Aerogenerador_Darrieus#/media/Archivo:Darrieus-windmill.jpg)
- (13) Aerogenerador Savonius. Disponible en <http://www.archiexpo.es/prod/windside/product-88530-959470.html>
- (14) Uso de aerogeneradores de eje vertical en el mar, EVWind. Disponible en: <https://www.evwind.com/2011/04/22/turbinas-eolicas-marinas-con-eje-vertical/>
- (15) Aerogeneradores a barlovento y sotavento, blog inventhable. Disponible en: <http://inventhable.blogspot.com/2013/08/energia-del-viento-conocimientos-eolicos.html>
- (16) Aerogeneradores a barlovento y sotavento, imagen. Disponible en: <http://xn--drmstrre-64ad.dk/wp-content/wind/miller/windpower%20web/es/tour/design/updown.htm>
- (17) Inclinación del eje <https://fuentesdeenergiact.wordpress.com/fuentes-de-energia-renovables/eolica/aerogeneradores/>
- (18) Límite de Betz, energética futura. Disponible en: <https://energeticafutura.com/blog/cuanta-energia-se-puede-sacar-del-viento-limite-de-betz/>
- (19) Tony Burton, Nick Jenkins, David Sharpe, Ervin Bossanyi. Wind Energy Handbook, Second Edition. WILEY 2011.
- (20) Grafica Betz, wordpress. Disponible en: <https://jmirez.wordpress.com/2011/07/18/j284-los-disenos-de-turbinas-eolicas-van-el-limite-de-betz/>
- (21) Características en función del número de palas. Disponible en: <http://xn--drmstrre-64ad.dk/wp-content/wind/miller/windpower%20web/es/tour/design/concepts.htm>

- (22) Potencia desarrollada por un aerogenerador, xatakaciencia. Disponible en: <https://www.xatakaciencia.com/energia/cuanta-potencia-desarrolla-un-aerogenerador-i>
- (23) Caja multiplicadora. Disponible en: <http://xn--drmsttre-64ad.dk/wp-content/wind/miller/windpower%20web/es/tour/wtrb/powtrain.htm>
- (24) Transmision directa, technology review. Disponible en: <https://www.technologyreview.es/s/1139/las-turbinas-eolicas-se-despojan-de-sus-engranajes>
- (25) GL Guideline for the Certification of Offshore Wind Turbines (2012)
- (26) Funcionamiento del aerogenerador (parada arranque), sotavento Galicia. Disponible en: <http://www.sotaventogalicia.com/es/area-tecnica/instalaciones-eolicas/funcionamiento>
- (27) Software Bladed Educational
- (28) Conicidad de las palas. Disponible en: <http://rabfis15.uco.es/lvct/tutorial/41/tema13/tema13-2.htm>
- (29) \_Paraboloide hiperbolico, Wikipedia. Disponible en: [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/12/Paraboloid\\_of\\_Revolution.svg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/12/Paraboloid_of_Revolution.svg)
- (30) Software FTool
- (31) Criterio de signos diagramas de esfuerzos, el rincón del ingeniero. Disponible en: <http://www.elrincondelingenero.com/Axiles%2C+cortantes+y+flectores>
- (32) Jesús Almería Melguizo, Apuntes de Resistencia de Materiales.
- (33) Acero S275, leecosteel. Disponible en <https://www.leecosteel.com/es/1%C3%A1mina-de-acero-s275.html>
- (34) \_Jack A. Collins, Henry Busby, George Staab, Mechanical Design of Machine Elements and Machines, Wiley 2010.
- (35) Tipos de rodamientos, VC. Disponible en [http://www.vc.ehu.es/Dtecnico/tema17\\_01.htm](http://www.vc.ehu.es/Dtecnico/tema17_01.htm)
- (36) Instituto Técnico de la estructura en acero ITEA, Diseño para Fatiga.
- (37) Fatiga, Iberisa. Disponible en: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>
- (38) Ruiz Calvo, Justo; Teorías de daño acumulativo en la fatiga, 2003. Disponible en: <http://www.tecnicaindustrial.es/tiadmin/numeros/6/40/a40.pdf>
- (39) Catálogo de cojinetes SKF. Disponible en: [https://www.skf.com/binary/86-121486/0901d19680416953-10000\\_2-ES---Rolling-bearings.pdf](https://www.skf.com/binary/86-121486/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf)



# DOCUMENTO II

## ANEXOS



## ANEXO I: ESPECIFICACIONES PRELIMINARES

- Clase IEC: I
- Turbulencia: B (según GL)
- Condiciones de viento (emplazamiento A): 10,6 m/s de velocidad media, K Weibull 1,979
- Profundidad emplazamiento A: 40 m
- Condiciones de viento (emplazamiento B): 10,8 m/s de velocidad media, K Weibull 1,985
- Profundidad emplazamiento B: 50 m

