

PROYECTO FIN DE CARRERA
INGENIERÍA INDUSTRIAL – TECNOLOGÍAS ENERGÉTICAS



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

**DEPARTAMENTO DE MECÁNICA DE MEDIOS
CONTINUOS Y TEORÍA DE ESTRUCTURAS**

**ANÁLISIS SIMPLIFICADO DE LA
RESPUESTA ESTRUCTURAL DE UNA PALA
DE AEROGENERADOR**

Autor: Jose-Félix Funes Ruiz

Director: Carlos Santiuste Romero

JULIO 2009

ÍNDICE:

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1 – MOTIVACIÓN	1
1.2 – OBJETIVOS	3
1.3 – DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	4

CAPÍTULO 2: ANTECEDENTES

2.1 – AEROGENERADORES	
2.1.1 – Introducción	6
2.1.2 – Tipos de turbinas eólicas	7
2.1.3 – Componentes básicos de un aerogenerador	13
2.1.4 – Rotor eólico	20
2.2 – AERODINÁMICA DE AEROTURBINAS	
2.2.1 – Introducción	40
2.2.2 – Teoría de cantidad de movimiento y límite de Betz	40
2.2.3 – Teoría del momento cinético	49
2.2.4 – Perfiles aerodinámicos	53
2.2.5 – Teoría del elemento de pala	63
2.3 – MATERIALES COMPUESTOS Y SANDWICH	
2.3.1 – Materiales compuestos	71
2.3.2 – Materiales Sándwich	73

CAPÍTULO 3: MODELIZACIÓN

3.1 – INTRODUCCION	75
3.2 – DESCRIPCION DEL AEROGENERADOR	77
3.3 – DESCRIPCION DE LAS PALAS (TECNOLOGIA)	
3.3.1 – Geometría Externa de la pala	84
3.3.2 – Perfiles aerodinámicos y geometría interna de la pala	91
3.3.3 – Materiales. Características estructurales	112
3.3.4 – Estudio de cargas	115

3.3.5 – Parámetros Estructurales	143
CAPÍTULO 4: LA RESPUESTA DE LA PALA. DESPLAZAMIENTOS.	
4.1 – INTRODUCCION	169
4.2 – METODO DE LAS FUNCIONES DE INFLUENCIA (EL PROBLEMA DINAMICO)	
4.2.1 – Planteamiento	170
4.2.2 – Método de solución	163
4.2.3 – Algoritmo de Stoerm	174
4.3 – MODELO PRÁCTICO	
4.3.1 – Los desplazamientos. Fórmulas de Navier-Bresse	177
4.3.2 – Desarrollo de las funciones de influencia del modelo	181
4.3.3 – Comprobación numérica	194
CAPÍTULO 5: RESULTADOS	
5.1 – INTRODUCCION	202
5.2 – RESULTADOS FINALES	
5.2.1 – Estados de carga	203
5.2.2 – Resultado de los desplazamientos	216
5.2.3 – Efectos de la torsión geométrica	233
CAPÍTULO 6: CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	
6.1 – CONCLUSIONES	240
6.2 – TRABAJOS FUTUROS	241
REFERENCIAS	243

Capítulo 1: INTRODUCCIÓN

1.1 – MOTIVACIÓN

La realización de un modelo analítico permite simular el comportamiento de un elemento o sistema de manera sencilla mediante una serie de variables o parámetros. De esta manera, una modificación rápida de las variables nos permite ver la influencia que tienen en el comportamiento del sistema. Evidentemente cualquier modelo puede ser mejorado al eliminar simplificaciones iniciales o incluir mayor cantidad parámetros que lo definan de forma más precisa.

La pala de un rotor eólico es el elemento encargado de convertir la energía cinética y de presión del aire en energía mecánica. La variedad y magnitud de cargas a las que se ven sometidas las palas de aerogenerador requieren de materiales que respondan a la complejidad planteada. La versatilidad de fabricación de los materiales compuestos, sus buenas propiedades estructurales, su alta rigidez y resistencia, su reducido peso, su gran comportamiento a fatiga y propiedades como su baja dilatación térmica o su baja conductividad eléctrica hacen de estos materiales una solución ideal para el desarrollo de las palas de aerogenerador.

De esta manera procederemos a realizar el estudio de una pala fabricada de material compuesto de un rotor tripala típico de buje fijo sometido a sus principales cargas aerodinámicas e inerciales.

Para ello obtendremos de manera analítica y mediante la teoría aerodinámica necesaria las fuerzas a las que se encuentra sometida nuestra estructura. Definiremos de manera precisa la geometría y materiales de la pala, obteniendo así variables fundamentales como su peso e inercia. Finalmente analizaremos el comportamiento estructural que presenta el modelo sometido a las cargas calculadas. Todo esto se irá comparando con modelos numéricos sencillos que nos permitan verificar la validez del modelo matemático desarrollado.

En el fondo, la pala del aerogenerador es una viga empotrada sometida a una serie de cargas aerodinámicas debidas al giro que experimenta (siendo por tanto estas fuerzas variables en el tiempo). Así, hay fuerzas que generan par de rotación en el plano del rotor, fuerzas resistentes que son perpendiculares al plano del rotor y momentos torsores que la hacen girar sobre su eje. Soporta además otras fuerzas como su propio peso (actuante sobre el plano del rotor) y fuerzas inerciales debidas al giro, que pese a no ser despreciables en principio no serán consideradas en nuestro estudio pues no vamos a considerar desplazamientos ni esfuerzos por axil.

El modelo intentará aproximarse lo máximo posible a una pala real, de forma que los resultados finales de los desplazamientos se puedan ajustar a los expuestos en referencias bibliográficas para palas de la misma magnitud. Utilizaremos materiales sandwich en todas las secciones de la pala, compuestos por pieles de material compuesto y núcleos de materiales ligeros e isótropos, de forma que sigamos la tendencia estructural actual en la construcción de este tipo de estructuras, con la finalidad de disminuir el peso e incrementar la rigidez de la pala.

1.2 – OBJETIVOS

El objetivo global de este proyecto consiste en el análisis estructural de la respuesta de una pala de aerogenerador sometida a cargas dinámicas. Para ello hay que definir de una manera precisa la pala y obtener las fuerzas aerodinámicas e inerciales a las que está sometida.

Los objetivos que pretende alcanzar este proyecto son por tanto los siguientes:

- Definir las características de un aerogenerador tipo que vaya a contener las palas que pretendemos analizar. Así se podrá fijar el entorno en el que se van a encontrar las palas a estudio (altura, viento, velocidad de giro del aerogenerador, etc.).

- Definir la geometría y materiales de la pala de forma que se asimile lo máximo posible a una pala comercial de aerogenerador. La geometría externa permitirá determinar las fuerzas aerodinámicas a las que se va a someter a la estructura.
- Obtener las fuerzas aerodinámicas a las que va a estar sometida la estructura en función del tiempo como consecuencia del movimiento de rotación de la pala y del perfil de viento.
- Calcular las variables estructurales que afectarán al movimiento de la pala, como momentos y productos de inercia, momentos flectores, módulos de torsión, módulo elástico, áreas y demás variables.
- Comprobación de los cálculos mediante un modelo numérico que permita otorgar fiabilidad al modelo analítico desarrollado.
- Obtención final de los desplazamientos de las secciones de la pala según sus ejes X (batimiento o flap), Y (arrastre o lag) y Z (torsión sobre el eje radial) como función del tiempo.

1.3 – DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

El proyecto está estructurado en 6 capítulos y un anexo.

En el presente capítulo se expone la motivación que lleva a la realización de este proyecto. También se fijan unos objetivos que se buscan alcanzar y se hace una breve descripción de la estructura del proyecto.

En el segundo capítulo se realiza una introducción al mundo de los aerogeneradores, mostrándose los diferentes tipos existentes, así como las partes de las que se componen, centrándonos en el rotor eólico. Se hablará de la aerodinámica de aeroturbinas y sus actuaciones, en lo referente a las operaciones de arranque y producción de potencia, para finalmente terminar con una breve descripción de los materiales compuestos.

Dentro del tercer capítulo se describirá pormenorizadamente la morfología y funcionamiento de un aerogenerador, así como de las palas que forman parte de él, analizando geometría, materiales, cargas y parámetros estructurales.

En el cuarto capítulo se presenta el modelo de cálculo que vamos a seguir para obtener la respuesta de la pala, ‘las funciones de influencia’ y el ‘algoritmo de Stoerm’, así como el desarrollo práctico de ese modelo, en el que tendremos que utilizar las ‘ecuaciones de Navier-Bresse’.

En el quinto capítulo se mostrarán los resultados obtenidos mediante el modelo explicado en el apartado anterior.

Finalmente en el capítulo sexto, se hará balance de los resultados obtenidos a lo largo de este trabajo, mostrando las consecuentes conclusiones y dando una idea de los posibles caminos hacia los que podría ir encaminado este estudio en un futuro.

Se incluirá además en este proyecto un listado de la bibliografía consultada para su resolución y un anexo, en el que quedarán reflejados todos los programas realizados en MATLAB para la obtención de la respuesta de la pala de aerogenerador.

Capítulo 2: ANTECEDENTES

2.1 – AEROGENERADORES

2.1.1 – INTRODUCCIÓN

Las modernas turbinas eólicas son sistemas capaces de transformar, de forma eficiente, la energía cinética contenida en el viento en energía mecánica en un eje. Esta energía se puede aprovechar, o bien directamente, en instalaciones aisladas para aplicaciones de bombeo o, como es más habitual, en sistemas de producción de energía eléctrica. En este capítulo no se aborda de forma intencionada el estudio de los aerogeneradores empleados para aplicaciones aisladas, es decir, instalaciones autónomas no conectadas a la red, por entender que analizar su funcionamiento implica describir tecnologías como sistemas fotovoltaicos, grupos diesel, etc, que se escapan del alcance de esta obra.

A lo largo de la historia de la energía eólica, han sido muchas las turbinas que se han diseñado para aprovechar la energía del viento, sin embargo, la tecnología de aerogeneradores para producción de energía eléctrica ha evolucionado hacia máquinas de tres palas, orientadas a barlovento, con torre tubular y sistemas de orientación activos. Estas características se pueden considerar comunes en los aerogeneradores actuales, sin embargo existen diferencias significativas en aspectos relativos al tipo de generador eléctrico y los sistemas de control del aerogenerador.

El capítulo comienza con una descripción de las diferentes turbinas eólicas según el tipo de rotor y la disposición del eje de rotación. A continuación, se realiza una breve descripción de las partes básicas que constituyen un aerogenerador. Posteriormente, se estudia la transformación de energía desde que el rotor eólico capta la energía cinética contenida en el viento hasta que se convierte en energía eléctrica. En cada uno de los elementos involucrados en la transformación de energía se evalúan las pérdidas de

potencia y las variables de las que dependen con el fin de analizar el rendimiento global de toda la instalación. Esta parte es de gran utilidad cuando se estudian las estrategias de regulación y control de los aerogeneradores.

2.1.2 – TIPOS DE TURBINAS EÓLICAS

Una primera clasificación de las turbinas eólicas se puede realizar atendiendo al tipo de rotor eólico y la disposición de su eje de giro. Así las turbinas se clasifican en turbinas con rotor de eje vertical y turbinas con rotor de eje horizontal.

2.1.2.1 – Rotores de eje vertical

Las turbinas con rotores de eje vertical tienen la ventaja fundamental de que no precisan ningún sistema de orientación activo para captar la energía contenida en el viento. Presentan la ventaja añadida, con respecto a las turbinas de eje horizontal, de disponer el tren de potencia, el generador eléctrico y los sistemas de control a nivel de suelo. Los diseños más conocidos de eje vertical son los rotores tipo Darrieus y los rotores tipo Savonius.

- Rotores Darrieus

Las aeroturbinas de eje vertical tipo Darrieus, deben su nombre a una patente americana de 1931 por el ingeniero G.J.M. Darrieus, consta de dos o más palas dispuestas como la forma que toma una cuerda sujeta por sus extremos y sometida a un movimiento giratorio, Figura 2.1. Su rendimiento y velocidad de giro son comparables a las aeroturbinas de eje horizontal, sin embargo presenta algunas desventajas como son: ausencia de par de arranque, lo que hace necesario motorizar la turbina para que comience a girar y empleo de tensores adicionales para garantizar la estabilidad estructural de la máquina. Además cada una de las palas de este tipo de máquinas está sometida a fluctuaciones de par elevadas debido al efecto de sombra de torre.

A pesar de estos inconvenientes se llegaron a desarrollar a finales de los años 80 prototipos de 625 kW de potencia y 34 m de diámetro en los laboratorios Sandia/DOE. De manera comercial se instalaron máquinas comerciales tipo Darrieus de 17 m de diámetro y 170 kW comercializadas por la empresa Flowind en la zona californiana de Altamont Pass.

- Rotores Savonius

Otro tipo de turbina de eje vertical desarrollada en Finlandia por S.J. Savonius, es la turbina que lleva su nombre, rotor tipo Savonius. Se caracteriza por disponer de dos palas que son las mitades de un cilindro cortadas por una generatriz y desplazadas lateralmente. Tienen la ventaja de ofrecer par de arranque y se pueden construir fácilmente, pero su bajo rendimiento y su reducida velocidad de giro hacen que sus aplicaciones se limiten a bombeo de pistón. No obstante se han desarrollado prototipos de 5 kW para aplicaciones de producción de electricidad en sistemas aislados como el Kansas State University Savonius.

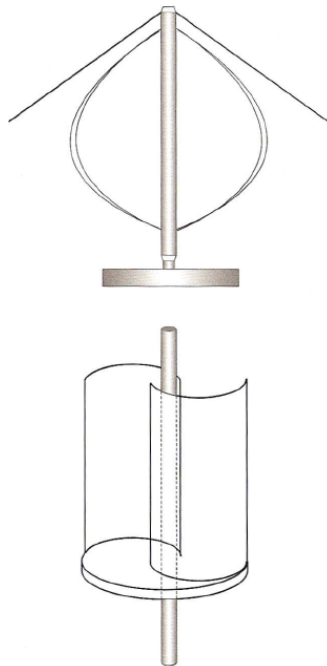


Figura 2.1.- Rotores de eje vertical (Darrieus arriba y Savonius abajo)

2.1.2.2 – Rotores de eje horizontal

Los rotores de eje horizontal se caracterizan porque giran sus palas en dirección perpendicular a la velocidad del viento incidente. La velocidad de giro de las turbinas de eje horizontal sigue una relación inversa al número de sus palas, o de forma más precisa al parámetro denominado solidez que indica el cociente entre la superficie ocupada por las palas y la superficie barrida por ellas. Así, las turbinas de eje horizontal se clasifican en turbinas de rotor multipala o aeroturbinas lentas y rotor tipo hélice o aeroturbinas rápidas. Las características básicas y aplicaciones de los dos tipos de turbinas se indican a continuación.

- Rotores multipala. Aeroturbinas lentas

Los rotores multipala se caracterizan por tener un número de palas que puede variar de 6 a 24 y por lo tanto una solidez elevada. Presentan elevados pares de arranque y una reducida velocidad de giro. La velocidad lineal en la punta de la pala de estas máquinas, en condiciones de diseño, es del mismo orden que la velocidad del viento incidente. Estas características hacen que la aplicación fundamental de estas turbinas haya sido tradicionalmente el bombeo de agua. No se utilizan en aplicaciones de generación de energía eléctrica debido a su bajo régimen de giro.

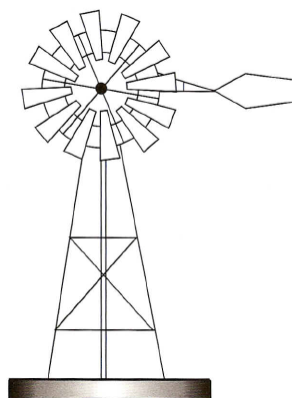


Figura 2.2.- Rotor multipala americano

- Rotores tipo hélice. Aeroturbinas rápidas

Los rotores tipo hélice giran a una velocidad mayor que los rotores multipala. La velocidad lineal en la punta de la pala de estas máquinas varía en un margen de 6 a 14 veces la velocidad del viento incidente en condiciones de diseño. Esta propiedad hace que las aeroturbinas rápidas sean muy apropiadas para la generación de energía eléctrica, ya que el elemento mecánico que acondiciona la velocidad de giro de la turbina con la velocidad de giro del generador es menor en tamaño y coste. Los rotores tipo hélice presentan un par de arranque reducido que, en la mayoría de las aplicaciones, es suficiente para hacer girar el rotor durante el proceso de conexión.

Dentro de los rotores tipo hélice los más utilizados son los de tres palas, debido fundamentalmente a su mejor estabilidad estructural y aerodinámica, menor emisión de ruido y mayor rendimiento energético frente a los rotores de una o dos palas. La ventaja fundamental de estos últimos, es que la velocidad de giro de diseño es superior y por lo tanto la relación de multiplicación de la caja de transmisión es más reducida. Además, presentan como ventajas adicionales: reducción en el coste de la instalación al emplear menor número de palas y una fácil instalación; ya que pueden ser izados sin giros complicados tras su montaje en el suelo como pieza única. Sin embargo, los problemas estructurales que presentan, sobre todo durante los periodos de orientación, y los inconvenientes asociados a un control más complejo y a una mayor emisión de ruido han llevado a que estos sistemas no hayan pasado prácticamente de la fase de prototipos.

Otra clasificación adicional que se puede realizar con los aerogeneradores que utilizan rotores tipo hélice es su disposición frente a la velocidad del viento incidente. Así, las turbinas pueden diseñarse para que funcionen en la configuración de barlovento o sotavento. Las máquinas en posición de barlovento necesitan un sistema de orientación activo ya que la velocidad del viento inicialmente incide sobre el rotor eólico y posteriormente sobre la torre. Por el contrario, las máquinas orientadas a sotavento utilizan un sistema de orientación pasivo que se basa en inclinar ligeramente las palas como se indica en la Figura 2.4, de forma que en su movimiento de rotación describen

un cono. Cuando el rotor no está orientado, las palas que se encuentran más a favor del viento reciben un empuje aerodinámico que tiende a variar la orientación del rotor hacia la posición de equilibrio.

A pesar de utilizar un sistema de orientación activo, la configuración a barlovento es la opción elegida por la inmensa mayoría de los fabricantes debido a las elevadas cargas aerodinámicas que aparecen sobre la máquina cuando la disposición es a sotavento. En esta configuración, cuando la pala pasa por la zona de influencia de la torre no recibe viento y por lo tanto no transmite par aerodinámico, lo que da lugar a fluctuaciones de potencia y fatiga en los materiales. Por otra parte, esta disposición hace que durante la orientación se generen esfuerzos transitorios elevados ya que el proceso de giro del rotor eólico no está controlado.

En la Figura 2.5 se representa el coeficiente de potencia en función de la velocidad específica de las diferentes turbinas estudiadas en este apartado.



Figura 2.3.- Rotor de eje horizontal tipo hélice (monopala, bipala y tripala)

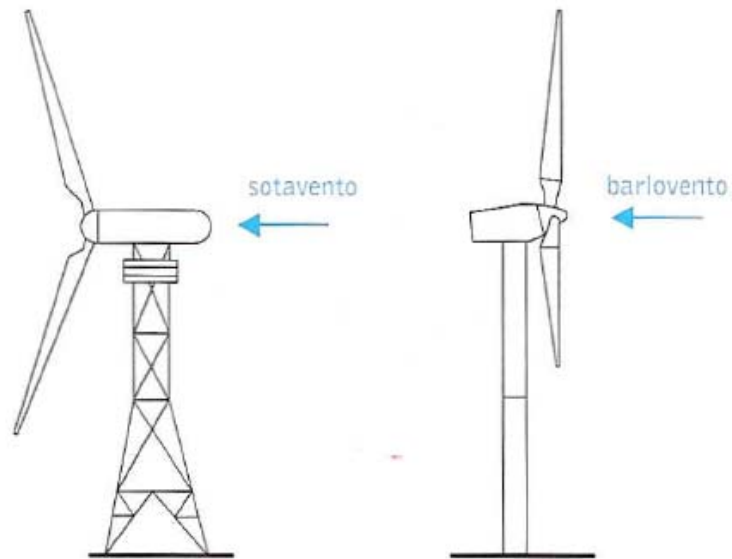


Figura 2.4.- Disposición barlovento y sotavento

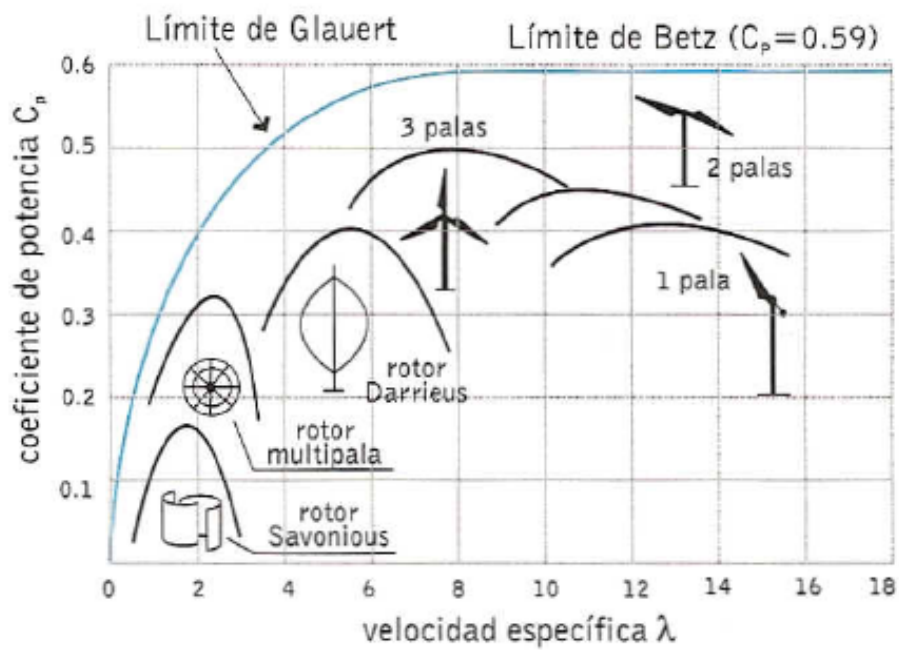


Figura 2.5.- Coeficiente de potencia en función de la velocidad específica para diferentes tipos de rotores eólicos

2.1.3 – COMPONENTES BÁSICOS DE UN AEROGENERADOR

Como se ha podido comprobar en el apartado anterior, existe una variedad muy grande en cuanto al tipo de turbinas empleadas para aprovechar la energía del viento y transformarla en energía eléctrica. Sin embargo, la tecnología actual de aerogeneradores ha evolucionado hacia máquinas de eje horizontal, de tres palas, orientadas a barlovento y con torre tubular. Se podría decir que ésta es la configuración básica que ofrecen la gran mayoría de fabricantes de aerogeneradores y es en la que nos centraremos a lo largo de todo el texto.

Para entender la necesidad de todos los sistemas que componen un moderno aerogenerador y que expondremos a continuación, es importante hacer notar cuál es el principio de funcionamiento de estos sistemas y cómo es el proceso de conversión de la energía que se produce en ellos.

Cuando la velocidad del viento que incide sobre un aerogenerador aumenta, lo hacen también las fuerzas que se producen sobre las palas. Estas fuerzas desarrollan par mecánico y esfuerzos sobre los elementos mecánicos del aerogenerador. El par mecánico desarrollado por la turbina, cuando está girando a una determinada velocidad, produce una potencia mecánica que se transmite al generador y se convierte finalmente en energía eléctrica. En este proceso de conversión de energía intervienen fundamentalmente: el rotor eólico que es el elemento que convierte la energía cinética del viento en energía mecánica, el tren de potencia que transmite la potencia mecánica desarrollada por la turbina al generador eléctrico mediante una caja de multiplicación de la velocidad, y por último el generador eléctrico que es el dispositivo encargado de transformar la energía mecánica en eléctrica. Algunos sistemas disponen, entre el generador y la red eléctrica, de convertidores electrónicos cuya función es por una parte controlar la velocidad de giro del generador y por otra acondicionar la energía eléctrica generada.

Durante el proceso de conexión si el aerogenerador dispone de un sistema de control de cambio de paso de pala, se optimiza el ángulo de calado de las palas con el fin de controlar la aceleración del rotor eólico. Una vez que el sistema se ha conectado a la red, la velocidad de giro se mantiene constante o prácticamente constante, ya que ésta depende de la frecuencia de la red, supuesta constante, y de características constructivas del generador. Esto ocurre en los sistemas denominados de velocidad fija, que carecen de convertidores electrónicos entre el generador y la red. Estos dispositivos permiten desacoplar la frecuencia de funcionamiento del generador con la frecuencia de la red, haciendo que puedan funcionar a velocidad variable.

Los procesos que hemos descrito anteriormente, corresponden a la transformación de energía que se produce en el sistema, sin embargo cuando la velocidad del viento incide sobre el aerogenerador se producen esfuerzos sobre los elementos mecánicos (palas, torre y transmisión mecánica) que desgastan o fatigan los componentes y reducen lo que se denomina vida útil del aerogenerador. Este aspecto es de vital importancia, ya que el diseño de un aerogenerador actual debe garantizar una vida útil de sus componentes en el entorno de los 20 años. Esto hace que la misión de algunos de los sistemas que incorporan los aerogeneradores sea reducir los esfuerzos mecánicos. Así por ejemplo, cuando la velocidad del viento supera la velocidad nominal algunas tecnologías emplean el control por cambio de paso de las palas para limitar la potencia mecánica sobre el rotor eólico y la velocidad de giro en el caso que el sistema sea de velocidad variable.

En la Figura 2.6 se representan los diferentes sistemas que se incorporan en los modernos aerogeneradores. No todas las tecnologías disponen de la totalidad de estos sistemas. Algunos fabricantes han apostado por máquinas robustas y muy sencillas de concepto que no incorporan sistemas aerodinámicos de limitación de potencia ni convertidores electrónicos para variar la velocidad de giro del generador.

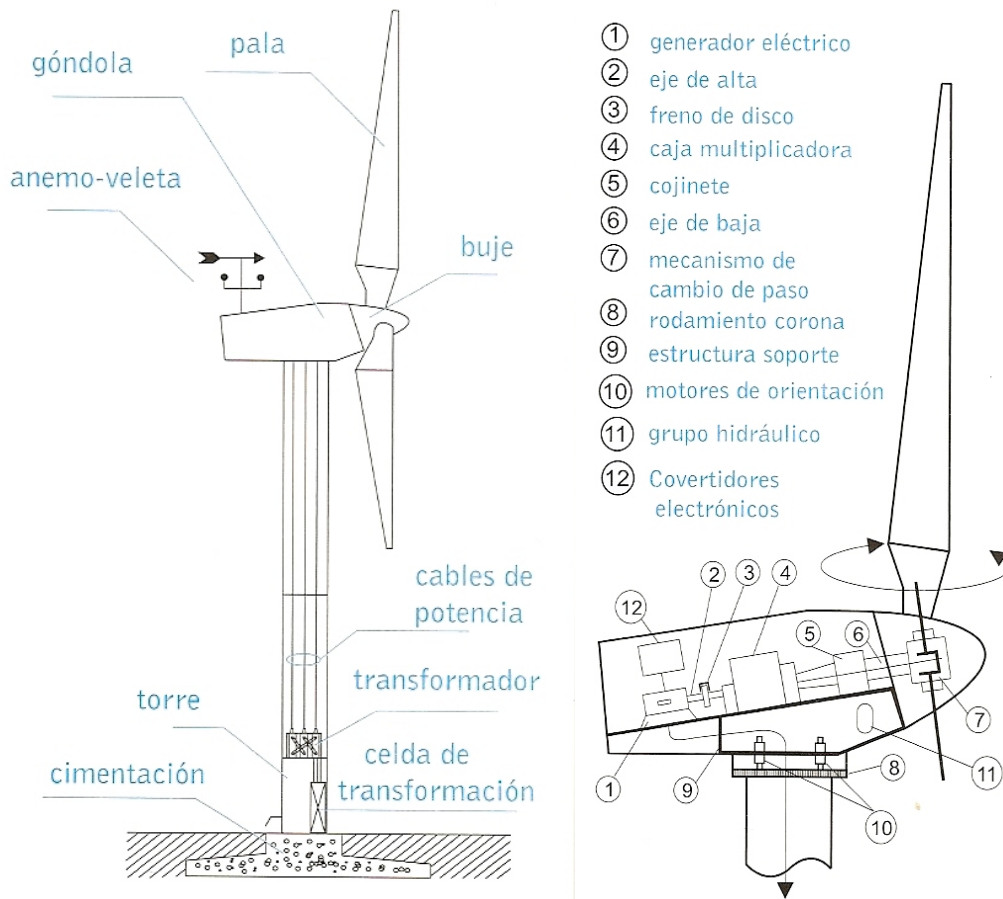


Figura 2.6.- Componentes de un aerogenerador

2.1.3.1 – Transformación de energía. Rendimiento

La transformación de energía que se produce en un aerogenerador lleva asociada, inevitablemente, unas pérdidas de potencia en los diferentes componentes del sistema.

La potencia del viento que incide sobre un rotor cuya área barrida es A (m^2), es proporcional a la densidad, ρ (kg/m^3) y al cubo de la velocidad del viento, v (m/s).

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \quad (2.1)$$

El límite de Betz (ver apartado 2.2.2), establece que cualquier sistema de aprovechamiento del recurso eólico puede transformar como máximo un 59.3 % de la potencia indicada en 2.1. El factor que relaciona la potencia mecánica desarrollada por la turbina en el eje de baja velocidad, $P_{m,b}$ y la potencia P_w , que se denomina coeficiente de potencia mecánico, $C_{P,m}$. Este coeficiente de potencia se puede interpretar como el rendimiento que presenta el rotor eólico y depende fundamentalmente de la velocidad del viento, de la velocidad de giro de la turbina y del ángulo de calado de las palas. De forma más concisa, esta dependencia se puede sintetizar en dos parámetros adimensionales: el ángulo de paso de pala, β , y el coeficiente de velocidad específica, λ , que es la relación entre la velocidad lineal en la punta de la pala y la velocidad del viento incidente.

$$P_{m,b} = P_w \cdot C_{P,m}(\lambda, \beta) \quad (2.2)$$

Esta potencia mecánica, $P_{m,b}$ se transmite al eje de alta velocidad a través del tren de potencia, entregando al eje del generador eléctrico una potencia $P_{m,a}$. Las pérdidas de potencia que se producen en el sistema mecánico se pueden dividir en dos partes: (1) rozamiento existente en los cojinetes y los cierres de contacto del eje, η_{m1} , y (2) rendimiento de la caja multiplicadora, η_{m2} . El producto de estos dos rendimientos se considera el rendimiento mecánico, $\eta_m = \eta_{m1} \cdot \eta_{m2}$. Ambos términos del rendimiento mecánico dependen de la velocidad de giro y de la potencia transmitida. La potencia mecánica $P_{m,a}$ se puede expresar entonces como

$$P_{m,a} = P_{m,b} \cdot \eta_m = P_w \cdot C_{P,m}(\lambda, \beta) \cdot \eta_m \quad (2.3)$$

Por último, el generador eléctrico, los convertidores electrónicos (en caso de que existan), los cables de salida del generador y el transformador de conexión a red convierten la potencia mecánica disponible en el eje del generador, $P_{m,a}$ en potencia eléctrica, P_e . En todos estos componentes se producen pérdidas de energía que se han de contabilizar a la hora de definir el rendimiento eléctrico del sistema, η_e . Las pérdidas que se producen en el generador eléctrico y en el transformador de conexión a red se

clasifican como pérdidas fijas y variables. Las pérdidas fijas o pérdidas en el hierro se producen debido a que el material magnético está sometido a un flujo variable con el tiempo. Estas pérdidas dependen del módulo y frecuencia de la tensión aplicada. Las pérdidas variables o pérdidas en el cobre se deben al calentamiento producido por el paso de la corriente eléctrica en los conductores. Las pérdidas en los convertidores electrónicos se clasifican en pérdidas por conducción y pérdidas por conmutación. Las primeras se producen cuando los semiconductores del convertidor electrónico están conduciendo, dependen de la caída de tensión en conducción y de la intensidad que circula por ellos. Las pérdidas por conmutación se deben a que es necesario aplicar en cada conmutación del semiconductor una energía para producir el cambio de estado.

Así, la potencia eléctrica final se puede expresar como

$$P_e = P_{m,a} \cdot \eta_e = P_w \cdot C_{P,m}(\lambda, \beta) \cdot \eta_m \cdot \eta_e \quad (2.4)$$

No es práctica habitual entre los fabricantes de aerogeneradores, incluir en el rendimiento eléctrico las pérdidas debidas al transformador de conexión. Si se consideran en algún estudio, se ha de especificar claramente que el rendimiento eléctrico incluye estas pérdidas.

El producto del coeficiente de potencia mecánico por el rendimiento mecánico y eléctrico se denomina coeficiente de potencia eléctrico $C_{P,e}$

$$C_{P,e} = C_{P,m}(\lambda, \beta) \cdot \eta_m \cdot \eta_e \quad (2.5)$$

Existen otras pérdidas que no se consideran habitualmente y que corresponden a los servicios auxiliares del aerogenerador. Estos sistemas son los encargados de aportar energía a: los motores del sistema de orientación de la góndola, grupo hidráulico, alumbrado interior de góndola y torre, alimentación de instrumentos de medida y control, etc.

La Figura 2.7 se representa el coeficiente de potencia mecánico, $C_{p,m}(v)$ y el coeficiente de potencia eléctrico, $C_{p,e}(v)$ de un aerogenerador en función de la velocidad del viento. A partir de este último coeficiente se puede calcular la curva de potencia del aerogenerador para una densidad determinada como

$$P_e(v) = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \cdot C_{p,e}(v) \quad (2.6)$$

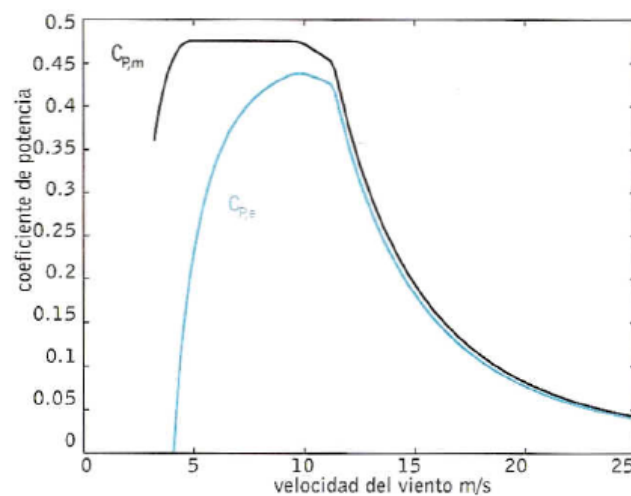


Figura 2.7.- Coeficiente de potencia mecánico y eléctrico

Las pérdidas de potencia que se producen en un aerogenerador vienen provocadas no sólo por el rendimiento de los componentes, sino también por efectos como la sombra de torre, que puede suponer un 2 o 3 % de pérdidas de potencia en aerogeneradores orientados a sotavento. La desorientación de la góndola frente a la dirección del viento da lugar a pérdidas de potencia de un 1 o 2 %, incluso en los sistemas de orientación más rápidos. Otro efecto que produce pérdidas de potencia es el deterioro de la superficie de las palas durante el periodo de operación de la turbina.

La evaluación de las pérdidas tiene importancia fundamentalmente cuando el aerogenerador funciona a carga parcial, esto es, cuando la potencia producida por el aerogenerador es inferior a la potencia eléctrica asignada. En estas condiciones, el

sistema de control del aerogenerador hará funcionar al sistema en unas condiciones tales que el rendimiento global de la instalación sea el mejor posible. Cuando la velocidad del viento supera la velocidad nominal, el aerogenerador trabaja en condiciones de plena carga, limitando potencia y velocidad de giro. Las pérdidas mecánicas y eléctricas permanecen constantes y el coeficiente de potencia mecánico se reduce para mantener la potencia eléctrica dentro de los límites permitidos.

En la Figura 2.8 se representa los rendimientos mecánicos y eléctricos, así como, el flujo de potencia a plena carga en un aerogenerador de 1MW. Los rendimientos de los diferentes componentes son estimados, pero puede considerarse que el orden de magnitud se ajusta fielmente a los valores encontrados en la literatura especializada.

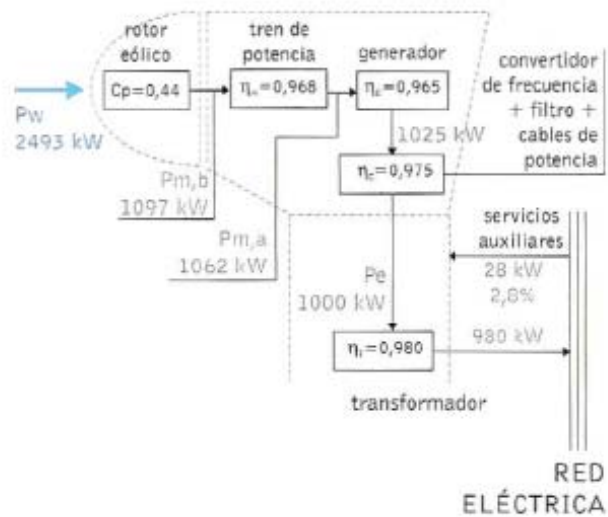


Figura 2.8.- Rendimiento y flujo de potencia a plena carga de un aerogenerador de 1 MW. Los rendimientos incluidos son estimados

2.1.4 – ROTOR EÓLICO

Se entiende por rotor eólico el conjunto de componentes del aerogenerador que giran fuera de la góndola. Estos componentes son las palas, el buje y el mecanismo de cambio de paso de la pala. Desde un punto de vista de diseño y fabricación, cada uno de estos componentes se puede considerar como elementos independientes. Sin embargo, cuando se estudia su funcionamiento, es muy adecuado incluirlos, como partes del rotor eólico o bien como componentes del tren de potencia. Las palas, claramente pertenecen al rotor eólico, sin embargo, en cuanto al buje y al mecanismo de cambio de paso esta pertenencia no es tan clara.

En este apartado se estudiará conjuntamente las palas y el buje.

El tipo de rotor eólico más adecuado en turbinas eólicas diseñadas para producir energía eléctrica es el rotor tipo hélice. Esta denominación se basa en que el principio de funcionamiento aerodinámico y estructural de las hélices estudiadas en la tecnología aeronáutica se puede aplicar a los rotor eólicos de los aerogeneradores de eje horizontal, aunque con algunas restricciones.

En la Figura 2.9 se representa la configuración de los rotores eólicos para dos turbinas de eje horizontal una de ellas orientada a barlovento y otra a sotavento. Las turbinas eólicas orientadas a barlovento presentan un ángulo de conicidad, que es el ángulo que forma el eje longitudinal de la pala con respecto al plano normal del eje de giro del rotor. Esta disposición de la pala hace que las fuerzas centrífugas originadas en la pala contrarresten los esfuerzos aerodinámicos de empuje.

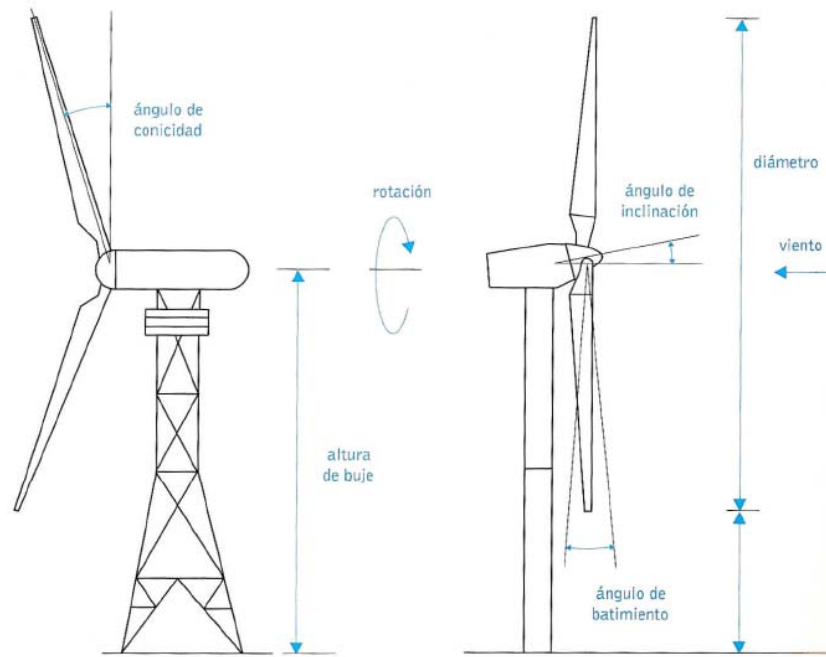


Figura 2.9.- Configuración general de turbinas de eje horizontal.

Izquierda: Disposición sotavento.

Derecha: Disposición barlovento.

Otro de los parámetros importantes relacionados con el rotor eólico es la distancia libre entre la punta de la pala y la torre (clearance, en terminología inglesa). Esta distancia depende, del ángulo de conicidad, de la deformación elástica de la pala cuando está cargada y del ángulo de inclinación del eje de rotación.

Este ángulo de inclinación aumenta la distancia libre entre la pala y la torre, pero debe ser necesariamente pequeño, ya que reduce el área barrida por el rotor (proyección sobre un plano vertical de la superficie generada por las palas en su movimiento de giro) e introduce una componente vertical de par que tiende a girar la góndola. Sin embargo, sí se considera este ángulo en los diseños, ya que se han registrado accidentes en los que una pala ha chocado con la torre. Este tipo de fenómenos se produce normalmente en zonas de terreno complejo donde es probable que aparezcan perfiles inversos de la velocidad del viento que aumentan las cargas aerodinámicas y por lo tanto la deformación elástica justo en el momento que la pala pasa cerca de la torre.

Otro de los componentes del rotor es el buje, que es el elemento de unión de las palas con el sistema de rotación. Los bujes se pueden clasificar en dos tipos: bujes rígidos y bujes basculantes.

- Buje rígido

En este tipo de sistemas la pala se atornilla al buje y ésta se fija rígidamente al eje de giro. Las palas se comportan con respecto al sistema de giro como una viga en voladizo que transmite todas las cargas que recibe directamente al tren de potencia. Este tipo de bujes se emplea en máquinas de tres palas donde el rotor está dinámicamente más equilibrado.

- Buje basculante

Para reducir las cargas que se producen en los bujes rígidos una opción es utilizar bujes basculantes. Estos bujes están conectados al tren de potencia a través de un apoyo que les permite pivotar libremente. Esta pieza permite pequeños movimientos (ángulos menores a un $\pm 10\%$) en dirección perpendicular al rotor con respecto al plano de rotación. La frecuencia de este movimiento es proporcional a la velocidad de giro del aerogenerador (un ciclo por revolución, 1P). Este tipo de bujes se emplea con frecuencia en rotores de dos palas, ya que el efecto pivote hace que se equilibren las cargas aerodinámicas en cada vuelta.

Los aerogeneradores de mediana y gran potencia (> 500 kW) utilizan mecanismos de cambio del ángulo de paso de pala para controlar el par de arranque y el par de frenado durante las paradas del aerogenerador. Este sistema también se utiliza para limitar potencia cuando la turbina funciona a plena carga.

El ángulo de paso de pala, se define como el ángulo que forma la línea de sustentación nula de un perfil de pala con respecto al plano de giro del rotor. Este perfil de la pala se define para un radio determinado, habitualmente $r/R = 0.75$. El mecanismo de paso de pala puede controlar el ángulo de toda la envergadura de la pala o sólo de parte de ella. El mecanismo de cambio de paso se puede clasificar en función del tipo de actuadores,

hidráulicos o eléctricos, que accionan el mecanismo. Así mismo, estos sistemas pueden ser individuales o colectivos, es decir el sistema de actuación que hace girar las palas se puede aplicar pala a pala o de forma conjunta. La ventaja que presentan los sistemas individuales es la redundancia que supone disponer de tres frenos aerodinámicos en caso de que se produzca una parada de emergencia.