- Potencia eléctrica generada: 5 MW+10%
- Diámetro rotor aerodinámico: 126 m
- Rango de viento operativo: 3,5m/s-30m/s
- Tipo generador: síncrono a imanes permanentes
- Tipo de transmisión: directa.
- Revoluciones mínimas/nominales/máximas: 6 rpm/12 rpm/ 20rpm
- Ángulo de inclinación eje principal: +6 grados.
- Ángulo de conicidad de las palas: -3 grados.
- Longitud de las palas: 61,5m
- Diámetro del buje: 3m
- Altura buje sobre el nivel medio del mar: 92m

- Clase sistema de control: control de paso  
Velocidad máxima giro palas: 8 grados/segundo  
Tiempo de aceleración giro: 0,2 segundos.
- Coordenadas del centro geométrico del buje: X=-5213; Z=3148mm
  - Masa del buje (sin incluir las palas): 4E4 kg (en el centro geométrico)
  - Sistema de coordenadas: coordenadas de orientación (Yaw System Coordinates según GL)
  - Origen de coordenadas: cruce del plano horizontal 200 mm sobre la torre con el eje de la torre.
- Amortiguamiento de los modos de resonancia de la pala (todos los modos): 0,477%

- Posición del cojinete anterior: XA= -3197; ZA= 2936mm
- Posición del cojinete posterior: XB= 950; ZB=2500mm
- Diámetro interno del rotor en el generador: 6800 mm
- Masas rotóricas de la transmisión más generador: 5 E4 kg
- Centro de masas rotóricas de la transmisión más generador: X=-1340, Z=2710mm
- Pérdidas mecánicas de la transmisión (incluido rotor generador): 4%

- Dimensiones de la góndola: cilindro con diámetro 8,5 m, longitud 8m  
Masa global de la góndola (no incluido rotor aerodinámico): 2E5 kg  
Centro de masas de la góndola: X=- 1000; Z=+3000mm  
Diámetro interior torre: 5700 mm  
Altura sumergida flotante: 45 m  
-Altura entrada acoplamiento cables: 55 m

Altura total torre A: 133 m  
Masa total torre en espera del diseño: 1,9E6 kg

Diámetro entrehierro del generador: 7000 mm  
Entrehierro del generador: 6 mm  
Número de polos: 360  
Longitud axial de los polos y yugos: 1300 mm  
Altura/anchura de los polos (imanes): 18mm/42,5 mm  
Clase de los imanes: N3616  
Altura de yugos rotórico/estatórico : 15mm/13mm  
Altura y anchura de las ranuras estatoricas: 83mm/9,26 mm  
Número de ranuras por paso polar: 3  
Resistencia del estator: calcular  $7,7E-2/30$  ohmios  
Impedancia síncrona: calcular  $3,5E-2$  ohmios  
Pérdidas en el hierro: calcular  $4,4E4$  W  
-Rendimiento del generador: calcular 95%  
-Tensión nominal: 690V  
-Factor de potencia: 0,9  
Máxima corriente del convertidor: 6E3A  
Máxima tensión del convertidor: 800V  
Rendimiento del convertidor: 97%  
Potencia de cargas auxiliares: 1E4 W

Diámetro primitivo de sistema de orientación: 5925 mm  
Módulo sistema de orientación: 24 mm  
Velocidad de orientación: 0,3grados/segundo  
Tiempo de aceleración giro: 6 segundos  
Par nominal de cada accionamiento: 49,0 kNm  
Par de pico de cada accionamiento: 98,1 kNm  
Relación engranajes: 1253,6  
Z piñón: 14  
Potencia nominal motor: 5,5 kW  
Velocidad motor: 940 rpm  
Rendimiento (motor+reductora): 70,00%

#### Condiciones marítimas

Máxima altura significativa de ola (50 años): 5,08 m  
Periodo pico de ola: 11,01 segundos  
Densidad del agua: 1027 kg/m<sup>3</sup>  
Máxima variación del nivel del mar (50 años): 3,6 m  
Máxima velocidad de corriente marina (50 años): 1,3 m/s