Otro mecanismo de control aerodinámico que utilizan los sistemas que no incorporan sistemas con cambio de paso son los aerofrenos. Estos dispositivos se denominan también frenos aerodinámicos en la punta de la pala. Su principio de funcionamiento se basa en girar el ángulo de calado de la punta de la pala un valor cercano a 90 grados, esto hace que aumenten considerablemente las fuerzas de arrastre y se reduzcan las de sustentación, lo que da lugar a que aparezcan pares de frenado que tienden a reducir la velocidad de giro de la máquina. También se utilizan otros dispositivos basados en aumentar las fuerzas de arrastre para frenar el rotor eólico, como los spoilers o brake flaps.

2.1.4.1 – Parámetros de diseño de rotores eólicos

El proceso de diseño de un rotor eólico consiste en definir la geometría más adecuada de las palas para conseguir que las actuaciones de la turbina sean las esperadas. Se entiende por actuación de la turbina la potencia que es capaz de desarrollar ante variaciones de la velocidad del viento, la velocidad de giro y el ángulo de paso de pala.

El criterio de optimizar las actuaciones de la turbina no se debe considerar como el único, ya que el diseño del rotor debe tener en cuenta que las palas sean de fácil fabricación y tengan una adecuada resistencia estructural.

Las actuaciones del rotor están ligadas fundamentalmente a la forma del coeficiente de potencia del rotor eólico. La dependencia de este coeficiente se puede expresar en función de parámetros adimensionales en los que intervienen la forma geométrica del rotor, la operación de la máquina y las características del viento.

Los parámetros relacionados con la geometría del rotor son:

- Diámetro del rotor, D
- Número de palas, N
- Tipo de perfil aerodinámico $(L/D)_{\text{máx}}$
- Forma en planta, cuerda del perfil, c
- Espesor relativo d/c
- Ángulo de torsión, θ

Las correspondientes a la operación de la máquina son:

- Velocidad de giro de la turbina n (r.p.m.)
- Ángulo de paso de la pala, β

Y las características del viento:

- Densidad, ρ
- Viscosidad, μ
- Velocidad del viento, v

A partir de los parámetros anteriores se puede expresar el coeficiente de potencia del rotor eólico en función de los siguientes números adimensionales:

$$C_{p,m} = f\left(N, \frac{L}{D}, \frac{d}{c}, AF, \lambda, \beta, \theta, Re\right) \quad (2.7)$$

L/D es el coeficiente entre la fuerza de sustentación y la fuerza de arrastre en el perfil.

AF se define como el factor de actividad. Este factor junto con el número de palas, N, permite obtener una medida de la solidez del rotor. Se obtiene a partir de la siguiente expresión

$$AF = \frac{10^5}{16 \cdot D} \int_{x_r}^1 c(x) \cdot x^3 \cdot dx \quad (2.8)$$

Donde $x = r/R$ es el coeficiente entre la distancia de un determinado perfil al centro de giro de la máquina con respecto al radio total R. x_r es la distancia normalizada de la raíz de la pala. Re es el número de Reynolds que mide la relación entre las fuerzas convectivas y las fuerzas viscosas.

- Influencia del número de palas

En las aeroturbinas rápidas un aumento del número de las palas supone un incremento del coeficiente de potencia máximo como se muestra en la Figura 2.10. Esta dependencia no se puede extrapolar a los rotores multipala, ya que aunque disponen de un mayor número de palas el coeficiente de potencia máximo es inferior al de las aeroturbinas rápidas, Figura 2.5.

En la Figura 2.10 se observa como el coeficiente de potencia máximo se incrementa cuando aumenta el número de palas. El paso de 1 a 2 palas supone un incremento del 10 %, de 2 a 3 palas un 3 – 4 % y de 3 a 4 sólo un 1 %. Esto explica la razón por la que no es rentable emplear aeroturbinas de 4 palas en vez de 3, ya que el aumento de energía que se obtiene al incrementar esta última pala no justifica su empleo.

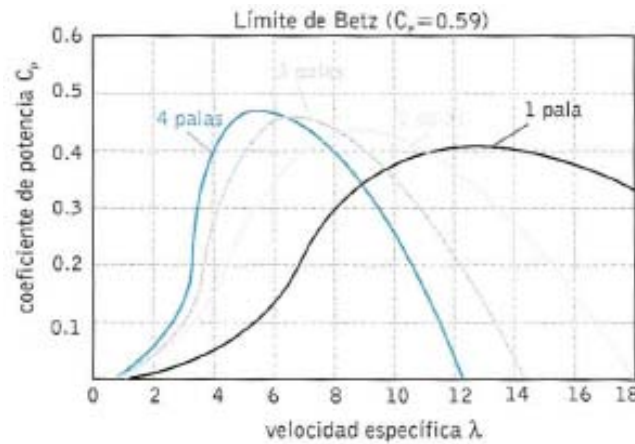


Figura 2.10.- Influencia del número de palas sobre el coeficiente de potencia

- Diseño óptimo de la pala. Factor de actividad

El coeficiente de potencia y por lo tanto la potencia mecánica desarrollada por una turbina depende en gran medida de la geometría de sus palas. Es posible obtener de forma matemática la geometría óptima de las palas empleando la teoría del elemento de pala (strip theory en terminología inglesa). Una buena aproximación a esta geometría debe ser uno de los objetivos del diseñador, sin embargo, la geometría final vendrá impuesta también por criterios estructurales y de fabricación.

La forma en planta de la pala se determina cualitativamente mediante el factor de actividad. En la Figura 2.11 se representan los factores de actividad para diseños óptimos de rotores tripala. Factores de actividad elevados implican velocidades específicas de diseño, λ , reducidas. Esto hace que el factor de actividad deba reducirse cuando la velocidad de giro aumenta. En el diseño óptimo velocidades específicas de diseño crecientes implican menor torsión de las palas.

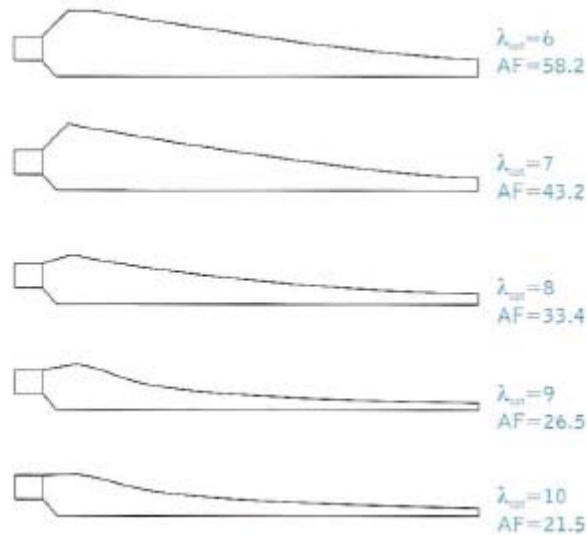


Figura 2.11.- Factor de actividad en un diseño óptimo en función de la velocidad específica de diseño

Si se sustituye la geometría óptima de las palas por otras configuraciones más fáciles de construcción como son: la regular o la semi-trapezoidal, se observa que al menos en esta última configuración, el coeficiente de potencia no se diferencia mucho de la geometría óptima. En el caso de la configuración rectangular el coeficiente de potencia máximo se reduce considerablemente y se produce un deslizamiento en el parámetro λ de diseño. Figura 2.12.

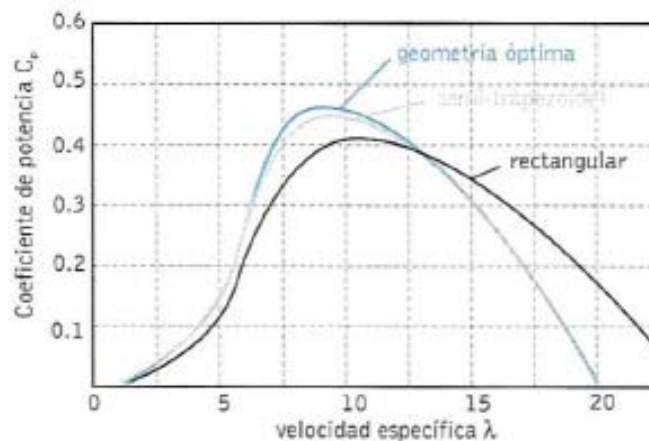


Figura 2.12.- Influencia de la geometría de las palas en el coeficiente de potencia

- Distribución de torsión

La velocidad efectiva que incide en cada perfil aerodinámico aumenta desde la raíz a la punta de la pala. Para mantener constante el ángulo de ataque, y por tanto las fuerzas aerodinámicas generadas en cada perfil, el ángulo de calado se debe reducir en los perfiles cercanos a la punta. Esto hace que se diseñen las palas con una determinada ley de torsión con ángulos de calado mayores en la raíz que en la punta, donde la cuerda del perfil es prácticamente paralela al plano de giro del rotor.

La ley de torsión que da lugar a un diseño óptimo es de difícil ejecución durante el proceso de fabricación de las palas, por lo que habitualmente se construyen utilizando una geometría más sencilla. En el diseño final se procura que los ángulos de torsión óptimos correspondan a la zona de la punta de la pala, siguiendo una variación lineal hasta la raíz. Este criterio se aplica ya que la zona de la punta es la parte aerodinámicamente más activa de la pala. En estas condiciones, el coeficiente de potencia máximo puede ser un 2 % inferior al que se obtendría con un diseño óptimo.

Las desviaciones del ángulo de torsión en la punta de la pala producen una reducción muy importante del coeficiente potencia máximo, Figura 2.13.

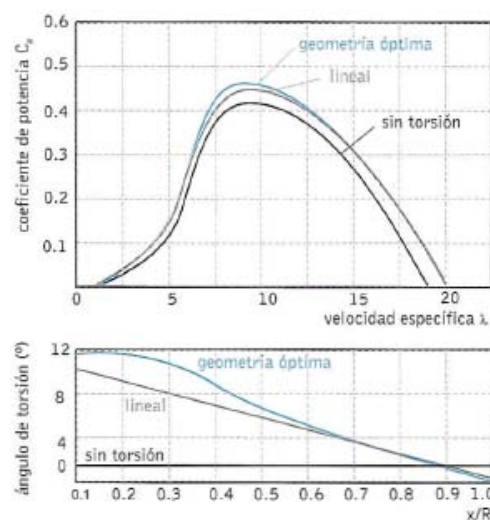


Figura 2.13.- Influencia de la ley de torsión de las palas en el coeficiente de potencia

- Tipo de perfil aerodinámico

El tipo de perfil aerodinámico es uno de los parámetros de diseño más determinantes en el funcionamiento de turbinas eólicas rápidas. La influencia del perfil sobre el coeficiente de potencia del aerogenerador viene determinada por el denominado rendimiento aerodinámico L/D , que es el cociente entre la fuerza de sustentación y la de arrastre. Esta dependencia se observa claramente cuando el aerogenerador entra en pérdida ya que el cociente L/D se reduce drásticamente y de igual forma el coeficiente de potencia.

Para las aeroturbinas lentas el factor de diseño dominante es el número de palas frente al rendimiento aerodinámico, que no juega un papel decisivo. Por el contrario, para las aeroturbinas rápidas el rendimiento aerodinámico es un parámetro clave en el diseño del rotor, Figura 2.14.

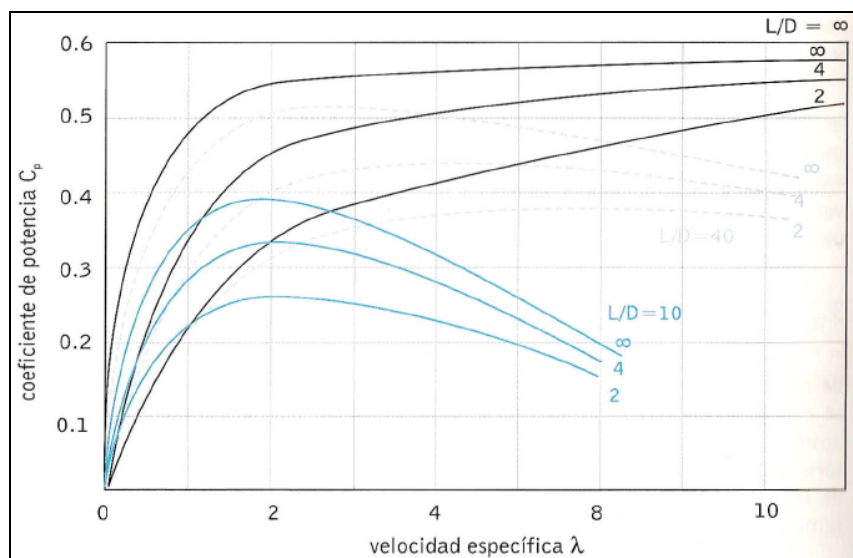


Figura 2.14.- Influencia del rendimiento aerodinámico en el coeficiente de potencia.

Los perfiles utilizados tradicionalmente en rotores de aeroturbinas son los mismos que se utilizan de forma generalizada en la industria aeronáutica, sin embargo en los últimos años se han realizado diseños específicos para aeroturbinas.

En la Figura 2.15 se muestra una forma típica de perfil aerodinámico y se indican las magnitudes que definen su geometría.

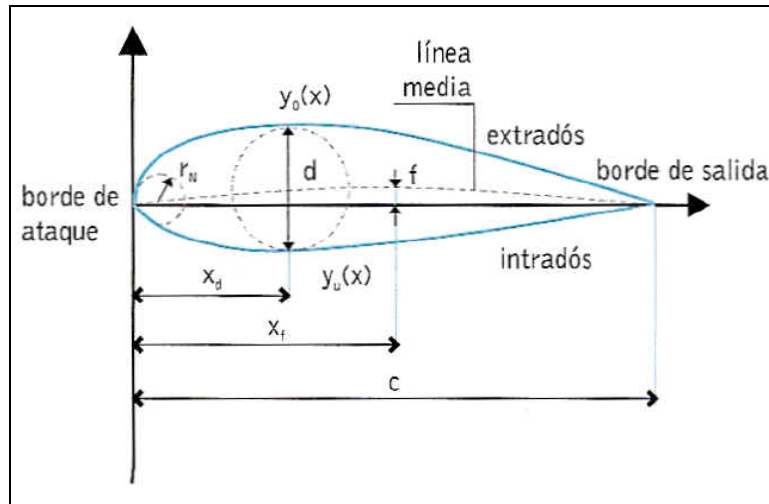


Figura 2.15.- Parámetros geométricos de un perfil NACA

- Cuerda, c (m): Línea que une los puntos extremos del perfil.
- Espesor relativo (d/c): Medida en tanto por ciento del espesor máximo perpendicular a la línea media del perfil respecto a la cuerda.
- Posición del máximo espesor x_d .
- Línea media: Define la curvatura del perfil.
- Máxima curvatura (f/c): Medida en tanto por ciento de la máxima curvatura del perfil, flecha máxima f , respecto de la cuerda.
- Posición de la máxima curvatura, x_f
- Radio de la nariz, r_N
- Borde de ataque: Zona anterior del perfil.
- Borde de salida: Zona posterior del perfil.
- Intradós: Cara de presión.
- Extradós: Cara de succión.

- Coordenadas $y_0(x)$ e $y_u(x)$, indican las coordenadas del extradós y del intradós respectivamente.

Algunas de estas especificaciones se indican de forma indexada en la nomenclatura de los perfiles NACA (National Advisory Committee of Aeronautics). La nomenclatura de los perfiles NACA se realiza mediante cuatro o cinco cifras, cuyo significado es el siguiente:

- NACA-cuatro cifras.

La primera cifra indica la máxima flecha de la línea media en % con respecto a la cuerda, (f/c), la segunda la distancia de esta magnitud con respecto al borde de ataque, xf , y por último las dos últimas cifras indican el espesor máximo relativo a la cuerda (d/c). Así un perfil NACA2415, es un perfil que tiene un 2 % de flecha máxima relativa a la cuerda, situada al 40 % del borde de ataque y con un espesor relativo del 15 %.

- NACA-cinco cifras.

La primera cifra indica el coeficiente de sustentación ideal de la curvatura del perfil multiplicado por 20 y dividido por 3. Las dos siguientes indican, en tanto por ciento, el doble de la posición de la máxima flecha con relación a la cuerda. Las dos últimas, al igual que en los perfiles NACA-cuatro cifras, indican el espesor relativo a la cuerda en tanto por ciento. Como por ejemplo un perfil NACA23018 indica un coeficiente de sustentación ideal de 0.3, una posición de la curvatura máxima del 15 % con respecto al borde de ataque y un espesor relativo máximo del 18 %.

Los perfiles NACA y su nomenclatura han sufrido una gran cantidad de cambios, y ahora los nuevos perfiles se indican con más de 5 dígitos. Aparte de los perfiles NACA, existen otro tipo de perfiles normalizados como los americanos de la serie SERI o LS, diseñados específicamente para aeroturbinas, o los del Instituto Aeronáutico de Suecia (FFA).

Los perfiles convencionales utilizados en generación eólica son los de la serie NACA230XX y NACA44XX, que tienen valores de rendimiento aerodinámico, L/D entre 100 y 120, con coeficientes de sustentación de operación de 1.0 a 1.1. Este tipo de perfiles tiene la propiedad de presentar un reducido valor del coeficiente de arrastre para un amplio margen de ángulos de ataque. No obstante, son bastante sensibles a la rugosidad superficial provocada por la adhesión de polvo, insectos etc. El problema de la rugosidad superficial de las palas es particularmente importante en rotores diseñados para controlar su potencia por pérdida aerodinámica. Cuando la rugosidad aumenta las actuaciones del perfil se reducen rápidamente en la zona de máxima sustentación y el desprendimiento del flujo se produce para ángulos de ataque reducidos, lo que provoca que el fenómeno de la pérdida aerodinámica aparezca a velocidades del viento reducidas.

2.1.4.2 – Tecnología de palas

- Geometría

El comportamiento aerodinámico de los rotores de aeroturbinas depende en gran medida de la geometría de la pala, que se define indicando la distribución de cuerdas, ángulos de torsión, espesores relativos y tipos de perfil a lo largo de su radio. Además, por la geometría de perfiles adoptada, definiremos también una distribución de grosores de material. Partiendo de esta información se definen algunos parámetros que caracterizan de forma sencilla la forma geométrica de las palas. Estos parámetros son:

- Solidez: Es la relación, expresada en %, entre la superficie en planta de las palas con respecto al área barrida por el rotor al que pertenece.
- Relación de aspecto: Cociente entre el radio de la pala al cuadrado y la superficie en planta de la pala.
- Relación de cuerdas: Cociente entre la cuerda en la punta y la cuerda en la raíz.

- Espesor relativo: Cociente entre el espesor del perfil respecto a la cuerda. Este parámetro se suele indicar para un radio determinado (por ejemplo $r/R=0.7$).

Para tener un orden de magnitud, en la siguiente tabla se presentan los valores de los parámetros anteriores para cuatro palas comerciales de diferente radio.

Fabricante	Aerpac APX29	LM-19	LM-26	LM-29
Radio (m)	14.5	19	26	29
λ -diseño ($C_{p,max}$)	6-7	6-7	7	7.1
Solidez	4.1%	5.0%	5.7%	5.0%
Relación-aspecto	23	19	17	18
Espesor relativo ($r/R=0.7$)	20%	20%	18%	18%
Relación cuerdas	0.39	0.21	0.40	0.20
Perfil	NACA 63-6	LM-2 FFA-W3	NACA 63-4 FFA-W3	NACA 63-4

Tabla 2.1.- Características geométricas de palas

La relación de aspecto de las palas de turbinas eólicas suele ser bastante elevada (ver tabla 2.1) con relación a los diseños de alas de avión. Este diseño de palas con relaciones de aspecto elevadas (palas muy esbeltas) da lugar a una distribución de espesores relativos que puede llegar incluso a no cumplir los requisitos estructurales. Los espesores relativos son más reducidos en la zona de la punta de la pala (12-15 %) y se acercan más al diseño óptimo aerodinámico. Por el contrario, los espesores relativos aumentan en la zona cercana a la raíz. La prioridad de diseño en esta zona es aportar

rigidez estructural a la pala, aunque la distribución de espesores no sea la más adecuada desde un punto de vista aerodinámico.

La distribución de cuerdas y del ángulo de torsión depende en gran medida de las preferencias que el diseñador establezca en las actuaciones de la aeroturbina. Así por ejemplo, palas con una relación de cuerdas mayor, esto es con longitudes de cuerda mayores en la punta, mejora el coeficiente de potencia a carga parcial y aumenta el par de arranque. Sin embargo, este diseño penaliza el funcionamiento aerodinámico de la turbina a plena carga. Se han propuesto diseños con alerones en la punta para favorecer estos aspectos, Figura 2.16, sin embargo no han sido muy efectivos.

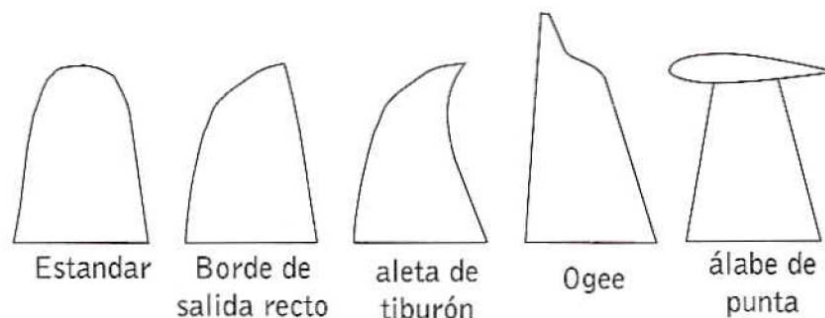


Figura 2.16.- Forma geométrica de la punta de la pala

La forma geométrica de la punta de la pala es otro aspecto que se debe considerar en el diseño aerodinámico ya que influye en la potencia generada de la turbina y en la emisión de ruido acústico. En la Figura 2.16 se muestran diferentes configuraciones de la punta de pala utilizadas en el diseño de rotores eólicos.

Los parámetros indicados anteriormente, se pueden considerar como una información resumida de la geometría de la pala. Sin embargo, las especificaciones técnicas de una pala deben incluir al menos: distribución de cuerdas, ángulo de torsión, tipo de perfil y espesor relativo a lo largo de toda la envergadura de la pala. En la Figura 2.17 se indican estos parámetros para una pala comercial.

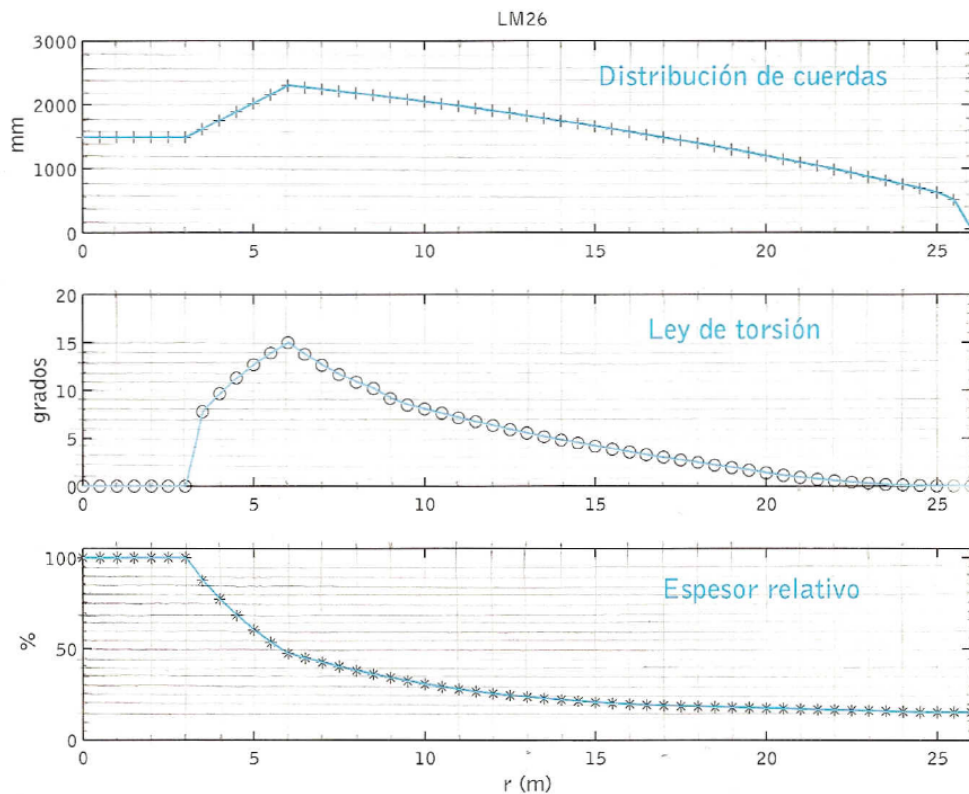


Figura 2.17.- Distribución de cuerdas, torsión y espesor relativo de una pala comercial LM – 26

- Materiales. Características estructurales

Uno de los aspectos más importantes en el diseño de palas es la elección de los materiales empleados en su fabricación. Una elección adecuada de estos materiales es vital ya que las propiedades estructurales (rigidez, resistencia a fatiga, peso, etc) y en definitiva la vida útil de este componente de la turbina depende en gran medida de los materiales utilizados.

Históricamente los materiales empleados en el diseño de palas de aeroturbinas han sido la madera, el acero, el aluminio y más recientemente los materiales compuestos.

Los primeros diseños de pala se realizaron con madera. Este material tiene como ventajas su baja densidad, facilidad de mecanizado, buen comportamiento a fatiga y desde luego bajo coste. Sin embargo, sus propiedades mecánicas han sido superadas por

otro tipo de materiales, además la propia naturaleza de la madera hace presente irregularidades en su constitución que puede provocar fisuras y por tanto una reducción de sus propiedades mecánicas. Otra desventaja del empleo de la madera es su capacidad de absorción de agua, que reduce igualmente su comportamiento estructural. Durante los años 80 el programa americano de tecnología de palas utilizó este material en sus diseños, de hecho un prototipo americano de la época, MOD-0, utilizaba palas de madera. El empleo actual de la madera como único material de las palas está en desuso, o se emplea para la construcción de palas de pequeño tamaño (hasta 10 m). Hoy día se utiliza la madera junto con la resina epoxy en la construcción de materiales compuestos.

El acero se utilizó durante los primeros 80 como material de palas en grandes máquinas, en concreto en los aerogeneradores Growian, MOD-2, WTS-75 y MOD-5B empleaban palas de acero. Las propiedades mecánicas de este material en cuanto a resistencia y tenacidad hicieron de este material una opción muy válida para la fabricación de palas, sin embargo su elevada densidad provoca un aumento considerable de cargas inerciales y gravitatorias sobre la turbina. Otra desventaja del acero es su facilidad para la corrosión, sin embargo este problema se soluciona con un adecuado tratamiento superficial.

El aluminio posee, al contrario que el acero, una baja densidad y un buen comportamiento frente a corrosión, sin embargo presenta una resistencia a fatiga relativamente baja. Una aplicación tradicional de palas de aluminio ha sido en máquinas de eje vertical tipo Darrieus.

El diseño actual de las palas requiere una geometría específica y un tanto complicada de las mismas para optimizar su rendimiento aerodinámico. Por otra parte las palas deben presentar un peso reducido y tener un comportamiento mecánico adecuado durante su periodo de funcionamiento. Los materiales que cumplen todos estos requisitos son los denominados materiales compuestos.

El material compuesto más utilizado en la actualidad es la fibra de vidrio con resina de poliéster (GRP, glass reinforced plastic). Este tipo de material se empleó previamente con éxito en la industria naval y presenta como ventajas fundamentales su versatilidad de fabricación y sus buenas propiedades estructurales y de resistencia a fatiga. Tienen también un bajo coeficiente de dilatación y una reducida conductividad eléctrica lo que hace que estos materiales sean especialmente interesantes para la protección del sistema frente al rayo. Además, los materiales compuestos son transparentes frente a las ondas electromagnéticas.

Otros materiales compuestos aún más recientes son los basados en fibra de carbono, (CFRP, carbon fiber reinforced plastic). Este tipo de material, que se usa en la industria aeronáutica, se considera actualmente muy caro para aplicaciones eólicas.

En la tabla 2.2 se presentan las propiedades mecánicas de diferentes materiales utilizados en la fabricación de palas. Los parámetros que se presentan son:

- Peso específico $\rho(\text{g/cm}^3)$
- Límite elástico del material $\sigma_u(\text{N/mm}^2)$
- Módulo de elasticidad $E(\text{kN/mm}^2)$
- Resistencia a la fatiga $\pm \sigma_A [10^7](\text{N/mm}^2)$

	ρ (g/cm ³)	σ_u (N/mm ²)	E (kN/mm ²)	$\pm\sigma_A[10^7]$ (N/mm ²)
Acero	7.85	520	210	60
Aleación de acero	7.85	680	210	70
Madera	0.38	~ 65	~ 8	~ 20
Aluminio	2.7	480	70	40
F.V.(*) poliéster	1.8	~ 400	~ 15	---
F.V.(*) epoxy	1.7	~ 400	15	---
F.C.(*) epoxy	1.4	550	44	---
Madera - epoxy	0.58	~ 75	~ 11	~ 35

Tabla 2.2.- Características de los materiales empleados en la fabricación de palas de aerogeneradores

- Comparación de palas en el diseño de rotores eólicos

En el apartado anterior se han presentado los aspectos de diseño más relevantes de la tecnología de palas de aeroturbinas. Establecer qué diseño es el más adecuado requeriría cuantificar entre distintas tecnologías de palas el rendimiento aerodinámico, el peso, la resistencia a fatiga o el coste para palas de la misma longitud. Además, estos elementos de comparación se modifican sensiblemente cuando las palas forman parte de turbinas de dos o tres palas. Por ejemplo, las palas que se montan en máquinas tripala presentan un diseño estructural más robusto que las montadas en máquinas bipala con bujes basculantes. No obstante, a pesar de la dificultad que entraña este tipo de comparaciones un parámetro que objetivamente indica mejoras en el diseño y en el uso de nuevos materiales es el peso específico (peso de la pala por unidad de área barrida).

Es evidente que el peso total de la pala debe aumentar cuando lo hace el diámetro de la turbina, sin embargo este aumento también se presenta cuando se cuantifica de forma

relativa, es decir el peso específico de las palas (kg/m^2) aumenta también con el diámetro. Este hecho es debido a que mientras el peso de las palas y los momentos flectores sobre la raíz aumentan de forma aproximada siguiendo una ley cúbica con el diámetro, las cargas debidas al peso pueden crecer incluso con la potencia cuarta, en especial en grandes máquinas. Esto hace que, considerando rendimientos aerodinámicos similares, las palas más ligeras que cumplen los requisitos estructurales de la turbina presenten ventajas evidentes en cuanto a transporte, montaje y reducción de cargas gravitatorias sobre elementos como el buje o la torre. Analizando los datos de diferentes fabricantes de aerogeneradores, se puede concluir que la variación del peso de las palas con respecto al diámetro sigue una ley tipo

$$m = 0,10 \cdot D^{2,63} \quad (2.9)$$

donde la masa de la pala viene expresada en kg y el diámetro de la turbina, D , en m.

La dependencia del peso con el diámetro de las palas tiene que ver en gran medida con los materiales utilizados en su construcción. Los diseños iniciales de palas de acero son los que presentan un mayor peso específico. Las palas fabricadas con material compuesto (fibra de vidrio con resina poliéster o resina epoxy, madera con resina epoxy y fibra de vidrio-carbono con resina epoxy) presentan pesos específicos más reducidos, en concreto las palas que utilizan fibra de carbono representan el estado del arte actual en el diseño de palas ligeras.

2.2 – AERODINÁMICA DE AEROTURBINAS

2.2.1 – INTRODUCCIÓN

El objetivo de esta sección consiste en comprender el mecanismo básico de conversión de energía de las turbinas eólicas. Solo con ello es posible entender sus posibilidades, límites y características operativas, siendo relevante para el diseño de estrategias de control. El cálculo de las cargas y la resolución de los problemas dinámicos sólo es posible a través de un profundo conocimiento de los procesos aerodinámicos del rotor.

2.2.2 – TEORÍA DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO Y LÍMITE DE BETZ.

Las turbinas eólicas extraen potencia del viento detrayendo cantidad de movimiento de la corriente, pues no pueden variar su presión, que es la atmosférica¹. Resulta útil conocer cual es el límite superior de energía extraíble. Para ello es necesario colocarse en una situación ideal en la cual se realicen los procesos con la máxima perfección. Consecuentemente es necesario eliminar todos aquellos efectos disipativos de la energía, debidos a la viscosidad del aire, que contribuyan a las ineficiencias.

1. En primer lugar supondremos que el aire es un fluido ideal, sin viscosidad. Ésta hipótesis no está muy alejada de la realidad pues el movimiento alrededor de una aeroturbina se realiza a elevados números de Reynolds (relación entre fuerzas de inercia y viscosas). Asumiremos pues número de Reynolds infinito, con lo que las degradaciones de energía por viscosidad serán inexistentes.
2. Al objeto de simplificar el estudio y evitar pérdidas supondremos que el viento incidente es unidimensional y de presión, densidad y velocidad uniforme. Además, supondremos que la aeroturbina está lo suficientemente alejada de todo obstáculo para que su influencia sea despreciable. El suelo hace notar su presencia en el flujo de una aeroturbina, pero por ahora lo despreciaremos.
3. Resulta adecuado también suponer que la corriente se realiza a números de *Mach* infinitamente pequeños ($M=0$), es decir, que el aire tiene una velocidad del

¹ Se verá en lo que sigue que podrán variar la presión del flujo afectado por ellas y solamente de forma local. Sin embargo, lo suficientemente alejados de las aeroturbinas, la presión ha de ser la atmosférica.

sonido infinitamente mayor que las velocidades involucradas y por lo tanto se comporta como un fluido incompresible. La corriente alrededor de una aeroturbina alcanza velocidades relativas al álabe que son máximas en su punta, la cual se puede mover unas 6 veces la velocidad del viento, por lo tanto pudiendo superar los 100 m/s, no despreciable frente a los 340 m/s de la velocidad del sonido en la atmósfera, por lo que $M = 100(\text{m/s})/340(\text{m/s})$. Afortunadamente los efectos disipativos debidos a la compresibilidad del flujo no empiezan a ser apreciables más que cuando el número de Mach incidente en la pala es muy próximo a la unidad.

4. Con el propósito de eliminar otras pérdidas supondremos que el flujo es estacionario, es decir, invariable en el tiempo, luego todas las variables dependen exclusivamente del punto en el espacio, no del tiempo².

5. Veremos más adelante que la forma que tiene una aeroturbina de extraer energía es haciendo que sobre las palas aparezca un par, que se transmite al eje. En consecuencia, por la necesaria conservación del momento de cantidad de movimiento, si con una corriente incidente puramente axial y uniforme intercambiamos un par, es necesario que la corriente afectada adquiriera por reacción un momento de cantidad de movimiento igual y contrario. En turbinas de eje horizontal esto significa que la corriente que ha atravesado la turbina tiene que tomar en su conjunto un movimiento de rotación alrededor del eje de la turbina tras atravesarla. La energía de esa rotación es una pérdida al suponer una energía cinética inaprovechable. Normalmente se evita en las turbomáquinas que actúan dentro de un conducto situando estatores tras los rotores para enderezar la corriente. Esto no resulta rentable ni conveniente en las aeroturbinas, por lo que este giro contribuye a disminuir la eficiencia. Sin embargo, dado que estamos en una situación idealizada supondremos que se toma provisión para eliminar la rotación o bien no tendremos en cuenta esta pérdida.

Dado que tratamos de calcular el máximo de energía, ha de considerarse que cada punto de la corriente cede igual energía. Esto configura al rotor de la turbina como un disco,

² Como el número de palas es finito y éstas giran, el flujo es no estacionario. Sin embargo, es un hecho ampliamente reconocido y palpable, que el flujo antes de la aeroturbina y después de ella pierde información del paso de las palas muy rápidamente. Esto es, a distancias corriente arriba y corriente abajo de la aeroturbina del orden de su diámetro se nota un flujo estacionario.

circunscrito a las puntas de las palas³, a través del cual el flujo pierde energía de forma uniforme en su superficie. De ahí que esta teoría se denomine también Teoría del disco poroso o del disco actuador. El flujo alrededor de este disco se ve afectado, desviándose, pero no existe mecanismo alguno en el flujo que permita extraer energía de él, con lo cual lo conserva alrededor de sus trayectorias.

¿ De qué manera puede perder energía el flujo justo al atravesar el disco? la conservación de la masa (o equivalentemente del volumen, al ser el flujo incompresible) aplicada a través del disco nos dice que la velocidad axial justo antes ha de ser igual a la velocidad axial justo después de él, luego no es posible extraer energía dando un salto a la velocidad axial. Luego tan solo es posible permitiendo un salto en la presión.

Como consecuencia de todo lo dicho el flujo queda caracterizado por ser estacionario, ideal e incompresible en todo el campo fluido, por lo que se puede aplicar la ecuación de Bernoulli a cada línea de corriente. Esta ecuación nos dice que la presión de remanso, denominada también de parada o presión total, p_t se conserva:

$$p_t = p + \frac{1}{2}\rho v^2 \quad (2.10)$$

, conservándose también la energía por unidad de masa, (p/ρ) ; luego, a través del disco no es aplicable la ecuación de Bernoulli, pues se realiza una extracción. p se denomina presión estática y $\frac{1}{2}\rho v^2$ presión dinámica.

Antes de aplicar las ecuaciones de conservación al flujo establezcamos un esquema fenomenológico del campo fluido, que a posteriori ha de resultar compatible con ellas.

La Figura 2.18 representa el disco poroso o actuador visto de perfil y las líneas de corriente que encierran el tubo de corriente⁴ que envuelve el fluido que pasa a través del disco. Desde el infinito aguas arriba, sección A_1 , donde la velocidad es la del viento incidente v_1 , uniforme, hasta llegar al infinito aguas abajo, sección A_2 donde resulta una

³ La teoría de turbomáquinas muestra que no es posible extraer energía del flujo que no atraviesa el disco descrito por el giro de las palas.

⁴ Se entiende por tubo de corriente a aquel encerrado por una superficie imaginaria en la cual la velocidad es tangente a ella, llamada superficie de corriente. Por lo tanto, el fluido no la atraviesa.

velocidad uniforme también v_2 . En esta figura presentamos un disco frontal a la corriente, representativo de una turbina de eje horizontal de sección $A = \pi D^2 / 4$.

Por tratarse de un flujo subsónico, la perturbación generada en la turbina llega hasta el infinito en el campo fluido. Luego, la corriente incidente del viento nota la presencia del disco y dado que éste efectúa un freno a la corriente, tratará de rodearlo divergiendo las líneas de corriente y haciendo que el tubo de corriente que encierra el flujo que atraviesa el disco tenga un área creciente corriente abajo. Esto lo muestra la Figura 2.18 en el tramo $A_1 \rightarrow A$. Esta divergencia sólo puede ser mantenida con gradientes de presión que curven las líneas de corriente hacia zonas de menor presión, luego necesariamente hay una presión distribuida uniformemente delante del disco, p^+ , mayor que en la corriente libre, p_1 . Por aplicación de la ecuación de Bernouilli, este aumento gradual de presión ha de traer consigo una disminución de velocidad, hasta llegar a la velocidad v en el plano del disco, menor que la incidente, $v < v_1$.

La extracción de energía del disco viene de una disminución de presión, luego en la cara trasera del disco tenemos una presión uniforme $p^- < p^+$. Si esta presión resultara igual que p_1 la superficie de corriente divisoria aguas abajo del disco sería recta y horizontal, pero ello no ocurre, como ya veremos, sino que la presión detrás del disco es menor que p_1 . Al notar la superficie de corriente axilsimétrica divisoria este salto de presión se curva para que se restablezca la igualdad de presiones, lo cual sólo llega a completarse en el infinito aguas abajo, $p_2 = p_1$. Debido a ello, las líneas de corriente comienzan a converger a partir del disco, en el tramo $A \rightarrow A_2$, pero han de seguir aumentando el área del tubo de corriente para que baje la velocidad (ver más adelante la ecuación de continuidad de la masa) y correspondientemente suba la presión. La igualdad de presiones en el infinito corriente abajo no implica igualdad de velocidades, pues el fluido que atraviesa el disco ha perdido energía; tendrá necesariamente una velocidad menor v_2 , creando una estela. En consecuencia se cumple que:

$$v_1 > v > v_2 \quad (2.30)$$

El tubo de corriente es una superficie a cuyos lados existe diferente velocidad, lo cual sólo es soportable por un fluido sin viscosidad, y recibe el nombre de capa de cortadura⁵.

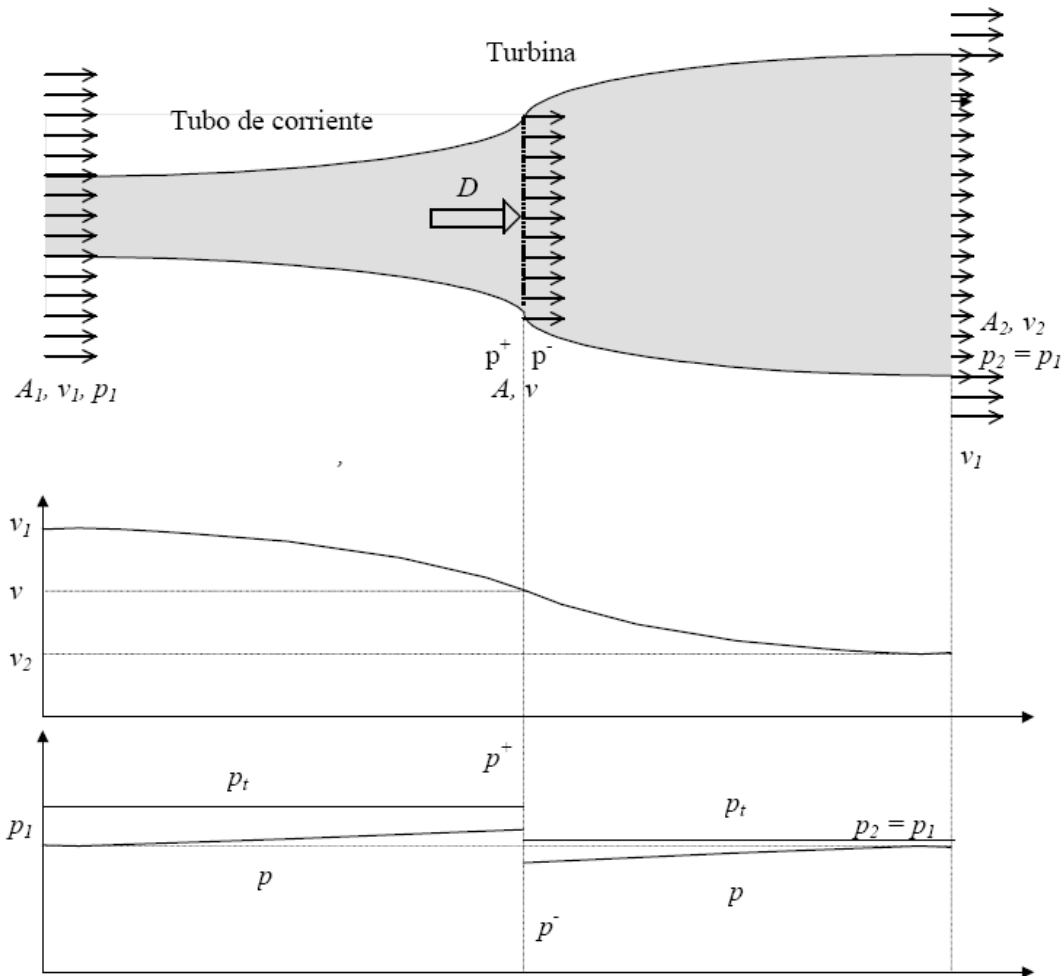


Figura 2.18.- Esquema del campo fluido usado para la obtención del límite de *Betz* y evolución resultante de las magnitudes fluidas. Obsérvese que el salto en p coincide con el salto en p_t . Se ha exagerado la curvatura de la superficie de corriente límite.

⁵ En las capas de cortadura la viscosidad cobra importancia frente a la inercia, como consecuencia de los elevados gradientes de velocidad. El flujo resulta inestable y se arrolla sobre sí mismo formando torbellinos que crecen de tamaño. Tales torbellinos degeneran la energía cinética en calor. Su efecto mecánico es el de suavizar la diferencia de velocidad progresivamente corriente abajo, hasta que en el infinito corriente abajo, la estela desaparece diluida en el fluido que le rodea.

Ecuaciones:

Continuidad de la masa: El caudal másico \dot{m} se ha de mantener a lo largo del tubo de corriente. Como tan sólo la velocidad axial contribuye a él, $\dot{m} = \rho A_1 v_1 = \rho A v = \rho A_2 v_2$, resultando:

$$v_1 A_1 = v A = v_2 A_2 \quad (2.11)$$

Continuidad de movimiento: La fuerza del disco sobre el fluido con el sentido de la corriente $-D$ tiene que igualar la diferencia de flujos de cantidad de movimiento entre la salida y la entrada del tubo de corriente, secciones 2 y 1.

$$D = -\dot{m}(v_2 - v_1) = \rho A v (v_1 - v_2) \quad (2.12)$$

Energía: Corresponde a la aplicación de Bernouilli entre A_1 y A y entre A y A_2 :

$$p^+ + \frac{1}{2} \rho v^2 = p + \frac{1}{2} \rho v_1^2 \quad (2.13)$$

$$p^- + \frac{1}{2} \rho v^2 = p + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad (2.14)$$

Equilibrio del disco: El disco está estático, luego la suma de fuerzas sobre él debe ser nula, entonces:

$$D = (p^+ - p^-) A \quad (2.15)$$

Restando miembro a miembro las ecuaciones 2.13 y 2.14 obtenemos una expresión del salto de presiones a través del disco:

$$p^+ - p^- = \frac{1}{2} \rho (v_1^2 - v_2^2) \quad (2.16)$$

Igualando las expresiones de la resistencia aerodinámica que dan la 2.12 y la 2.15, obtenemos una expresión en la cual podemos introducir el valor de la diferencia de presiones recién obtenida:

$$\rho A v (v_1 - v_2) = (p^+ - p^-) A = \frac{1}{2} \rho (v_1^2 - v_2^2) \quad (2.17)$$

Simplificando resulta:

$$v = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (2.18)$$

Esta ecuación nos indica que la velocidad inducida en el infinito aguas abajo es el doble que en el plano del disco, lo cual indica que, efectivamente, el tubo de corriente tiene que duplicar su área aguas abajo del disco, como cualitativamente postulamos anteriormente. Esto se ve más claramente si introducimos el parámetro adimensional 'a', generalmente positivo, que mide el defecto de velocidad:

$$v = v_1 (1 - a) \quad (2.19)$$

resultando:

$$v_2 = v_1 (1 - 2a) \quad (2.20)$$

La potencia extraída de la corriente proviene, como hemos argumentado, de la diferencia de presión entre ambas caras del disco. Recordando que el trabajo elemental producido por una diferencia de presión Δp en una superficie que avanza un diferencial de recorrido ds es $\Delta p A ds$, la potencia realizada es $\Delta p A ds/dt = \Delta p A v$, siendo v la velocidad de avance del émbolo. Si suponemos ahora que el viento local está en calma y es el disco el que avanza, la potencia necesaria para moverlo es:

$$P = (p^+ - p^-) A \cdot v = D \cdot v \quad (2.21)$$

... que ha de coincidir con la potencia extraída de la corriente en nuestro caso. Sustituyendo el valor de la diferencia de presiones dado por 2.16 obtenemos:

$$P = \frac{1}{2} \rho (v_1^2 - v_2^2) A \cdot v = \dot{m} \frac{1}{2} (v_1^2 - v_2^2) \quad (2.22)$$

Esta expresión nos indica que la potencia extraída es igual a la diferencia de flujo de energía cinética entre entrada y salida (en las cuales la presión es la misma), lo cual es correcto desde el punto de vista de la conservación de la energía. Sustituyendo en esta expresión el valor de v_1 y v_2 como funciones de 'a' obtenemos (ojo \dot{m} depende de 'a'):

$$\frac{P}{\frac{1}{2} \rho v_1^3 A} = 4a(1-a)^2 = C_p \quad (2.23)$$

El cociente entre la potencia obtenida y la disponible en la corriente a través del área frontal de la turbina es lo que se conoce como coeficiente de potencia C_p y es una función de 'a' representada en la siguiente figura y que presenta un máximo dado por:

$$\frac{\partial C_p}{\partial a} = 4(1-a)^2 - 8a(1-a) = 0 \Rightarrow a = 1/3 \quad ; \quad C_{p\text{máx}} = \frac{16}{27} \approx 0.5926 \quad (2.24)$$

Esto nos da el pretendido límite de Betz, que indica que tan sólo aproximadamente el 60 % de la energía contenida en el viento es convertible en energía disponible en la turbina. Esto se obtiene retardando un 33 % la corriente en el disco y un 66 % en la estela.

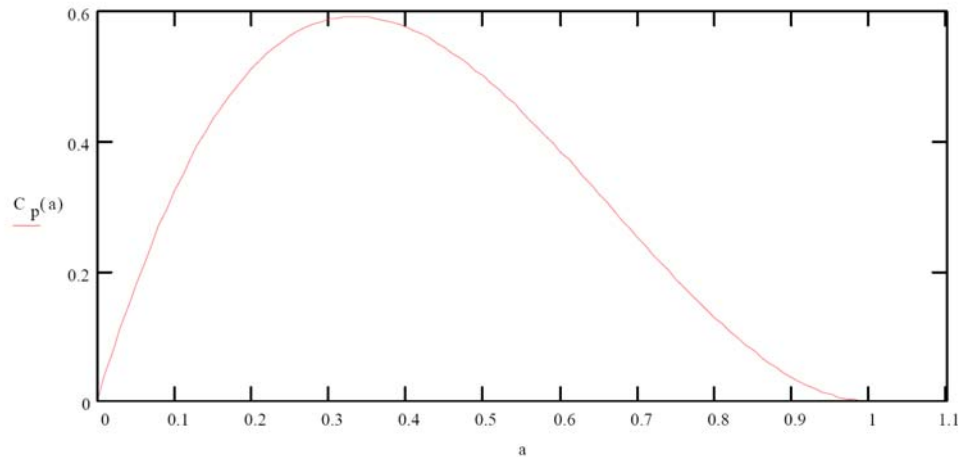


Figura 2.37.- Coeficiente de potencia de una aeroturbina por el modelo de cantidad de movimiento como función del parámetro de porosidad a

El coeficiente de resistencia, denominado también coeficiente de tracción C_T , viene dado por:

$$C_D = C_T = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho v_1^2 A} = 4a(1-a) \quad (2.25)$$

Si particularizamos para potencia máxima resulta ser:

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho v_1^2 A} = \frac{8}{9} \quad (2.26)$$

Esto demuestra que es necesario aplicar un valor próximo a la presión dinámica ($C_D=1$) de la corriente sobre la superficie del rotor para conocer la carga de empuje aerodinámico sobre la aeroturbina en el punto de máxima extracción de potencia. Este valor es netamente inferior al coeficiente de resistencia aerodinámica de una placa plana circular impermeable perpendicular al viento, del orden de 1.5 a 2.

Los experimentos realizados con rotores de helicóptero han permitido obtener datos precisos de la validez de la teoría de cantidad de movimiento, pues el ensayo de aeroturbinas es complicado y costoso. Los resultados demuestran que proporciona

valores razonablemente buenos hasta $a = \frac{1}{2}$, a partir del cual predice un descenso de tracción que no se materializa. Más bien, ésta sigue aumentando y se entra en un régimen de alta turbulencia en el rotor y en la estela. Para valores negativos de 'a' entramos en el régimen de hélice propulsora, comunicándose potencia a la corriente, siendo aplicable con buenos resultados la teoría de cantidad de movimiento.

Esta teoría no proporciona información que permita directamente obtener reglas de diseño. Es necesario realizar un análisis más profundo.

Otra consecuencia de este estudio es que un anemómetro instalado en la propia turbina medirá una velocidad menor que la que existe en la corriente libre. Sin embargo, la aceleración que imprime la góndola al flujo de su derredor puede compensar este efecto, al menos parcialmente. Es necesario recurrir a un calibrado directo comparando las medidas del anemómetro con las de la corriente sin perturbar, para varios estados operativos de la turbina, lo que significa varios valores de 'a'. Alternativamente, es posible aproximar el calibrado usando una simulación numérica del flujo detallado alrededor de la góndola y tras el rotor.

2.2.3 – TEORÍA DEL MOMENTO CINÉTICO

La teoría de cantidad de movimiento, al considerar equilibrios en un flujo idealizado en un plano, no es capaz de predecir el par Q sobre las palas. La ecuación de equilibrio de Newton establece que debe existir una reacción en el aire que atraviese el rotor que compense el par aerodinámico sobre el rotor. Más precisamente, esta reacción solamente puede manifestarse como un cambio en el momento (par) de la cantidad de movimiento de la corriente con respecto al mismo eje que el par. Si la corriente incidente es colineal con el eje de la turbina, tras su paso por el rotor debe de adquirir bruscamente un giro medio alrededor del eje con sentido contrario al del par ejercido y de magnitud dada por el flujo del momento tomándolo con respecto al eje de la corriente. La única componente de la velocidad capaz de dar momento es v_θ , es decir la componente tangencial en un sistema de coordenadas cilíndrico (r, θ, z) coincidiendo el eje z con el de giro de la máquina. Como en la teoría de cantidad de movimiento, podemos suponer que esa velocidad tangencial tiene uniformidad tangencial, es decir,

que v_θ no depende de θ . Pero admitamos que varía linealmente con r por efecto de variar linealmente con el radio la velocidad de avance de la pala $v_p = \Omega r$. Podemos entonces admitir un coeficiente de inducción tangencial a' que mide la velocidad angular impartida a la corriente ω como una fracción de la velocidad angular de giro del rotor Ω :

$$a' = \frac{\omega}{\Omega} = \frac{v_\theta / r}{v_p / r} \quad (2.27)$$

Apliquemos la ecuación de conservación del momento cinético, llamada también de equilibrio radial o de Euler, a un volumen de control⁶ constituido por una sección transversal dA antes del rotor con forma de corona circular de radio r y espesor dr , el tubo de corriente anular que pasa por su perímetro exterior e interior y la sección transversal dA resultante inmediatamente aguas abajo. Justo aguas arriba del rotor, la corriente carece de componente tangencial de la velocidad y justo aguas abajo v_θ de valor medio. El diferencial de par dQ aplicado por los elementos de pala⁷ entre r y $r+dr$ sobre el fluido viene dado por el flujo de momento de cantidad de movimiento. Este flujo es el producto del flujo másico \dot{m} por el momento del vector velocidad, el cual es $r v_\theta$.

⁶ Un volumen de control es un volumen, real o imaginario, en nuestro caso invariable con el tiempo, tomado para controlar las magnitudes fluidas. En nuestro caso tiene dos fronteras permeables a la masa, que son la entrada y la salida. Tiene otra superficie que es una superficie de corriente, es decir, que la velocidad del fluido es tangente a ella, por lo que no la atraviesa. Esa superficie de corriente puede ser doble, pues el tubo que forma el volumen de control es hueco. Por lo tanto, hay una superficie de corriente exterior y otra interior.

⁷ Se entiende por elemento de pala a la rodaja obtenida en la pala entre r y $r+dr$. La forma obtenida se denomina perfil de la pala en ese radio. Es difícil asumir de entrada que v_θ sea uniforme según θ justo detrás de los perfiles. Sin embargo, la teoría de turbomáquinas demuestra que se uniformiza muy pronto aguas abajo, incluso con un número reducido de palas, salvo cerca de las puntas. Como se verá, cerca de las puntas el efecto de las palas tiene que descender hasta anularse al llegar a la punta misma, con lo que no resulta preocupante este hecho.

$$\left. \begin{aligned}
 &\text{Equilibrio radial : } dQ = v_0 r dm \\
 &\text{Caudal másico : } dm = \rho v dA \\
 &dA = 2\pi r dr \\
 &v = v_1 (1 - a) \\
 &a' = \frac{v_0}{\Omega r}
 \end{aligned} \right\} \rightarrow dQ = 2\pi r^3 \rho v_1 (1 - a) a' \Omega dr \quad (2.28)$$

En esta expresión puede observarse como el par inducido es directamente proporcional al coeficiente a' .

En esta expresión puede observarse que las rebanadas de pala más cerca de su punta contribuyen mucho más al par que las próximas al buje por la dependencia con r^3 , con a y a' constantes.

Como la potencia es el producto del par por la velocidad angular de su desplazamiento, el diferencial de potencia producido por el elemento de pala anterior es:

$$dP = \Omega dQ \quad (2.29)$$

La integración a lo largo de la pala y la suma a la totalidad de las palas daría el par y potencia obtenidos. Sin embargo, se desconocen tanto a como a' , siendo necesario recurrir a modelos más detallados para obtener su valor.

Estos modelos pueden aceptar que tanto a como a' sean funciones del radio. Esto es permisible por el muy elevado número de Reynolds del flujo, que permiten que existan gradientes radiales de velocidad (en este caso moderados) axial y tangencial, sin que la viscosidad se oponga a ello de forma apreciable. Esto contrasta con la teoría de cantidad de movimiento antes expuesta, donde se asumía que a , y con ello la velocidad axial, era constante en la superficie del disco. Sin embargo, en virtud de esta ausencia de interacción entre capas concéntricas o tubos de corriente anulares concéntricos, esta teoría unidimensional puede aplicarse, sin modificación, a un elemento anular de área diferencial dA entre r y $r+dr$.

El efecto de la rotación de la estela es una reducción en la energía extraíble pues la rotación resulta inaprovechable con este tipo de turbina que no tiene estator tras el rotor. En definitiva, se convierte parte de la energía cinética incidente, puramente axial, en energía cinética de giro⁸.

Teoría turbillonaria

La rotación de la estela y el frenado de la corriente, antes descritos, se manifiestan físicamente con un sistema de torbellinos⁹ ligados a las palas, que se desprenden de ellas por el buje y por la punta de las mismas y tras desprenderse quedan libres, siendo arrastrados por la corriente, tal y como muestra la Figura 2.19.

La teoría de la aerodinámica de perfiles sustentadores demuestra que éstos son sustituibles por un torbellino colocado en su interior, llamado torbellino ligado. Por ello el perfil tiene embebido un torbellino en su interior, que une el que se libera en la punta con el que se libera en el buje.

Los torbellinos libres son arrastrados por la corriente y debido a que la corriente gira tras el plano de movimiento de las palas describen trayectorias helicoidales, tal y como muestra la Figura 2.19.

⁸ Este giro es convertible en aumento de presión con un estator que endereza la corriente, pero no se usa en turbinas eólicas. Ello se debe a que el giro en la corriente es pequeño y el coste de colocar un estator muy elevado. Además, su exposición a las tempestades haría a las turbinas más vulnerables.

⁹ Un torbellino es una estructura fluida consistente en un núcleo turbillonario (donde el fluido gira rápidamente) en forma de filar que hace girar al fluido en su derredor. Induce pues una velocidad de giro. El efecto del torbellino se nota hasta el infinito, pero con un influjo en la velocidad de giro que decae con el inverso de la distancia al núcleo, por lo que la inducción en el infinito es nula. Se suelen idealizar como constituidos por filamentos sin espesor en cuyo interior radica el efecto turbillonario. Éste se cuantifica con la llamada *circulación* del fluido alrededor del hilo. Es la integral de la proyección del vector velocidad sobre una curva cerrada que encierre el hilo. Si el flujo es bidimensional, basta con estudiar un plano perpendicular a él, en el cual se desarrolla el movimiento. Los torbellinos resultan perpendiculares al plano del movimiento y por ello los ideales son representables con un punto alrededor del cual gira el fluido. Los torbellinos no pueden acabar en el seno de un flujo estacionario, salvo que se admita la presencia de viscosidad que los disipe.

Los torbellinos resultan físicamente semejantes a lo que ocurre con los hilos conductores que llevan intensidad eléctrica. Inducen a su alrededor un campo magnético giratorio, semejante a la velocidad del fluido en nuestro caso. No obstante en nuestro caso la situación es más compleja, pues los torbellinos libres son como hilos conductores de la electricidad que no tuvieran masa ni rigidez alguna y que por tanto respondieran al campo electromagnético que ellos mismos generan.

aeronáutica de perfiles de alas y de hélices de baja velocidad, si bien recientemente se han desarrollado perfiles específicos para turbinas de viento¹¹.

La forma adecuada a velocidades subsónicas sigue unas líneas generales, ver Figura 2.20, consistentes en:

- Un borde enfrentado a la corriente, denominado borde de ataque o borde de entrada, redondeado y de forma lisa y suave. Esta forma permite al perfil actuar con elevado rendimiento a distintos ángulos de orientación de la corriente.
- Un borde en el extremo de sotavento, denominado borde de fuga o borde de salida, afilado. Esta forma tiene por objeto evitar que la corriente le rodee, salvo con un desprendimiento intenso¹². Dirige la corriente y permite reducir la resistencia al avance.
- La cuerda del perfil de longitud c , que es la línea recta que une el borde de ataque con el borde de fuga.
- Una línea de curvatura media o línea media, equidistante entre ambos lados del perfil. El extradós es el lado más convexo y el intradós el menos, pudiendo llegar a ser cóncavo. La distancia máxima a la cuerda define la curvatura máxima del perfil c_{max} , la cual suele estar entre el 25 % al 50 % de la cuerda, comenzando en el borde de ataque. La curvatura máxima usada va de cero (perfil simétrico) a un 15 % de la cuerda. La línea de curvatura es normalmente una curva suave, habiéndose empleado arcos de círculo, parábolas y otras curvas más complejas.
- Una distribución de espesor, definido por la distancia entre extradós e intradós. Normalmente es una curva suave que alcanza su máximo t_{max} entre el 20 % y el 40 % de la cuerda (t de 'thickness' en inglés). Cuanto más grueso (espeso) es un perfil, mayor resistencia aerodinámica tiene; pero permite una estructura más rígida para

¹¹ Estos perfiles específicos buscan una alta tolerancia al ensuciamiento, por impacto de insectos y polvo, así como un espesor importante para poder ser así resistentes estructuralmente. También un comportamiento específico al entrar en pérdida y al recuperarse de ella.

¹² El fenómeno de desprendimiento es cuando el aire no fluye suavemente alrededor del perfil, sino que toma un movimiento caótico y turbulento.

soportar las cargas. Los perfiles con curvatura tienen un óptimo de espesor por consideraciones aerodinámicas y de resistencia mecánica.

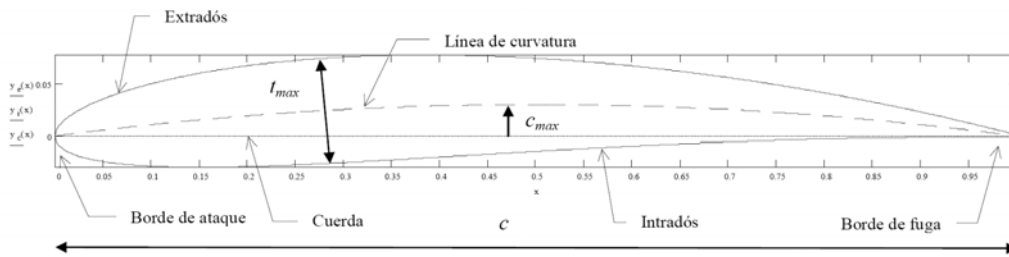


Figura 2.20.- Esquema de la geometría de perfiles aerodinámicos subsónicos y_{cmax} = máximo de la coordenada de la línea de curvatura. t_{max} = espesor máximo.

Las fuerzas aerodinámicas que pueden aparecer sobre un perfil se descomponen en:

- Una componente perpendicular a la corriente incidente en el infinito aguas arriba, denominada sustentación L (de *lift* en inglés) y considerada positiva si es hacia el extradós.
- Una componente en la misma dirección y sentido de la corriente incidente sin perturbar, denominada resistencia D (de *drag* en inglés). Ver Figura 2.21.

La resistencia aparece siempre, pero la sustentación únicamente si el perfil forma un ángulo de ataque α con la corriente sin perturbar, es decir, en el infinito corriente arriba. Este ángulo se mide con respecto a la línea de sustentación nula, que es aquella dirección de la corriente relativa al perfil que no provoca sustentación. La línea de sustentación nula forma un ángulo α_0 con la cuerda.

Un perfil simétrico tiene una línea de sustentación nula coincidente con su cuerda, como es lógico en virtud de su simetría. No es así para un perfil con curvatura, antes bien, su línea de sustentación nula pasa por su borde de fuga y por un punto de la línea de curvatura próximo a su máximo. Puede presentar sustentación una placa plana sin espesor y un perfil simétrico, pero lo hace más adecuadamente un perfil con curvatura y espesor.

Además de las fuerzas aparece un momento de encabritamiento \mathcal{M} que en circunstancias normales tiende a aumentar el ángulo de ataque.

A menudo se usa otro ángulo para describir la orientación frente a la corriente que es el ángulo de incidencia cordal i , a veces denominado también ángulo de ataque, y está formado por la cuerda (u otra referencia puramente geométrica con lo que no es cordal) y la corriente sin perturbar. Su uso facilita las labores metrológicas y constructivas.

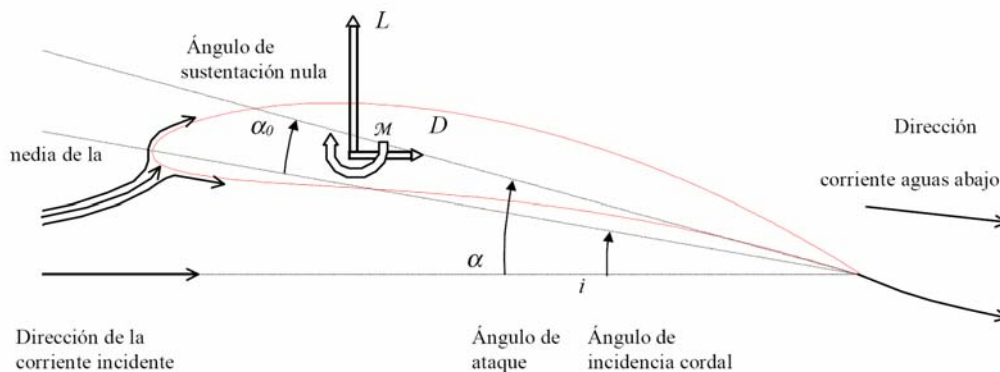


Figura 2.21.- Denominación habitual de los parámetros operativos básicos de perfiles aerodinámicos. Se muestra la configuración de la corriente próxima al punto de remanso en el borde de ataque cuando no hay desprendimiento. Se muestra como la dirección de la corriente en las proximidades del perfil difiere de la que tiene lejos. Se muestra asimismo la flexión producida en la corriente que es el cambio de dirección de la corriente, desde corriente arriba a corriente abajo

Cuando un perfil aerodinámico se enfrenta a la corriente con ángulos de ataque pequeños la corriente le rodea suavemente describiendo un flujo laminar¹³ aproximadamente bidimensional, salvo eventualmente en una capa muy delgada junto a la pared, denominada *capa límite*, donde los efectos viscosos son dominantes y donde puede aparecer turbulencia. Fuera de ella domina la inercia del fluido y por lo tanto podemos aplicar la fórmula de Bernouilli. Por ello podemos comprender que un perfil con ángulo de ataque desarrolle sustentación, por obligar al extradós a una aceleración mayor que el intradós, pues le supone un mayor estrechamiento a su paso. También se puede argumentar que el fluido tiene que recorrer más longitud por el extradós, lo que exige mayor velocidad y por lo tanto menos presión. También se puede añadir a estos argumentos la fuerza centrífuga del fluido por el efecto de giro que impone la curvatura

¹³ Se dice que un flujo es laminar cuando las líneas de corriente muestran un aspecto separado, peinado y ordenado, a modo de láminas superpuestas.

del perfil hace que aparezca más depresión en el extradós que en el intradós. Todo ello es manifestación de lo mismo, un flujo que genera una distribución de presión sobre el perfil cuya integración da sustentación neta. La generación de sustentación puede verse desde una perspectiva global, quizás más entendible. El borde de salida impone una dirección a la corriente tras el perfil que supone una deflexión a la corriente incidente, es decir, un cambio de dirección. Esta deflexión supone una adición de flujo de cantidad de movimiento perpendicular a la corriente, la cual exige, por reacción, la aparición de la sustentación sobre el perfil.

Esta deflexión de la corriente es local, es decir, se circunscribe a las inmediaciones del perfil. El flujo tiende al de la corriente sin perturbar al alejarnos del perfil.

Del orden de 2/3 de la sustentación se genera por el extradós (succión) y el resto por el intradós (sobrepresión). El extradós es una superficie más importante que el intradós, el no comprender esto retrasó el desarrollo de los perfiles aerodinámicos hasta el siglo XX.

Si el ángulo de ataque del perfil α es excesivo, digamos que superior a unos 15° a 20° con respecto a la línea de sustentación nula, la corriente del extradós no puede seguir los fuertes cambios de dirección que esto supone y se desprende de la superficie del perfil, dejando de ejercer succión, siendo ocupado su lugar por un fluido que proviene de las inmediaciones, el cual también se desprende. Este movimiento adquiere carácter turbulento tridimensional, altera la distribución de presiones y estropea el funcionamiento del perfil. Como consecuencia se pierde sustentación y aumenta la resistencia. Se dice entonces que el perfil está en pérdida (*stall* en inglés).

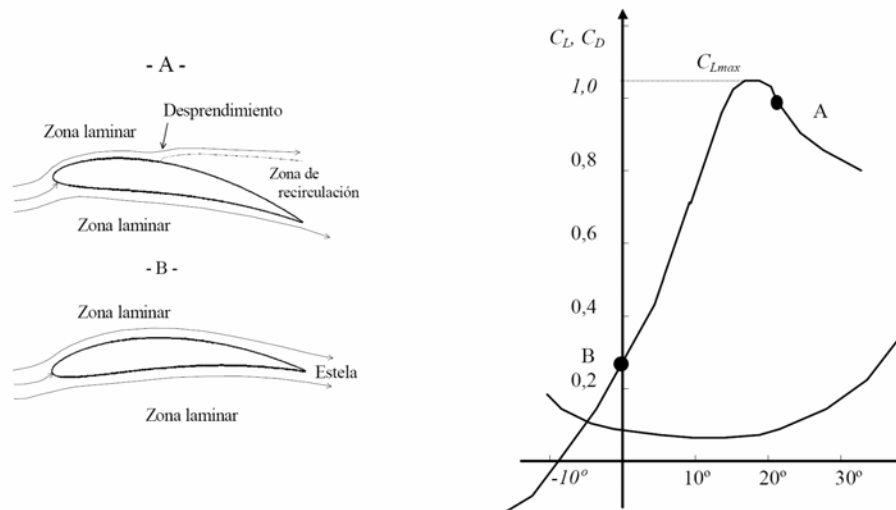


Figura 2.22.- Esquema de la corriente adherida al perfil y desprendida por excesivo ángulo de ataque y los correspondientes puntos en las curvas de coeficientes de sustentación y resistencia

La resistencia aerodinámica del perfil se debe a dos causas, una es la distribución de presiones que da una componente según la corriente y la otra son los esfuerzos de cortadura en la capa límite originados por el elevado gradiente de velocidades en ella, que hacen que las velocidades de la corriente se anulen al llegar a la pared.

De todo lo anterior puede deducirse que las presiones actuando sobre la superficie han de ser proporcionales a la presión dinámica de la corriente sin perturbar $\frac{1}{2}\rho v^2$ y en consecuencia la sustentación L , resistencia D y par de encabritamiento \mathcal{M} . Éstas han de ser proporcionales asimismo al área de la pala S , área sobre la que se aplican las diferencias de presión; que para una forma en planta rectangular es igual al producto de la cuerda c por la envergadura l , $S = cl$. Los efectos viscosos intervienen, por lo que la influencia del número de Reynolds, Re , será apreciable. Será asimismo apreciable el efecto del número de Mach M cuando su valor sea del orden de la unidad. En consecuencia, podemos definir unos coeficientes adimensionales de sustentación, resistencia y de momento con una dependencia funcional tal y como la siguiente:

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho v^2 S} = C_L \langle \alpha, Re, Mach, t_{\max} / c, c_{\max} / c \rangle$$

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho v^2 S} = C_D \langle \alpha, Re, Mach, t_{\max} / c, c_{\max} / c \rangle \quad (2.30)$$

$$C_M = \frac{M}{\frac{1}{2}\rho v^2 S} = C_M \langle \alpha, Re, Mach, t_{\max} / c, c_{\max} / c \rangle$$

Se define eficiencia aerodinámica como el cociente C_L / C_D y mide la capacidad de proporcionar sustentación frente a la resistencia asociada. Se llegan a obtener valores superiores a 150 en casos ideales, siendo más prácticos valores inferiores a 100. Para ayudar a evaluar las actuaciones de los perfiles se suele representar este parámetro o su inverso como función de C_L , determinando la recta tangente desde el origen su valor máximo posible.

Examinemos a continuación la dependencia de los parámetros:

- Ángulo de ataque α : Es la variable operacional más importante. La figura muestra los resultados del ensayo de un perfil. Puede observarse que el coeficiente de sustentación C_L crece aproximadamente de forma lineal con el ángulo de ataque hasta la llegada del desprendimiento, a unos 16° en que alcanza un máximo superior a la unidad y cae bruscamente debido a la entrada en pérdida. La teoría demuestra que la pendiente de esta curva debería ser idealmente π (con el ángulo en radianes), para cualquier perfil, pero es ligeramente menor por efecto de la capa límite. El coeficiente de resistencia tiene un comportamiento aproximadamente parabólico con un mínimo para ángulo de ataque pequeño, del orden de 0.08, disipándose su valor en las proximidades de la pérdida. El coeficiente de momento es sensiblemente constante. La eficiencia máxima se alcanza con $C_L \approx 0.8$ con $\alpha \approx 4^\circ$.
- Número de Reynolds Re : Al crecer, la menor importancia de las fuerzas viscosas hacen que mejore el comportamiento del perfil, aumentando C_L / C_D , $C_{L_{\max}}$ y $C_{D_{\min}}$. A Re elevados la mejora se comporta asintóticamente. El número de

Reynolds de los perfiles en las palas de aeroturbinas es relativamente bajo, por lo que ha de tenerse en cuenta su influencia.

- Número de Mach M : Su valor no muy alto hace que salvo en las palas muy rápidas y vientos elevados no sea necesario tener en cuenta su efecto sobre el comportamiento del perfil, pudiéndose optativamente introducir correcciones.

Parámetros geométricos: Usando una distribución de espesor y de curvatura de las ofrecidas por distintas instituciones, p.e. [Referencia 10], reducimos la elección al espesor máximo t_{max}/c y a la curvatura máxima c_{max}/c , expresados ordinariamente en % de la cuerda. Los perfiles con espesor bajo muestran buenas características en un rango pequeño de ángulos de ataque, pero dan lugar a una pala estructuralmente débil. Un espesor grande robustece la pala y proporciona una entrada en pérdida gradual, pero origina un mayor coeficiente de resistencia C_D . Normalmente se eligen los espesores mínimos compatibles con los requerimientos estructurales, por lo que las palas tienen habitualmente perfiles de pequeño espesor relativo en la punta y éste crece hacia la raíz. Los perfiles con curvatura mayor muestran su mayor rendimiento con coeficientes de sustentación mayores y correspondientemente ángulos de ataque mayores, eligiéndose por lo tanto en función del coeficiente de diseño deseado.

Con métodos de producción de bajo coste no suele ser posible reproducir muy exactamente las formas requeridas por los perfiles, por lo que ocurre una pérdida de eficiencia. Existen perfiles más tolerantes a ello que otros, lo mismo que es distinta la tolerancia a suciedades incrustadas, o gotas de lluvia depositadas en la superficie, erosión, pequeñas grietas y formación de hielo. La zona más sensible a estas imperfecciones en la forma es el primer tercio del extradós, donde la capa límite es más delgada.

Los perfiles que proporciona una placa simplemente curvada y de espesor constante, usada en las aerobombas de baja velocidad dan lugar a eficiencias bajas, como ocurre con los perfiles resultado de usar velas.

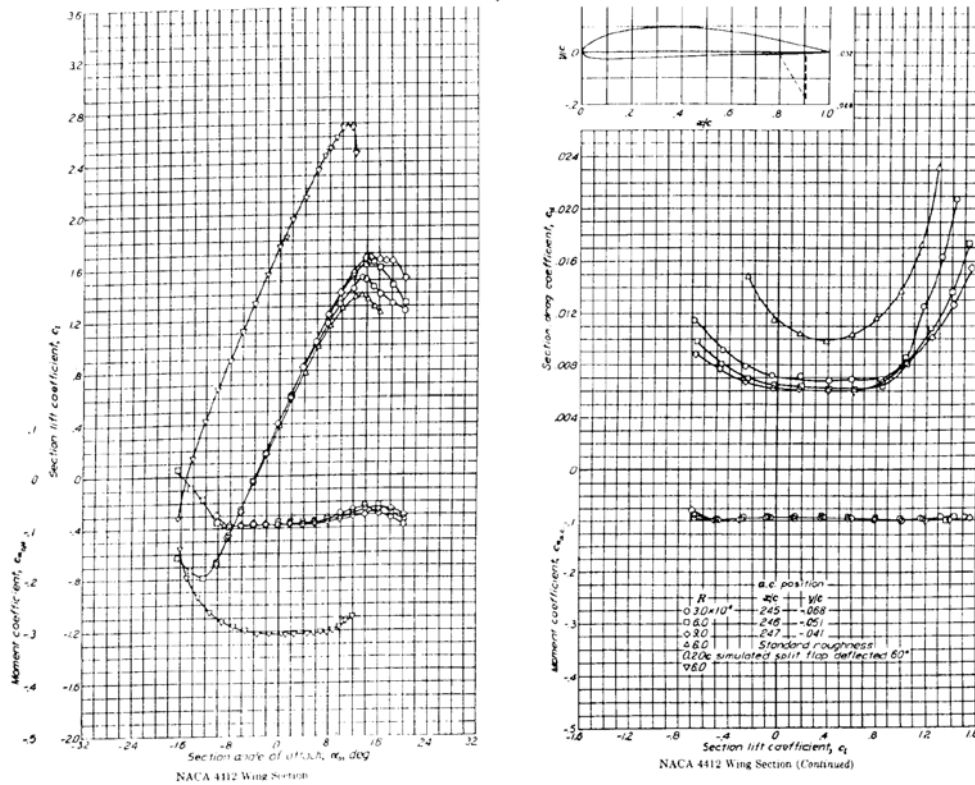


Figura 2.23.- Curvas polares del perfil

Debido a que la pala no se extiende hasta el infinito, el fluido cerca de la punta intenta bordearla para igualar la sobrepresión en el intradós a la succión en el extradós. Este movimiento transversal a los perfiles ocasiona un *torbellino libre* que arranca en el borde de la pala y que es arrastrado por la corriente. Este flujo hace también que el coeficiente de sustentación del perfil del extremo de la pala sea nulo, independientemente de su geometría. El teorema de *Kutta-Joukowski* asocia la sustentación que proporciona cualquier cuerpo 2D ante una corriente ideal incompresible y uniforme con circulación Γ del vector velocidad alrededor de una curva de contorno cerrado que englobe el perfil. Por otro lado, se demuestra que la circulación alrededor de un contorno cerrado arbitrario conteniendo nada más que fluido es nula si el flujo es ideal (sin viscosidad ni conductibilidad) e incompresible, diciéndose entonces que el flujo es irrotacional. El flujo alrededor de un perfil aerodinámico a elevados números de Reynolds se aproxima al irrotacional salvo en la capa límite. Luego, la sustentación de un perfil se ha de deber a la circulación embebida en la capa límite (donde los efectos viscosos dominan) o en el interior del propio perfil. Esta circulación se asocia a un *torbellino ligado al perfil* sin distinguir si está asociado a la capa límite o al sólido. Si consideramos la pala, el torbellino en forma de hilo

resultante de los sucesivos perfiles a lo largo de r , asociado a ella no puede acabar en el fluido, dada la irrotacionalidad del flujo. Por lo tanto, se desprende por sus extremos inyectando rotacionalidad concentrada en el fluido. Estos torbellinos desprendidos en raíz y punta no ocasionan sustentación, pues son arrastrados por la corriente y por lo tanto no hay velocidad transversal de la corriente con respecto a ellos. Ambos torbellinos desprendidos se unen en el infinito, formando un circuito cerrado, dada la imposibilidad de acabar en el fluido¹⁴.

Estos torbellinos pueden desprenderse paulatinamente a lo largo de la longitud de la pala si la sustentación a lo largo de ella varía. Estos torbellinos tienen tendencia a arrollarse sobre sí mismos formando uno más intenso y localizable en la punta de la pala, o en la raíz de la pala.

Estos torbellinos justifican la anulación de la sustentación en el final de una pala, o de un ala y resultan coherentes con el bordeo que realiza el fluido para tratar de igualar las presiones en intradós y extradós, como se vio anteriormente.

El flujo alrededor de las palas puede pues concebirse exclusivamente como la superposición de una corriente uniforme y de un sistema de torbellinos. Ha de cumplir una serie de condiciones:

- Que recorran internamente la pala.
- Que se desprendan de ella para describir la distribución de sustentación a lo largo de su longitud.
- Que desde el punto de desprendimiento hasta el infinito aguas abajo posean la velocidad del fluido.

¹⁴ En un fluido viscoso los torbellinos van decayendo al alejarse de la aeroturbina, desapareciendo a una cierta distancia de él, degradados en energía térmica. No obstante, antes de que esto ocurra, las inestabilidades del sistema de torbellinos hace que se arracimen y pierdan la axilsimetría.

A su vez, la velocidad del fluido en cada punto del flujo resulta de la inducción de todos los torbellinos salvo el elemento del que pase eventualmente por el punto considerado (*Ley de Biot-Savart*).

Este modelo no considera la viscosidad, pero es coherente con ella. Los efectos de la viscosidad no tenidos en cuenta hacen que los torbellinos vayan perdiendo intensidad, por degradación de la energía mecánica en térmica, desapareciendo a una cierta distancia aguas abajo de la turbina. Además, aparecen inestabilidades en el sistema de torbellinos concebido anteriormente, que hacen que se pierda simetría axial.

La teoría turbillonaria de la sustentación provee resultados satisfactorios cuando se realiza un modelo de aeroturbina basado en ella, con un coste computacional bajo, por lo que es ampliamente usada. Adicionalmente, provee de conclusiones teóricas muy útiles.

2.2.5 – TEORÍA DEL ELEMENTO DE PALA

Hasta ahora hemos obtenido, por una parte, expresiones globales para el disco poroso, como idealización del rotor. Por otro lado, conocemos el comportamiento de un perfil aerodinámico frente a una corriente uniforme en configuración 2D. Un siguiente paso es expresar las acciones aerodinámicas de una pala en función del comportamiento de los perfiles que la forman y hacerlo coincidir con el comportamiento global anteriormente obtenido.

Veremos que idealizando el rotor por reducir la cuerda de sus palas a cero y llegando a hacer infinito el número de palas y, además, suponiendo que sus perfiles carecen de resistencia aerodinámica se obtiene un nuevo límite superior al coeficiente de potencia, denominado límite de Glauert. Incorpora la pérdida por el giro de la corriente tras el rotor y por lo tanto es más realista que el límite de Betz.

La teoría del elemento de pala se basa en que es posible construir la acción de la pala entera como suma de la acción independiente de rebanadas entre r y $r+dr$, desde su raíz hasta su punta. La demostración de este teorema se puede encontrar en textos clásicos de Aerodinámica y de Mecánica de Fluidos, o bien en [Referencia 3 y 7].

La Figura 2.24 muestra un elemento de pala, resultado de rebanar la pala a una distancia r y $r+dr$ del eje. Ha de observarse que la velocidad relativa al perfil w , correspondiente a la corriente incidente, medida en unos ejes giratorios con la pala, resulta de restar la velocidad del viento local v , con la dirección axial, la velocidad de arrastre que es la debida al giro de la pala $v_p = \Omega r$, la cual es lineal con r .

$$\vec{w} = \vec{v} - \vec{v}_p; \vec{v} = v \cdot \vec{i}_z; \vec{v}_p = \Omega r \cdot \vec{i}_\theta \quad (2.31)$$

Por lo tanto, al ser perpendiculares entre sí la velocidad del viento y la velocidad de arrastre y ambas están en un plano $r = \text{cte.}$, w está asimismo en un plano $r = \text{cte.}$

El perfil reacciona a la corriente relativa a él w , como cualquier cuerpo en movimiento en el seno de un fluido.

Lo dicho implica que:

$$\left. \begin{array}{l} w^2 = v^2 + v_p^2 \\ v = v_1(1-a) \\ v_p = \Omega r(1+a'/2) \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} w = \sqrt{v_1^2(1-a)^2 + \Omega r(1+a'/2)^2} = (1-a)v_1 / \text{sen}\phi \\ \tan \phi = \frac{(1-a)v_1}{\Omega r(1+a'/2)} = \frac{1}{\lambda(r)(1+a'/2)} \end{array} \right. \quad (2.32)$$

... donde se han introducido las inducciones axiales y tangenciales obtenidas de las teorías de cantidad de movimiento y de momento cinético, pero ahora siendo constante solo entre r y $r+dr$. Por lo tanto, $a = a(r)$ y $a' = a'(r)$.

Ha de hacerse notar que en la expresión de la velocidad de arrastre v_p conste $a'/2$ en lugar de a' . El motivo radica en la discontinuidad de v_θ a través del disco. Justo delante de él es nula y justo detrás tiene un cierto valor que vendrá dado por el efecto de las palas. Debido a que el perfil se puede suponer que origina este salto, es lógico, y resulta acertado sobre la base de la teoría turbillonaria, que la velocidad tangencial inducida en el perfil sea la media de la que existe justo delante y justo detrás. Para más aclaraciones véase [Referencia 3].

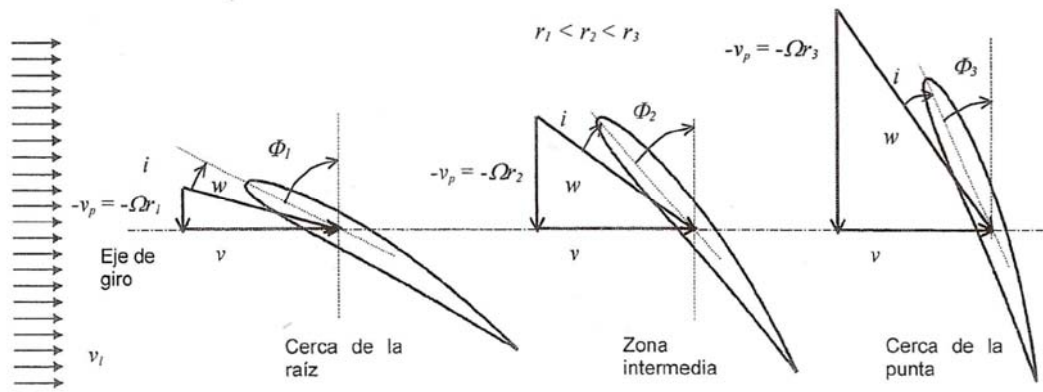


Figura 2.25.- Composición de velocidades medias a tres radios. La figura muestra que es necesaria torsión en la pala para mantener la incidencia del perfil. Las variables que se mantienen a lo largo del radio no tienen subíndice.

- El ángulo de la corriente Φ es proporcional a v , justificando la conveniencia de un aumento del ángulo de asiento al disminuir λ , aumentando el paso del rotor. Esto ocurre si la turbina actúa a régimen fijo y aumenta la velocidad del viento.

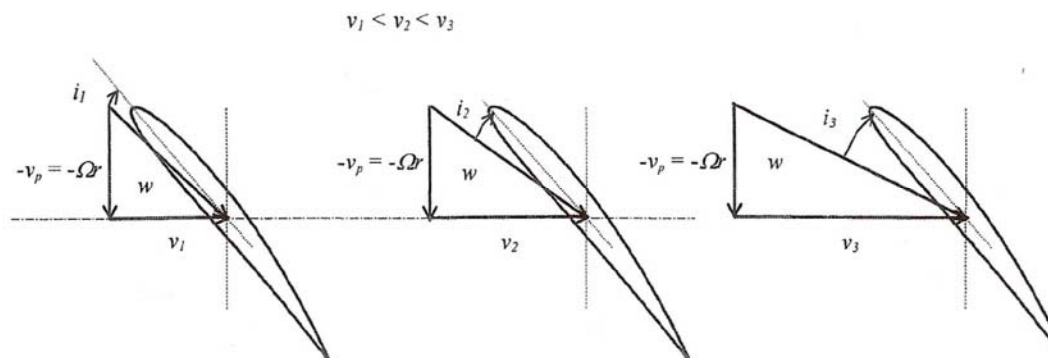


Figura 2.26.- Aumento del ángulo de incidencia al aumentar la velocidad del viento (dando lugar a un aumento de v) para una aeroturbina de paso fijo. La sección corresponde a un radio intermedio entre raíz y punta.