## CARGAS AERODINÁMICAS EN EL CENTRO DEL BUJE (estimación preliminar)

HUB SHAFT EXTREM LOADS (according to GL)		Caso de	PSF	Fx	Fy	Fz	Fyz	Mx	My	Mz	Myz	Description	Azimuth	BlPitch1
(FAST simulations)		carga		[KN]	[KN]	[KN]	[KN]	[KNM]	[KNM]	[KNM]	[KNM]		(deg)	(deg)
Min	Fx	1,5	1,2	<b>-331,7</b>	-16,7	-1431,6	1469,5	-0,1	486,6	925,4	925,4	Producción. Ráfaga. Caída tensión.	316,1	17,0
Max	Fx	1,3	1,35	<b>1375,7</b>	114,4	-1751,0	1754,7	6453,0	430,7	10053,5	10062,7	Producción. Ráfaga. Cambio direc.	315,6	1,9
Min	Fy	1,2	1,35	212,5	<b>-286,3</b>	-1590,3	1615,9	5248,8	3437,1	-10058,9	10629,9	Producción. Turbulencia extrema	94,0	32,7
Max	Fy	6,4	1,2	69,7	<b>233,8</b>	-1508,4	1526,4	0,0	-328,3	-618,4	700,1	Parada. Turbulencia normal	85,9	90,0
Min	Fz	1,3	1,35	1082,3	16,9	<b>-1933,2</b>	1933,3	6293,7	-10077,8	-12044,7	15704,6	Producción. Ráfaga. Cambio direc.	151,4	-1,0
Max	Fz	7,2	1,1	74,6	21,2	<b>-1188,0</b>	1188,2	0,0	656,0	90,0	662,2	Parada. Condición fallo.	135,0	90,0
Max	Fyz	1,3	1,35	1096,5	24,2	-1933,2	<b>1933,4</b>	6343,7	-10094,0	-11912,4	15613,9	Producción. Ráfaga. Cambio direc.	152,8	-0,9
Min	Mx	1,4	1,2	447,2	-14,8	-1410,0	1479,2	<b>-0,4</b>	1538,4	-3450,0	3450,0	Producción. Viento normal. Caída red	67,5	28,5
Max	Mx	1,6	1,35	531,6	-65,3	-1591,7	1678,1	<b>6453,0</b>	2936,3	3122,6	7168,8	Producción. Ráfaga extrema.	315,0	28,4
Min	My	1,2	1,35	429,6	-210,5	-1514,7	1529,3	6420,6	<b>-11712,6</b>	1952,1	11874,2	Producción. Turbulencia extrema	188,8	30,9
Max	My	1,3	1,35	1006,7	-54,2	-1904,9	1905,6	6143,9	<b>15862,5</b>	-2393,6	16042,1	Producción. Ráfaga. Cambio direc.	23,3	-1,0
Min	Mz	1,3	1,35	981,5	-80,1	-1567,4	1569,4	6453,0	-7408,8	<b>-12842,6</b>	14826,4	Producción. Ráfaga. Cambio direc.	126,6	-0,9
Max	Mz	1,3	1,35	989,7	-42,2	-1898,1	1898,6	6057,5	-5904,9	<b>14904,0</b>	16031,1	Producción. Ráfaga. Cambio direc.	261,8	-1,0
Max	Myz	1,3	1,35	1006,7	-54,2	-1904,9	1905,6	6143,9	15862,5	-2393,6	<b>16042,1</b>	Producción. Ráfaga. Cambio direc.	23,3	-1,0



## **ANEXO II: CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL EMPLEADO EN EL DISEÑO (ACERO S275)**

El acero S 275 es un acero estructural, cumple con el estándar europeo EN 10025: 2004.  
(31)

A continuación, se detallan sus características:

- Módulo de Young:  $E = 210 \text{ GPa}$
- Densidad:  $\rho = 7.850 \text{ kg/m}^3$
- Límite elástico:  $\sigma_y = 275 \text{ MPa}$
- Módulo de rigidez:  $G = 81 \text{ MPa}$
- Coeficiente de Poisson:  $\nu = 0,3$
- Coeficiente de dilatación térmica:  $\alpha = 1,2 \text{ E}^{-5} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$



## ANEXO III: CÁLCULOS Y MODELOS DE CONDICIONES DE VIENTO.

### III.1 Velocidad nominal

Uno de los primeros cálculos que necesitamos, es el de la velocidad nominal del viento a la altura del buje. Esta velocidad de viento hace referencia a la que necesitamos tener para que el aerogenerador genere su potencia nominal, en este caso 5 MW. Para obtenerla, hacemos uso de la ecuación del coeficiente de potencia  $C_P$  (WILEY pág. 63):

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^3 \pi R^2}$$

Desde esta ecuación, si despejamos la velocidad obtenemos lo siguiente:

$$U_\infty = \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{1}{2}\rho\pi R^2 C_p}}$$

Todos los valores son conocidos y se explican a continuación:

- P: potencia nominal del aerogenerador, en este caso 5 MW.
- $\rho$ : densidad del aire, 1,225 kg/m<sup>3</sup>.
- R: radio del rotor, 63 m.
- $C_p$ : coeficiente de potencia, en este caso se va a suponer el máximo que realmente podríamos obtener, es decir, 0,47.

Con estos datos obtenemos la siguiente velocidad nominal del viento:

$$U_\infty = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 1,225 \cdot \pi \cdot 63^2 \cdot 0,47}} = 11,2 \text{ m/s}$$

### III.2 Modelado de condiciones atmosféricas en Bladed

Para poder realizar las diferentes simulaciones, el programa Bladed nos solicita las condiciones atmosféricas a las que está sometido el aerogenerador. Estas condiciones incluyen: viento y turbulencia; estado del mar; terremotos y formación de hielo. Por limitaciones con la versión del programa, no se van a tener en cuenta terremotos ni formación de hielo, sin embargo, esto no es inconveniente, puesto que, en condiciones normales, no cabe esperar ninguno de los dos fenómenos en las proximidades de la costa española.

### III.2.1 Viento y turbulencia

Una de las cosas más importantes a definir antes de realizar las simulaciones, son el viento y las turbulencias del mismo. Para ello, es necesario introducir un archivo en el software que contenga estas condiciones. El propio programa de Bladed permite la creación de este archivo de viento introduciendo ciertos parámetros. En la figura III-1 que se muestra a continuación (25), se pueden observar los parámetros necesarios para la creación del archivo:

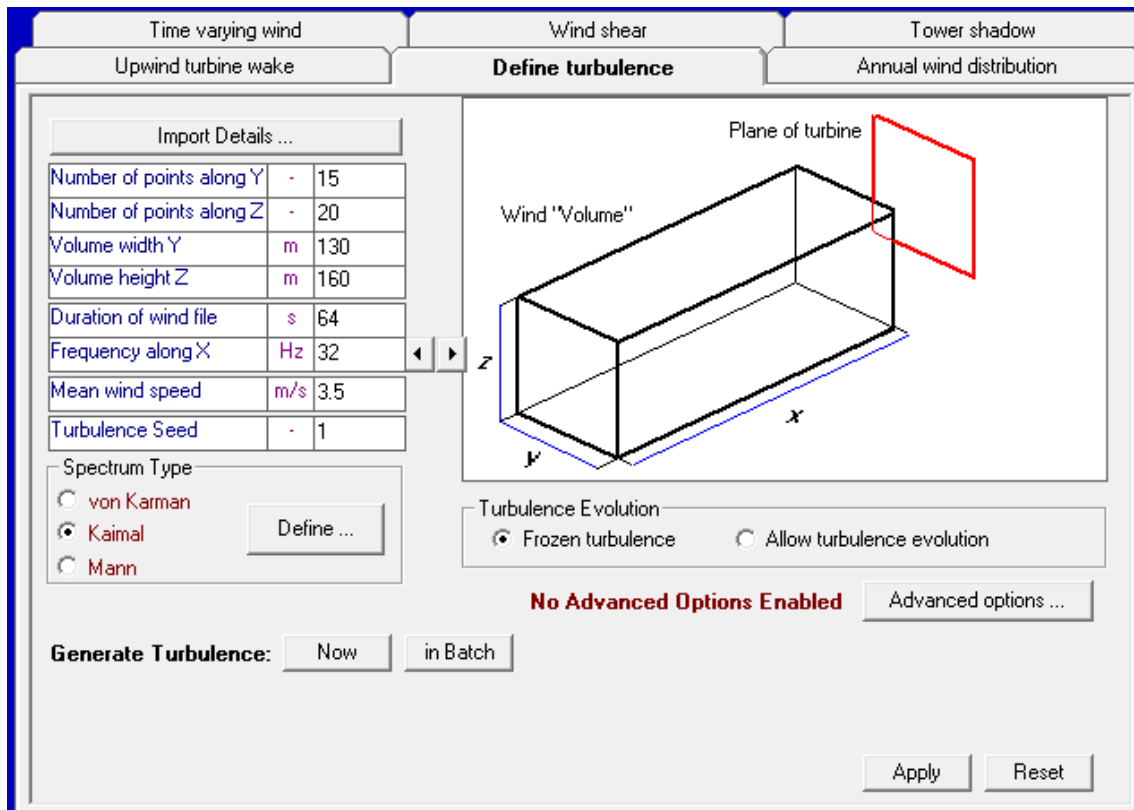


Figura III-1. Definición de una turbulencia y creación de archivo de viento en Bladed. FUENTE: (25).