- Cuanto más rápida es girando la turbina más esbeltas se pueden construir las palas pues su cuerda puede disminuirse para un radio determinado. Ello redundaría en la eficiencia de la máquina al reducir el giro corriente abajo.

Observando la misma figura podemos deducir que al avanzar el perfil en la misma dirección que la sustentación L (la cual es perpendicular a la corriente incidente) su contribución al par es la proyección de ella sobre el plano del disco, habiendo de restarle la componente sobre el mismo plano debida a la resistencia D . De aquí la gran

importancia de utilizar perfiles de elevada eficiencia aerodinámica, dada por la relación $\varepsilon = L/D = C_L / C_D$, la cual alcanza su máximo para un ángulo de ataque determinado. Escribamos las expresiones de la tracción, par y potencia del elemento de pala:

$$\begin{aligned} dT &= \frac{1}{2} \rho w^2 (C_L \cos \Phi + C_D \sin \Phi) c N dr = \frac{1}{2} \rho w^2 C_N c N dr \\ dQ &= \frac{1}{2} \rho w^2 (C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi) c N r dr = \frac{1}{2} \rho w^2 C_T c N r dr \\ dP &= \frac{1}{2} \rho w^2 (C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi) c N \Omega r dr = \frac{1}{2} \rho w^2 C_T c N \Omega r dr \end{aligned} \quad (2.33)$$

donde:

- C_N y C_T : respectivamente coeficientes de fuerza normal y en el plano del disco, función de r .
- N : número de palas, típicamente es decreciente con la rapidez global λ que se define como el cociente entre la velocidad de giro de la punta de la pala y la velocidad del viento en el infinito aguas arriba:

λ	N
1	8 a 24
2	6 a 12
3	3 a 6
4	2 a 4
≥ 5	3, raramente 2 o 1

Tabla 2.3.- Valores típicos del número de palas como función de la rapidez de las turbinas

- Tanto c como w son funciones de r .

El paso de una hélice H y en general de un objeto que describa un movimiento helicoidal con respecto al medio en el que se desplaza, es igual al avance que realiza en una vuelta al avanzar con respecto a un medio. En nuestro caso el paso no tiene por qué ser constante en cada vuelta, pues depende del calado de los perfiles en cada radio, el cual depende del tipo de perfil, la cuerda que se disponga y de las velocidades inducidas

localmente. Sin embargo, se suele denominar paso al avance de la cuerda del perfil al 70% del radio externo: $H = 2\pi R \tan(\theta_{0.7})$.

dT y dQ obtenidos por los N elementos de pala pueden identificarse con un dT y dQ respectivamente obtenidos con la teoría de cantidad de movimiento y de momento cinético para la rebanada entre r y $r+dr$. Esto supone despreciar las heterogeneidades azimutales, lo cual sugiere la existencia de infinito número de palas de cuerda nula, de tal manera que cN es finito. Estas igualdades nos permiten obtener una expresión para el coeficiente de potencia como función de a . Derivando e igualando a cero es posible obtener la configuración óptima del rotor local, la cual puede extenderse a otros radios haciendo lo mismo. El rotor resultante tiene un coeficiente de potencia máximo que representado como función de la rapidez de la turbina se presenta en la Figura 2.27. Se observa en ella que:

- Los perfiles de eficiencia aerodinámica infinita, es decir, sin resistencia aerodinámica, describen la curva de Glauert.
- La curva de Glauert tiende al límite de Betz asintóticamente para rapidez infinita, para la cual el par ejercido es nulo y, por tanto, nulo el giro de la corriente aguas abajo del disco. Esto justifica la conveniencia de las turbinas rápidas, con par pequeño y alta velocidad de giro.
- A rapidez elevadas es importante instalar perfiles de elevada eficiencia, pues el coeficiente de potencia es muy sensible a ella. Esto justifica el instalar perfiles delgados y bien perfilados en la punta de pala.
- Los perfiles de elevada eficiencia rinden elevados coeficientes de potencia en un rango amplio de rapidez, disminuyendo este rango al disminuir la eficiencia.
- Si un perfil actúa a un ángulo de ataque distinto del óptimo, es decir, el que maximiza $(C_L / C_D)_{\max}$, se pierde coeficiente de potencia. Esto ocurre cuando el paso de la pala no es el correcto para el régimen de giro y de velocidad del viento existentes, expresión de Φ en (2.32). También ocurre localmente si la torsión de la

pala no es la adecuada, aún actuándose al paso que optimice C_p , pueden existir perfiles para los cuales no se esté en el ángulo de ataque óptimo.

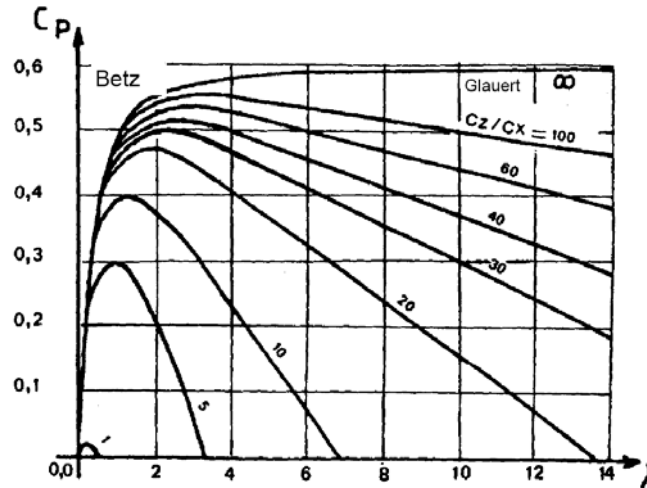


Figura 2.27.- Coeficientes de potencia máximos para infinito número de palas como función de la rapidez local de la pala $\lambda(r)$. $C_z = C_L$, $C_x = C_D$

Prandtl propuso corregir el coeficiente de potencia, obtenido con la teoría más arriba expuesta, por el efecto de número finito de palas N con un coeficiente aproximado η_p :

$$\eta_p = \left(1 - \frac{0.93}{N\sqrt{\lambda^2 + 0.445}} \right)^2 \quad (2.34)$$

Tiene en cuenta la concentración de vorticidad en los perfiles y en el torbellino desprendido de la punta de la pala.

Resulta ilustrativo estudiar el resultado de estos modelos al variar el número de palas. La figura 2.28 nos muestra como se obtiene muy poca diferencia al reducir 4 palas a 3, lo cual justifica la práctica inexistencia de aeroturbinas rápidas de 4 palas, pues el costo de una pala es apreciable, el peso sobre la torre aumenta y la ganancia resulta ser marginal. La mayor diferencia al reducir 3 palas a 2 hace que ello solo sea justificable en aeroturbinas de gran tamaño, por consideraciones de costo. Sin embargo, la

tendencia más reciente a instalar 3 palas incluso en las turbinas de gran tamaño, por su mejor coeficiente de potencia y menores vibraciones¹⁵

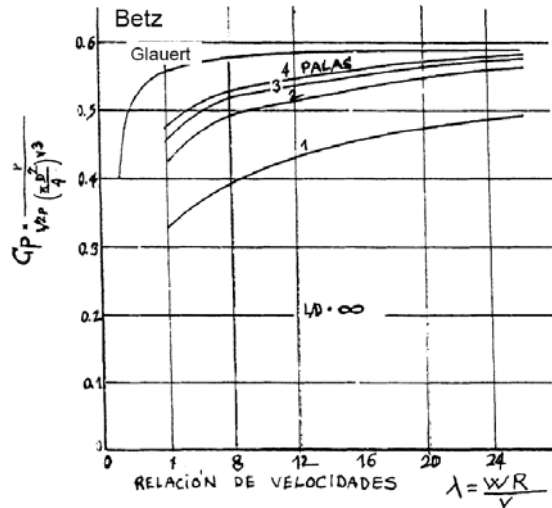


Figura 2.28.- Coeficiente de potencia para aeroturbinas con distinto número de palas como función de la rapidez (coeficiente de velocidad) y para perfiles sin resistencia aerodinámica. Comparación con la curva de Glauert y el límite de Betz. Fuente, CIEMAT

Efectos no estacionarios:

- Por un lado aparecen efectos de la historia. Quiere esto decir que cuando una pala aumenta su ángulo de ataque porque el viento local es mayor (por ejemplo cuando está en la parte alta de la vuelta), la sustentación es mayor. Esto significa que el torbellino ligado al perfil tiene una circulación mayor. Este aumento solo es posible desprendiendo un torbellino, el cual, al alejarse induce velocidades a tener en cuenta.
- Por otro lado, aparecen histéresis. Este fenómeno viene originado por la proximidad a la pérdida con que a menudo actúan las palas. Cuando la entrada en

¹⁵ Una aeroturbina de 3 palas muestrea mejor el viento que una de 2. Como el viento no es uniforme a lo largo de la trayectoria circular de la pala, se obtienen fluctuaciones de par y con ello de potencia eléctrica instantánea. En consecuencia 3 palas promedian mejor el viento que 2 y el resultado es una marcha más suave y menos cargas sobre la estructura. En contrapartida, las aeroturbinas de 2 palas pueden construirse con un rotor de una sola pieza, articulado en el buje, lo cual hace que no se transmitan tanto las cargas al buje. Debido a estas ventajas y al menor precio, todavía algunos constructores prueban el diseño de 2 palas. Incluso existen prototipos de 1 sola pala, llamados monópteros. El peso de la pala es contrarrestado con un contrapeso.

pérdida se produce, al disminuir el ángulo de ataque posteriormente, tarda el perfil en recuperar su situación de flujo laminar.

La entrada en pérdida en condiciones dinámicas es un proceso complejo, que solo es abordable con teorías complejas, que si bien son bien conocidas, su uso demanda una tarea de cálculo muy grande.

La entrada en pérdida supone una disminución de sustentación que descarga la pala. Dado que éstas suelen ser relativamente flexibles, esto supone un movimiento que incide en el ángulo de ataque. Aparece pues un acoplamiento estructural – aerodinámico importante, que complica el cálculo.

A pesar de estas limitaciones, las teorías cuasiestacionarias, a veces complementadas con datos experimentales de entrada en pérdida de perfiles y con análisis de vibraciones, se usan ampliamente en el diseño de palas de aerogenerador. Los perfiles aerodinámicos usados recientemente están optimizados, teniendo en cuenta la entrada en pérdida y su dinamismo.

2.3 – MATERIALES COMPUESTOS Y SANDWICH

2.3.1 – MATERIALES COMPUESTOS

En general, cuando no se especifica, se entiende por composite a aquel material compuesto formado por fibras rectas y largas situadas en el interior de una matriz que mantiene a las fibras unidas y distribuye los esfuerzos. Las fibras soportan la mayor parte de las cargas mientras que la matriz se responsabiliza de la tolerancia al daño (golpes) y del comportamiento a fatiga.

Las fibras se sitúan en capas o láminas superpuestas en la dirección del espesor obteniendo estructuras que se llaman laminados. Se deberá estudiar a fondo la secuencia de apilación y orientación adecuada para cada caso. La secuencia de apilación y orientación tiene más importancia incluso que las características físicas de las fibras y la matriz y es quien va a dar las propiedades finales al laminado. Usando las mismas fibras y matriz y variando secuencia de apilado y orientación se pueden conseguir infinitos comportamientos. Jugando con estos parámetros se pueden conseguir comportamientos radicalmente diferentes en resistencia, rigidez, tolerancia, al daño, estabilidad dimensional o delaminación.

En el cálculo correcto de piezas de materiales compuestos, la geometría y el material (fibras, matriz, secuencia de apilado y angulación) deben diseñarse a la vez interactivamente. Obviamente el cálculo es mucho más complicado que para materiales clásicos. Se deberá conocer a fondo el comportamiento ortótropo de los materiales compuestos para poder sacarles todo su rendimiento. Las fibras se pueden obtener como fibras secas o como preimpregnados. La fabricación con preimpregnados es la que mejores calidades ofrece. A pesar de que para su almacenamiento son necesarias temperaturas muy bajas y los ciclos de procesado son a alta temperatura y presión, es la forma más sencilla de fabricación de materiales compuestos.

Los materiales compuestos disponen de ventajas con relación a productos competidores, aportando numerosas cualidades funcionales: ligereza, resistencia mecánica y química, mantenimiento reducido, libertad de formas. Su uso permite aumentar la vida útil de

ciertos equipos gracias a sus propiedades mecánicas (rigidez, resistencia a la fatiga) y también gracias a sus propiedades químicas (resistencia a la corrosión). También refuerzan la seguridad gracias a una mejor resistencia a los impactos y al fuego, ofreciendo un mejor aislamiento térmico o fónico y, para alguno de ellos, eléctrico. También enriquecen las propiedades de diseño, permitiendo aligerar estructuras y realizar formas complejas, aptas para cumplir varias funciones.

El costo de fabricación de los composites es superior al de los materiales tradicionales como el acero, la madera o el aluminio (de 3 Euros a 38 Euros/kg, según las prestaciones requeridas para los materiales compuestos, entre 1,5 Euros y 5 Euros/kg para los materiales tradicionales). Sin embargo, ahorrando piezas de enlace y mecanización, reduciendo de manera importante los gastos de mantenimiento y aumentando la vida útil y la seguridad, las ventajas de los materiales compuestos pueden valorizarse en términos de beneficios con el uso.

En realidad, la solución del composite representa siempre para el diseñador un salto tecnológico. Los materiales compuestos ofrecen, efectivamente, la posibilidad de realizar un producto específicamente adaptado a las prestaciones solicitadas y optimizar la pareja precio/prestación. Pero, con relación a las soluciones alternativas, el beneficio aportado debe evaluarse desde el diseño, al mismo tiempo que las pruebas que cabe realizar. Por contra, los materiales tradicionales (madera, acero, aluminio) aparecen como una solución de más tranquilidad, puesto que sus prestaciones técnicas son bien conocidas y están bien catalogadas, con lo cual es previsible su comportamiento durante el uso. También se benefician de mejoras regulares (ligereza, tratamientos especiales para los metales). [Referencia 4 y 5]

2.3.2 – MATERIALES SÁNDWICH

Las estructuras sándwich son construcciones laminares constituidas por dos pieles o revestimientos unidos a un cuerpo central (núcleo) relativamente ligero, resultando un panel de elevada rigidez y poco peso.

La tabla adjunta muestra esquemáticamente la comparación entre una estructura homogénea y dos estructuras sándwich equivalentes en peso, pudiendo comprobarse la superior eficacia estructural de estas últimas en términos de resistencia y rigidez.

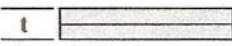
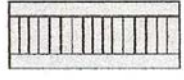
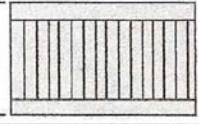
	Material sólido 	Material de relleno de espesor t 	Material de relleno de espesor 3t 
Rigidez flexión	1	7	37
Resistencia	1	3,5	9,25
Peso	1	1,03	1,06

Tabla 2.4.- Comparación entre estructura homogénea y sándwich.

La principal función de las pieles es la de soportar las cargas aplicadas. Estas pieles pueden estar formadas por laminados de composite, madera o metálicos. En aplicaciones de carácter estructural, la misión del núcleo es la de resistir la transmisión de los esfuerzos de cortadura de una piel a otra, así como resistir también en compresión. Los tipos de núcleo principalmente empleados son:

- *Núcleos de panel de abeja* (honeycomb). Se realizan a partir de láminas delgadas de diversos materiales metálicos (fibra de vidrio o aramida recubierta de resina, papel, policarbonato, etc.) cuyas propiedades pueden variarse considerablemente y conducir a productos con un amplio margen de densidades, resistencias, etc.

- *Espumas*. Las espumas son dispersiones de grandes volúmenes de gas en pequeños volúmenes líquidos, con burbujas que crecen mucho quedando muy cerca unas de otras, deformándose y adoptando formas casi poliédricas, con delgadas capas de líquido entre ellas que al solidificar constituye la espuma.

El sándwich puede entonces obtenerse, bien preparando separadamente el núcleo de espuma y los revestimientos y luego uniéndolos, o bien colocando la espuma directamente entre los revestimientos. [Referencia 4 y 5]

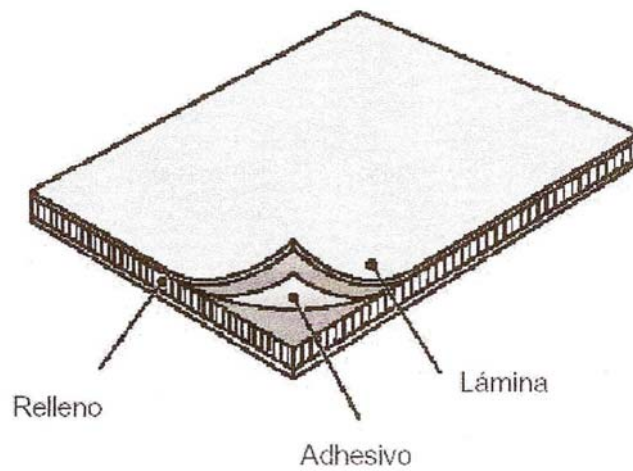


Figura 2.29.- Estructura sándwich.

Capítulo 3: MODELIZACIÓN

3.1 – INTRODUCCIÓN

En este capítulo se pretende realizar la modelización del aerogenerador que pretendemos estudiar, definiendo tanto las características globales del aerogenerador como las características que van a presentar las palas que lo componen.

El objetivo del proyecto consiste en el estudio del comportamiento de las palas de un rotor eólico sometido a sus cargas reales. Para ello hay que conocer el entorno en el que se encuentran esas palas y por tanto la morfología externa del aerogenerador, definiendo altura, dimensiones, velocidades del viento, estados de carga, etc. De ahí que inicialmente se establezca un aerogenerador tipo que incluiría las palas a estudio, en el que definimos de manera genérica las características principales del rotor, palas, torre, multiplicadora, generador, sistema de orientación y sistema de frenado, así como definimos un hipotético emplazamiento en el que se podría situar nuestro aerogenerador a nivel peninsular.

Una vez hecho esto, el capítulo es un exhaustivo estudio de las palas del rotor eólico, las cuales serán consideradas que se encuentran empotradas en el buje del rotor (rotor fijo, no basculante), de forma que en la raíz de las mismas no se presenta articulación alguna (es una simulación de una ménsula o viga en voladizo empotrada en el buje del rotor). El radio del rotor será igual a la longitud de la pala más la mitad del radio del buje.

Se estudiará por tanto la geometría externa de la pala (distribución de cuerdas, espesores, torsión, distribución de offsets, etc.), la elección de los perfiles aerodinámicos de las secciones (forma y coeficientes aerodinámicos), la geometría interna de la pala (distribución de webs, grosor de materiales de las secciones, etc.), los materiales y sus características estructurales (módulo elástico, densidad, módulo de torsión, etc.), las cargas reales sobre la estructura (aerodinámicas, inerciales y

estructurales) y los parámetros estructurales de las secciones (momentos y productos de inercia, módulo de torsión, densidad, posición de los centros de masas, etc.).

Con el objetivo de realizar un estudio lo más aproximado posible a un estudio real, se ha considerado geometría variable a lo largo de la envergadura de la pala, así como la torsión propia que presentan estas estructuras para captar correctamente la energía del viento. Además, las secciones son consideradas huecas (con o sin webs en su interior, pues se consideran distintos modelos de pala) como en una pala real y de materiales sándwich, cuyas características también son definidas.

Todo lo explicado en este capítulo son los elementos necesarios para el estudio de los desplazamientos que presenta la pala al someterla a cargas externas, y que se explicará en los capítulos siguientes.

3.2 – DESCRIPCIÓN DEL AEROGENERADOR

Para realizar el estudio del comportamiento de las palas de un aerogenerador sometido a carga, vamos a elegir un aerogenerador de tamaño medio. Actualmente existen múltiples modelos en el mercado, así como múltiples marcas y empresas dedicadas a la fabricación de los mismos. Así, encontramos grandes fabricantes de aerogeneradores como Gamesa, Vestas, Acciona Wind Power, Ecotecnia, Iberdrola, etc. que están suministrando una gran cantidad y diversidad de modelos de turbinas eólicas al panorama nacional.

A título informativo, según los datos del Observatorio Eólico de la patronal Asociación Empresarial Eólica (AEE), en el año 2007 el 48.6 % de los aerogeneradores operativos en España los había fabricado Gamesa, porcentaje al que hay que añadir un 8.4 % adicional de su filial Made, suponiendo un total de 1670.8 MW de potencia instalada.

La empresa danesa Vestas suministró casi 700 MW, cifra que representa el 19 por ciento del total y casi triplica sus datos de 2006, y se convierte en el segundo fabricante más importante del mercado español. El crecimiento de Vestas se pudo derivar de la maduración del mercado alemán, país que continúa siendo el primero del mundo con 22.000 MW instalados.

El tercer puesto lo ocupó Acciona Wind Power, que fabricó el 19,2 por ciento de las turbinas puestas en marcha en 2007 (678 MW).

A continuación se encontraban fabricantes como Ecotècnia, Navantia-Siemens, con cuotas de mercado en torno al 4 por ciento, General Eléctric (3 por ciento) y Enercon (1,93 por ciento).

El Observatorio de la patronal destacaba que, a pesar de la elevada demanda mundial de aerogeneradores, los resultados de 2007 indicaban que España había sufrido en menor medida que ejercicios anteriores la escasez de máquinas.

En 2007 la potencia eólica instalada en España creció en 3.522 MW, lo que supone el segundo mayor incremento del mundo, por detrás de EEUU, donde se pusieron en marcha 5.244 MW nuevos, y prácticamente el doble que los 1.600 MW de Alemania.

Modelos entre 1 y 2 MW de potencia nominal son los más instalados en el momento presente, llegándose incluso a fabricar superaerogeneradores de 3 MW de potencia, y hablando siempre de la industria on-shore, ya que al nivel de la industria off-shore (turbinas eólicas instaladas en el mar, donde el recurso eólico es mayor que en tierra, pues aparte de presentar velocidades del viento normalmente superiores, no existe prácticamente capa límite que reduzca la velocidad del viento) se han llegado a producir modelos de hasta 5 MW de potencia.

Sin embargo, a mayor capacidad de energía producida mayor ha de ser el tamaño del aerogenerador, del rotor, de la torre y del resto de elementos que lo componen. Los modelos de las palas se complican a escalas tan elevadas, pues la elasticidad de las mismas se incrementa y necesitan una fabricación especial.

Por este motivo, y pese a que podríamos considerar modelos de pala adimensionales y evaluarlos para distintas longitudes y tamaños, consideraremos un modelo dimensional medio, correspondiente a una potencia nominal del rotor en torno a 1 MW de potencia.

Un aerogenerador que presenta estas características es el NORDEX N54, cuyo diámetro de rotor es de 54 m y las longitudes de sus palas se encuentran en los 26 m. Basándonos en un aerogenerador tipo como éste, desarrollaremos nuestro modelo.

Las características generales que va a presentar nuestro modelo de aerogenerador van a ser las siguientes:

ROTOR

- Clase aerogenerador según IEC-61400-1: I
- Tipo: Barlovento (upwind)
- Diámetro: 54 m
- Área de barrido: 2290 m²
- Velocidad de giro: 20-25 rpm
- Sentido de giro: antihorario (vista frontal)
- Sistema de control de potencia: Pérdida aerodinámica
- Velocidad de conexión/parada: 3-4 / 25 m/s
- Peso (incl.buje): Aprox. 19 T
- Peso (incl. buje y nacelle): Aprox. 65 T
- Altura del buje: 50 m

- Angulo de inclinación: 0°
- Angulo de conicidad: 0°

PALAS

- Número de palas: 3
- Fabricante: LM Glassfiber o similar
- Longitud: 26 m
- Perfil: NACA 44xx
- Material: Fibra de vidrio/epoxi o similar
- Peso pala completa: Aprox. 4500 kg

TORRE

- Tipo: Tubular (tronco-cónica) de acero.
- Número de secciones modulares: 2
- Altura: 50 m
- Peso: 65 T
- Protección contra corrosión: Sí

MULTIPLICADORA

- Tipo: 3 etapas (1 planetaria, 2 de ejes paralelos)
- Ratio: 1:70
- Carga nominal: 1100 KW
- Refrigeración: Bomba de aceite con radiador de aceite
- Calentamiento aceite: 1.6 KW
- Peso: 10.5 T

GENERADOR 1MW

- Tipo: Doblemente alimentado
- Potencia nominal: 1000 KW
- Tensión: 690 V ac

- Frecuencia: 50 Hz/60 Hz
- Clase de protección: IP 54
- Número de polos: 4
- Velocidad de giro: 1000/1500 rpm
- Intensidad nominal Estator: 780 A @ 690 V
- Factor de potencia (standard): 0.95 CAP-0.95 IND a cargas parciales y 1 a potencia nominal.
- Factor de potencia (opcional): 0.95 CAP-0.95 IND en todo el rango de potencias.
- Peso: 4.6 T

SISTEMA DE ORIENTACION

- Tipo: Activo, eléctrico
- Velocidad de orientación: 0.6° por segundo.
- Sistema de orientación: 3 patines de polímero.
- Motor de orientación: 4 motores eléctricos y engranajes tipo planetario.

SISTEMA DE FRENADO

- Freno principal: Aerodinámico, mediante giro de punta de las palas.
- Freno de parada (parking): Freno de disco ubicado en el eje de alta velocidad.
- Tiempo de parada del rotor desde máxima velocidad: Aprox. 6 segundos.

A continuación vamos a ubicar el aerogenerador, seleccionando un emplazamiento para él dentro del territorio español. La selección del emplazamiento requiere una gran complejidad y multitud de estudios previos, pues este proceso es realmente importante para que el generador alcance y produzca la energía necesaria y pretendida durante su vida útil. Debido a que este objetivo se sale del marco de nuestro proyecto, la elección que haremos del emplazamiento será bastante cualitativa.

La principal variable que determinará la selección del emplazamiento es el régimen de vientos de la zona. La velocidad del viento ha de ser lo suficientemente elevada como

para que se pueda aprovechar el recurso eólico de manera rentable. Para ello observaremos el siguiente mapa eólico de España, elaborado por el CENER y que nos proporciona la velocidad media del viento en las distintas regiones del país.

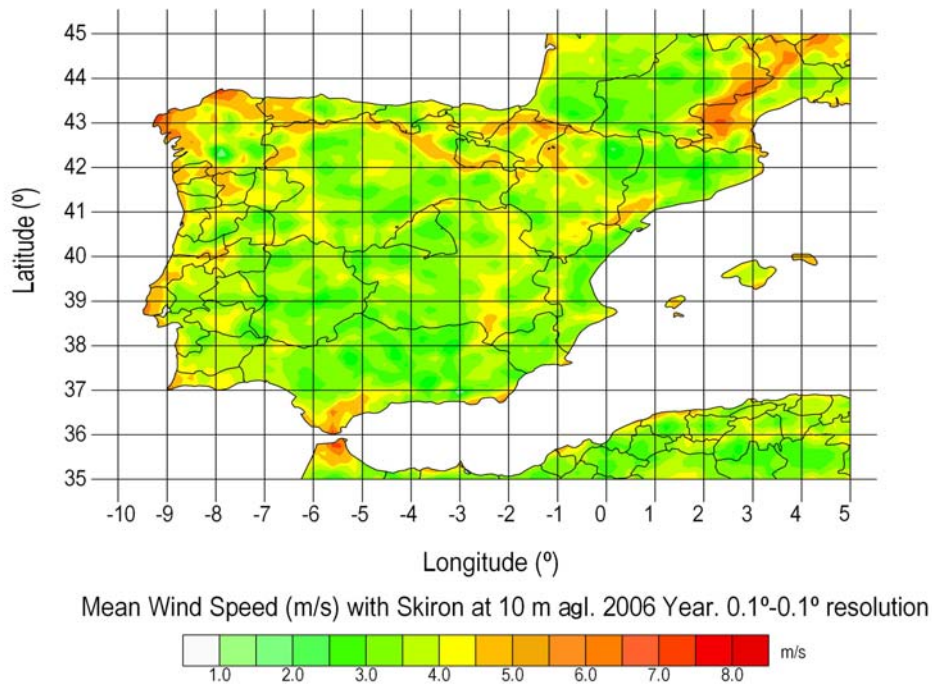


Figura 3.1.- Mapa eólico de España (CENER)

Observando el mapa y la distribución de velocidades, se puede ver como Galicia, Asturias, Cantabria, Navarra, La Rioja, Zaragoza, Tarragona o la zona de Cádiz, presentan un alto valor de la velocidad media del viento. También en la zona del Este de España presenta valores importantes. Considerando además que la densidad del aire en el emplazamiento sea elevada (a mayor densidad mayor será la energía contenida en el aire) y que la región no presente un alto nivel de explotación eólica (como pueden ser Galicia o el norte de España, que son regiones altamente explotadas con múltiples parques eólicos), se podría considerar como región de ubicación o emplazamiento de la aeroturbina la región del Este del país, escogiendo por ejemplo, la región de Albacete. Esta región para el emplazamiento, presenta según Windpower las siguientes características:

- Densidad del aire $\rho = 1.22565 \text{ kg/m}^3$ para unas condiciones de 15° C de temperatura y 0 m de altitud (101325 Pa de presión).
- Parámetro de forma de Weibull = 1.49
- Parámetro de escala de Weibull = 7.45
- Velocidad media del viento = 6.73 m/s (coincidente con la del mapa eólico)
- Altura del buje = 50 m
- Longitud de rugosidad = 0.055
- Clase de rugosidad = 1.5

Se obtiene por tanto la siguiente curva de potencia del aerogenerador:

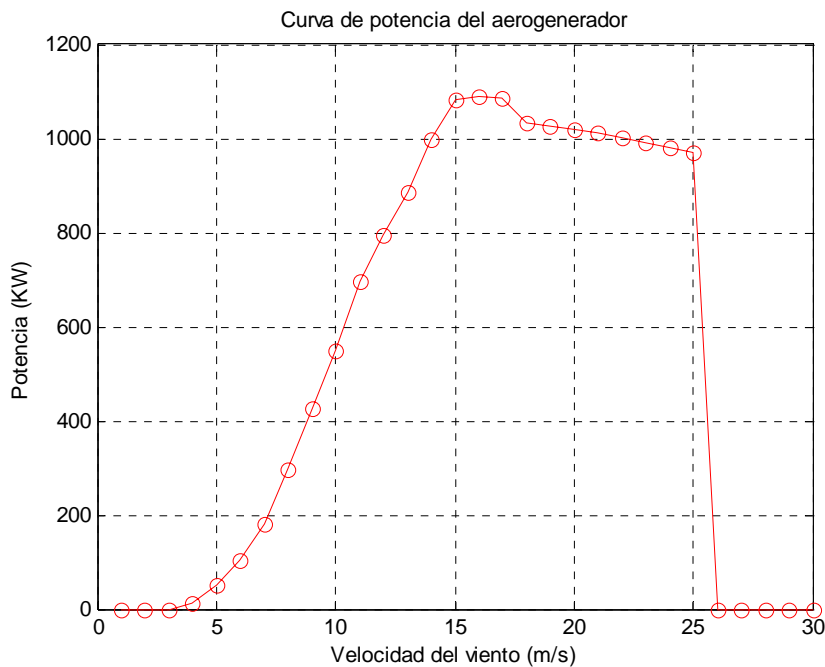


Figura 3.2.- Curva de potencia de nuestro modelo de aerogenerador

El coeficiente de potencia de la turbina tiene la siguiente forma:

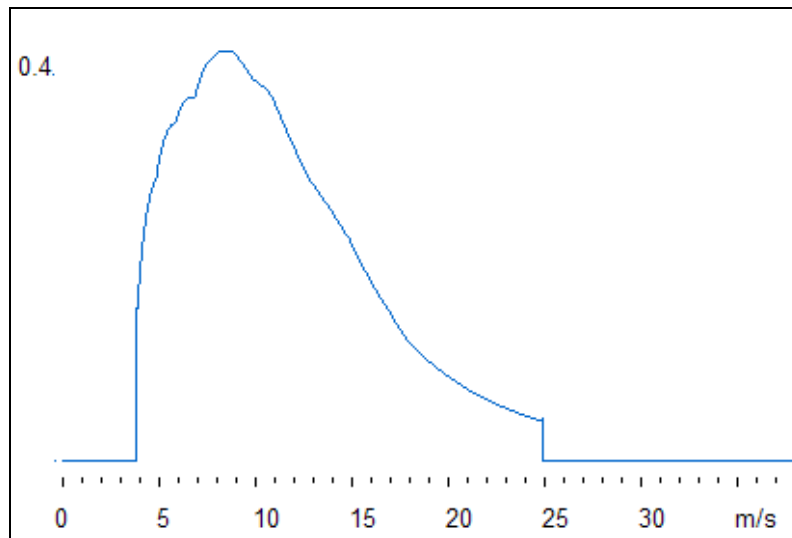


Figura 3.3.- Curva del coeficiente de potencia de nuestro modelo de aerogenerador

Los resultados de potencia del emplazamiento son:

- Potencia de entrada = 513 W/m^2 de área de rotor
- Máxima potencia de entrada a 13.2 m/s
- Velocidad media del viento a la altura del buje = 6.7 m/s

Los resultados de potencia de la turbina son:

- Potencia de salida = 118 W/m^2 de área de rotor
- Energía producida = $1034 \text{ KWh/m}^2/\text{año}$
- Energía producida = 2368977 KWh/año
- Factor de carga = 27%

De esta manera se puede considerar definido el entorno y características de nuestro modelo de aerogenerador.

3.3 – DESCRIPCIÓN DE LAS PALAS (TECNOLOGÍA)

3.3.1 – GEOMETRÍA EXTERNA DE LA PALA.

En nuestro estudio, hemos modelizado una pala comercial (pala LM26) estableciendo una simplificación en su distribución de cuerdas, de forma que ésta presente una variación lineal de su cuerda a lo largo de su envergadura.

Debido a la dificultad de encontrar datos sobre la geometría de un mayor número de palas comerciales, se podría proceder a la adimensionalización de los valores de esta pala comercial y tener así un modelo adimensional de una pala comercial, de forma que se pueda obtener la geometría fácilmente de una familia de palas de estas características pero de distintas dimensiones. Aún así, realizaremos el estudio de forma dimensional, para una pala de 26 m de envergadura y que presenta las siguientes características:

Podemos dividir la pala en tres zonas diferenciadas, según la distancia de las mismas al encastre de la pala al buje del rotor y su función aerodinámica:

1. **Zona no aerodinámica:**

Es la zona más próxima al buje del rotor eólico. Presenta cuerda constante desde el comienzo de la pala hasta una longitud de 3 metros. El valor de esa cuerda para nuestro modelo es de 1.5 m. Esta compuesta por secciones circulares, pues esta zona necesita solidez y rigidez estructural para soportar los esfuerzos a los que esta sometida. Al presentar geometría circular no presenta características aerodinámicas, generando incluso pérdidas debido a ello.

2. **Zona de transición:**

Abarca también una longitud de 3m, desde $L = 3\text{m}$ hasta $L = 6\text{m}$. Presenta una variación lineal de cuerda y esta compuesta por secciones que han sido obtenidas por interpolación lineal entre las dos secciones extremo de esta zona, es decir, entre una sección circular ($L = 3\text{m}$) y entre una sección aerodinámica NACA 44xx ($L = 6\text{m}$). Como bien indica su nombre, es una zona de transición, tanto aerodinámica, pues las secciones a medida que se alejan del buje incrementan su

capacidad de captación de energía del viento, como estructural, pues va disminuyendo la capacidad estructural e incrementándose la esbeltez.

3. Zona aerodinámica:

Zona que abarca la mayor parte de la pala (20 m, desde $L = 6$ m hasta $L = 26$ m) y que esta formada por secciones alabeadas de perfiles NACA 44xx, desde la sección de cuerda máxima ($c = 2.3$ m) hasta la sección de punta de pala ($c = 0.525$ m). Posteriormente razonaremos el porqué de la elección de estos perfiles aerodinámicos. Esta zona es la que verdaderamente extrae potencia de la pala y la que aprovecha de forma eficiente el recurso eólico.

En nuestro modelo hemos considerado una distribución lineal de cuerdas también en esta zona de la pala, de forma que nuestra pala al completo presentara una geometría lineal en este sentido.

No hemos considerado ninguna geometría especial de punta de pala, con lo que, como se ha explicado anteriormente, al presentar mayores cuerdas en la punta penalizaremos ligeramente el comportamiento aerodinámico a plena carga, sin embargo esto no nos preocupa demasiado inicialmente.

Las especificaciones geométricas de nuestra pala son las siguientes.

Distribución de cuerdas.

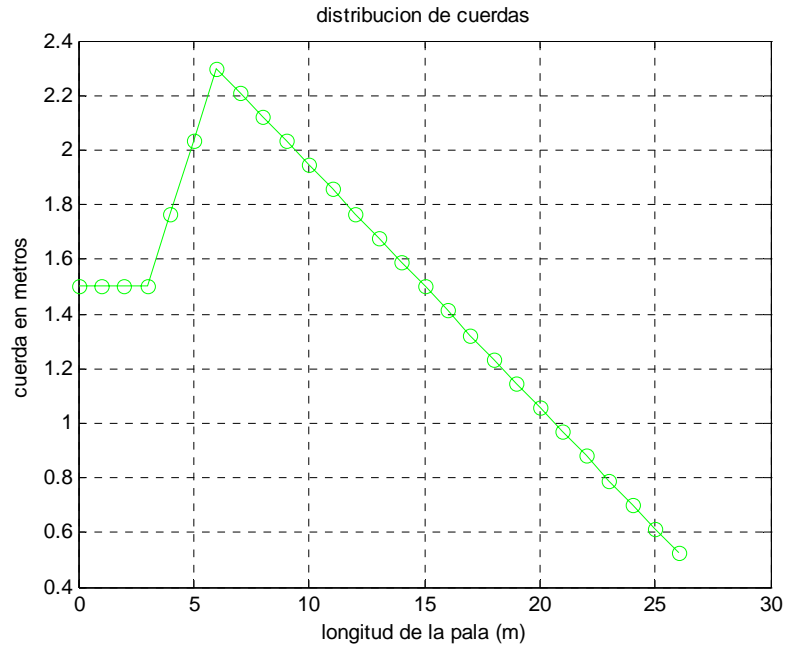


Figura 3.4.- Distribución cordal del modelo de pala

Se puede ver como inicialmente la cuerda permanece constante, $c = 1.5\text{m}$, pues estamos en la zona no aerodinámica próxima al buje, se incrementa en la zona de transición de forma lineal hasta alcanzar la cuerda máxima de pala ($c = 2.3\text{ m}$ en $L = 6\text{ m}$) y finalmente desciende, también de forma lineal, hasta llegar a la punta de la pala ($c = 0.525\text{ m}$ en $L = 26\text{ m}$).

La distribución de cuerdas es por tanto claramente lineal con objeto de simplificar el modelo.

Distribución del ángulo de torsión.

El ángulo de torsión es el ángulo que presenta una sección de la pala respecto al plano de giro del rotor. Su distribución es la siguiente.

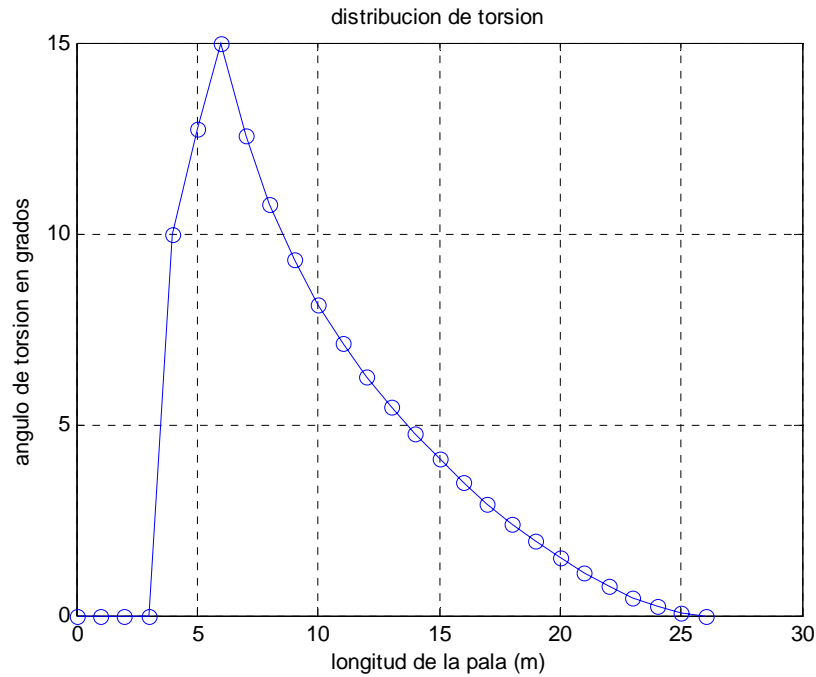


Figura 3.5.- Distribución de los ángulos de torsión

Se puede ver como el valor máximo del ángulo de torsión se encuentra en la sección de cuerda máxima. La torsión de los perfiles es necesaria para el correcto funcionamiento del aerogenerador y su obtención de potencia, pues la máquina al girar presenta una velocidad de arrastre que modifica el ángulo de ataque del viento sobre las secciones de la pala, de forma que hay que orientar los perfiles para que reciban correctamente el viento. En las máquinas de paso fijo la pala no es capaz de girar sobre su eje de envergadura, así que el ángulo de torsión que presente la pala es la única orientación al viento que presentarán las secciones de la misma. En máquinas de cambio de paso o paso variable, la pala sí que puede girar sobre su eje, pudiendo orientarse al viento de forma que controle de manera precisa el ángulo de incidencia del mismo sobre la pala y por tanto la potencia extraída de la misma.

Es evidente que la zona no aerodinámica de la pala no presentará torsión, y también que la torsión tiene que ir disminuyendo progresivamente desde la sección de cuerda máxima hasta valores próximos a cero en la punta, pues la velocidad de arrastre, que hace que los perfiles tengan que torsionarse, se incrementa a medida que avanzamos en el radio de la pala ($v_{\text{arrastre}} = \omega \cdot R$).

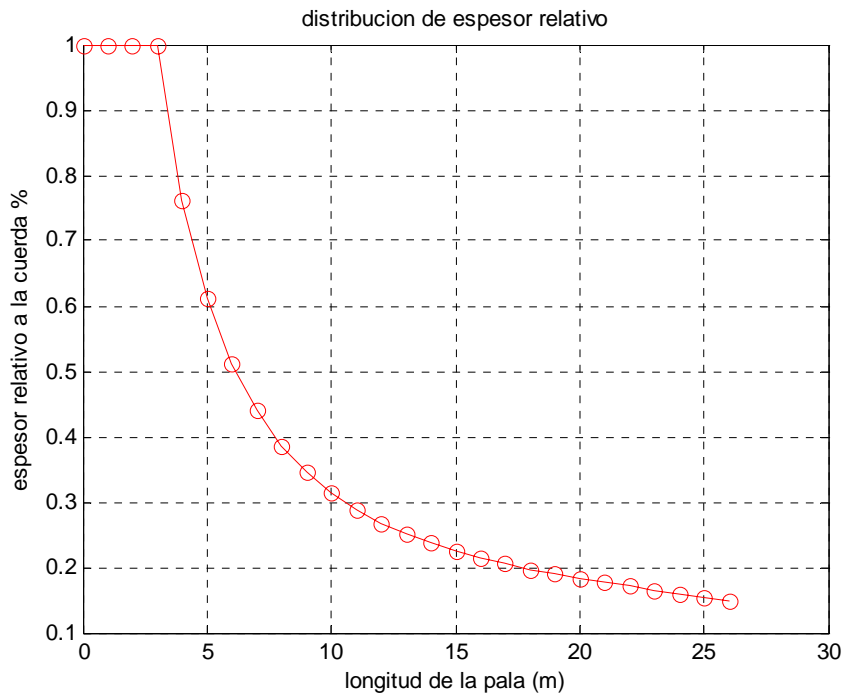
Distribución de espesor relativo.

Figura 3.6.- Distribución de espesores relativos

La distribución de espesor es la que se muestra en la figura superior. Se puede ver como en la zona no aerodinámica el espesor relativo toma el valor 1, pues son secciones circulares y el espesor es igual a la cuerda. A partir de ahí el espesor relativo disminuye de manera potencial, con una pendiente pronunciada inicialmente en la zona de transición, pues pasamos de secciones circulares a secciones aerodinámicas (aunque la sección de cuerda máxima presente un valor de espesor relativo elevado, en torno al 50 %), para luego suavizar esa pendiente en la zona aerodinámica de la pala, pues la esbeltez de los perfiles en esta zona es importante.

Tanto la zona no aerodinámica como la de transición de la pala presentan espesores relativos elevados, siendo estas zonas las que aportan verdadera rigidez estructural a la pala. Si éstas estuvieran compuestas por secciones aerodinámicas esbeltas la pala no sería capaz de soportar las cargas impuestas por el viento en su base y se produciría el fallo del sistema.

Finalmente mostraremos a continuación la forma en planta de la pala, situada sobre su eje de referencia R o eje de envergadura, el cual atraviesa las secciones en un punto concreto sobre la cuerda de las mismas que se encuentra a una determinada distancia de su borde de ataque. A la distancia a la que se encuentra ese punto por unidad de longitud de cuerda la denominaremos *offset* de la sección. La siguiente figura muestra todo esto.

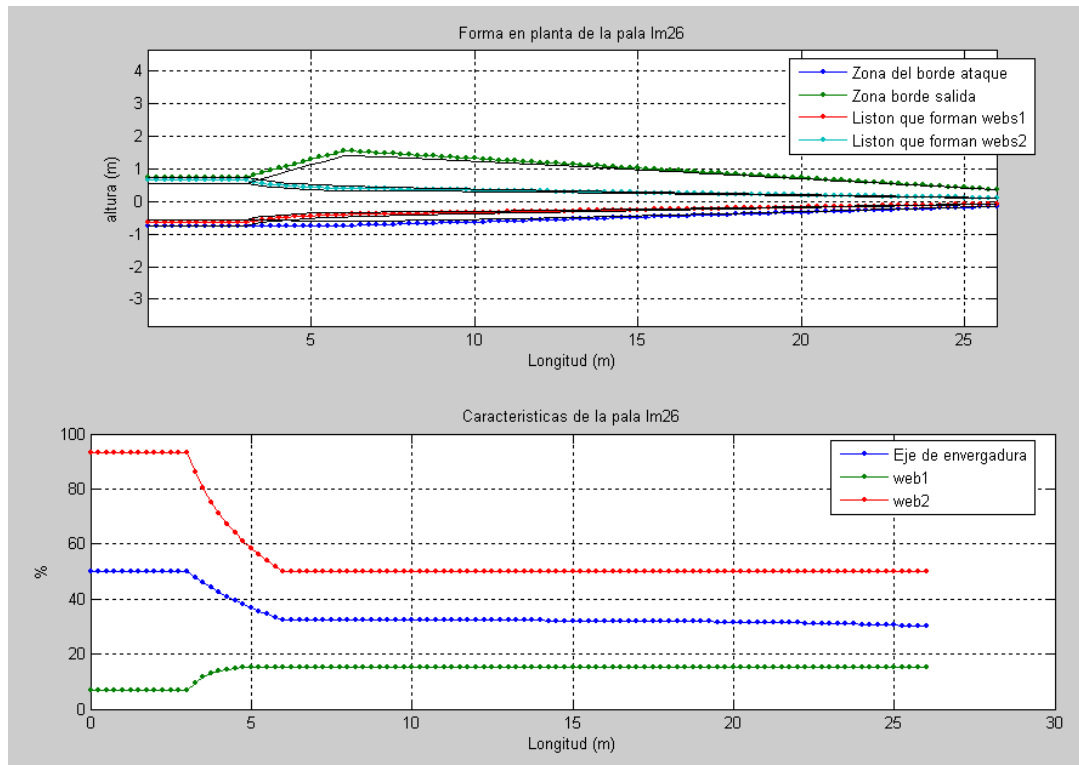


Figura 3.7.- Forma en planta de la pala y distribuciones de offset y webs.

Como se puede apreciar el offset de las secciones varía según la zona de la pala en la que nos encontremos. En la zona no aerodinámica, próxima al buje del rotor, el offset es el 50 % de la cuerda, es decir, pasa por el centro de las secciones circulares que componen esta zona. En la zona aerodinámica el offset varía de forma lineal, aunque es prácticamente constante en torno al 33 % de la cuerda, punto situado entre las dos webs o listones presentes en cada sección de la pala. En la zona de transición el offset varía de forma potencial entre el valor constante del 50 % y el valor que alcanza en la sección de cuerda máxima (inicio de la zona puramente aerodinámica).

En este gráfico se observan también las webs o listones que se encuentran en el interior de la pala y que aportan consistencia estructural a la pala. Hablaremos de ellas más detalladamente en la sección sobre la geometría interna de la pala, pero presentan también su distribución de offset a través de las secciones.

Atendiendo a la distribución de cuerdas, espesores y ley de torsión, el aspecto que presentan las distintas secciones vistas desde la punta de la pala es el siguiente:

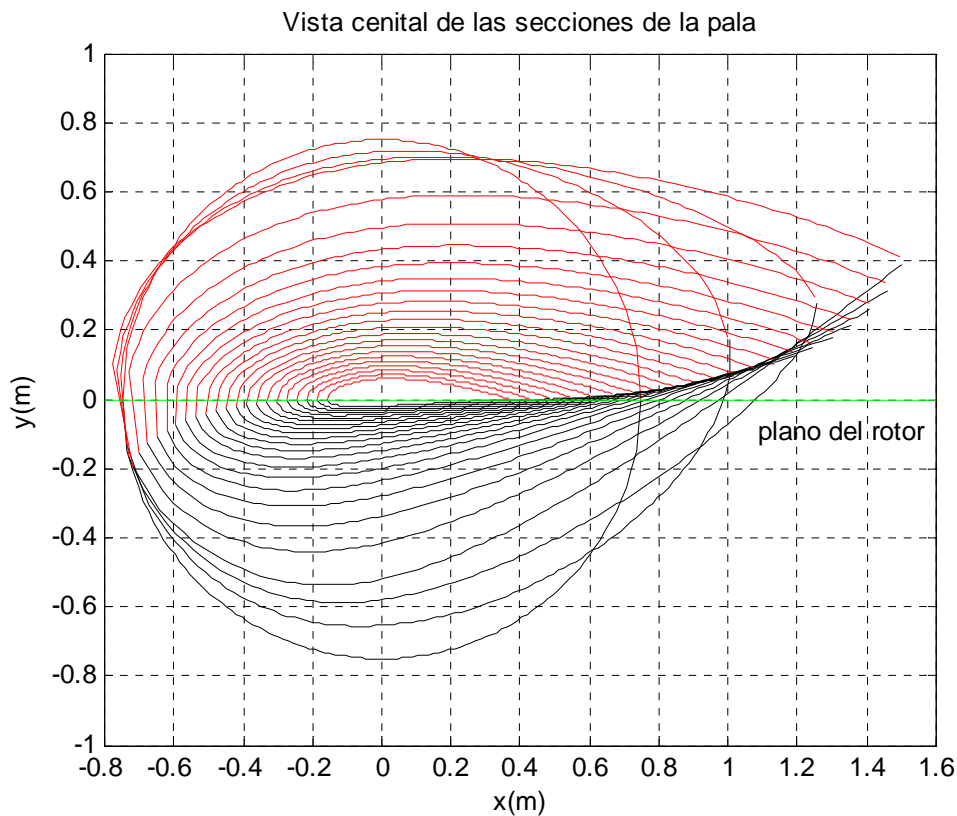


Figura 3.8.- Vista de la forma geométrica de las secciones

3.3.2 – PERFILES AERODINÁMICOS Y GEOMETRÍA INTERNA DE LA PALA.

3.3.2.1 – Elección del perfil aerodinámico:

Los perfiles convencionales utilizados en generación eólica son los de la serie NACA230XX y NACA44XX, que tienen valores de rendimiento aerodinámico, L/D entre 100 y 120, con coeficientes de sustentación de operación de 1.0 a 1.1. Este tipo de perfiles tiene la propiedad de presentar un reducido valor del coeficiente de arrastre para un amplio margen de ángulos de ataque. No obstante, son bastante sensibles a la rugosidad superficial provocada por la adhesión de polvo, insectos etc. El problema de la rugosidad superficial de las palas es particularmente importante en rotores diseñados para controlar su potencia por pérdida aerodinámica. Cuando la rugosidad aumenta las actuaciones del perfil se reducen rápidamente en la zona de máxima sustentación y el desprendimiento del flujo se produce para ángulos de ataque reducidos, lo que provoca que el fenómeno de la pérdida aerodinámica aparezca a velocidades del viento reducidas [Referencia 9]

En nuestro estudio no tendremos en cuenta inicialmente los efectos de rugosidad superficial, pues los datos sobre coeficientes aerodinámicos que vamos a utilizar estarán proporcionados por estudios en túneles aerodinámicos, donde los perfiles no están expuestos a polvo ni suciedades.

En general, los perfiles NACA-5cifras tienen un bajo momento de cabeceo respecto al centro aerodinámico y se utilizan en helicópteros y autogiros por su equilibrio. Son buenos en aeroturbinas, para ser utilizados en zona intermedia, pero su utilización en punta de pala puede ser más delicada, pues presentan una entrada en pérdida más brusca que la anterior familia y tampoco son recomendables en las zonas próximas al encastre por su esbeltez.

Respecto a la serie NACA-4cifras, la entrada en pérdida en general es suave, en cambio el momento de cabeceo respecto al centro aerodinámico (aproximadamente hacia un cuarto de la cuerda desde el borde de ataque, $c/4$) puede ser alto.

Esta familia de perfiles ha sido y es muy utilizada en la fabricación de palas, por sus buenas prestaciones en general y pueden ser utilizados en todas las zonas de la pala, tanto en la zona de encastre como en la zona central y en la punta de la pala. De hecho cuando se tenga dudas por parte de un profano en que perfil utilizar en una aeroturbina, se recomienda esta familia para toda la pala completa.

De esta manera, para no complicar en exceso el modelo de la pala, y evitar tener que estar utilizando distintos perfiles según la zona de la pala en la que nos encontremos, diseñaremos la geometría aerodinámica mediante perfiles NACA 4 cifras, de entre los cuales, debido a sus altos valores de rendimiento aerodinámico, nos quedaremos con los NACA 44xx. La variación de grosor de los perfiles de unas zonas a otras de la pala vendrá impuesta por la ley de espesor relativo definida anteriormente en el apartado de geometría externa de la pala.

A continuación se puede ver la variación de los perfiles NACA44xx a lo largo de la zona aerodinámica:

Secciones desde $L = 6\text{m}$ hasta $L = 15\text{m}$

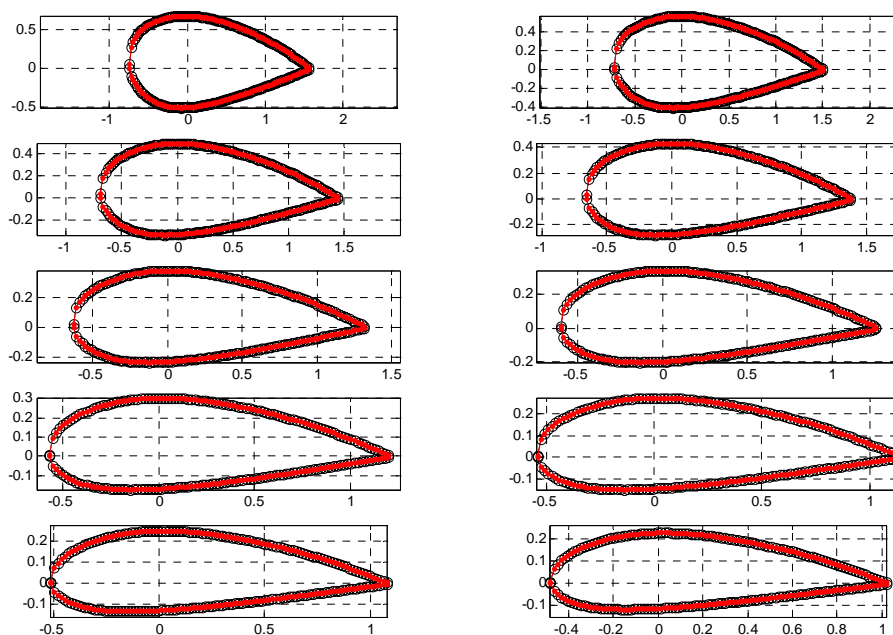


Figura 3.9.- Secciones de la zona aerodinámica desde $L = 6\text{ m}$ hasta $L = 15\text{ m}$

Secciones desde L = 16 m hasta L = 26 m.

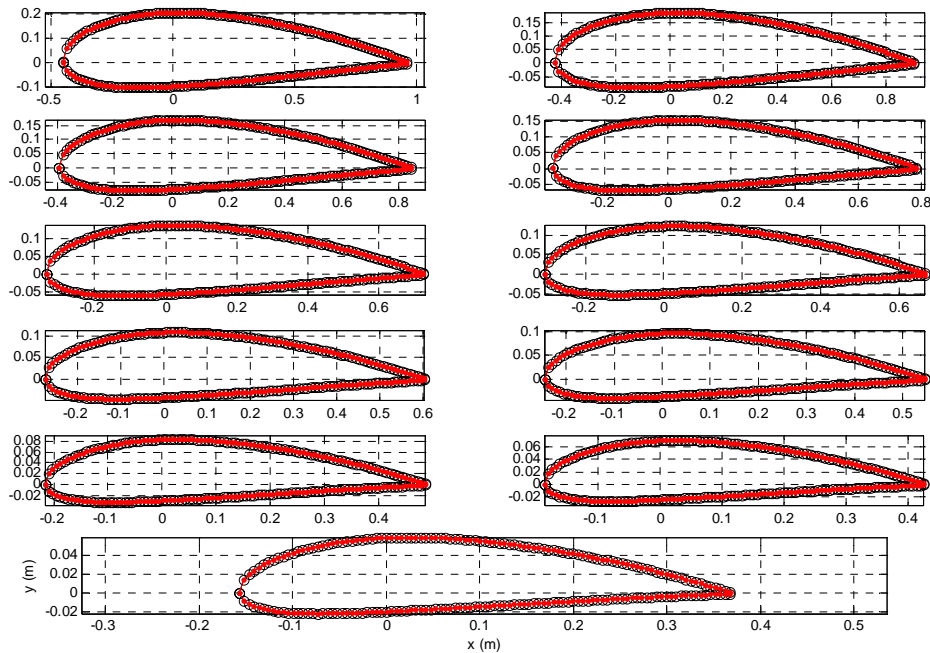


Figura 3.10.- Secciones de la zona aerodinámica desde L = 16 m hasta L = 26 m

Características aerodinámicas de los perfiles:

La forma habitual de presentar las características aerodinámicas de un perfil es dando el coeficiente de sustentación, C_L , y el coeficiente de momento C_m , en función del ángulo de ataque, α . Además, se indica la *curva polar* que representa el coeficiente de resistencia en función del coeficiente de sustentación, tomando el ángulo de ataque como un parámetro. El punto de corte de la recta tangente que pasa por el origen con la curva polar indica el máximo rendimiento aerodinámico.

Además de las características geométricas, el funcionamiento de los perfiles aerodinámicos depende en gran medida del régimen fluido que se cuantifica a través del *número de Reynolds*. Este parámetro, en la punta de la pala de los rotores de aeroturbinas toma valores entre 10^6 y 10^7 . En la figura 3.11 se muestran las características aerodinámicas de un perfil NACA 4415 para diferentes valores del Número de Reynolds [Referencia 10]

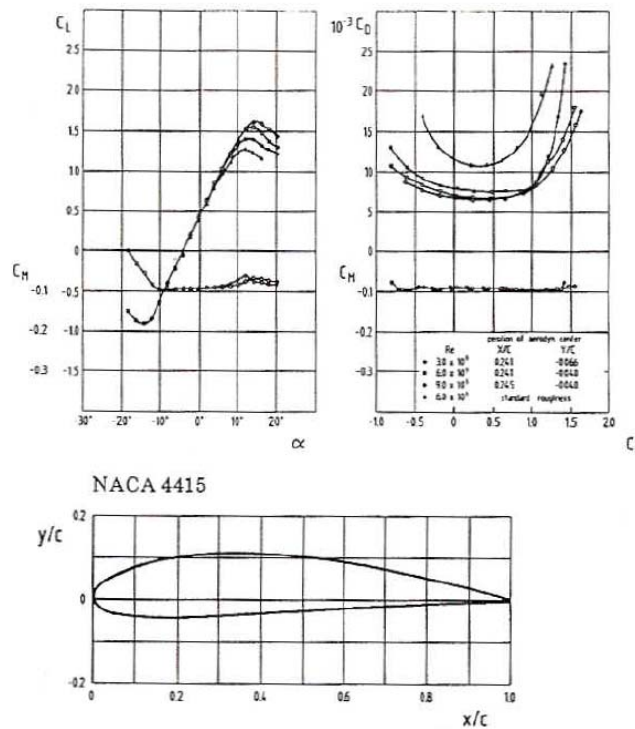


Figura 3.11.- Parámetros geométricos de un perfil NACA 4415 [Referencia 10]

El número de Reynolds va a ser variable en los perfiles a lo largo de la envergadura de la pala, pues irá variando la velocidad del viento y la longitud característica del perfil. Sin embargo el orden de magnitud no variará y será en torno $3 \cdot 10^6 - 4 \cdot 10^6$, por lo que podremos considerar una carta única para cada perfil que nos defina sus características aerodinámicas (C_l , C_d , C_m , etc.) sin tener en cuenta las variaciones por el número de Reynolds.

La obtención de las curvas polares de los perfiles para las distintas secciones de la pala es algo crucial para poder calcular las fuerzas aerodinámicas correctamente. El problema es que las curvas ofrecidas por libros como [Referencia 10] están limitadas a las regiones de ángulos de ataque entre 0 y 20 grados en las que el perfil no entra en situación de pérdida aerodinámica. En el caso concreto de que la aeroturbina trabaje con paso fijo, es decir, regule su potencia por pérdida aerodinámica, la mayoría de los perfiles van a estar funcionando en ángulos de ataque elevados, donde las curvas no están definidas en la bibliografía mencionada. Por ello, a fin de construir las curvas de C_l , C_d , y C_m en todo el rango de ángulos posibles, se ha utilizado la combinación de dos programas, XFOIL [Referencia 11] y AIRFOILPREP [Referencia 12]. El primero de ellos, XFOIL, permite obtener las curvas de cualquier tipo de perfil que queramos

analizar (incluye de forma propia una base de datos muy extensa de perfiles, pero además se le puede cargar desde un archivo exterior cualquier geometría) hasta ángulos de ataque razonables de forma que el perfil no entre en pérdida de forma masiva (se puede llegar a los 30 ° o más). El segundo, AIRFOILPREP, es un programa generado por el NREL (National Renewable Energy Laboratory, USA) que permite extrapolar las curvas introducidas por XFOIL en todo el rango de ángulos de ataque (-180 ° –180 °), mediante teorías como ‘Flat plate Theory’ ó ‘Viterna method’. Además tiene en cuenta los efectos de pérdidas en punta de pala y en proximidades del buje (que reducen la sustentación e incrementan la resistencia) así como efectos tridimensionales que se producen en las palas al girar (como el efecto Himmelskamp, que hace que haya un flujo de corriente de aire neto de la pala al girar desde las secciones del buje hacia la punta de pala, dando lugar a que se retrase la entrada en pérdida de los perfiles más cercanas al buje y se alcancen valores mayores de C_l y C_d en la zona de entrada en pérdida en esas regiones. A medida que nos acercamos hacia la punta de la pala estos efectos se van viendo contrapesados con las pérdidas que se producen en el extremo de pala) que aproximan las curvas 2D a valores más reales (curvas 3D). Para más información consultar [Referencia 13 y 14]

En cuanto a la zona no aerodinámica de la pala, la geometría externa se aproxima a cuerpos romos, no esbeltos, de forma que la entrada en pérdida de estas regiones es continua, dando lugar a una resistencia de presión elevada que genera empujes elevados.

Para ver como se comporta una región circular en el campo fluido, se procedió a la simulación de esa geometría en el tiempo mediante el programa FLUENT, para un número de Reynolds de $3 \cdot 10^6$ (longitud característica de 1 m). Los resultados fueron los siguientes:

Contornos de Velocidad

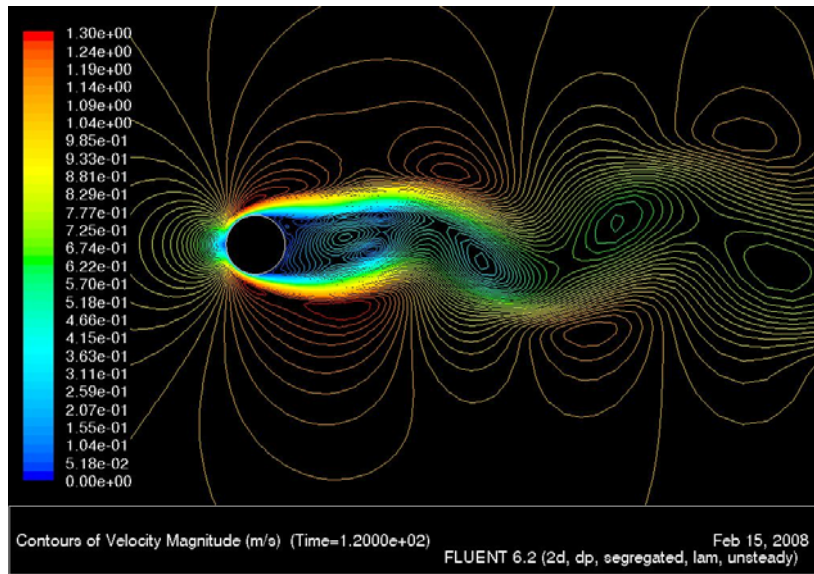


Figura 3.12.- Contornos de velocidad sobre un cilindro

Contornos de Vorticidad (expresa el grado de formación de vórtices o torbellinos)

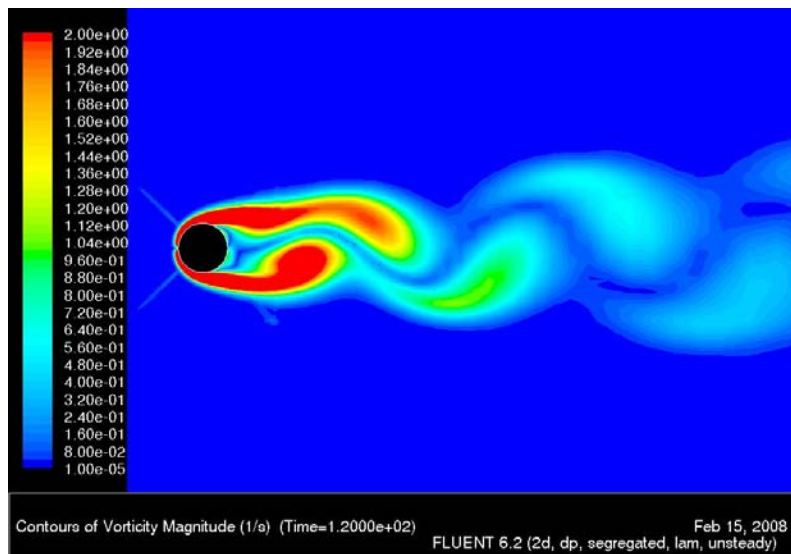


Figura 3.13.- Contornos de la vorticidad sobre un cilindro

Se puede observar como el flujo se desprende una vez alcanza el punto de curvatura máxima de la sección, generándose una estela de torbellinos (calle de torbellinos de Von Karman) variables en el tiempo que hacen que se modifique la presión en la estela del perfil y genere una fuerza neta de resistencia oscilante en el tiempo, así como una

pequeña sustentación también variable, aunque esta está centrada en el origen. Esto se puede ver en los siguientes gráficos.

Coefficiente de resistencia en función del tiempo.

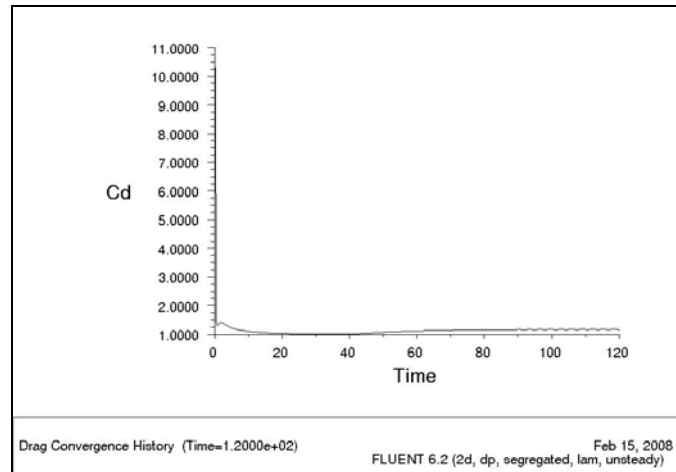


Figura 3.14.- Coeficiente de resistencia sobre el cilindro

Ampliación del coeficiente de Resistencia

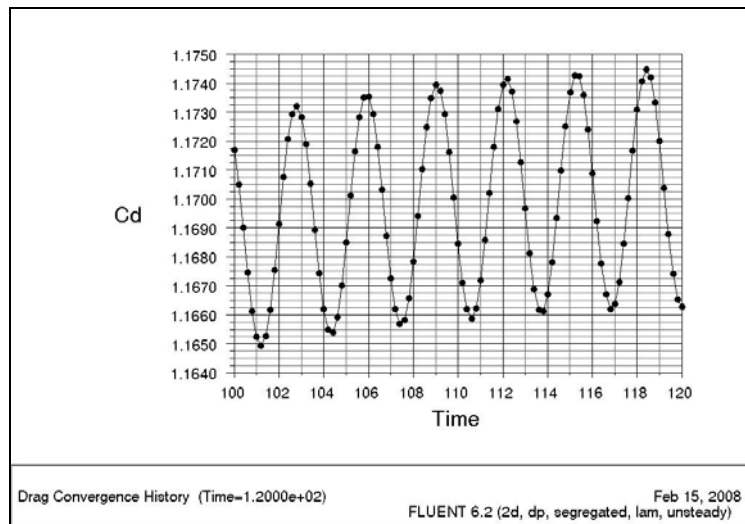


Figura 3.15.- Ampliación del coeficiente de resistencia

Coefficiente de sustentación en función del tiempo

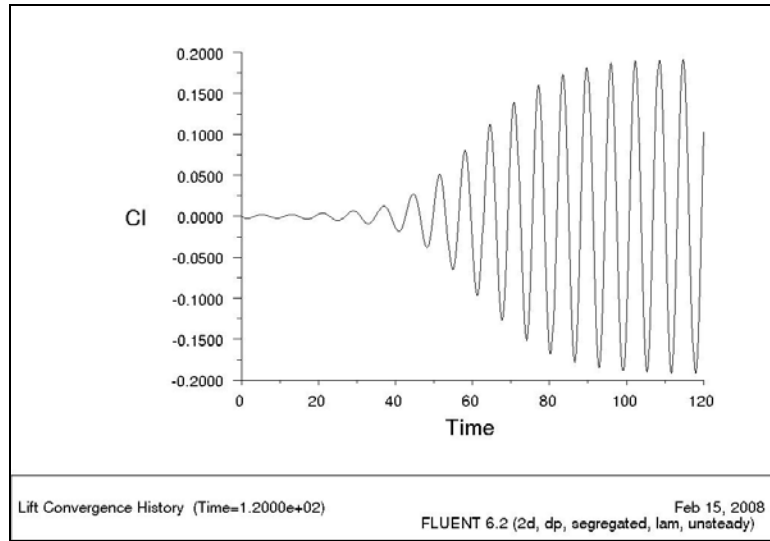


Figura 3.16.- Coeficiente de sustentación del cilindro

Ampliación de Cl

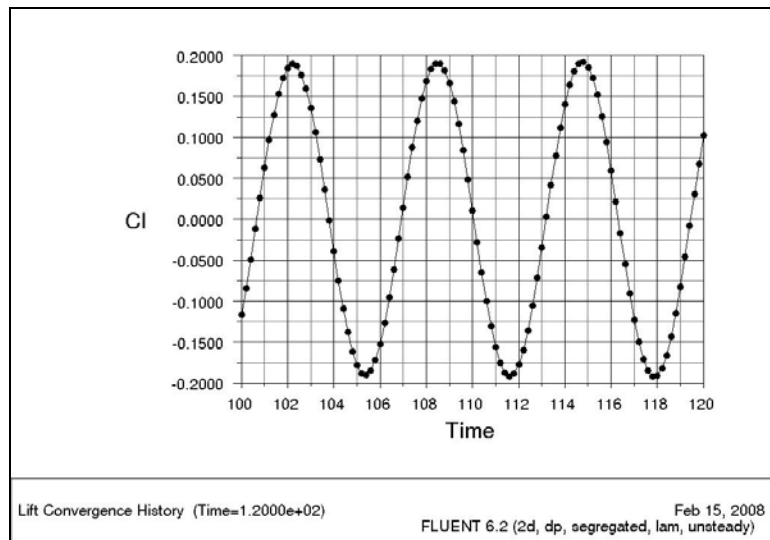


Figura 3.17.- Ampliación del coeficiente de sustentación

De esta manera consideraremos en las regiones de geometría circular, que $C_d = 1.7$ y que los coeficientes de sustentación y de momento son nulos, $C_l = 0$, $C_m = 0$, para cualquier ángulo de ataque.

Para la región de transición de la pala, entre la zona no aerodinámica y la aerodinámica, se obtienen las curvas polares, mediante interpolaciones lineales entre las curvas en la sección de cuerda máxima (obtenidas con XFOIL y AIRFOILPREP, en $L = 6$ m) y los valores que toman las secciones circulares arriba indicados.

El número de Reynolds varía en las secciones de la pala entre valores de $3 \cdot 10^6$ (velocidades del viento moderadas), hasta valores de casi $5 \cdot 10^6$ (para velocidades del viento muy elevadas, alcanzando la velocidad de desconexión) en el rango de velocidades de funcionamiento de la máquina. En definitiva el orden de magnitud no varía ($1 \cdot 10^6$), así que podemos considerar un valor medio de Reynolds ($4 \cdot 10^6$) para obtener las curvas polares de los perfiles. Haciendo esto, las curvas para las distintas secciones de la pala presentan la siguiente forma.

Zona no aerodinámica:

Toma los valores constantes mencionados, $C_d = 1.3$, $C_l = 0$, $C_m = 0$.

Zona de transición:

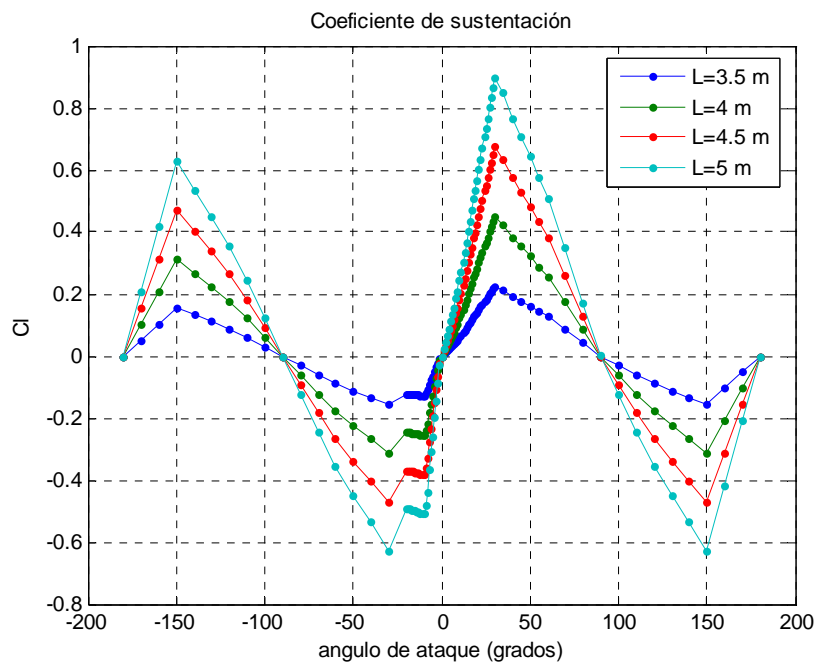


Figura 3.18.- C_l en secciones de transición

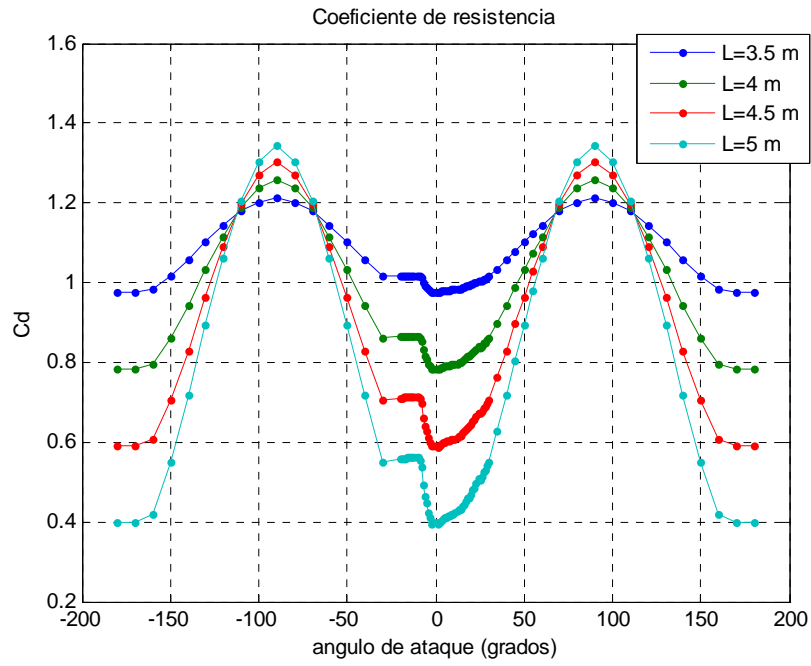


Figura 3.19.- C_d en secciones de transición

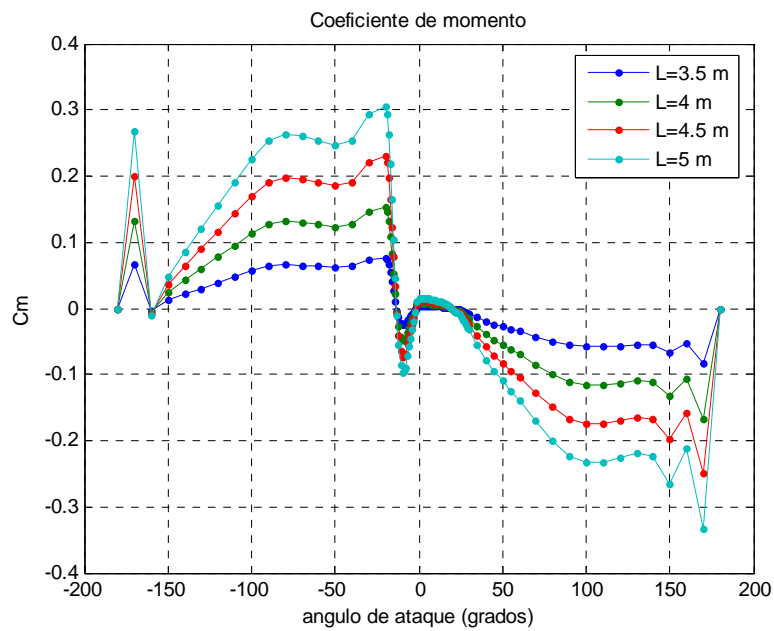


Figura 3.20.- C_m en las secciones de transición

Zona aerodinámica:

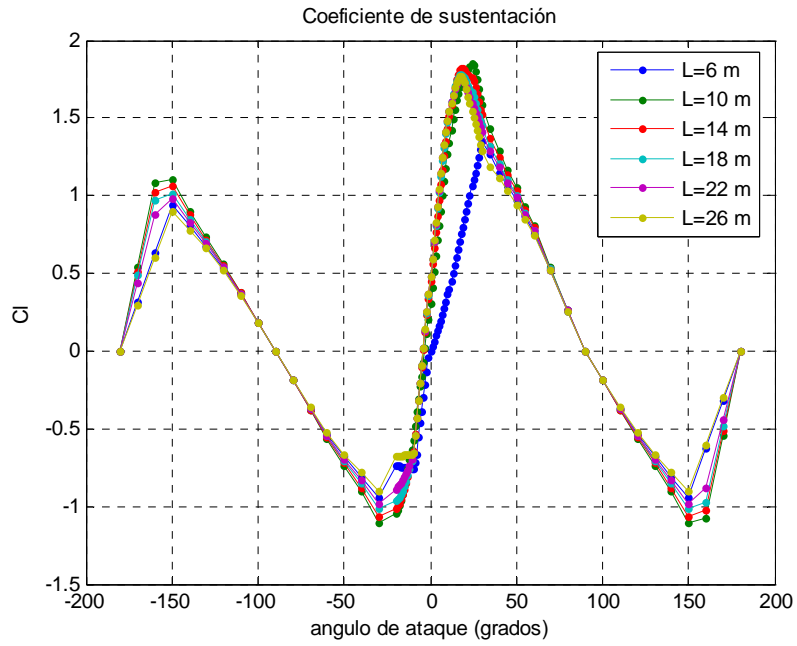


Figura 3.21.- C_l en secciones aerodinámicas

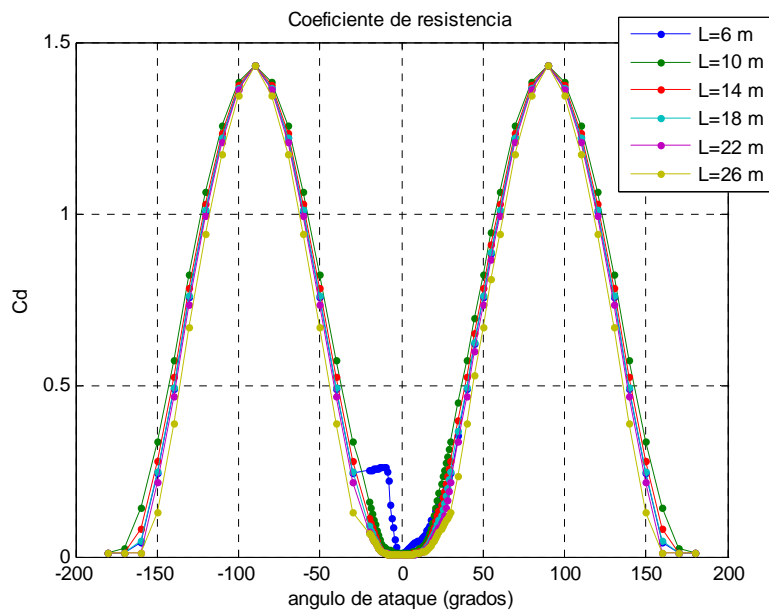
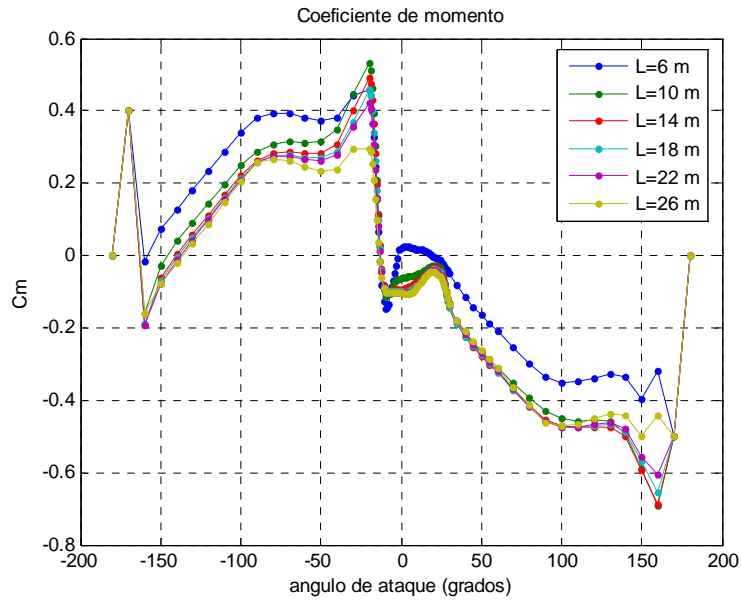


Figura 3.22.- C_d en secciones aerodinámicas

Figura 3.23.- C_m en secciones aerodinámicas

3.3.2.2 – Geometría interna de la pala:

Existen diferentes métodos a la hora de construir los perfiles que van a componer la pala del aerogenerador. Durante la fase de diseño se pueden considerar diferentes configuraciones o métodos de moldeo. Los conceptos varían desde modelos más simples de moldeo en una estructura de dos piezas posteriormente ensambladas (*clamshell design*), hasta modelos más arriesgados de moldeo en una sola pieza. La siguiente figura muestra lo dicho anteriormente. [Referencia 15]

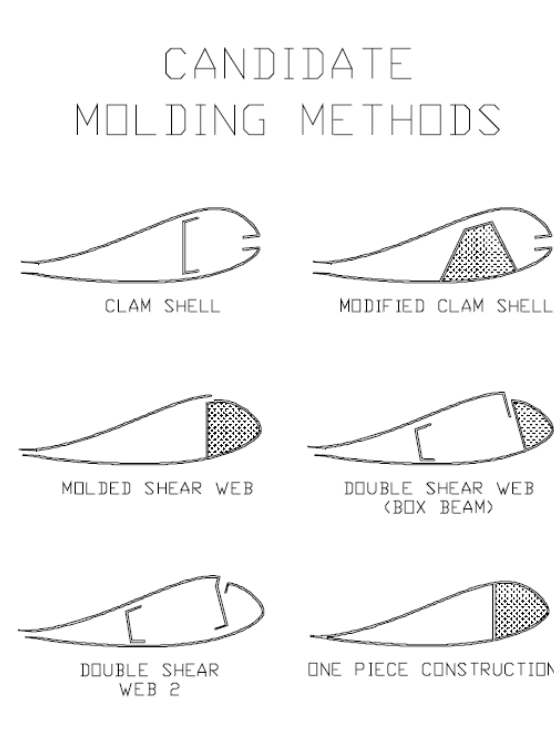


Figura 3.24.- Diferentes tipos de construcciones

La construcción típica consiste en dos partes del perfil ensambladas que presentan uno o varios listones de refuerzo, que en terminología eólica reciben el nombre de ‘webs’. La siguiente figura muestra la vista de una sección de una arquitectura típica en palas de rotores eólicos.

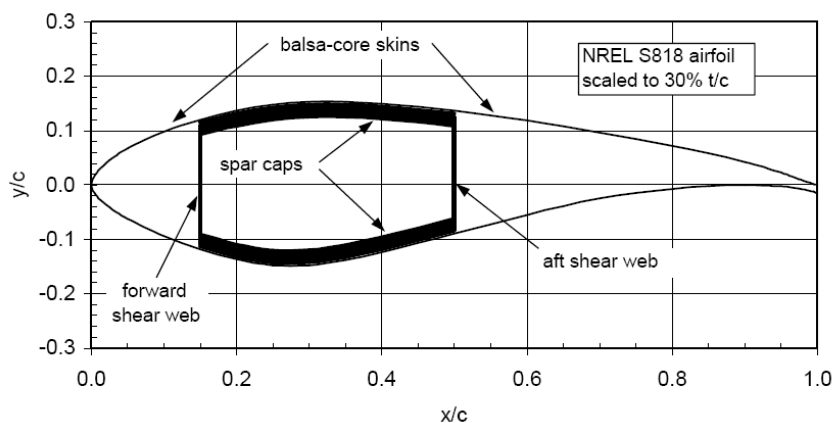


Figura 3.25.- Geometría típica de sección de pala

Los términos ‘flapwise’ y ‘edgewise’ se usan para denotar las cargas a flexión que son perpendiculares y paralelas, respectivamente, a la línea cordal del perfil.