Una vez sabemos los parámetros que se solicitan, se pasa a explicar cada uno de ellos y a justificar el valor seleccionado:

- Número de puntos a lo largo de Y y Z: GL (23) recomienda una selección de al menos 10 puntos en cada dirección y en todo caso que la separación máxima entre cada punto de mallado sea o bien 10 m o bien el 15% por ciento del diámetro del rotor (en este caso eso daría lugar a 19 m). Por eso se definen 15 puntos en Y y 20 en Z.
- Volumen del viento (anchura de Y y altura de Z): en este caso la norma recomienda un área perpendicular al menos de la misma dimensión que la que barren las palas del rotor. (23) Por eso se ha seleccionado 130 m de anchura, y, con el fin de que también se incluya la mitad superior de la torre 160m de altura.
- Duración del archivo de viento: como las simulaciones en la versión educacional del programa no pueden superar 60 s, se ha fijado un tiempo de 64 s para el archivo de viento.

- Velocidad media del viento: GL (23) recomienda que sea medida a la altura del buje, en la imagen se muestra la velocidad de arranque (3,5 m/s). Debemos generar un archivo de viento para cada una de las tres velocidades para las cuales se realizan las simulaciones, a saber: arranque, nominal (11,2 m/s) y parada (30 m/s).
- En cuanto al tipo de espectro, se selecciona el Kaiman, y al parámetro a definir se le da un valor de 42 m, tal y como especifica GL (23) para alturas de buje superiores a 60 m en aerogeneradores de clase IEC-1.

### III.3 Modelos de condiciones de viento

A continuación, se detallan los cálculos que ha sido necesario realizar con el fin de introducir en el programa de Bladed los diferentes parámetros para cada uno de los casos de carga (DLC) que especifica el GL.

En primer lugar, y antes de desarrollar los diferentes modelos de condiciones de viento, se presenta una tabla tal y como aparece en el GL que define los parámetros básicos para las diferentes turbinas eólicas.

Wind turbine class	I	II	III	S
- $V_{ref}$ [m/s]	50	42.5	37.5	Site specific
- $V_{ave}$ [m/s]	10	8.5	7.5	
- A I15 (-)	0.18			
- a (-)	2			
- B I15 (-)	0.16			
- a (-)	3			
- C I15 (-)	0.145			
- a (-)	3			

Tabla III-1. Parámetros básicos para las diferentes clases de turbinas eólicas.  
FUENTE: (23)

Nuestra turbina, según se puede comprobar en las especificaciones preliminares del Anexo I, es de clase I y tipo B.

#### III.3.1 Modelo NTM (normal turbulence model)

Este modelo requiere calcular la desviación estándar de la velocidad longitudinal del viento a la altura del buje. Dicha desviación se calcula mediante la siguiente fórmula presentada en el GL (pág. 4-8):

$$\sigma_1 = I_{15} \cdot \frac{\left(15 \frac{m}{s} + a \cdot V_{hub}\right)}{(a + 1)}$$

Los parámetros  $I_{15}$  y  $a$ , vienen definidos en la tabla III-1, el parámetro  $V_{hub}$  se refiere a la velocidad del viento a la altura del buje. En la tabla III-2, se presentan los resultados para las tres velocidades del viento para las que se ha realizado simulaciones:

<b>V<sub>hub</sub> [m/s]</b>	3,5	11,2	30
<b>σ<sub>1</sub></b>	1,02	1,94	4,2

Tabla III-2. Valores de la desviación de la velocidad longitudinal del viento para el modelo NTM. FUENTE: elaboración propia.

### III.3.2 Modelo ETM (extreme turbulence model)

En este caso, debemos calcular la desviación de la velocidad longitudinal del viento para un modelo de turbulencia extrema. La fórmula tomada del GL se muestra a continuación:

$$\sigma_{ETM} = I_{15} \cdot \left( \frac{20 + a \cdot (V_{hub} + 6)}{a + 1} - \frac{V_{hub} - V_{ave}}{6 \cdot a} \right)$$

Todos los parámetros que aparecen en la fórmula son conocidos y pueden observarse en la tabla III-1. A continuación se presentan en la tabla III-3 los resultados para cada velocidad del viento:

<b>V<sub>hub</sub> [m/s]</b>	3,5	11,2	30
<b>σ<sub>ETM</sub></b>	2	2,86	4,95

Tabla III-3. Valores de la desviación de la velocidad longitudinal del viento para el modelo ETM. FUENTE: elaboración propia.

### III.3.3 Modelo ECD (extreme coherent gust with direction change)

En este caso no solo tiene lugar un aumento de la velocidad del viento, sino que además acontece a la vez un cambio de dirección del viento.