El principal miembro estructural que se puede ver es una especie de caja formada por los listones perpendiculares a la cuerda llamados ‘webs’ y una zona de refuerzo del perfil denominada ‘spar cap’. Las webs se encuentran situadas en el 15 % y el 50 % de la cuerda del perfil, aunque las disposiciones de las mismas varían de unas palas a otras, con la zona de refuerzo o spar cap situada entre ellas. El ‘spar cap’ es un laminado relativamente grueso compuesto principalmente por laminas de tipo unidireccional, proporcionando la rigidez estructural principal para soportar las cargas a flexión perpendiculares a la cuerda (‘flapwise direction’). Tanto las pieles del perfil como las webs están compuestas típicamente por materiales sandwich, formados por laminados de fibra de vidrio con una u otra orientación de fibras, siendo los más comunes ‘double-bias fiberglass’ (fibras a +/- 45°) o ‘triaxial fiberglass’ (fibras a +/- 45° y 0°), separados por un núcleo de un material ligero como puede ser ‘balsa’, necesario para presentar resistencia frente a pandeo. El uso de fibra de carbono elevaría mucho el coste de los materiales si se utilizara en toda la pala, de forma que lo normal es usarlo de forma selectiva en determinadas zonas de refuerzo si es que se pretende utilizar. [Referencia 16].

La aplicación de materiales compuestos en turbinas eólicas es sensiblemente costosa. Para una construcción típica en fibra de vidrio, los costes de fabricación se encuentran en el rango de 9-11 dólares/kg (4-5 dólares/lb) por pala fabricada. [Referencia 17].

El coste de la energía del sistema (COE) es el primer elemento para evaluar cualquier cambio en el diseño y fabricación de la turbina. Como referencia, los costes de la pala típicamente representan entre el 10 % y el 15 % del coste total de la turbina. [Referencia 18]. Si materiales alternativos u otros procesos son considerados para las palas de la turbina, los aumentos de los costes deben ser compensados por mejoras en otros aspectos como la potencia o las cargas.

En la siguiente figura se puede ver la distribución de materiales típica de una pala comercial.

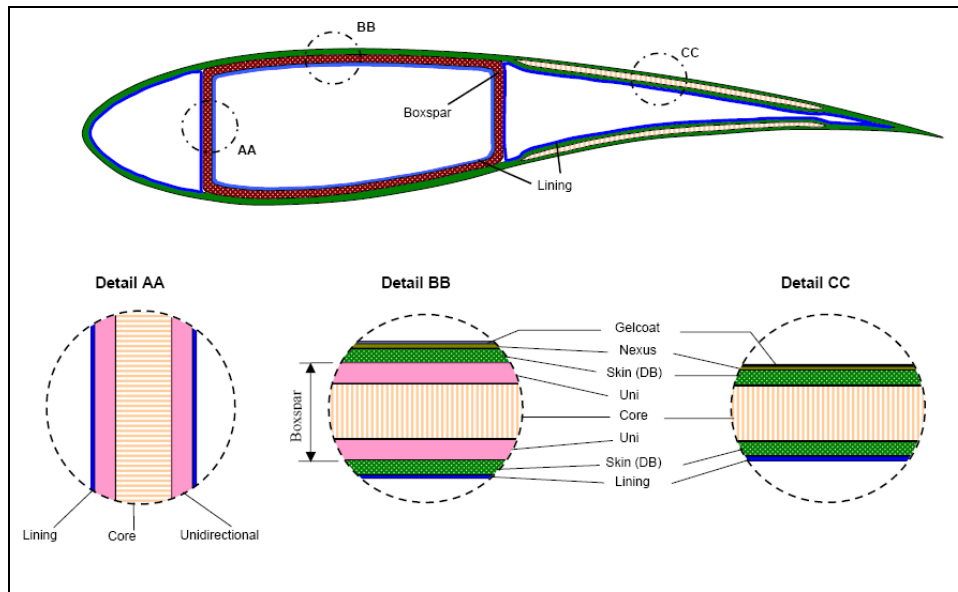


Figura 3.26.- Distribución típica de capas de material de una pala comercial. [Referencia 19]

La tabla 3.1 muestra una lista de ejemplo de los materiales y capas que componen la estructura de las secciones de una pala de unos 30 m de longitud (1.5 MW de potencia). El núcleo de los materiales sandwich (balsa) se asume que tiene un espesor proporcional a la cuerda del perfil, concretamente un 1 % de la cuerda (c), y las pieles están compuestas de fibra de vidrio triaxial de 1.27 mm de espesor.

Layer #	Material	Thickness
1	gel coat	0.51 mm
2	random mat	0.38 mm
3	triaxial fabric	1.27 mm
4	balsa	0.5% c
15%-50% c	spar cap mixture	specified % t/c
50%-85% c	balsa	1.0% c
5	triaxial fabric	1.27 mm

Tabla 3.1.- Composición típica de materiales de sección. [Referencia 17]

Las pieles y el 'spar cap' están compuestas de un laminado de fibra de vidrio en matriz epoxy. La fabricación triaxial es designada CDB340 y tiene una distribución del 25 %, 25 % y 50 % de fibras a +45°, -45° y 0° respectivamente. El 'spar cap' está compuesto de capas alternadas de fabricación triaxial (CDB340) y uniaxial (A260). Esta secuencia

de apilamiento resulta en un laminado para el ‘spar cap’ con una proporción de fibras en peso del 70 % uniaxial -30 % fuera del eje. [Referencia 17].

Las propiedades de los materiales que componen las secciones han sido calculadas por la Universidad del Estado de Montana (MSU), basadas en la combinación de test y los cálculos que proporciona la teoría del laminado. La tabla 3.2 recoge las propiedades de la masa y rigidez de cada material.

Property	A260	CDB340	Spar Cap Mixture	Random Mat	Balsa	Gel Coat	Fill Epoxy
E_x (GPa)	31.0	24.2	25.0	9.65	2.07	3.44	2.76
E_y (GPa)	7.59	8.97	9.23	9.65	2.07	3.44	2.76
G_{xy} (GPa)	3.52	4.97	5.00	3.86	0.14	1.38	1.10
ν_{xy}	0.31	0.39	0.35	0.30	0.22	0.3	0.3
ν_f	0.40	0.40	0.40	-	N/A	N/A	N/A
w_f	0.61	0.61	0.61	-	N/A	N/A	N/A
ρ (g/cm ³)	1.75	1.75	1.75	1.67	0.144	1.23	1.15

Tabla 3.2.- Propiedades de materiales típicos en palas comerciales. [Referencia 17].

En [Referencia 20] se puede ver también como establecen un modelo seccional de la pala muy similar al mencionado anteriormente.

Estudian palas entre 30-70 metros con las siguientes características generales:

Item ID No.	Material Description	Placement Description	Tensile Modulus (Msi)	Layer Width (% of chord)	Layer Thickness (in)	Placement Behind L.E. (% of chord)
1	Gelcoat	Outer Skin	0.50	100%	0.005	0%
2	3/4 oz CSM	Outer Skin	1.10	100%	0.015	0%
3	DBM	Outer Skin	1.39	100%	(A)	0%
4	DBM	Spar Cap Reinf.	1.39	45%	2/3 of (A)	0%
5	C260/520 Uni	Spar Cap (at max)	5.41	30%	(B)	15%
6	DBM	Spar Cap Reinf.	1.39	45%	2/3 of (A)	0%
7	Balsa	Aft Panel	0.02	45%	1%	45%
8	DBM	Inner Skin	1.39	100%	(A)	0%
9	Excess Resin	Inside Inner Skin	0.50	100%	0.030	0%
10	Balsa	35% Web Core	0.02	see note	3% of airfoil	35%
11	DBM	35% Web Skin	1.39	see note	see note	35%
12	C260/520 Uni	T/E spline @ 95%	5.41	6%	(C)	92%
13	TE Plexus	To 2" fwd of TE	0.05	2%	fill gap	98%

Notes
(A) thousandths = $1.2 \cdot \text{blade length } 50\text{m} \rightarrow .060''$
(B) this value is found by converging to the required flatwise moment at 3,750 μs (the spar cap is twice as thick at its center as at its edges)
(C) this value is found by converging to the required edgewise moment at 1,250 μs
For 15% Station The spar cap width is 60% of chord The spar cap begins at 5% of chord The spar cap reinforcement ends at 65% chord
For Shear Web The balsa thickness was 3% of max airfoil thickness The height was half the section height (so each half reaches center) Skins (thousandths) = $2 \cdot \text{blade length } 50\text{m} \rightarrow 0.100''$ each skin

Tabla 3.3.- Distribución de capas y materiales establecidos por [Referencia 20]

- Webs situadas en distancias del 15 % y 60 % de la cuerda
- Espesor de la piel exterior = Espesor de la piel interior = $1.2 \cdot 10^{-3} \cdot L$ (pulgadas), siendo L la longitud de la pala en metros (m). Este valor es el de las pieles en la punta de pala. El material es Double Bias (DB).
- $\Delta\text{esp.piel} = 3.05 \cdot 10^{-5} \cdot L$ (pulgadas), siendo L la longitud de la pala en metros (m). El espesor de la piel se considera que varía de forma lineal a lo largo de la longitud de la pala.
- Capa exterior de protección UV (gelcoat) = 0.13 mm = 0.005''
- Capa exterior de pintura = 0.38 mm = 0.015''
- Piel de refuerzo del Spar Cap (DB) = $\frac{2}{3} \cdot 1.2 \cdot 10^{-3} \cdot L$ (pulgadas), siendo L la longitud de la pala en metros (m).
- Refuerzo interior del Spar Cap (UNI) = 5-8 % t/c (porcentaje del espesor del perfil).
- Núcleo del sandwich de los paneles posteriores = Balsa aft panels = 1 % cuerda.

- Piel Shear Webs (DB) = 5/3 de la piel exterior = $2 \cdot 10^{-3} \cdot L$ (pulgadas), siendo L la longitud de la pala en metros (m).
- Núcleo del sandwich de Shear Webs (Balsa) = 3 % del espesor del perfil (t/c)

Evaluando todos estos datos y teniendo en cuenta que las tendencias en la construcción de las secciones de las palas de los rotores eólicos se orientan cada vez más hacia un mayor uso de los materiales sandwich en la mayor parte de la sección [Referencia 21 y 22], reduciendo así el peso de las secciones y conservando alta rigidez, nuestro modelo de sección presentará las siguientes características:

- Modelo con dos webs para mayor consistencia estructural, situadas en toda la región aerodinámica a distancias del 15 % y 50 % de la cuerda de los perfiles.
- Espesor de material constante en toda la sección, incluyendo el espesor de las webs, sin incluir mayores espesores ni materiales adicionales en la región de ‘spar cap’, con objeto de que la sección presente propiedades uniformes.
- Uso de materiales sandwich en toda la sección, de forma que se puedan obtener unas propiedades equivalentes del sandwich que permitan estudiar la sección como un material quasi-isótropo.
- Estableceremos un espesor de material que será proporcional al espesor del perfil de cada sección, de manera que al ser el espesor de las secciones variable a lo largo de la envergadura de la pala también lo será la distribución de espesor del material sandwich. Esta proporción será en principio del 7 %.
- Los materiales elegidos, así como la composición del sandwich se explicarán más detalladamente en la sección de materiales.

Las siguientes imágenes muestran las tendencias y el mayor uso de los materiales sandwich en las secciones de las palas de rotores eólicos, principalmente para establecer un mejor comportamiento de las secciones frente a cargas de pandeo (buckling).

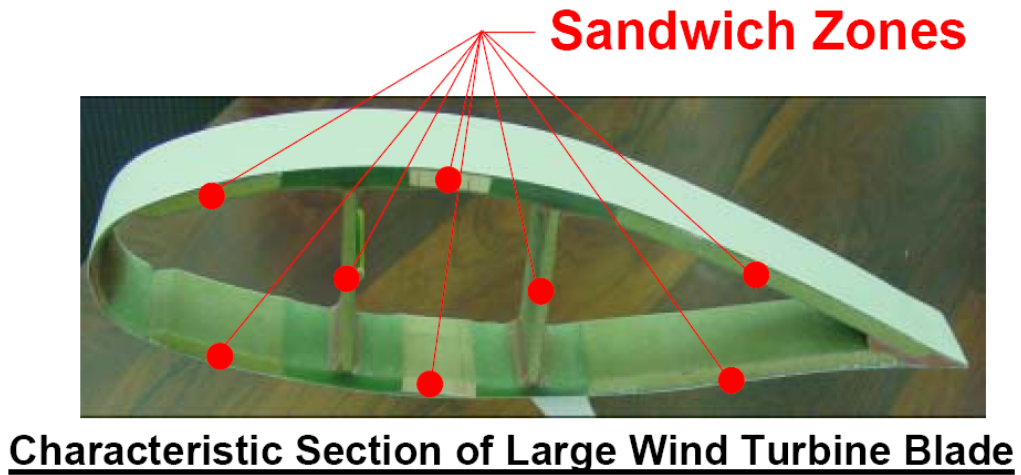


Figura 3.27.- Amplio uso de materiales sandwich en toda la sección de las palas
 [Referencia 21]

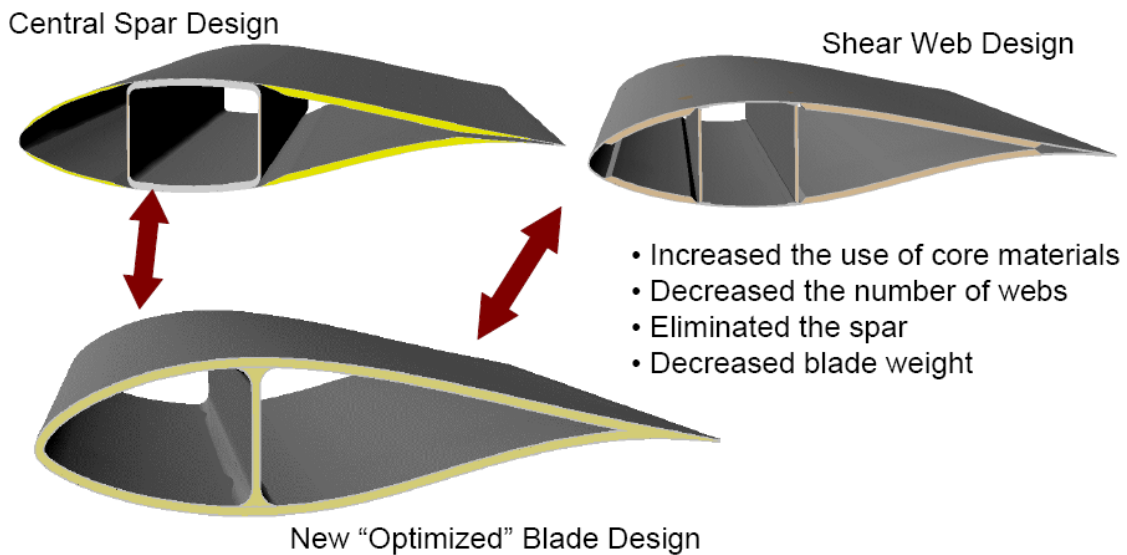


Figura 3.28.- Tendencias e innovaciones en construcción de secciones.
 [Referencia 22]

Nuestro modelo, en una sección aerodinámica cualquiera presentaría la siguiente apariencia (como se comentó anteriormente los perfiles elegidos para la aerodinámica de la pala fueron los NACA 44xx).

Sección $r/R = 0.5$

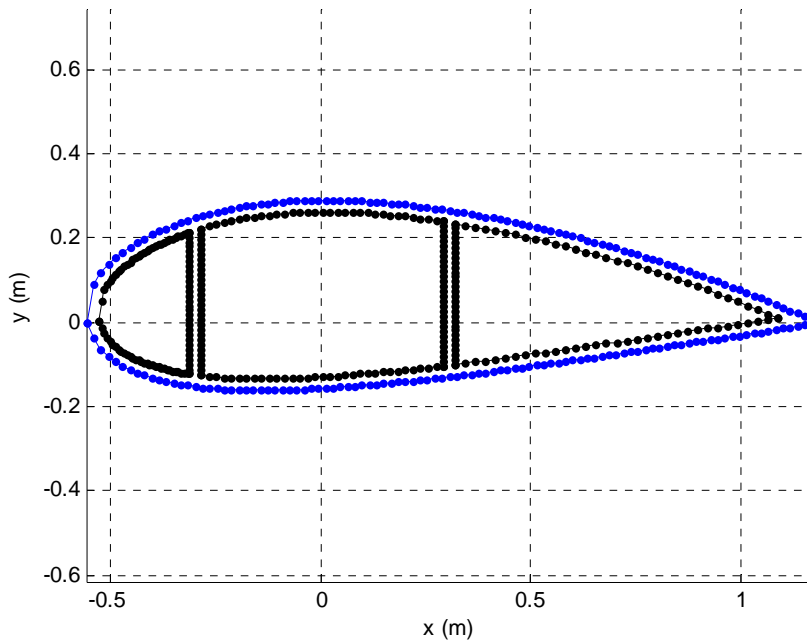


Figura 3.29. – Sección típica del modelo de pala a desarrollar

La distribución de espesor de material es constante en secciones concretas, pero variable a lo largo de la envergadura de la pala como muestra la siguiente figura, pues es el 7 % del espesor de la sección.

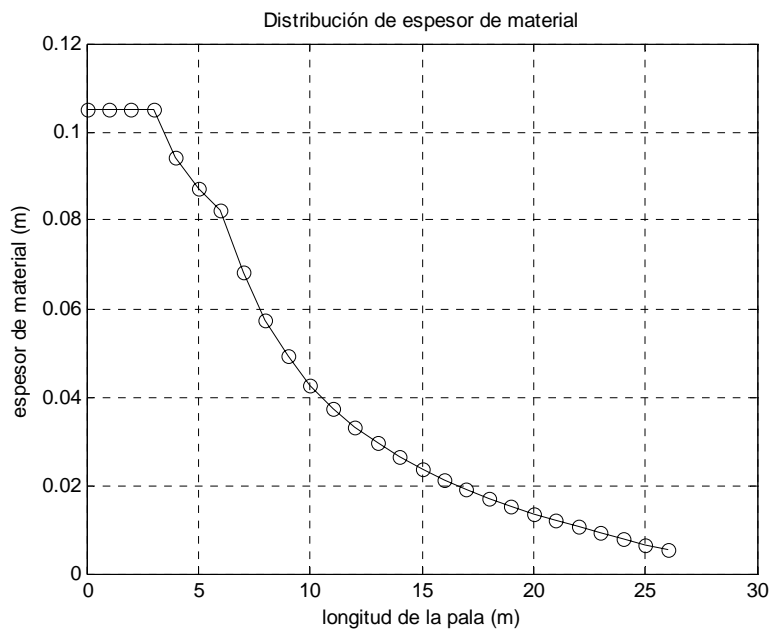


Figura 3.30.- Variación de espesor de material de las secciones del modelo

En cuanto a la distribución de las webs comentar que estableceremos tres modelos diferentes, que nos darán a su vez tres modelos de pala distintos por la morfología diferente de sus secciones interiores. Así, clasificaremos las palas en tres tipos:

- **Pala TIPO 1:** Presenta webs tanto en la zona de transición como en la zona aerodinámica. No presenta webs en la zona del encastre (secciones circulares). En toda la zona aerodinámica las webs se encuentran en las secciones a distancias del 15 % y 50 % de la cuerda respecto del borde de ataque del perfil. De esta manera, como la variación de la cuerda de los perfiles es lineal en el espacio, la variación de la posición de las webs en esta zona respecto del eje de referencia de la pala también es lineal. Sin embargo en la zona de transición, la variación de las webs en este tipo de pala es forma potencial, desde la sección de máxima cuerda, hasta la sección de corte circular, donde las webs desaparecen de la sección. Es en definitiva una transición suave (potencial) desde las secciones donde no hay webs hacia donde si las hay. La distribución de las webs de este tipo de pala se muestra en la figura 3.7.
- **Pala TIPO 2:** Sólo presenta webs en la zona aerodinámica de la pala. Su variación en el espacio es, al igual que antes, lineal respecto al eje de referencia de la pala, pues todas las webs están en todas las secciones en las mismas posiciones respecto a su cuerda (15% y 50 %), y la cuerda varía de forma lineal respecto a la L.
- **Pala TIPO 3:** Este modelo no presenta webs en ninguna sección de la pala. Es un modelo mucho más sencillo que los anteriores pero que probablemente no fuese viable a nivel operativo pues las cargas que soportan las palas son muy elevadas. No obstante también será objeto de estudio y comparación con los otros modelos.

3.3.3 – MATERIALES. CARACTERÍSTICAS ESTRUCTURALES.

El diseño actual de las palas requiere una geometría específica y un tanto complicada de las mismas para optimizar su rendimiento aerodinámico. Por otra parte las palas deben presentar un peso reducido y tener un comportamiento mecánico adecuado durante su periodo de funcionamiento. Los materiales que cumplen todos estos requisitos son los denominados materiales compuestos.

El material compuesto más utilizado en la actualidad es la fibra de vidrio con resina de poliéster (GRP, *glass reinforced plastic*). Este tipo de material se empleó previamente con éxito en la industria naval y presenta como ventajas fundamentales su versatilidad de fabricación y sus buenas propiedades estructurales y de resistencia a fatiga. Tienen también un bajo coeficiente de dilatación y una reducida conductividad eléctrica lo que hace que estos materiales sean especialmente interesantes para la protección del sistema frente al rayo. Además, los materiales compuestos son transparentes frente a las ondas electromagnéticas.

Otros materiales compuestos aún más recientes son los basados en fibra de carbono, (CFRP, *carbon fiber reinforced plastic*). Este tipo de material, que se usa en la industria aeronáutica, se considera actualmente muy caro para aplicaciones eólicas.

El material que utilizaremos en nuestro modelo es un material sandwich, compuesto por un material del núcleo llamado ‘balsa’ y unas pieles que serán unos laminados de fibra de vidrio en matriz epoxi o matriz de poliéster.

Lo que nos interesa es obtener unas propiedades equivalentes del sandwich, de manera que consideremos las secciones compuestas por una especie de material de propiedades isotropas. Para obtener esas propiedades equivalentes, hay que conocer las propiedades de las pieles y del núcleo y calcularlas mediante un método de proporción de áreas. En la siguiente figura se muestra el método de obtención de las propiedades equivalentes:

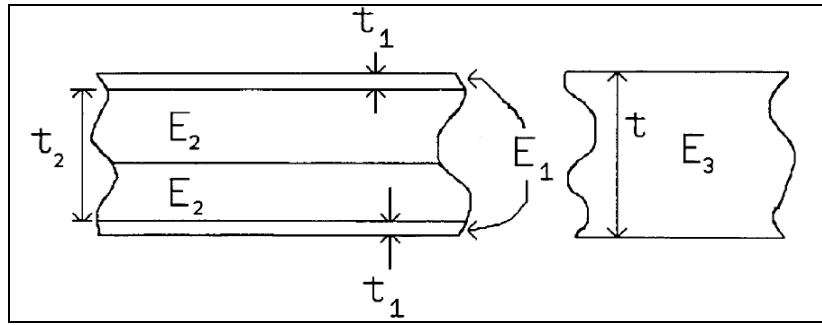


Figura 3.31. - Sandwich y su forma equivalente. [Referencia 23]

Método de proporción de áreas:

$$E_3 = \frac{\sum_i E_i t_i}{\sum_i t_i} = \frac{(2E_1 t_1 + E_2 t_2)}{(2t_1 + t_2)} \quad (3.1)$$

A partir de ahora designaremos con el subíndice p, a las pieles y con n al núcleo

De esta manera, y manteniendo una proporcionalidad de valor ‘k’ entre el núcleo y las pieles, las propiedades equivalentes son:

$$E_{eq} = \frac{\sum_i E_i t_i}{\sum_i t_i} = \frac{(2E_p t_p + E_n t_n)}{(2t_p + t_n)} \xrightarrow{t_n=kt_p} \frac{(2E_p t_p + E_n k t_p)}{(2t_p + k t_p)} = \frac{(2E_p + E_n k)}{(2 + k)} \quad (3.2)$$

$$G_{eq} = \frac{\sum_i G_i t_i}{\sum_i t_i} = \frac{(2G_p t_p + G_n t_n)}{(2t_p + t_n)} \xrightarrow{t_n=kt_p} \frac{(2G_p t_p + G_n k t_p)}{(2t_p + k t_p)} = \frac{(2G_p + G_n k)}{(2 + k)} \quad (3.3)$$

$$\rho_{eq} = \frac{\sum_i \rho_i t_i}{\sum_i t_i} = \frac{(2\rho_p t_p + \rho_n t_n)}{(2t_p + t_n)} \xrightarrow{t_n=kt_p} \frac{(2\rho_p t_p + \rho_n k t_p)}{(2t_p + k t_p)} = \frac{(2\rho_p + \rho_n k)}{(2 + k)} \quad (3.4)$$

El núcleo es un material isótropo, de forma que sus propiedades son constantes a lo largo de la longitud de la pala. Las pieles, si se considera que presentan propiedades constantes de manera individual, también las tendrán a lo largo de la pala, porque aunque varíe su espesor, mantienen la relación de proporcionalidad con el núcleo y los valores equivalentes no cambiarán.

Como hemos dicho anteriormente, el material más utilizado para el núcleo es un material que se llama 'balsa'. Sus propiedades son las siguientes:

$$E_n = 2.07 \text{ GPa}$$

$$G_n = 0.14 \text{ GPa}$$

$$\rho_n = 144 \text{ kg/m}^3$$

Las pieles, se fabrican normalmente en fibra de vidrio, pues la fibra de carbono, aunque mejora las propiedades y reduce peso, incrementa enormemente los costes. Fijándonos en la tabla 3.2 podemos tomar los valores de la mezcla del spar cap, compuesto por material de fibra de vidrio triaxial y material unidireccional.

Sus propiedades serán las siguientes:

$$E_p = 25 \text{ GPa}$$

$$G_p = 5 \text{ GPa}$$

$$\rho_p = 1750 \text{ kg/m}^3$$

Atendiendo a los materiales del sandwich, las propiedades equivalentes serán las siguientes, teniendo en cuenta que la relación núcleo/piel será de 10/4 ($k = 10/4$). [Referencia 22].

$$E_{eq} = 12.261 \text{ GPa.}$$

$$G_{eq} = 2.3 \text{ GPa}$$

$$\rho_{eq} = 857.7 \text{ kg/m}^3$$

3.3.4 – ESTUDIO DE CARGAS.

El diseño de un aerogenerador pasa por conocer el régimen de cargas o esfuerzos al que estarán sometidos todos sus elementos mecánicos (rotor eólico, tren de potencia y torre) tanto en régimen estacionario como en régimen dinámico. En definitiva, el conocimiento de las cargas permitirá determinar las dimensiones y el material de los componentes del aerogenerador de tal forma que las tensiones y las deformaciones sobre ellos no superen los límites establecidos. Así pues, los materiales utilizados deben estar diseñados con una *resistencia mecánica* suficiente para impedir la rotura del componente y con una *rigidez* determinada para oponerse a las deformaciones. Cuando las estructuras aumentan de tamaño se hacen más elásticas, esto hace que en las turbinas eólicas se produzca una compleja interacción entre las fuerzas aerodinámicas y los desplazamientos que aparecen en la estructura de las palas. Este fenómeno denominado *aeroelástico* puede inducir vibraciones y resonancias así como problemas de inestabilidad.

El régimen de cargas indicado anteriormente, está provocado por fuerzas cuyo origen puede ser:

➤ **Aerodinámico:**

Las fuerzas aerodinámicas se deben a la interacción de la velocidad del viento con el rotor eólico. Este fenómeno físico es no estacionario, fundamentalmente debido a la turbulencia atmosférica y además es no lineal ya que las fuerzas de sustentación y arrastre que se producen sobre los perfiles de las palas de un aerogenerador siguen una ley no lineal con el ángulo de ataque de la velocidad del viento. Por otra parte, el carácter aleatorio del recurso eólico introduce una complicación adicional para determinar las cargas de origen aerodinámico.

➤ **Inercial:**

Las fuerzas de origen inercial están producidas por el movimiento de la estructura, o el efecto de la gravedad. Así por ejemplo, en las palas de un aerogenerador se producen fuerzas centrífugas producidas por el régimen de giro del rotor eólico y fuerzas estáticas debidas a su peso.

➤ **Estructural:**

Se entiende por fuerzas de tipo estructural aquellas que se generan por las reacciones de ligadura que producen los diferentes tipos de apoyos. Por ejemplo, son diferentes las fuerzas estructurales que aparecen en un buje rígido o en uno basculante.

Por otra parte, las fuerzas que aparecen en un aerogenerador se pueden clasificar según su duración en: estacionarias, transitorias, cíclicas y turbulentas. A continuación se desarrolla el origen, tipo y las consecuencias sobre la estructura de este tipo de cargas.

Para ver la importancia del conocimiento del régimen de cargas en la Figura 3.32 se muestran los efectos devastadores que la acción del viento puede producir sobre el rotor de una turbina eólica. [Referencia 1].

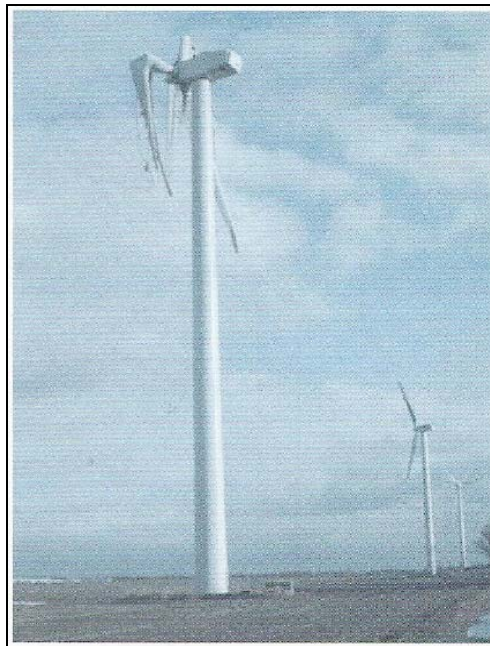


Figura 3.32. – Efecto catastrófico de la acción del viento sobre una turbina eólica. [Referencia 1]

3.3.4.1 – Cargas Estacionarias.

Para realizar el estudio de las cargas estacionarias que se producen sobre el rotor de un aerogenerador es necesario conocer las fuerzas y momentos aerodinámicos que actúan sobre las palas cuando el viento es uniforme, de dirección perpendicular y de valor constante en toda la superficie del rotor. Además es necesario disponer de información referente a la geometría de la pala; longitud, distribución de cuerdas y ley de torsión en toda su envergadura, tipo de perfil empleado y ángulo de conicidad, distribución de masas y rigideces a lo largo de la longitud de la pala, inercia en la raíz, etc.

Con esta información y para unos valores determinados de: densidad del aire ρ , ángulo de paso de la pala, β , velocidad del viento, v , y velocidad de giro Ω , es posible determinar la distribución de fuerzas tangenciales sobre la pala, Figura 3.33. Estas fuerzas son las que van a desarrollar par y potencia mecánica que se transmitirá por el tren de potencia al generador eléctrico y son además, la causa del momento flector sobre la raíz de la pala en dirección de arrastre (*lead-lag* o *chordwise direction*). Las fuerzas normales producen flector sobre la raíz de la pala en la dirección de batimiento (*flapwise direction*) y son las responsables de la fuerza de empuje total desarrollada por el rotor eólico.

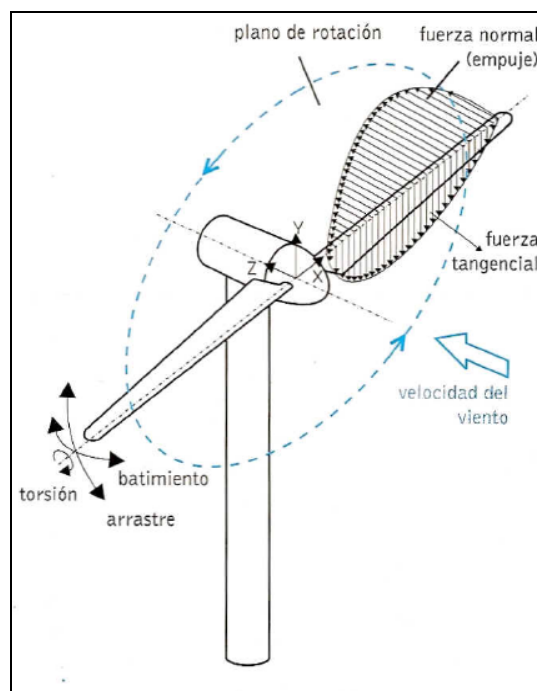


Figura 3.33. – Fuerzas actuantes sobre las palas de la aeroturbina. [Referencia 1]

La expresión de la fuerza de empuje, par y potencia mecánica del rotor eólico, constituyen lo que se denomina actuaciones de la aeroturbina. Los coeficientes adimensionales dependientes de las magnitudes anteriores son C_T , C_q y C_p .

Como se indicó anteriormente, la distribución de fuerzas tangenciales y normales depende en buena medida de la velocidad del viento y de la geometría de la pala. En particular, el diseño de la ley de torsión se realiza con el fin de optimizar las distribuciones de fuerzas para la velocidad del viento nominal. Para otras velocidades del viento, en concreto cuando éstas son mayores a la nominal el flujo se separa en las secciones cercanas al buje modificando considerablemente las distribuciones anteriores, Figuras 3.34.

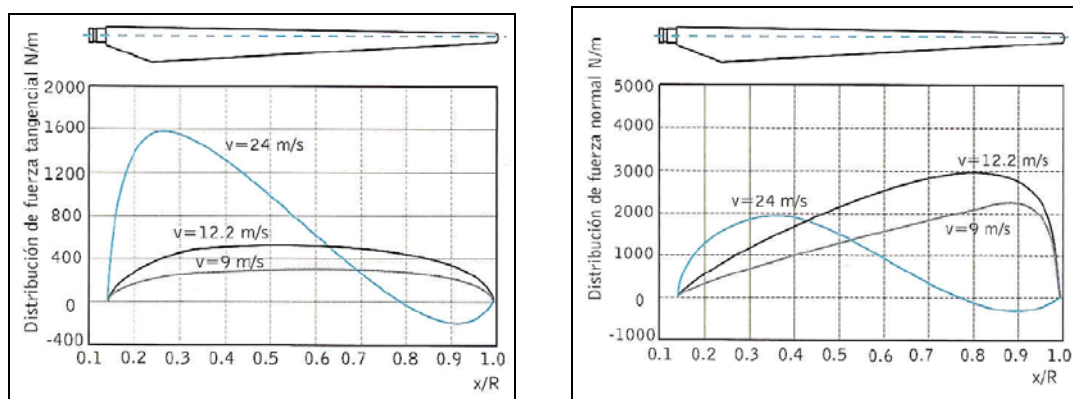


Figura 3.34. – Distribuciones de fuerzas normales y tangenciales sobre una pala

En rotores eólicos con control de paso de pala el par y el empuje aumentan hasta que se alcanza la velocidad nominal del viento, a partir de este momento se modifica el ángulo de calado de las palas y se reducen las fuerzas aerodinámicas sobre el rotor.

En rotores que no incorporan sistemas de control aerodinámico activo, la potencia desarrollada por el sistema se limita exclusivamente por pérdida aerodinámica, esto hace que el empuje aumente incluso después de alcanzar la potencia nominal. Por esta razón, las cargas estacionarias y en particular las debidas a vientos extremos son mayores sobre máquinas sin control de cambio de paso de pala.

Las cargas estacionarias de origen inercial que se producen sobre un rotor eólico son debidas a esfuerzos centrífugos. Estas cargas no son especialmente relevantes en

turbinas eólicas si se comparan con otro tipo de rotores que giran a mayor velocidad, por ejemplo, rotores de helicópteros, turbinas de gas, etc.

Con un diseño adecuado, las fuerzas centrífugas pueden reducir las cargas sobre las palas. Esto ocurre cuando las palas del rotor eólico se diseñan con un determinado ángulo de conicidad en la dirección del viento incidente, ya que con esta configuración las fuerzas centrífugas dan lugar a una distribución de momento flector sobre la pala que se opone al creado por las fuerzas aerodinámicas. Este fenómeno se produce para unas determinadas condiciones de velocidad de giro y velocidad del viento. Para otras condiciones de funcionamiento, el efecto de las fuerzas centrífugas puede contribuir a reforzar el momento flector de origen aerodinámico sobre la raíz de la pala. Este efecto se produce cuando el ángulo de incidencia sobre los perfiles toma valores negativos debido a variaciones bruscas de velocidad del viento o a cambios rápidos en el ángulo de paso de pala inducidos por una parada de emergencia. En la actualidad, y en especial para las máquinas orientadas a barlovento no es práctica habitual dotar de conicidad a las palas.

Las cargas estacionarias no sólo afectan, evidentemente, a las palas del rotor eólico, sino que condicionan el diseño de todos los componentes mecánicos del sistema. En concreto, para realizar el diseño de la torre es necesario conocer las fuerzas y momentos que aparecen tanto en la parte superior como en la parte inferior de la estructura. Los esfuerzos más importantes a los que está sometida la torre son debidos a los momentos flectores y de torsión.

Modelo:

Nuestro modelo de rotor eólico es de paso fijo, es decir controla la potencia por pérdida aerodinámica, de manera que tenemos que conocer las curvas de sustentación, resistencia y momento en todo el margen de ángulos de ataque para poder calcular correctamente las fuerzas sobre los perfiles.

Respecto a las fuerzas de inercia, no vamos a considerarlas, pues como se ha comentado anteriormente, no vamos a dotar de conicidad a las palas, y su efecto tendría que ser considerado una vez la deflexión de la pala se produce, cosa que implica ya un

problema aeroelástico y que no va a ser objeto de estudio. Además tienen una componente principal en desplazamientos de axil que tampoco consideraremos, pues nos limitaremos a realizar un estudio de flexión-torsión de las secciones de la pala.

Así pues el método desarrollado para la obtención de las fuerzas sobre las palas del rotor se basa en la ‘Teoría del elemento de pala’ explicada en el capítulo 2. Las rutinas se elaboraron en una serie de programas de MATLAB de forma que se pueden obtener de forma precisa las cargas sobre la envergadura de la pala, así como su variación en el tiempo, pues en nuestros modelos consideramos cortadura vertical del viento, lo cual genera cargas variables en t . Esos programas son AEROCORTADURA y FUERZASCICLO.

3.3.4.2 – Cargas Transitorias.

El cálculo de cargas sobre un aerogenerador se debe realizar tanto en condiciones de operación normal, como durante procesos de operación de parada de emergencia, arranque, etc. En estas situaciones los esfuerzos que deben soportar los elementos mecánicos del sistema son mayores y se deben considerar en el diseño. Además, la velocidad del viento medio incidente sobre el aerogenerador puede cambiar de forma brusca durante un cierto tiempo (ráfagas), lo que da lugar a la aparición de cargas transitorias.

A continuación se explican los efectos de cargas transitorias debidas al efecto de la rafagosidad del viento y a los transitorios de operación del aerogenerador.

Variación de velocidad del viento medio. Ráfagas.

El estudio de las ráfagas se puede analizar o bien con el rotor parado o cuando está en funcionamiento. Cuando el rotor está parado los elementos que más sufren las consecuencias del viento extremo son las palas, en particular si son de paso fijo.

En este tipo de máquinas la superficie expuesta al viento es la misma que en funcionamiento normal, salvo la zona de aerofrenos. Un cálculo inicial del momento flector sobre la pala se puede realizar en función de la velocidad máxima de la ráfaga, la

superficie del rotor y el coeficiente de empuje que puede tomar valores cercanos a 1.3 [Referencia 24]. Este valor es el que se utiliza para diseñar la pala ya que se considera como el esfuerzo máximo que recibirán las palas tanto en régimen estático como dinámico.

El efecto de la ráfaga cuando el rotor está operativo se traduce en una variación de la amplitud y el ángulo de ataque de la velocidad del viento incidente sobre los perfiles.

En la zona de velocidades del viento igual o superior a la velocidad nominal, las aeroturbinas de velocidad fija son poco sensibles al efecto de las ráfagas ya que están diseñadas para que sus perfiles entren en pérdida aerodinámica en estas condiciones, sin embargo las aeroturbinas con control aerodinámico activo disminuyen los efectos de la ráfaga variando el ángulo de paso, pero en ciertas condiciones esta variación puede ser lenta en comparación a la constante de tiempo de la ráfaga, provocando la aparición de cargas transitorias muy elevadas. En la zona de vientos bajos ambas tecnologías presentan un comportamiento similar.

Los casos de cargas debidos a ráfagas se realizan desde un punto de vista determinista, sin embargo cuando se producen en la zona de entrada en pérdida aerodinámica los efectos dinámicos de este fenómeno hacen que los regímenes transitorios sean muy importantes. Durante este período transitorio se produce un aumento repentino del ángulo de incidencia y de la fuerza de sustentación debido a la formación de un vórtice en el borde de ataque que se desprende rápidamente por la superficie del perfil hacia la estela.

Estos cambios se repiten con una determinada frecuencia dando lugar a ciclos de histéresis [Referencia 25]. Las cargas inducidas por una ráfaga en estas condiciones pueden superar hasta un 50 % el valor calculado de forma determinista.

Otro efecto transitorio es el que ocasiona el viento cruzado o ráfaga lateral al plano del rotor. Este fenómeno provoca un cambio repentino en la dirección y magnitud de la velocidad incidente en los perfiles de las palas. La perturbación correspondiente a la magnitud provoca unos efectos en el funcionamiento de la máquina análogos a los indicados anteriormente, sin embargo una desviación permanente del ángulo de incidencia da lugar a la aparición de cargas cíclicas. La magnitud de estas cargas es

superior a las que provoca una desalineación estacionaria del rotor eólico. Las cargas cíclicas provocadas por una ráfaga lateral tienden a anularse cuando el rotor se orienta, de forma activa o pasiva, a la dirección del viento incidente. No obstante, el proceso de orientación debe ser necesariamente lento ya que si la velocidad de orientación es elevada se pueden producir momentos giroscópicos muy elevados.

De igual manera aparecen variaciones transitorias del perfil vertical de velocidad del viento que se traducen en cargas cíclicas sobre el sistema.

Modelo:

Los efectos de la variación media del viento que suponen ráfagas o viento extremo sí que serán estudiados en nuestro modelo, pues las palas tienen que ser capaces de soportar las posibles cargas extremas que pueda generar el viento.

El tema del viento cruzado es el que no vamos a tener en cuenta, considerando siempre una alineación entre viento y rotor eólico que es lo que genera las principales cargas sobre la estructura.

Transitorios de operación del aerogenerador.

Los transitorios de operación de un aerogenerador se producen durante los periodos de tiempo en los que el sistema arranca, se para de forma programada o mediante una parada de emergencia provocada por un fallo del sistema. Se deben considerar además como transitorios de operación aquellas situaciones en las que se detectan averías del sistema, por ejemplo, avería en el sistema de control de cambio de paso, fallo del sistema de orientación, cortocircuito del generador, sobrevelocidad, rotor desequilibrado, pérdida de una pala, etc.

Cuando se produce un ajuste defectuoso del ángulo de paso de pala se producen cargas aerodinámicas que se traducen en mal funcionamiento de la aeroturbina y pueden causar incluso una sobrevelocidad del rotor.

Un fallo en el sistema de orientación provoca la aparición de viento cruzado incidiendo de forma permanente sobre el rotor eólico. Desde un punto de vista de cargas este fenómeno es diferente a la aparición de ráfagas laterales, ya que estas aparecen de forma transitoria.

El accidente de cortocircuito en el generador eléctrico da lugar a la aparición de un par resistente que puede alcanzar valores superiores a siete veces el par nominal del generador causando daños graves en todos los componentes mecánicos del tren de potencia.

El fallo de sobrevelocidad del rotor se produce cuando el par resistente que opone el generador eléctrico es incapaz de compensar el par desarrollado por la turbina eólica. Estas situaciones se producen en caso de pérdida de la red eléctrica, fallo del sistema de control de paso o funcionamiento defectuoso de los aerofrenos cuando la máquina es de paso fijo.

Otro fallo que puede provocar cargas transitorias no esperadas en el sistema es la aparición de desequilibrios en el rotor producidos por un defecto de diseño o bien por la aparición de agentes externos como hielo.

Todos estos transitorios de operación hacen que el sistema supervisor de la turbina ordene una parada de emergencia decelerando rápidamente el rotor eólico por la actuación de los aerofrenos o poniendo las palas en posición de bandera cuando el control aerodinámico se realiza de forma activa. Esta variación rápida hace que durante un corto periodo de tiempo los ángulos de ataque se hagan negativos provocando la aparición de un empuje negativo que da lugar a un momento flector sobre la raíz de las palas que puede ser aditivo al producido por las fuerzas centrífugas cuando el rotor presenta cierta conicidad. En cualquier caso, el proceso de parada de emergencia produce cargas muy elevadas sobre el sistema y se debe considerar en la fase de diseño.

Modelo:

Consideraremos siempre que el sistema no presenta ningún tipo de fallo, que está orientado en la dirección del viento (por lo que no tendrá problemas de viento lateral ni

de transitorios de orientación) y que se encuentra siempre o en proceso de producción de potencia (es decir, girando) o en régimen de parada. Posteriormente se definirán más concretamente los estados de carga que determina la normativa IEC 61400-1 que vamos a considerar, pero en ningún caso consideraremos ningún transitorio de operación del aerogenerador.

3.3.4.3 – Cargas Cíclicas.

Se entienden por cargas cíclicas los esfuerzos mecánicos que actúan sobre el sistema y que se repiten de forma periódica con una frecuencia proporcional a la velocidad de giro del rotor. Las causas que provocan este tipo de cargas son: la cortadura del viento, el efecto de sombra de torre, la desalineación permanente del rotor, el cabeceo del eje de baja velocidad, el peso y la conicidad de las palas.

Cortadura del viento:

La componente longitudinal de la velocidad del viento que incide sobre el rotor de un aerogenerador presenta de forma habitual una ley creciente con la altura, en lo que se denomina perfil vertical de la velocidad del viento o cortadura. Esta variación del viento depende de una serie de factores como rugosidad del terreno, tipo de atmósfera, etc., sin embargo el factor decisivo de esta variación es la orografía local del terreno, que puede provocar, incluso, perfiles inversos de velocidad del viento, es decir la distribución de la velocidad del viento con la altura puede ser tal que las zonas de mayor recurso eólico se encuentren en las zonas de menor cota.

La pala de un aerogenerador en su movimiento de giro está sometida a diferentes velocidades del viento según se encuentre en la parte superior o inferior del rotor, esto hace que el par transmitido por la pala presente una oscilación superpuesta a un valor medio cuya frecuencia temporal corresponde a la velocidad de giro del rotor, (1P). La combinación de todas las palas del rotor, junto con el carácter no lineal de la transformación aerodinámica, hace que las fluctuaciones de par mecánico desarrollado por la turbina presenten componentes 1P, 2P, 3P, etc..

Modelo:

Este efecto sí que será considerado en nuestra simulación, pero únicamente a nivel vertical, considerando pues constante la velocidad del viento a una altura determinada. Este efecto es de vital importancia, pues la pala al girar se encuentra con una velocidad del viento que va cambiando en el tiempo, de forma que las cargas que se generan sobre la turbina son variables y de frecuencia 1P.

Sombra de torre:

El efecto de la sombra de la torre hace referencia a la perturbación del campo de velocidades y por lo tanto de las fuerzas que aparecen sobre las palas cuando pasan por la zona de influencia de la torre. Este efecto depende de la orientación de la máquina (barlovento o sotavento), de la geometría de la torre (tubular o celosía) y del número de Reynolds del fluido.

La perturbación del fluido que incide sobre la pala es más acusada en rotores eólicos orientados a sotavento, ya que cuando la pala pasa por la zona de influencia de la torre el defecto de velocidad y la turbulencia son muy acusadas incluso a distancias significativas. Para máquinas orientadas a barlovento la interferencia de la torre se refleja en un simple retardo del fluido. Es por esto que prácticamente la totalidad de las turbinas actuales se orientan a barlovento.

La geometría de la torre también influye en el fenómeno de interferencia sobre el campo fluido. Las características del fluido detrás de la torre dependen en buena medida del diámetro de la torre y del número de Reynolds, de tal forma que cuando este valor aumenta el régimen se hace más turbulento. En el caso de torre de celosía la perturbación del flujo es mayor ya que cada uno de los elementos que conforman la estructura modifica el campo fluido.

Las cargas inducidas por el efecto de sombra de torre presentan armónicos en un amplio margen de frecuencias, 1P,2P,3P ..., esto hace que aumente la probabilidad de excitar

alguna frecuencia propia de la torre o las palas. Además, la variación del campo fluido se puede acoplar con los desplazamientos de la pala dando lugar a fenómenos aeroelásticos derivados de este fenómeno.

Modelo:

Al estar nuestra máquina orientada a barlovento, consideraremos este efecto como despreciable, así que no lo tendremos en cuenta.

Desalineación permanente del rotor:

Cuando un rotor eólico presenta una desalineación permanente con respecto a la velocidad del viento incidente, aparece una componente transversal de esta velocidad en el plano de giro del rotor que varía en cada perfil dependiendo de la posición de la pala en su movimiento de giro, sumándose o restándose a la componente tangencial, provocando una modulación senoidal de la velocidad relativa. Esto provoca la aparición de fluctuaciones en las fuerzas que se engendran sobre el perfil de frecuencia 1P.

Modelo:

No se tendrá en cuenta en nuestro modelo. Consideraremos por tanto el rotor alineado permanentemente en la dirección del viento incidente.

Ángulo de inclinación del eje del rotor:

Como se indicó anteriormente, es práctica habitual dotar al eje de giro del rotor eólico de un ángulo de inclinación con respecto al plano horizontal, con el propósito de aumentar la distancia entre la torre y la pala cuando ésta pasa por la zona de influencia de la torre.

Desde un punto de vista aerodinámico este efecto es análogo al de desalineación permanente del rotor y da lugar a cargas cíclicas de frecuencia.

Modelo:

Inicialmente tampoco consideraremos el ángulo de inclinación que presentan las góndolas de las aeroturbinas respecto a la horizontal, pues como se ha comentado provoca que el viento no incida de forma totalmente perpendicular al rotor, complicando los cálculos.

Cargas gravitatorias. Peso de las palas:

En un rotor eólico diseñado sin ángulo de inclinación del eje de giro y sin conicidad, el peso de las palas genera un momento flector de arrastre sobre su raíz proporcional a la masa de la pala, la aceleración de la gravedad y la distancia a su centro de gravedad, con una frecuencia de aparición 1P. En las máquinas de gran tamaño esta carga es dominante en el plano del rotor y condiciona el diseño estructural de la máquina. El ángulo de inclinación del eje causa un momento de batimiento constante sobre la raíz de la pala y la conicidad produce un momento de batimiento variable de frecuencia 1P.

Modelo:

En nuestro modelo, al no considerar inclinación del eje ni conicidad de las palas, consideraremos el peso como una fuerza variable en el tiempo de frecuencia 1P que afecta a los desplazamientos sobre el plano de giro del rotor, y que se superpondrá a las cargas tangenciales generadas por el viento en las palas que generan par en la aeroturbina.

3.3.4.4 – Cargas Turbulentas.

El campo de velocidades del viento que inciden sobre un rotor eólico presenta variaciones espaciales y temporales que al incidir sobre las palas de la turbina generan cargas aerodinámicas de carácter aleatorio. Para analizar las sollicitaciones estructurales que aparecen en un aerogenerador las cargas originadas por la turbulencia atmosférica se deben superponer a las cargas cíclicas indicadas en el apartado anterior junto a los

esfuerzos estacionarios producidos por un régimen de viento de valor medio constante y uniforme.

Modelo:

No tendremos en cuenta ningún modelo turbulento complejo en nuestra simulación, pues requeriría un conocimiento tridimensional del campo fluido, no siendo objeto de nuestro estudio, sin embargo para analizar la carga de ráfaga extrema consideraremos una ligera variación en el tiempo de la ráfaga que se puede asociar a características turbulentas simples.

3.3.4.5 – Casos de carga.

En los apartados anteriores se han descrito los tipos de cargas que actúan sobre un aerogenerador, sin embargo es interesante conocer y definir las condiciones en las que se producen. La norma IEC 61400/1 [Referencia 26], establece claramente los escenarios de carga que se deben considerar en la fase de diseño de un aerogenerador en función del estado de operación de la turbina, régimen de vientos, aparición de fallos en el sistema eléctrico o de control. Para cada caso de carga esta norma recomienda el tipo de análisis que se debe realizar sobre el componente objetivo de estudio y los coeficientes de seguridad que se deben aplicar. A continuación se desarrollan cada uno de estos puntos.

Régimen de vientos:

Parece claro, que el régimen de vientos existente en el emplazamiento donde se ha de instalar una turbina eólica debe condicionar su diseño. Para considerar este hecho, la norma considera 4 escenarios tipo donde se indican valores de velocidad media anual, V_{ave} (m/s) e intensidad de la turbulencia, I_{15} , para una velocidad media de 15 m/s. Ambos valores se estiman o miden a la altura del buje del aerogenerador y se calculan en promedios de 10 minutos. Otro valor que indica la norma con relación a la clase de diseño de las turbinas es la velocidad de referencia, V_{ref} (m/s). En la tabla 3.4 se muestran las cuatro clases de diseño en función del emplazamiento.

WTGS Class		I	II	III	IV	S
V_{ref}	(m/s)	50	42,5	37,5	30	Values to be specified by the designer
V_{ave}	(m/s)	10	8,5	7,5	6	
A	I_{15} (-)	0,18	0,18	0,18	0,18	
	a (-)	2	2	2	2	
B	I_{15} (-)	0,16	0,16	0,16	0,16	
	a (-)	3	3	3	3	

where:

- the values apply at hub height,
- A designates the category for higher turbulence characteristics,
- B designates the category for lower turbulence characteristics,
- I_{15} is the characteristic value of the turbulence intensity at 15 m/s,
- a is the turbulence slope parameter

Tabla 3.4. – Clasificación de los aerogeneradores por clases. [Referencia 27]

La norma define otra clase denominada S, donde el diseño de la máquina se realiza para unas condiciones de viento que deben ser especificadas por el diseñador.

En función de los valores de velocidad del viento que se establecen en la clase de diseño, se consideran diferentes modelos de la velocidad del viento, que son los que se utilizarán para determinar el régimen de cargas del aerogenerador. Estos modelos se clasifican en dos tipos: condiciones normales; turbulencia normal (NTM), perfil vertical normal (NWP) y condiciones extremas; ráfaga extrema de operación (EOG), cambio extremo de dirección (EDC), ráfaga coherente extrema (ECG), ráfaga coherente extrema con cambio de dirección (ECD), cortadura extrema (EWS).

Situaciones de diseño:

Las situaciones de diseño hacen referencia a los escenarios de operación y funcionamiento del aerogenerador. En cada una de estas situaciones se calculan los casos de cargas correspondientes a diferentes regímenes de viento y con unas condiciones definidas de la red eléctrica y el sistema de control. En todos los casos de carga se deben verificar la integridad estructural de los componentes elegidos para la turbina. Las situaciones de diseño que contempla la norma son : (1) Generación de

potencia normal, (2) Generación de potencia con aparición de fallo, (3) Arranque, (4) Parada normal, (5) Parada de emergencia, (6) Rotor parado (*standstill*) o en vacío (*idling*), (7) Transporte, mantenimiento, ensamblaje y reparación.

Todos esto se observa en la siguiente tabla:

Estado del proyecto	DLC	Condición de viento ^a	Otras consideraciones	Tipo de análisis	Factores de seguridad parciales
1) Producción de energía	1.1	NTM $V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$		U	N
	1.2	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		F	*
	1.3	ECD $V_{hub} = V_r$		U	N
	1.4	NWP $V_{hub} = V_r$ o V_{out}	Falta eléctrica externa	U	N
	1.5	EOG ₁ $V_{hub} = V_r$ o V_{out}	Pérdida de conexión eléctrica	U	N
	1.6	EOG ₅₀ $V_{hub} = V_r$ o V_{out}		U	N
	1.7	EWS $V_{hub} = V_r$ o V_{out}		U	N
	1.8	EDC ₅₀ $V_{hub} = V_r$ o V_{out}		U	N
	1.9	ECG $V_{hub} = V_r$		U	N
2) Producción de energía más incidencia de faltas	2.1	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Falta del sistema de control	U	N
	2.2	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Falta del sistema de protección o falta eléctrica interna precedente	U	A
	2.3	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Falta del sistema de control o de protección	F	*
3) Arranque	3.1	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		F	*
	3.2	EOG ₁ $V_{hub} = V_{in}$, V_r o V_{out}		U	N
	3.3	EDC ₁ $V_{hub} = V_{in}$, V_r o V_{out}		U	N
4) Parada normal	4.1	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		F	*
	4.2	EOG ₁ $V_{hub} = V_r$ o V_{out}		U	N
5) Parada de emergencia	5.1	NWP $V_{hub} = V_r$ o V_{out}		U	N
6) Inmovilizado (parado o al ralentí)	6.1	EWM <i>Intervalo de recurrencia de 50 años</i>		U	N
	6.2	EWM <i>Intervalo de recurrencia de 50 años</i>	Pérdida de energía de red	U	A
	6.3	EWM <i>Intervalo de recurrencia de 1 año</i>	Defecto de alineación de la orientación extremo	U	N
	6.4	NTM $V_{hub} < 0,7 V_{ref}$		F	*
7) Condiciones de inmovilización y de falta	7.1	EWM <i>Intervalo de recurrencia de 1 año</i>		U	A
8) Transporte, montaje, mantenimiento y reparación	8.1	A indicar por el fabricante		U	T

^a Si no se define ninguna velocidad de corte V_{cut} , debería utilizarse V_{ref} .
Para las abreviaciones véase a continuación.

Tabla 3.5. – Hipótesis de carga de diseño. [Referencia 6]

Situación de fallo:

Algunas de las situaciones de diseño que se expondrán a continuación se deben analizar para un régimen de viento determinado y en condiciones de fallo de la red eléctrica o de los sistemas de control. Este tipo de fallos puede ser: pérdida de red, cortocircuito, fallo de los sistemas de control, etc.

Tipo de análisis:

En cada situación de diseño se deberá realizar un análisis tipo F o bien tipo U. El primero de ellos se refiere al análisis de cargas a fatiga de los materiales a partir del cual se establecerá el límite de resistencia a fatiga. Por otra parte, el análisis tipo U, se realiza en cálculos de cargas extremas donde se determina si se superan los límites máximos de resistencia del material. Este tipo de análisis incluye estudios de deformaciones y estabilidad.

El análisis tipo U es el que nos interesa a la hora de pretender calcular los desplazamientos de las palas.

Coefficientes de seguridad:

A cada uno de los análisis tipo U se les aplican unos coeficientes de seguridad con el propósito de sobrestimar las cargas extremas que aparecen sobre el sistema. Estos coeficientes tomarán unos valores u otros dependiendo de la probabilidad de ocurrencia de la situación de carga, y se clasifican en N, cuando el escenario de carga aparece de forma habitual o, A, cuando el escenario de carga es poco probable que ocurra. El coeficiente tipo T se refiere a los escenarios de carga durante las operaciones de montaje y transporte.

Estudiaremos escenarios de carga que se produzcan de forma habitual, de forma que los coeficientes de seguridad que nos interesan serán los tipo N. El valor habitual para N es $N = 1.35$.

Fuente de la carga	Cargas desfavorables			Cargas favorables
	Tipo de estado de diseño (véase la tabla 2)			Todos los estados de diseño
	Normal y extremo	Anormal	Transporte y ensamblaje	
Aerodinámico	1,35	1,1	1,5	0,9
Operacional	1,35	1,1	1,5	0,9
Gravedad	1,1/1,35*	1,1	1,25	0,9
Otras inercias	1,25	1,1	1,3	0,9

* En el caso de las masas no determinadas por pesada.

Tabla 3.6. – Factores de seguridad parciales para distintos tipos de carga. [Referencia 6]

Modelo:

Lo ideal sería realizar todos los casos de estudio que propone la norma para el cálculo de las palas, sin embargo, debido a que esto quedaría fuera del marco de un PFC, se ha optado por estudiar únicamente los casos más críticos. Teniendo en cuenta que el estudio de fatiga tampoco es nuestro objetivo, el número de casos posibles se reduce a los casos de análisis tipo U. De entre ellos, los estudios principales son los que hacen referencia a los casos de rotor en producción normal de potencia y parado (parked), es decir, los casos 1 y 6 respectivamente.

A su vez, de los estados 1 y 6 podemos considerar como estados más críticos los sometidos a cargas extremas, como 1.6 (EOG_{50}) y 6.1 (EWM).

EOG_{50} es una ráfaga extrema de operación a 50 años (Extreme Operating Gust), que es una ráfaga que va variando con el tiempo y con la altura, con periodo de duración T. Se puede calcular según la norma mediante la expresión:

$$V(z, t) = \begin{cases} V(z) - 0.37 \cdot V_{\text{gust}N} \cdot \text{sen}(3\pi t / T) \cdot (1 - \cos(2\pi t / T)) & \text{si } 0 \leq t \leq T \\ V(z) & \text{si } t < 0 \text{ y } t > T \end{cases} \quad (3.5)$$

donde:

$T=10.5$ para $N = 1$ (un año) y $T = 14.0$ para $N = 50$ (años)

V_{gustN} viene dado por:

$$V_{gustN} = \beta \left(\frac{\sigma_1}{1 + 0.1 \left(\frac{D}{A_1} \right)} \right) \quad (3.6)$$

donde:

σ_1 es la desviación estándar, que varía de forma lineal entre 1.0m/s (para $V_{hub} = 0$) y 5.7 m/s para $V_{hub} = 40$)

A_1 es el parámetro de escala de turbulencia en m. (aproximadamente $0.7 Z_{hub}$)

D es el Diámetro del rotor en m.

$\beta = 4.8$ para un año $N = 1$ y $\beta = 6.4$ para 50 años $N=50$

La variación en el tiempo de esta ráfaga puede verse en la siguiente figura:

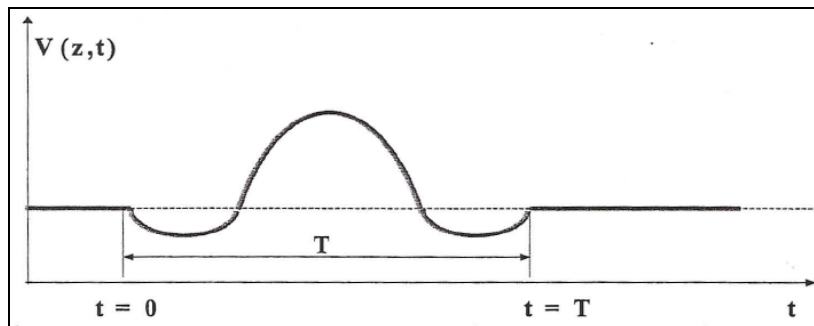


Figura 3.35. – Ráfaga operativa extrema.

EWM (Extreme Wind Model) consiste en un modelo extremo de cargas. Como se ve en la tabla 3.5 el tiempo de recurrencia son 50 años, es decir, la velocidad a la altura del buje para la que hay que analizar las cargas es $V_{hub} = V_{e50}$, donse V_{e50} es una ráfaga extrema en 50 años que se puede modelizar mediante la siguiente expresión:

$$V_{e50}(z) = 1.4 \cdot V_{ref} \cdot \left(\frac{z}{h_0} \right)^{0.11} \quad (3.7)$$

Sin embargo, viendo como en la referencia ‘ Parametric Study for Large Wind Turbine Blades’ se analizan estos dos tipos de carga, se puede observar como los momentos flectores de batimiento que generan ambas cargas sobre la pala de son prácticamente idénticos, siendo la respuesta de la pala también muy similar en ambos casos.

Por este motivo, analizaremos como estado de cargas del sistema en modo de producción de potencia el caso 1.4, que consiste en el análisis del sistema para una velocidad en el buje coincidente con la velocidad de desconexión ($V_{\text{hub}} = V_{\text{out}}$) en condiciones de perfil normal de viento (NWP = Normal Wind Perfil), es decir:

$$V(z) = V_{\text{hub}} \cdot \left(\frac{z}{z_{\text{hub}}} \right)^{\alpha} \quad (3.8)$$

tomando $\alpha = 0.2$

Por tanto los casos de carga definitivos para los que se obtendrán los resultados de desplazamientos de las palas son:

- **Estado 1.4:** Producción de energía en condiciones NWP, $V_{\text{hub}} = V_{\text{out}}$
- **Estado 6.1:** Inmovilizado (parado o al ralenti) en condiciones EWM, $V_{\text{hub}} = V_{e50}$

Ambos análisis son análisis tipo U, con factores de seguridad normales $N = 1.35$.

Pese a que en la sección 3.2, donde describimos un posible emplazamiento para el aerogenerador (Albacete, con velocidades medias anuales de casi 7 m/s), consideraremos nuestro aerogenerador como Clase I, de forma que podamos ver las máximas deflexiones posibles a las que se puede encontrar sometido.

De esta manera, la velocidad media anual a la que está sometido es $V_{\text{ave}} = 10 \text{ m/s}$

y la velocidad de referencia $V_{\text{ref}} = 50 \text{ m/s}$, es decir, la velocidad a la altura del buje de la aeroturbina es de $V_{\text{hub}} = 1.4 \cdot V_{\text{ref}} = 70 \text{ m/s}$ para el segundo caso de carga (condiciones EWM).

Fuerzas sobre las palas en sus casos de carga:**Caso1. Condiciones normales de operación.**

Corresponde al estado de cargas definido como 1.4 en la norma IEC 61400-1. Consiste en someter al aerogenerador a un perfil normal de viento, de forma que presente un cortante vertical de viento según la expresión 3.7, tomando como valor del exponente, $\alpha = 0.2$. La velocidad del viento a la altura del buje se considera para este caso igual a la velocidad de desconexión de la aeroturbina, que, para una turbina de nuestro tamaño, se encuentra en torno a los 25 m/s. Estableciendo estos valores en el programa de MATLAB de desarrollo propio AEROCORTADURA, obtenemos la distribución de fuerzas aerodinámicas sobre las palas, en una posición determinada. La pala en su movimiento de rotación está sometida a las mayores cargas cuando llega a la posición vertical (ángulo de 90°), pues la velocidad que alcanza a cada sección es la máxima posible.

Las fuerzas aerodinámicas máximas para este estado de carga son:

Fuerza en plano del rotor (lag o arrastre)

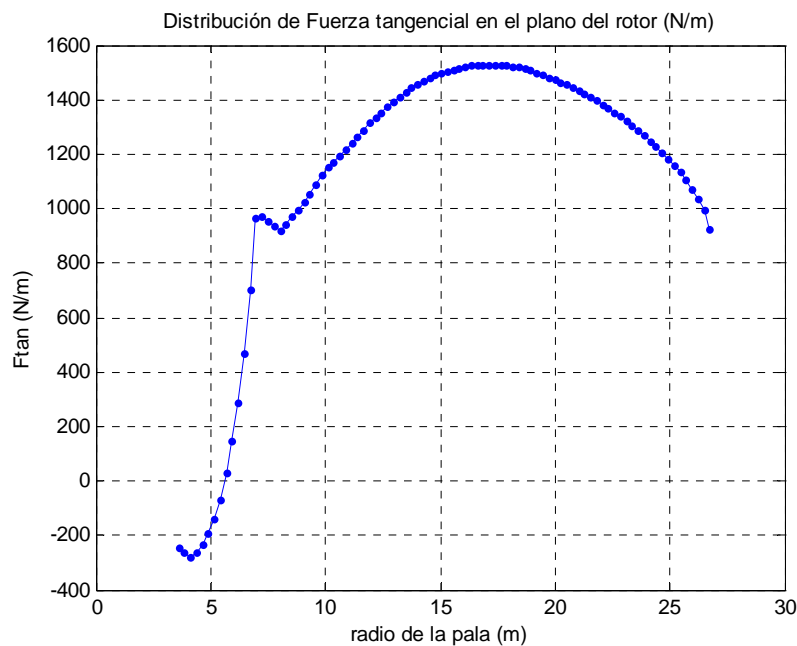


Figura 3.36.- Fuerza en el plano del rotor

La integral de la función sería la fuerza neta de giro sobre la pala

Fuerza en el dirección perpendicular al rotor (flap o batimiento)

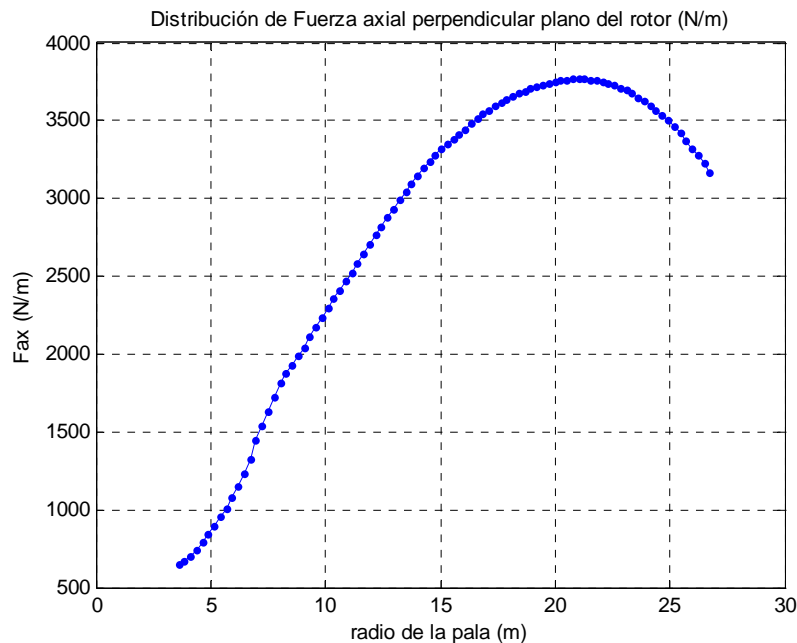


Figura 3.37. – Fuerza en el plano perpendicular al rotor

La integral de esta distribución nos daría la fuerza de empuje neta sobre la pala

La pala en su movimiento de giro, presenta cada vez una distribución de fuerzas diferente, pues en cada sección cambia el viento debido al cortante vertical. Así cada sección presenta un distribución de fuerzas oscilante en el tiempo, con frecuencia de oscilación 1P (frecuencia de giro de la aeroturbina). Debido a que el número de secciones que componen una pala se pueden considerar infinitas (pasa igual con el número de puntos de una recta), tenemos que seleccionar una serie de secciones para calcular sobre ellas sus fuerzas en función del tiempo. El modelo es lo que se llama un modelo de ‘cargas concentradas’ (lumped weights), pues las secciones elegidas son los puntos donde vamos a concentrar una carga igual al área bajo las funciones de carga por unidad de longitud en un tramo de pala dR . Esto puede verse en la siguiente figura:

Continuous Beam Loading Modeled with Lumped Weights

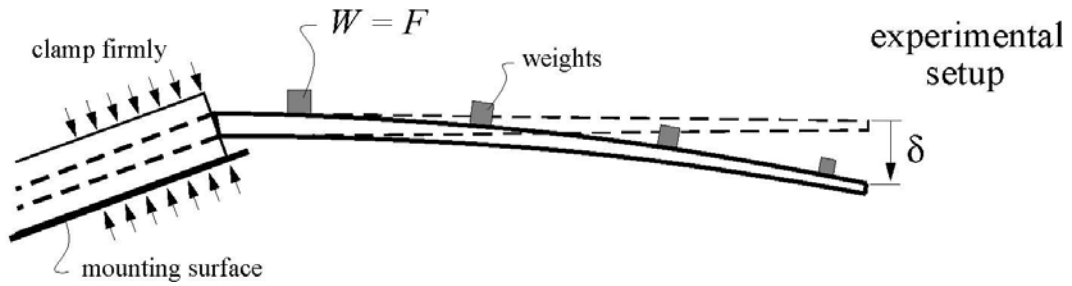


Figura 3.38.- Viga continua modelada con cargas concentradas.

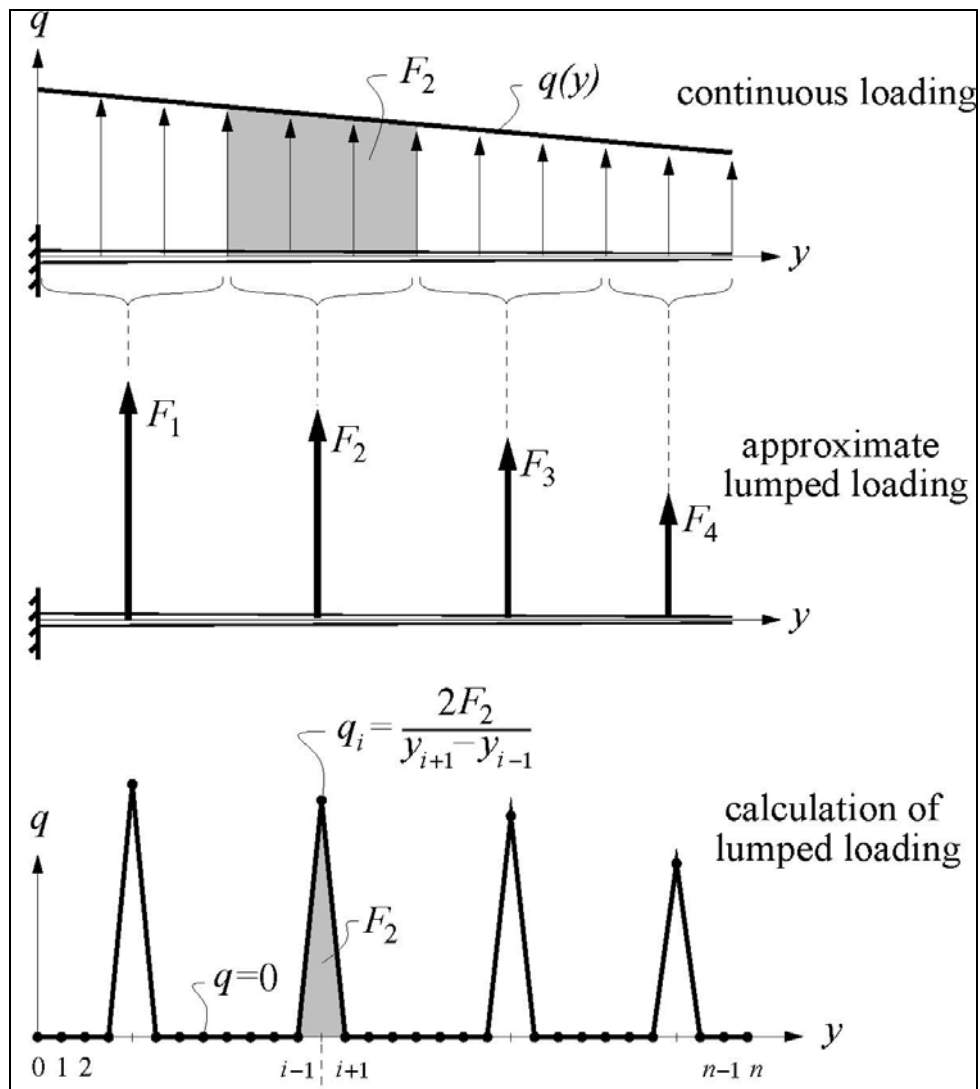


Figura 3.39.- Esquema de cargas concentradas

En el plano del rotor hay que tener en cuenta el peso de la pala, que es una función de la forma:

$$F_{\tan \text{Peso}} = -\text{Peso} \cdot \cos(\theta) = -\text{Peso} \cdot \cos(\omega \cdot t) \tag{3.9}$$

donde ω es la velocidad de giro del rotor en radianes (en nuestro caso 25 rpm)

El modelo de cargas concentradas variables en el tiempo, para el caso de carga 1 es:

Cargas en el plano del rotor:

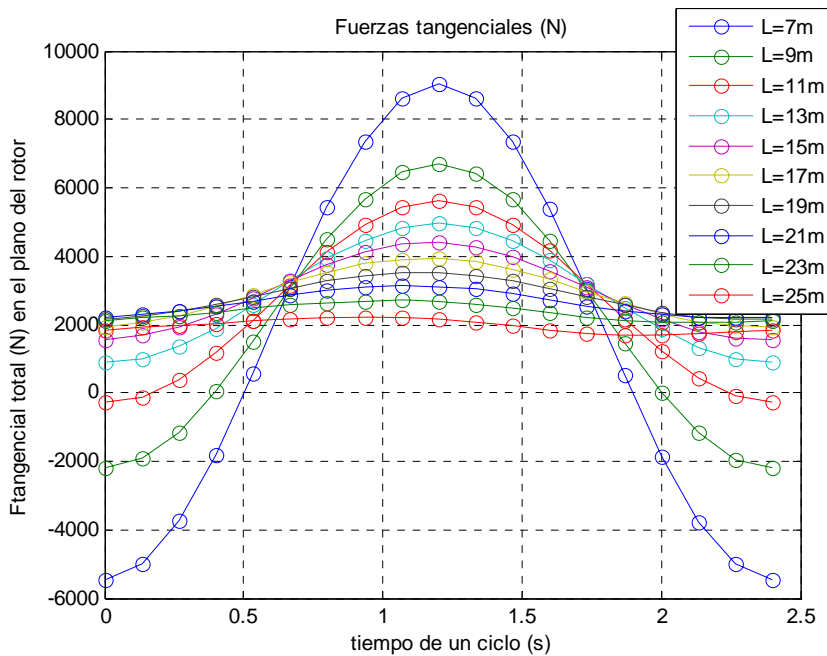


Figura 3.40. – Fuerzas tangenciales totales en el plano del rotor para las secciones en las que se concentran las cargas (incluyendo peso de las secciones).

Cargas perpendiculares al plano del rotor:

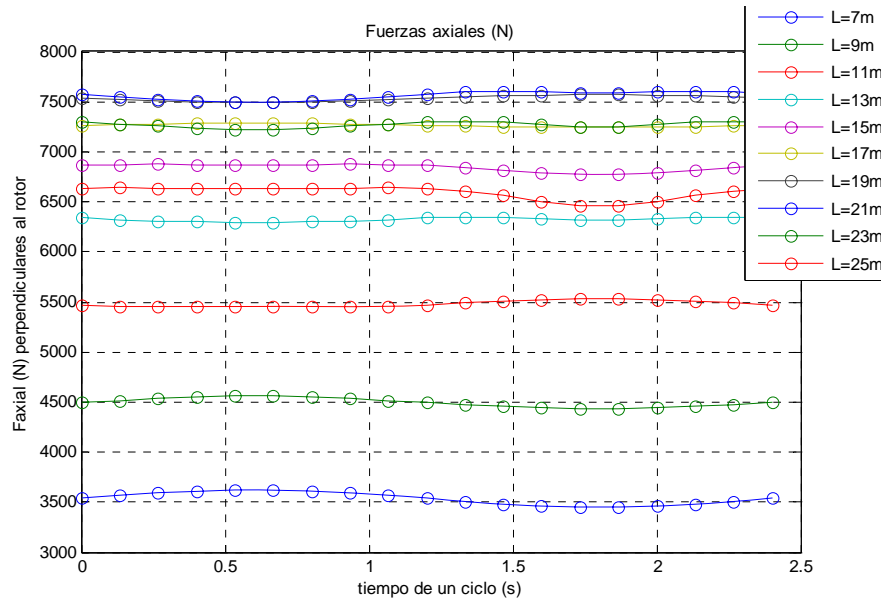


Figura 3.41.- Fuerzas Axiales en función del tiempo para las secciones de carga

Como se puede ver en las dos gráficas anteriores el número de cargas elegidas ha sido 10, de forma que se simulará la actuación de las fuerzas sobre la pala como 10 cargas concentradas en las secciones $L = 7, 9, 11, 13, 15, 17, 19, 21, 23$ y 25 de la pala de 26 m. de nuestro modelo. Cada una de esas cargas representa la integral o resultante de la distribución de fuerzas totales por unidad de longitud en un margen $dR = 2$ m. Las fuerzas axiales son puramente aerodinámicas, mientras que las fuerzas tangenciales totales se ven afectadas además por el peso de la pala, que es una función de variación senoidal, y que depende además del tramo de la pala en el que nos encontremos, pues la sección transversal es un elemento variable con el radio de la pala (de ahí que las secciones más próximas al encastre se vean más afectadas por la función peso).

Todas estas cargas habrá que multiplicarlas por el factor de carga que es de 1.35 , como se indica en la tabla 3.6.

Caso2. Condiciones extremas de operación.

Corresponde al estado de cargas definido como 6.1 en la norma IEC 61400-1. Consiste en someter al aerogenerador a una carga extrema definida por la ecuación 3.7. Al ser la turbina considerada como Clase I, la velocidad media anual a la que estaría sometido el emplazamiento sería $V_{ave} = 10 \text{ m/s}$ y la velocidad de referencia $V_{ref} = 50 \text{ m/s}$, de forma que la velocidad a la altura del buje de la aeroturbina es $V_{hub} = 1.4 \cdot V_{ref} = 70 \text{ m/s}$.

Para modelar el efecto de esta ráfaga consideraremos el periodo en el que la ráfaga está completamente desarrollada, sufriendo pequeñas oscilaciones temporales en cuanto al valor máximo de la ráfaga. De esta manera la forma de la ráfaga extrema es la siguiente:

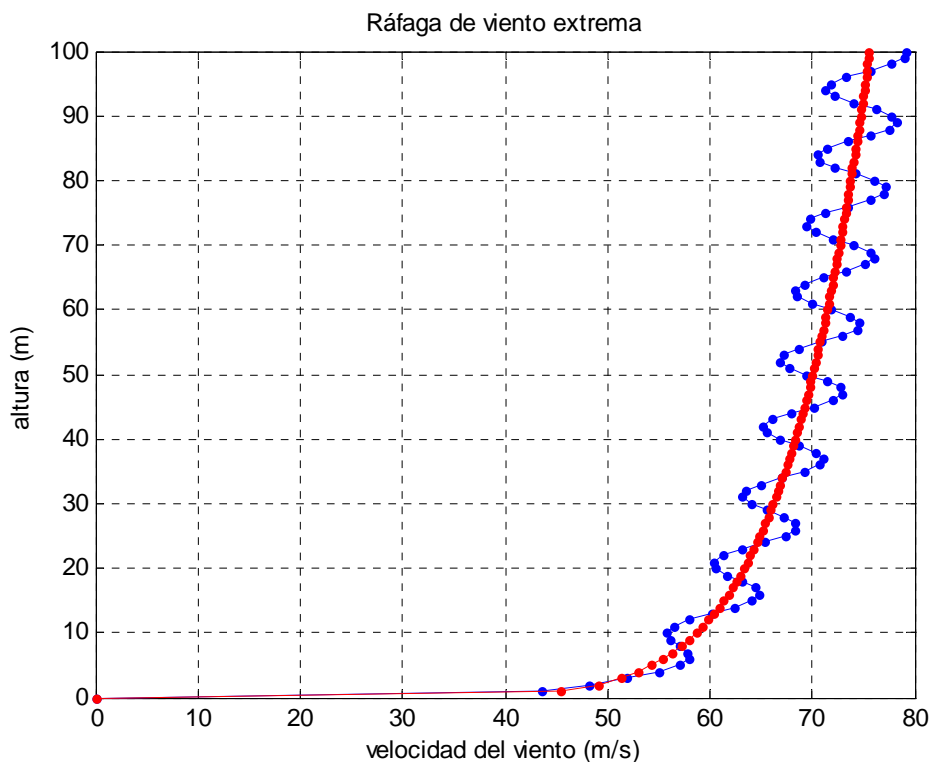


Figura 3.42.- Modelo de Ráfaga extrema

que se corresponde con la ecuación:

$$V(z, t) = V(z) \cdot (1 - I_{\%} \cdot \cos(\Omega t)) \quad (3.10)$$

siendo:

$V(z) = V_{e50}(z)$: velocidad de la ráfaga definida por 3.7.

$I_{\%}$ = intensidad turbulenta, que medirá las variaciones de velocidad con el tiempo (la consideraremos del 13-15 %)

Ω = frecuencia de las oscilaciones.

En este modelo sólo calcularemos las fuerzas de resistencia que genera el viento, pues la máquina está parada. Para ello obtendremos los valores del coeficiente C_d de las curvas polares para los correspondientes ángulos de ataque de las secciones (que en este caso son constantes en el tiempo pues el viento incide continuamente sobre los perfiles de forma perpendicular al plano del rotor; $\alpha = \varphi - \beta = 90^\circ - \beta$, siendo β el ángulo de torsión de la pala). Todas las secciones en este caso se encuentran en pérdida aerodinámica. Supondremos además que una de las palas se encuentra parada en posición vertical, con lo que recibe las máximas velocidades del cortante de viento.

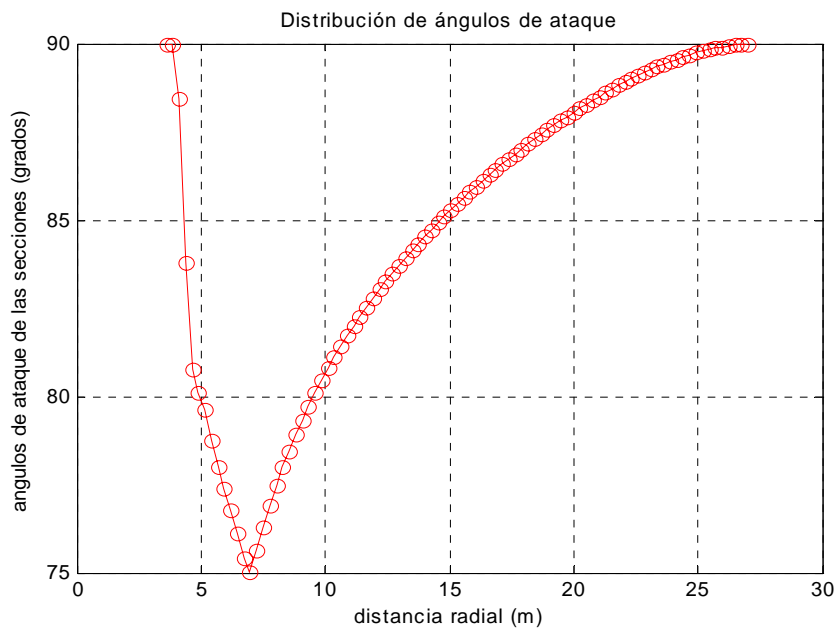


Figura 3.43. – Ángulos de ataque sobre las secciones generados por la ráfaga extrema

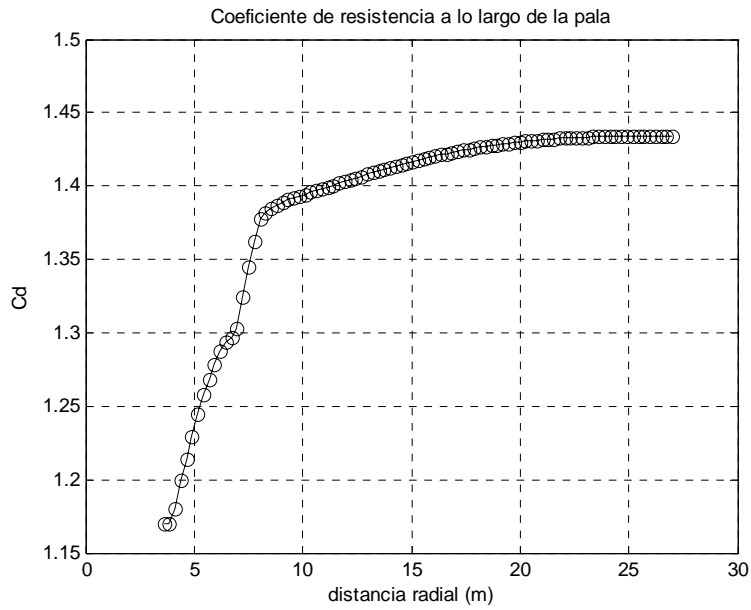


Figura 3.44. – Coeficiente de resistencia generado por la ráfaga

Las Fuerzas vienen dadas por las siguientes expresiones:

$$F_{resis} = F_{axial} = \frac{1}{2} \rho \cdot c \cdot v^2 \cdot C_d \cdot \Delta r \tag{3.11}$$

Graficas de las variaciones temporales de una serie de secciones (lumped weigths)

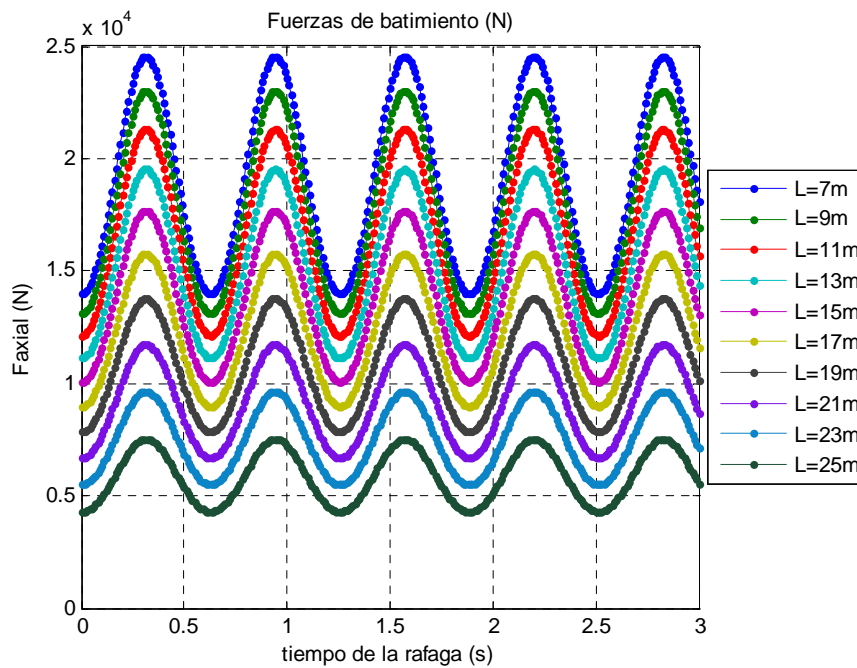


Figura 3.45. – Fuerzas que genera la ráfaga extrema sobre las secciones de la pala

Al igual que antes $\Delta r = 2m$.