La figura III-2 muestra la ecuación por la que se rige la velocidad del viento (GL):

$$V(z,t) = \begin{cases} V(z) & \text{for } t < 0 \\ V(z) + 0.5 V_{cg} (1 - \cos(\pi t/T)) & \text{for } 0 \leq t \leq T \\ V(z) + V_{cg} & \text{for } t > T \end{cases}$$

Figura III-2. Ecuación que rige la velocidad del viento en el modelo ECD. FUENTE: (23)

Donde:



- $V(z)$  se refiere a la velocidad del viento en m/s a una altura  $z$  desde el nivel del mar.
- $V_{cg}$  se refiere a la magnitud de una ráfaga extrema y coherente, GL fija su valor en 15 m/s.
- $T$  se refiere al tiempo de incremento de la velocidad del viento, está fijado en 10 s según GL.

Por otro lado, en la figura III-3 representada a continuación, observamos la ecuación sobre la que se rige el cambio de dirección:

$$\theta(t) = \begin{cases} 0^{\circ} & \text{for } t < 0 \\ \pm 0.5 \theta_{cg} (1 - \cos(\pi t / T)) & \text{for } 0 \leq t \leq T \\ \pm \theta_{cg} & \text{for } t > T \end{cases}$$

Figura III-3. Ecuación que rige el cambio de dirección del viento en el modelo ECD. FUENTE: (23)

De nuevo  $T$  se fija en 10 s tal y como indica GL. En cuanto a  $\theta_{cg}$ , indica la magnitud de cambio de dirección, y se rige según la ecuación que se muestra en la figura III-4 a continuación, sacada de GL:

$$\theta_{cg}(V_{hub}) = \begin{cases} 180^{\circ} & \text{for } V_{hub} < 4 \text{ m/s} \\ \frac{720^{\circ} \text{ m/s}}{V_{hub}} & \text{for } 4 \text{ m/s} \leq V_{hub} \leq V_{ref} \end{cases}$$

Figura III-4. Ecuación que rige la magnitud de cambio de dirección del viento. FUENTE: (23)

Como ya se ha indicado en el apartado III.2.1 el término  $V_{hub}$  se refiere a la velocidad del viento a la altura del buje. En la tabla III-4 que se muestra a continuación se muestran los diferentes valores de  $\theta_{cg}$  en función de los valores de  $V_{hub}$ :

$V_{hub}$ [m/s]	3,5	11,2	30
$\theta_{cg}$ [°]	180	64,29	24

Tabla III-4. Valores del cambio de dirección del viento en función de la velocidad del buje. FUENTE: elaboración propia.

### III.3.4 Modelo NWP (normal wind profile)

En este modelo se define una variación del viento en función a la altura vertical. Dicha variación viene descrita en la siguiente ecuación:

$$V(z) = V_{hub} \cdot \left(\frac{z}{z_{hub}}\right)^\alpha$$

- $V(z)$ : se refiere a la velocidad del viento a una altura  $z$  sobre el nivel del mar [m/s].
- $V_{hub}$  es la velocidad del viento a la altura del buje [m/s].
- $z$ : la altura en vertical sobre el nivel del mar [m].
- $z_{hub}$ : la altura del buje sobre el nivel del mar, por tanto 92 [m].
- $\alpha$ : exponente de la ley de potencia. Siguiendo la normativa de GL, se le da un valor de 0,14, puesto que se asume estabilidad atmosférica y una rugosidad superficial constante de 0,002 m.

### III.3.5 Modelo EOG (extreme operating gust)

En este modelo se define una ráfaga de viento a la altura del buje para un periodo recurrente  $N$  años, pudiendo ser  $N = 1$  año o  $N = 50$  años. La magnitud de la ráfaga viene determinada por la siguiente ecuación:

$$V_{gustN} = \beta \cdot \sigma_1 \cdot B$$

- $\beta$ : Parámetro definido por GL, tiene un valor de 4,8 para  $N = 1$  año y de 6,4 para  $N = 50$  años.
- $\sigma_1$ : Desviación estándar definida en el modelo NTM del apartado III.2.1.
- $B$ : es un factor de reducción que define GL y se rige por la ecuación presentada a continuación.

$$B = \frac{1}{1 + 0,2 \cdot \left(\frac{D}{\Lambda_1}\right)} = 0,625$$

- $D$ : se refiere al diámetro del rotor aerodinámico, en este caso 126 m.
- $\Lambda_1$ : es un parámetro de escala de la turbulencia, según GL se ha de fijar en 42 m para alturas del buje superiores a 62 m.

Por último, se presenta la ecuación que rige la velocidad del viento en función del tiempo y de la altura sobre el nivel del mar, sacada de GL:

$$V(z,t) = \begin{cases} V(z) - 0.37 V_{gustN} \sin(3\pi t/T) (1 - \cos(2\pi t/T)) & \text{for } 0 \leq t \leq T \\ V(z) & \text{for } t < 0 \text{ and } t > T \end{cases}$$

Figura III-5. Ecuación que rige la velocidad del viento en función del tiempo y la altura sobre el nivel del mar. FUENTE: (23).

A continuación, se muestra en la tabla III-5 los parámetros de este modelo una vez calculados:

$V_{hub}$ [m/s]	3,5		11,2		30	
	N = 1	N = 50	N = 1	N = 50	N = 1	N = 50
$V_{gust}$ [m/s]	3,06	4,08	5,832	7,776	12,6	16,8
$\sigma_1$ [-]	1,02		1,94		4,2	
$B$ [-]	0,625	0,625	0,625	0,625	0,625	0,625
$T$ [s]	10,5	14	10,5	14	10,5	14
$\beta$ [-]	4,8	6,4	4,8	6,4	4,8	6,4

Tabla III-5. Valores de los parámetros que definen el modelo EOG. FUENTE: elaboración propia.

### III.3.6 Modelo EWM (extreme wind speed model)

En el GL (23) se especifica que este modelo puede ser tanto estacionario como turbulento, y que está basado, por un lado, en la velocidad de referencia del viento, y en la desviación longitud estándar por otro.

En la tabla III-6 se muestran estos parámetros:

$V_{ref}$ [m/s]	$\sigma_1$ [-]
50	6,6

Tabla III-6. Parámetros del modelo EWM. FUENTE: elaboración propia.

Para el modelo turbulento, el valor de la velocidad media (en 10 minutos) se da en función de la altura  $z$  con un periodo de recurrencia de 1 o 50 años y se obtiene mediante las siguientes ecuaciones: (23)

$$V_{50}(z) = V_{ref} \cdot \left( \frac{z}{z_{hub}} \right)^{0,14}$$

$$V_1(z) = 0,8 \cdot V_{50}(z)$$

Para el modelo estacionario, la velocidad de una ráfaga extrema de viento en 1 o 50 años están basadas en la velocidad de referencia del aerogenerador. Pueden obtenerse en función de la altura  $z$  usando las siguientes ecuaciones: (23)

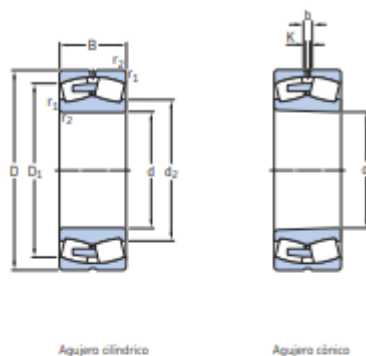
$$V_{e50}(z) = 1,25 \cdot V_{ref} \cdot \left( \frac{z}{z_{hub}} \right)^{0,14}$$

$$V_{e1}(z) = 0,8 \cdot V_{e50}(z)$$

# ANEXO IV: CATÁLOGO DE COJINETES DE SKF

A continuación, se muestran las características de los rodamientos empleados, obtenidas del catálogo del fabricante SKF.

## 8.1 Rodamientos de rodillos a rótula d 900–1 250 mm



Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales		Masa	Designaciones				
	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico			
mm	kN	kN	kN	r. p. m.	kg	-					
<b>900</b>	1090	190	5400	15300	950	240	480	370	* 248/900 CAMA/W20	* 248/900 CAK30MA/W20	
	1180	206	7500	17000	1020	240	450	605	* 239/900 CA/W33	* 239/900 CAK/W33	
	1280	280	11600	23200	1320	220	400	1200	* 230/900 CA/W33	* 230/900 CAK/W33	
	1280	375	15600	34500	2040	190	340	1570	* 240/900 ECA/W33	* 240/900 ECAK30/W33	
	1420	515	24500	49000	2700	120	180	3350	* 243/900 ECAF/W33	* 243/900 ECAK30F/W33	
<b>950</b>	1250	224	8300	19600	1120	220	430	755	* 239/950 CA/W33	* 239/950 CAK/W33	
	1250	300	10600	26000	1500	180	340	1020	* 249/950 CA/W33	* 249/950 CAK30/W33	
	1360	300	13700	28500	1600	200	380	1450	* 230/950 CA/W33	* 230/950 CAK/W33	
	1360	412	17000	39000	2240	170	300	1990	* 240/950 CAF/W33	* 240/950 CAK30F/W33	
	1500	545	27000	55000	3000	110	160	3540	* 243/950 ECAF/W33	* 243/950 ECAK30F/W33	
<b>1000</b>	1220	165	5400	14300	850	220	400	410	* 238/1000 CAMA/W20	* 238/1000 CAKMA/W20	
	1320	315	11800	29000	1460	170	320	1200	* 249/1000 CA/W33	* 249/1000 CAK30/W33	
	1420	308	14600	30500	1700	180	360	1600	* 230/1000 CAF/W33	* 230/1000 CAK/W33	
	1420	412	17600	40500	2240	160	280	2140	* 240/1000 CAF/W33	* 240/1000 CAK30F/W33	
	1580	462	24500	48000	2550	140	280	3500	* 231/1000 CAF/W33	* 231/1000 CAK/W33	
<b>1060</b>	1280	165	5500	15000	865	200	380	435	* 238/1060 CAMA/W20	* 238/1060 CAKMA/W20	
	1280	218	6950	20000	1200	200	380	570	* 248/1060 CAMA/W20	* 248/1060 CAK30MA/W20	
	1400	250	11000	26000	1430	180	360	1100	* 239/1060 CAF/W33	* 239/1060 CAK/W33	
	1400	335	13200	32500	1800	160	280	1400	* 249/1060 CAF/W33	* 249/1060 CAK30F/W33	
	1500	325	16000	34000	1830	170	320	1840	* 230/1060 CAF/W33	* 230/1060 CAK/W33	
<b>1120</b>	1360	243	8300	24000	1400	180	340	735	* 248/1120 CAF/W20	* 248/1120 CAK30FA/W20	
	1460	335	13700	34500	1830	140	260	1500	* 249/1120 CAF/W33	* 249/1120 CAK30F/W33	
	1580	462	21200	50000	2700	130	240	2930	* 240/1120 CAF/W33	* 240/1120 CAK30F/W33	
	<b>1180</b>	1420	180	6700	18600	1080	170	320	575	* 238/1180 CAF/W20	* 238/1180 CAKFA/W20
		1420	243	8800	27000	1560	170	320	770	* 248/1180 CAF/W20	* 248/1180 CAK30FA/W20
1540		272	12700	31000	1660	150	300	1400	* 239/1180 CAF/W33	* 239/1180 CAK/W33	
1540		355	15600	40500	2160	130	240	1800	* 249/1180 CAF/W33	* 249/1180 CAK30F/W33	
1660		475	24500	58500	3050	130	220	3320	* 240/1180 CAF/W33	* 240/1180 CAK30F/W33	
<b>1250</b>	1750	375	20400	45000	2320	130	240	2840	* 230/1250 CAF/W33	* 230/1250 CAK/W33	

\* Rodamiento SKF Explorer

Figura IV-1. Rodamientos SKF. FUENTE: (37)



**DOCUMENTO III**  
**Presupuesto**





## Cojinetes

Proporcionados por SKF.

Referencia	Descripción	Cantidad	Precio Unitario (€)	Total (€)
248/1120 CAFA/W20	Rodamientos de rodillos	2	13.344,6	26.689,2

## Eje

A la hora de presupuestar el eje, se ha tenido en cuenta además del material, otros costes como son el mecanizado que debería llevarse a cabo posteriormente y el transporte. El presupuesto que no tiene que ver con el material, está basado en un eje para un aerogenerador similar, que utiliza actualmente GAMESA.

Material	Peso (kg)	Precio (€/kg)	Total (€)
Acero al carbono	36.078,40	2,25	85.176,40
* El precio total incluye un desbaste del material en bruto para aproximar sus dimensiones a la pieza final y poder realizar los END por ultrasonidos para garantizar la ausencia de fisuras en el proceso de forja.			

Mecanizado	Tiempo (horas)	Precio (€/hora)	Total (€)
Primera fase: desbaste	25,00	120	3.000,00
Segunda fase: acabado (incluyendo el taladrado y fresado)	30	120	3.600,00
Ajuste (repasso de roscas, limpieza, etc)	15	50	750,00
Proceso de medición tridimensional	10	80	800,00

Proceso de pintura	Total pintura (€)
Primera fase: cubrir las partes mecanizadas, tapar roscas y posteriormente granallar las zonas a pintar.	2000,00
Segunda fase: metalizado con zinc.	
Tercera fase: Imprimado con pintura epoxi y capa de acabado.	

Logística de la fabricación	Total (€)
Incluye transporte desde el fabricante del material al taller de mecanizado, al proceso de pintura y entrega en la fábrica de montaje.	2.500,00