3.3.5 – PARÁMETROS ESTRUCTURALES.

Otra información que se debe incluir en las especificaciones técnicas de palas de rotores eólicos es la relativa a pesos, momentos de inercia, distancia del centro de gravedad a la raíz de la pala, frecuencias naturales en los movimientos de batimiento y arrastre, sentido de rotación, etc.

En nuestro modelo no vamos a calcular las frecuencias de batimiento y arrastre, pues no nos son necesarias en un principio para nuestros objetivos (como referencia se pueden ver las de la pala comercial LM26 en la que se basa nuestro modelo, para ver el orden de magnitud de las mismas).

Sin embargo, para obtener los desplazamientos de la pala sometida a las fuerzas del viento, y a su propio peso, si que necesitamos obtener parámetros como:

- Momentos de inercia de las secciones I_x, I_y, I_{xy} (m^4).
- Módulo de torsión J (m^4).
- Área de las secciones A (m^2)
- Densidad de la sección ρ (kg/m^3)
- Módulo elástico de la sección E (N/m^2)
- Módulo de cortadura de la sección G (N/m^2)
- Posición del centro de masas de las secciones respecto a ejes perpendiculares que pasen por el eje de referencia de la pala o por el borde de ataque de las secciones (x_{cm}, y_{cm}).

Otros parámetros que calcularemos también, pero que no nos serán necesarios para el cálculo de los desplazamientos, sino para identificar mejor las características de la pala serán:

- Distancia al encastre del centro de masas de la pala a lo largo de su envergadura (m).
- Masa total de la pala (kg).
- Momento de inercia de la pala sobre el eje de flap que pasa por la raíz (N/m^2).

Al tener la geometría de todas y cada una de las secciones de la pala perfectamente definida (ver secciones 3.3.1 y 3.3.2), así como las características de los materiales que las componen (ver sección 3.3.3), se puede proceder al cálculo de todos los parámetros estructurales definidos en este apartado.

Momento de inercia de las secciones, I_x, I_y, I_{xy} (m^4):

Para calcular los momentos de inercia de las secciones, tenemos que definir primeramente un sistema de ejes sobre el que calculemos esos momentos. Inicialmente tomaremos como sistema de ejes un sistema coincidente con el sistema x,y utilizado para definir la geometría de un perfil aerodinámico cualquiera. Los ejes son perpendiculares entre sí, el centro de coordenadas se encuentra en el borde de ataque del perfil y el eje 'x' se encuentra definido a lo largo de la cuerda del perfil. Se puede ver más claramente en la siguiente imagen.

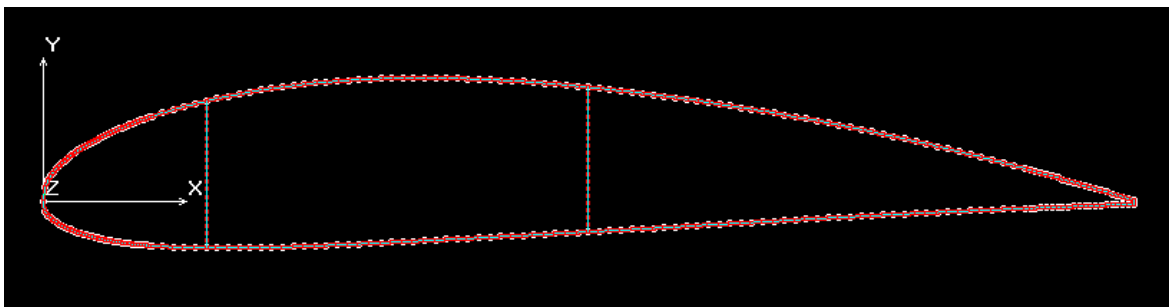


Figura 3.46. - Sistema de ejes x,y que definen la geometría de los perfiles

Una vez tenemos definidos los ejes, los momentos de inercia se calculan siguiendo las expresiones generales sobre el cálculo de momentos de inercia de áreas planas. Así:

Si queremos calcular por ejemplo el momento de inercia sobre el eje ‘y’ del área que se encuentra bajo la curva que define el extradós del perfil, simplemente tenemos que evaluar la siguiente expresión:

$$I_y = \int_S x^2 dA = \int_L x^2 dA_x = \int_L x^2 y(x) dx \tag{3.12}$$

es decir, habría que calcular el área bajo la función $F(x) = x^2 y(x)$, que es el integrando de la ecuación anterior, y donde $y(x)$ representa la curva que definiría el extradós del perfil.

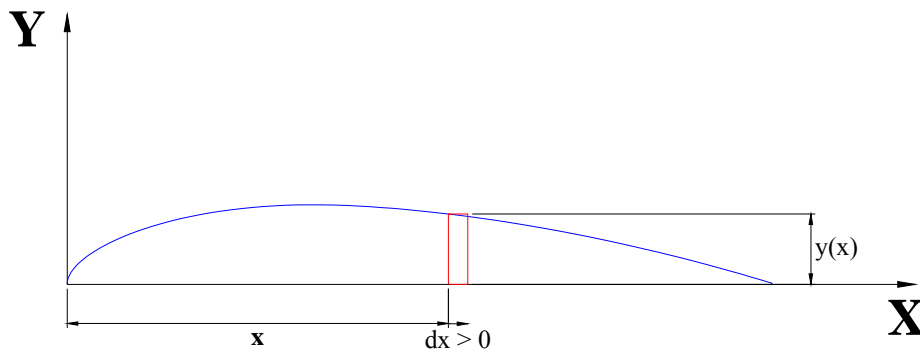


Figura 3.47.- Esquema de las variables de integración en X en el perfil

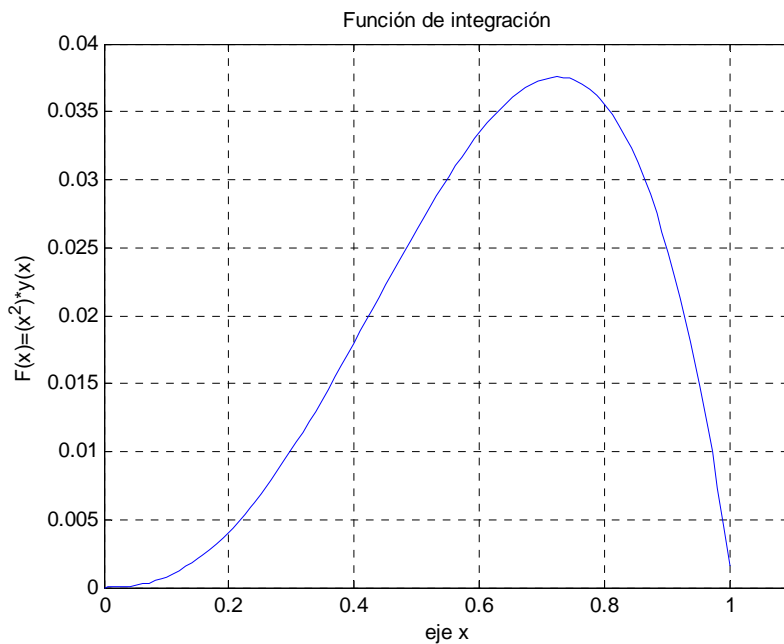


Figura 3.48.- Ejemplo de función de integración para la inercia en Y

El área bajo la curva $F(x)$ definiría el momento de inercia del área bajo la curva de extradós sobre el eje 'y'.

Operando de esta misma manera con el resto de áreas que componen el perfil y sumándolas o restándolas entre sí, dependiendo de si hay zonas huecas o no, obtendríamos los valores de los momentos de inercia de las secciones sobre el eje 'y' definido anteriormente.

Para el caso del momento de inercia sobre el eje 'x' se procedería de la igual forma que sobre el eje 'y'. La expresión a seguir en este caso sería la siguiente:

$$I_x = \int_S y^2 dA = \int_L y^2 dA_x = \int_L y^2 s(y) dy \quad (3.13)$$

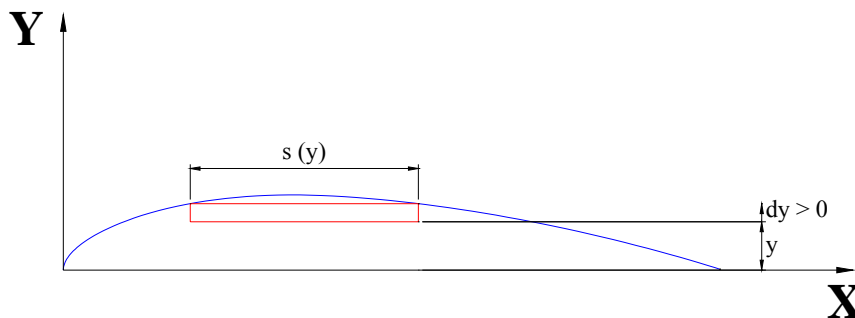


Figura 3.49. – Esquema de variables de integración en Y del perfil

La diferencia con el cálculo del momento sobre el eje 'y' radica en que la función $s(y)$ no es inmediata de calcular como ocurría anteriormente con la función $y(x)$, que se correspondía con la curva de extradós del perfil. La función $s(y)$ evalúa las distancias horizontales entre puntos de la curva de extradós con la misma cota de 'y'. Como la función de extradós, así como en general la forma geométrica de los perfiles, viene determinada por una serie de puntos concretos y no una función analítica con la que pudiéramos trabajar teóricamente (aunque se podría ajustar la geometría a curvas de ajuste, pero perdiendo precisión), podemos calcular el momento sobre el eje 'x' mediante la diferencia de dos áreas.

Si en lugar de la función $s(y)$, introducimos en la ecuación anterior la expresión $x(y)$, obtendremos una función integrando de la siguiente manera $F(y) = y^2 x(y)$. Al representar esta función se obtiene la siguiente curva.

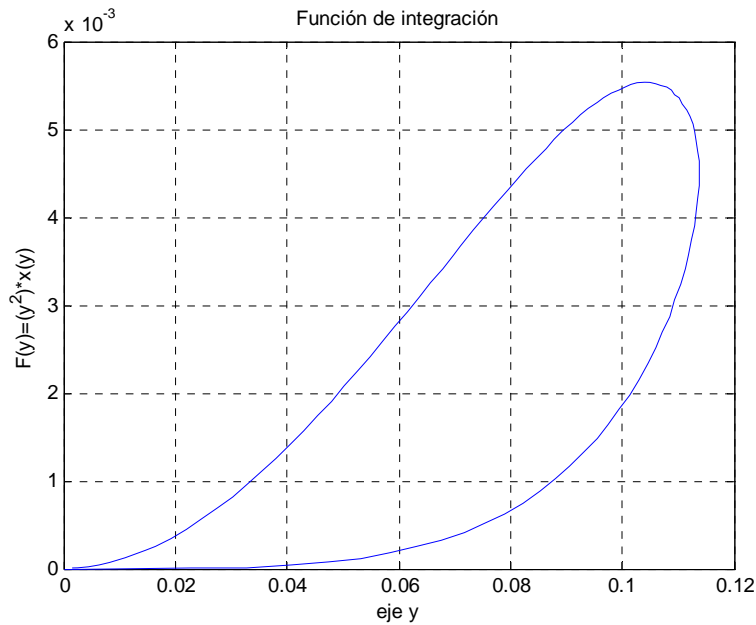


Figura 3.50.- Ejemplo de función de integración para la inercia en X

La curva presenta ahora forma de lazo. Se puede ver como el punto de $y_{\text{máxima}}$ corresponde con el máximo de la curvatura de extradós del perfil. El área que encierra la curva superior hasta el punto de $y_{\text{máxima}}$ corresponde al momento de inercia sobre el eje 'x' del área que encierra la función de extradós del perfil sobre el eje y desde su punto de máxima cota hasta el borde de salida del perfil, y que es todo el área del extradós del perfil más un área adicional que no nos interesa. Por el contrario, el área que encierra la curva inferior del lazo sobre el eje y (curva inferior hasta el punto de $y_{\text{máxima}}$) corresponde al momento de inercia sobre el eje 'x' del área encerrada por la curva de extradós del perfil, sobre el eje 'y', desde el borde de ataque hasta el punto de máxima cota (área que no nos interesa mencionada anteriormente). De esto se concluye que el momento de inercia sobre el eje 'x' del área encerrada por la curva de extradós, sobre el eje 'x', se corresponde al área encerrada por la función lazo representada en la figura anterior, es decir, $I_{x \text{ extradós}} = A_{\text{lazo}} = A_{\text{curva sup}} - A_{\text{curva inf}}$.

Para el caso del producto de inercia I_{xy} , la expresión a evaluar sería la siguiente:

$$I_{xy} = \int_S xy dx dy \tag{3.14}$$

Para poder evaluar esta expresión, necesitamos hacerlo directamente de forma numérica. Para el mismo caso de la curva de extradós que hemos analizado anteriormente, se procede de la siguiente manera. La función viene representada por una serie de puntos en la forma (x,y) . Entre cada par de puntos establecemos una interpolación lineal (se podría evaluar con más precisión a través de un polinomio de grado dos o tres, pero posteriormente se verá como la precisión es elevada con un polinomio de grado 1), de manera que la expresión anterior queda de la siguiente manera:

$$I_{xy} = \int_S xy dx dy = \sum_{k=1}^{n-1} \int_{x_k}^{x_{k+1}} x dx \int_0^{P(x)} y dy = \sum_{k=1}^{n-1} \int_{x_k}^{x_{k+1}} x \cdot \left(\frac{P(x)^2}{2} \right) dx \xrightarrow[\substack{s=x-x_k \\ h_k=x_{k+1}-x_k}]{s=x-x_k} \sum_{k=1}^{n-1} \int_0^{h_k} (s+x_k) \cdot \left(\frac{P(s)^2}{2} \right) ds \tag{3.15}$$

donde n = número de puntos que definen la curva.

Estableciendo una interpolación lineal,

$$P(x) = a \cdot x + b = y_k + a \cdot (x - x_k), \text{ siendo } a = \frac{y_{k+1} - y_k}{x_{k+1} - x_k} \tag{3.16}$$

De esta forma, $P(s) = y_k + a \cdot s$, con lo que:

$$I_{xy} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{k=1}^{n-1} \int_0^{h_k} (s+x_k) \cdot (P(s)^2) ds = \frac{1}{2} \cdot \sum_{k=1}^{n-1} \int_0^{h_k} (s+x_k) \cdot (y_k + a \cdot s)^2 ds = \frac{1}{2} \cdot \sum_{k=1}^{n-1} \left(x_k y_k^2 h_k + (y_k^2 + 2y_k x_k a) \frac{h_k^2}{2} + (2y_k a + x_k a^2) \frac{h_k^3}{3} + a^2 \frac{h_k^4}{4} \right) \tag{3.17}$$

En la siguiente figura se aclara la nomenclatura utilizada

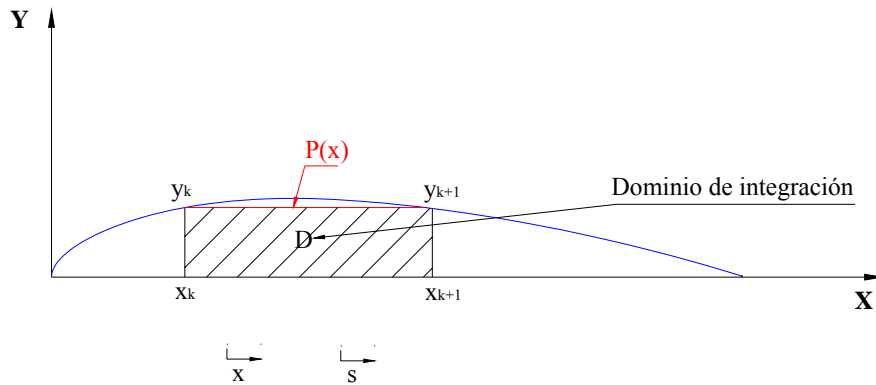


Figura 3.51.- Esquema de las variables para la obtención del producto de inercia.

Explicado el método para una curva concreta, se procede de la misma forma para todas las curvas y áreas que componen los perfiles, obteniendo una serie de resultados que son los que nos servirán posteriormente para el cálculo de los desplazamientos de la pala.

Estos resultados son obtenidos mediante un programa elaborado en MATLAB que se denomina MOMINERCIA, que es una función que tiene las siguientes entradas y salidas.

$[I_{x0gir}, I_{y0gir}, I_{xy0gir}] = \text{mominercia}(\text{planosZ}, \text{tipo}, x_0, y_0, \text{teta0})$

Variables entrada:

planosZ: Distancia (m) a la raíz de la pala de la sección que queremos analizar

Tipo: Tipo de pala a analizar, tipo 1, 2 ó 3. El valor por defecto es 1.

x0,y0: Coordenadas del sistema de ejes perpendiculares 'x,y' sobre el que queremos calcular los momentos de inercia. Si es (0,0) el cálculo es sobre el sistema de ejes del borde de ataque. Este valor es el valor por defecto.

teta0: Ángulo que forma el eje 'x' del sistema de ejes elegido con la cuerda del perfil. El valor por defecto es 0°.

Variables de salida:

I_{x0gir}: Momento de inercia sobre el eje 'x' del sistema de ejes elegido (m⁴)

Iy0gir: Momento de inercia sobre el eje 'y' del sistema de ejes elegido (m^4)

Ixy0gir: Producto de inercia de la sección sobre el sistema de ejes 'x,y' (m^4)

No obstante, para comprobar la fiabilidad del cálculo realizado, se procedió a la comparación con los datos obtenidos por el programa de elementos finitos COSMOS GEOSTAR para un par de perfiles concretos. A continuación se ve la comparativa de cálculo.

Perfil 1.

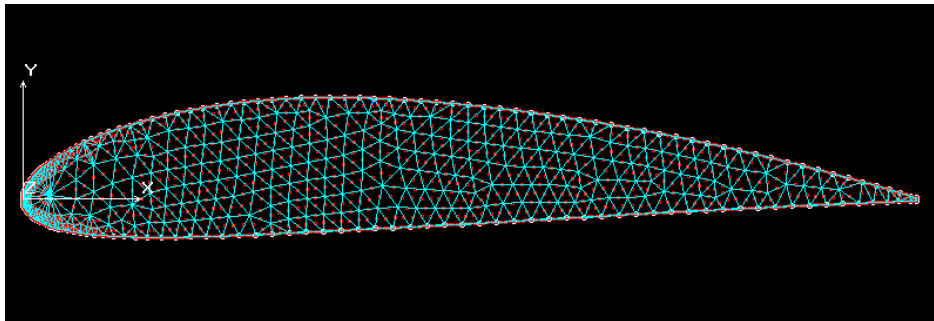


Figura 3.52.- Perfil de análisis número 1. NACA 4415 (cuerda unidad)

Perfil 2.

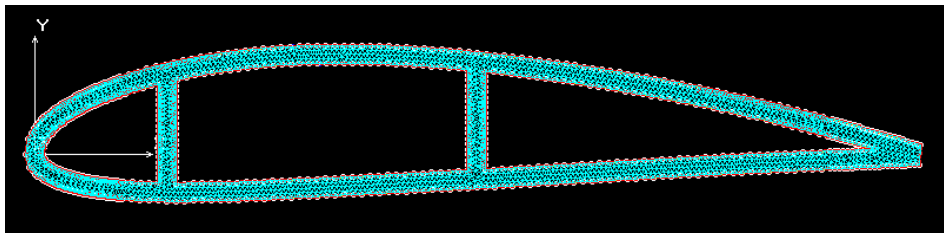


Figura 3.53.- Perfil nº 2. Sección real de la pala con webs en posiciones 0.15c y 0.5c (cuerda unidad).

Propiedades estructurales de perfil 1: NACA 4415.

MASSPROP_0.641,1356,1,0				
Mass		Distribution Table		
Physical Properties: Centroids w.r.t. Coord. Sys. [0]:				
Length = 0	CGL = (0	x	y	z
Area = 0.1027	CGA = (0.4205	.0	.03085	.0
Volume = 1.027e-006	CGV = (0.4205	.0	.03085	.0
Mass = 0.007911	CG = (0.4205	.0	.03085	.0
Moments of Inertia and Radii of Gyration (w.r.t. Coord. Sys. [0]) :				
	Length	Area	Volume	Mass
Ixx	0	0.0002401	2.401e-009	1.849e-005
Iyy	0	0.02383	2.383e-007	0.001835
Izz	0	0.02407	2.407e-007	0.001854
Ixy	0	0.001357	1.357e-008	0.0001045
Iyz	0	0	0	0
Izx	0	0	0	0
Rx	0	0.04834	0.04834	0.04834
Ry	0	0.4816	0.4816	0.4816
Rz	0	0.4841	0.4841	0.4841
Moments of Inertia and Radii of Gyration (w.r.t. CG's in Coord. Sys. [0]) :				
	Length	Area	Volume	Mass
Ixx	0	0.0001423	1.423e-009	1.096e-005
Iyy	0	0.005671	5.671e-008	0.0004367
Izz	0	0.005814	5.814e-008	0.0004477
Ixy	0	2.389e-005	2.389e-010	1.839e-006
Iyz	0	0	0	0
Izx	0	0	0	0
Rx	0	0.03721	0.03721	0.03721
Ry	0	0.2349	0.2349	0.2349
Rz	0	0.2379	0.2379	0.2379
Principal Moments of Inertia (w.r.t. CG's) :				
	Length	Area	Volume	Mass
I1	0	0.005814	5.814e-008	0.0004477
I2	0	0.005672	5.672e-008	0.0004367
I3	0	0.0001423	1.422e-009	1.095e-005
Direction Cosine Vectors (w.r.t. Coord. System [0]) :				
	Length	Area	Volume	Mass
a11	0	0	0	0
a21	0	0	0	0
a31	0	1	1	1
a12	0	-0.00432	-0.004321	-0.00432
a22	0	1	1	1
a32	0	0	0	0
a13	0	-1	-1	-1
a23	0	-0.00432	-0.004321	-0.00432
a33	0	0	0	0

Tabla 3.7.- Propiedades estructurales del perfil 1 según COSMOS.

Propiedades estructurales de perfil 2: perfil real pala (aspecto NACA 4415).

MASSPROP_0.1,4169,1,0				
Mass		Distribution Table		
Physical Properties: Centroids w.r.t. Coord. Sys. [0]:				
Length = 0	CGL = (0	x	y	z
Area = 0.04542	CGA = (0.4692	.0	.02788	.0
Volume = 4.542e-005	CGV = (0.4692	.0	.02788	.0
Mass = 0.1226	CG = (0.4692	.0	.02788	.0
Moments of Inertia and Radii of Gyration (w.r.t. Coord. Sys. [0]) :				
	Length	Area	Volume	Mass
Ixx	0	0.0001729	1.729e-007	0.0004669
Iyy	0	0.01374	1.374e-005	0.0371
Izz	0	0.01391	1.391e-005	0.03757
Ixy	0	0.0005736	5.736e-007	0.001549
Iyz	0	0	0	0
Izx	0	0	0	0
Rx	0	0.06171	0.06171	0.06171
Ry	0	0.5501	0.5501	0.5501
Rz	0	0.5535	0.5535	0.5535
Moments of Inertia and Radii of Gyration (w.r.t. CG's in Coord. Sys. [0]) :				
	Length	Area	Volume	Mass
Ixx	0	0.0001376	1.376e-007	0.0003716
Iyy	0	0.003742	3.742e-006	0.0101
Izz	0	0.00388	3.88e-006	0.01048
Ixy	0	-2.058e-005	-2.058e-008	-5.557e-005
Iyz	0	0	0	0
Izx	0	0	0	0
Rx	0	0.05505	0.05505	0.05505
Ry	0	0.2871	0.2871	0.2871
Rz	0	0.2923	0.2923	0.2923
Principal Moments of Inertia (w.r.t. CG's) :				
	Length	Area	Volume	Mass
I1	0	0.00388	3.88e-006	0.01048
I2	0	0.003742	3.742e-006	0.0101
I3	0	0.0001375	1.375e-007	0.0003713
Direction Cosine Vectors (w.r.t. Coord. System [0]) :				
	Length	Area	Volume	Mass
a11	0	0	0	0
a21	0	0	0	0
a31	0	1	1	1
a12	0	0.00571	0.00571	0.00571
a22	0	1	1	1
a32	0	0	0	0
a13	0	-1	-1	-1
a23	0	0.00571	0.00571	0.00571
a33	0	0	0	0

Tabla 3.8.- Propiedades estructurales del perfil 2 según COSMOS.

Los valores obtenidos por los programas de desarrollo propio son prácticamente idénticos a los obtenidos por COSMOS, de forma que presentan un error inferior a 0.1 % por lo que podemos considerarlos fidedignos. En la siguiente tabla se observa la comparativa de resultados más claramente.

Sistema de Coordenadas [0]: PERFIL 1.

	I_x (m⁴)	I_y (m⁴)	I_{xy} (m⁴)
COSMOS	0.0002401	0.02383	0.001357
MOMINERCIA	0.00024022786199	0.02383034966566	0.00135596933463
ERROR (%)	0.05322	0.00146	0.07595

Tabla 3.9.- Comparación de inercia perfil 1 COSMOS-MATLAB

Sistema de Coordenadas [0]: PERFIL 2.

	I_x (m⁴)	I_y (m⁴)	I_{xy} (m⁴)
COSMOS	0.0001729	0.01374	0.0005736
MOMINERCIA	0.00017295752237	0.01374185251841	0.00057367063528
ERROR (%)	0.03325	0.01348	0.01231

Tabla 3.10.- Comparación de inercia perfil 2 COSMOS-MATLAB

De esta manera, la variación de los momentos de inercia a lo largo de la envergadura de la pala se muestra de manera gráfica a continuación. (Pala tipo 2).

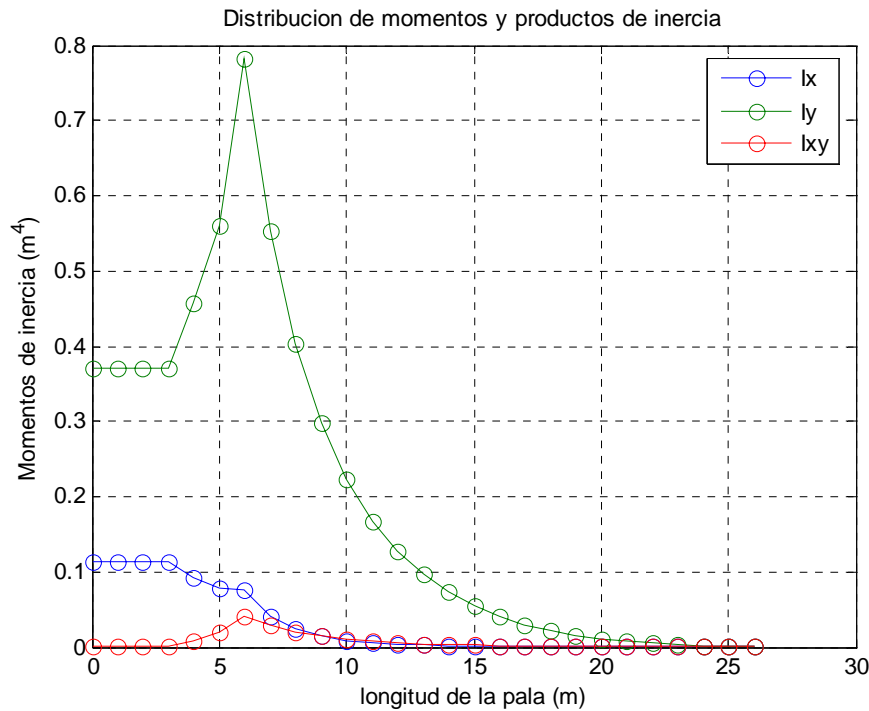


Figura 3.54. – Distribución de los momentos de inercia sobre los ejes ‘x,y’ locales de las secciones.

Módulo de torsión J (m^4):

El módulo de torsión se podría calcular inicialmente como el momento polar de inercia de la sección sobre un sistema de ejes perpendiculares ‘x,y’ que pasen por su centro de torsión o ‘shear center’ (en nuestro caso, coincidentes con el centro de masas de la sección). Sin embargo, y tal como se explica en [Referencia 23], este valor no es práctico para el caso de secciones cerradas de pared delgada al dar lugar a rigideces mucho mayores de las reales, pues las deformaciones de las paredes reducen bastante el valor de rigidez de la sección. Por ejemplo, para el caso de una sección aerodinámica con una sola web (formando una celda en D), el uso del momento polar genera un valor de rigidez de la sección que alcanza aproximadamente cuatro veces su valor real.

De esta manera, y basándonos en la bibliografía mencionada, se aproxima el valor del módulo de torsión J al obtenido mediante la fórmula de Bedt para secciones cerradas de pequeño espesor:

$$J = \frac{4A^2}{\oint \frac{ds}{t}} \tag{3.18}$$

donde:

A = Área de la sección (las contribuciones de las webs no se tienen en cuenta)

t = espesor de la pared

ds = diferencial de longitud sobre la línea media de la sección

Los valores para el módulo de torsión los obtenemos mediante un programa de MATLAB de elaboración propia denominado MODULOTORSION, que es una función de la forma:

[J,Lc]=modulotorsion(planosZ)

Variables entrada:

planosZ: Distancia (m) a la raíz de la pala de la sección que queremos analizar

Variables de salida:

J: Modulo de torsión de la sección calculado mediante la fórmula de Bedt (m⁴)

Lc: Longitud de la línea media de la sección (m)

La variación del ángulo de torsión a lo largo de la envergadura de la pala presenta la siguiente forma:

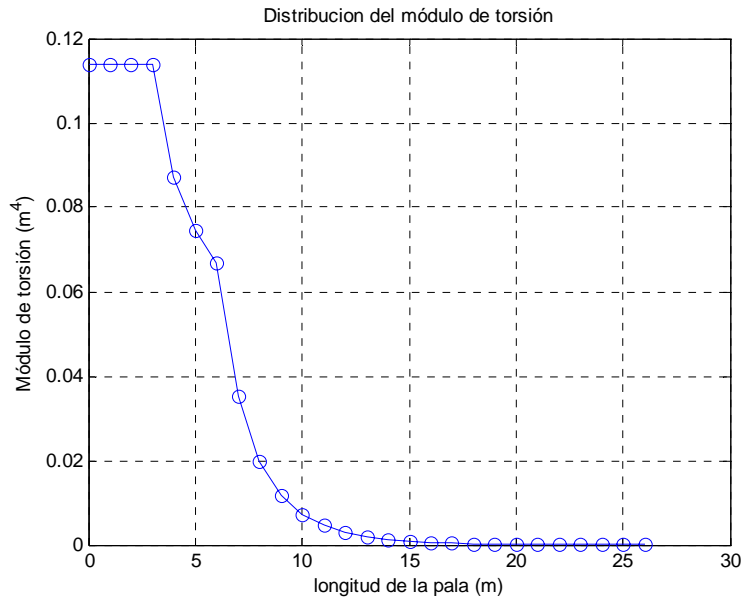


Figura 3.55. – Distribución del módulo de torsión

Área de las secciones A (m²):

De integrar la geometría de las secciones se obtiene su área correspondiente. A continuación se puede ver como varia este área a lo largo de la envergadura de la pala. Aparecen 4 distribuciones, el área exterior (área que engloba la forma exterior de las secciones, de forma que se consideran macizas), y lo que llamaremos áreas interiores, que es el área real de cada sección de la pala en función del tipo de pala analizado (tipo1, 2 ó 3).

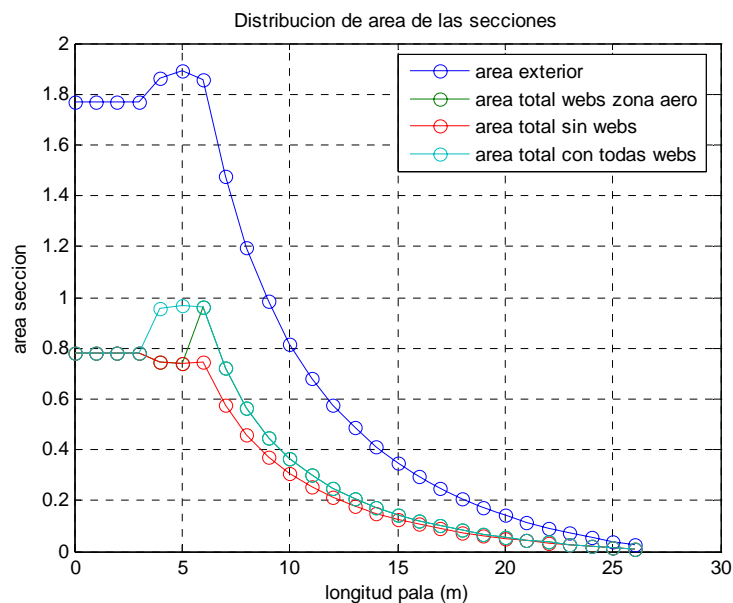


Figura 3.56.- Distribución de áreas a lo largo de la envergadura de la pala

Mediante estos valores, se pueden obtener los valores de volumen y masa de los distintos tipos de pala sin más que integrar las funciones que se ven en el gráfico superior.

Los valores de área también fueron cotejados entre COSMOS y nuestros programas de desarrollo propio para los perfiles 1 y 2 analizados anteriormente en la sección de Inercias (los valores de las áreas se obtienen como última variable de salida de las funciones SECCIONEXTPCHIP y SECCIONTOTPECHIP desarrolladas en MATLAB)

PERFIL 1.

	COSMOS	SECCIONPCHIP	ERROR (%)
AREA (m²)	0.1027	0.10273734353893	0.03634

Tabla 3.11.- Comparación del área del perfil 1 COSMOS-MATLAB

PERFIL 2.

	COSMOS	SECCIONPCHIP	ERROR (%)
AREA (m²)	0.04542	0.04539513475204	0.05474

Tabla 3.12.- Comparación del área del perfil 2 COSMOS-MATLAB

Como se puede ver, al igual que ocurría con los valores de los momentos de inercia, los errores en los cálculos son inferiores al 1%, de forma que se pueden considerar fiables.

Densidad de la sección ρ (kg / m³):

El valor de densidad de las secciones es considerado constante y de valor igual a la densidad equivalente del sandwich.

$$\rho = \rho_{eq} = 857.7 \text{ kg / m}^3$$

Módulo elástico de la sección $E(N/m^2)$:

El valor del módulo de elasticidad de las secciones es constante y de valor igual a al módulo elástico equivalente del sandwich..

$$E = E_{eq} = 12.261 \text{ GPa.}$$

Módulo de cortadura de la sección $G(N/m^2)$:

El valor del módulo de cortadura también es constante y toma el valor del módulo equivalente.

$$G = G_{eq} = 2.3 \text{ GPa}$$

Posición del centro de masas de las secciones (x_{cm}, y_{cm}) :

Para el cálculo de los centros de masas de secciones planas simplemente hay que evaluar las siguientes expresiones:

$$x_{cm} = \frac{\int x dA}{A} \quad y_{cm} = \frac{\int y dA}{A} \quad (3.19)$$

Los cálculos siguen el mismo procedimiento que el explicado anteriormente para los momentos de inercia de las secciones.

Utilizando como sistema de ejes locales de la sección el sistema 'x,y' utilizado hasta el momento (origen en el borde de ataque y eje 'x' coincidente con la cuerda de la sección), se obtienen los siguientes valores para los centros de masas de las secciones a lo largo de la envergadura.

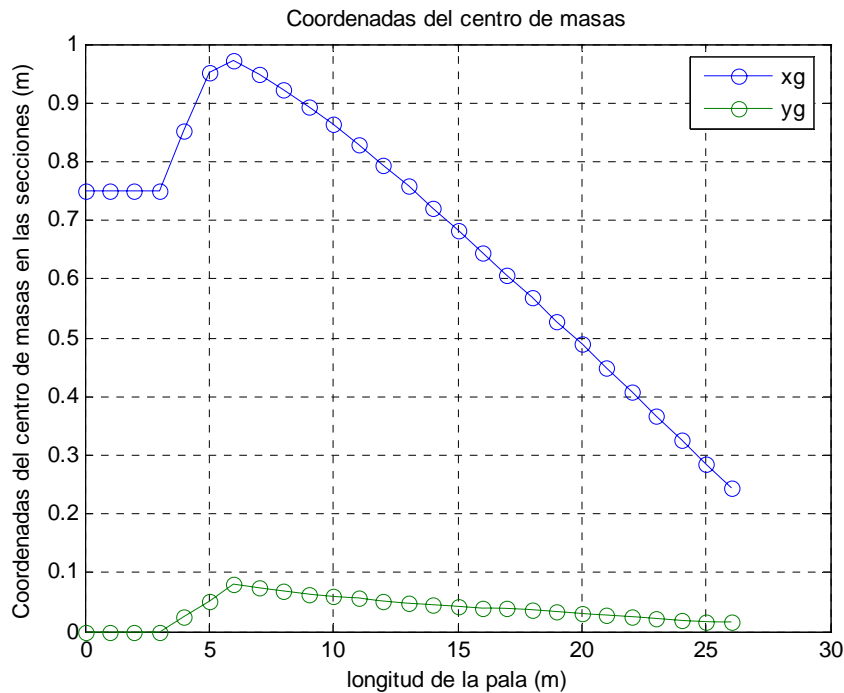


Figura 3.57. – Coordenadas del centro de masas referidos al borde de ataque de las secciones.

Como hemos hecho anteriormente para las inercias y las masas de las secciones, cotejamos los valores obtenidos mediante COSMOS con los valores desarrollados de manera propia, a través de la función CMASAS de MATLAB, para los perfiles de prueba analizados anteriormente. La función CMASAS nos da los valores del centro de masas para el sistema de ejes locales ‘x,y’ utilizado hasta el momento.

PERFIL 1.

	COSMOS	CMASAS	ERROR (%)
x_{cm} (m)	0.4205	0.42046578268773	0.00814
y_{cm} (m)	0.03085	0.03086141508170	0.03699

Tabla 3.13.- Comparación del centro de masas del perfil 1 COSMOS-MATLAB

PERFIL 2.

	COSMOS	CMASAS	ERROR (%)
x_{cm} (m)	0.4692	0.46945715662747	0.05478
y_{cm} (m)	0.02788	0.02790435953593	0.08729

Tabla 3.14.- Comparación del centro de masas del perfil 2 COSMOS-MATLAB

Como se puede ver, al igual que ocurría con los valores anteriormente analizados, los errores en los cálculos son inferiores al 1%, de forma que se pueden considerar igualmente fiables.

La función CMASAS es una función del tipo:

[xg,yg] = cmasas(planosZ,tipo)

Variables entrada:

planosZ: Distancia (m) a la raíz de la pala de la sección que queremos analizar

Tipo: Tipo de pala a analizar, tipo 1, 2 ó 3. El valor por defecto es 1.

Variables de salida:

xg: Distancia del centro de masas al eje 'y' de referencia (m)

yg: Distancia del centro de masas al eje 'x' de referencia (m)

Momento de inercia de las secciones respecto al centro de masas, $I_{x_{cg}}, I_{y_{cg}}, I_{x_{y_{cg}}}$ (m⁴):

Una vez calculados todos los parámetros anteriores, se pueden obtener los momentos de inercia de las secciones respecto a un sistema de ejes paralelos a los anteriores que pasan por su centro de masas. Para ello nos ayudaremos del teorema de Steiner. Así:

$$I_{x_{cg}} = I_x - y_{cg}^2 \cdot A \quad (3.20)$$

$$I_{ycg} = I_y - x_{cg}^2 \cdot A \tag{3.21}$$

$$I_{xycg} = I_{xy} - x_{cg} y_{cg} \cdot A \tag{3.22}$$

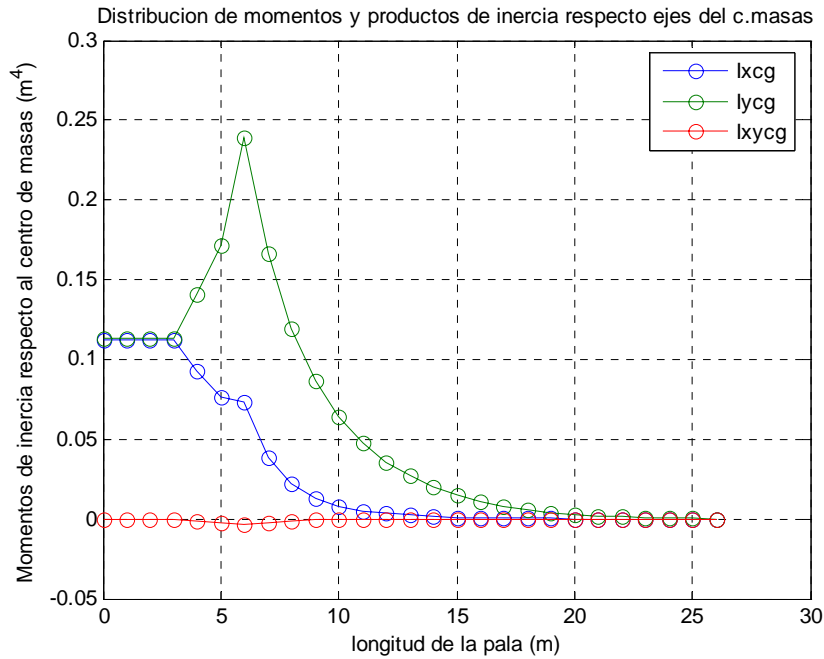


Figura 3.58. – Momentos de inercia respecto a ejes que pasan por el centro de masas

Si quisiéramos obtener ahora los momentos de inercia respecto un sistema de ejes girados, tendríamos que ayudarnos del Círculo de Mohr. Además podremos ver también el ángulo en el que se encuentran los ejes principales de inercia, de nuestro sistema de ejes ‘xy’ (paralelo y perpendicular a la cuerda) que pasa por el centro de masas. Se puede comprobar como para la mayoría de perfiles aerodinámicos los ejes principales de inercia, coinciden prácticamente con los ejes ‘xy’ mencionados que pasan por el centro de masas de la sección (el ángulo que forman entre sí es muy pequeño). Esto puede verse en la siguiente figura, que muestra el círculo de Mohr para el perfil 2 que hemos estado evaluando en COSMOS anteriormente.

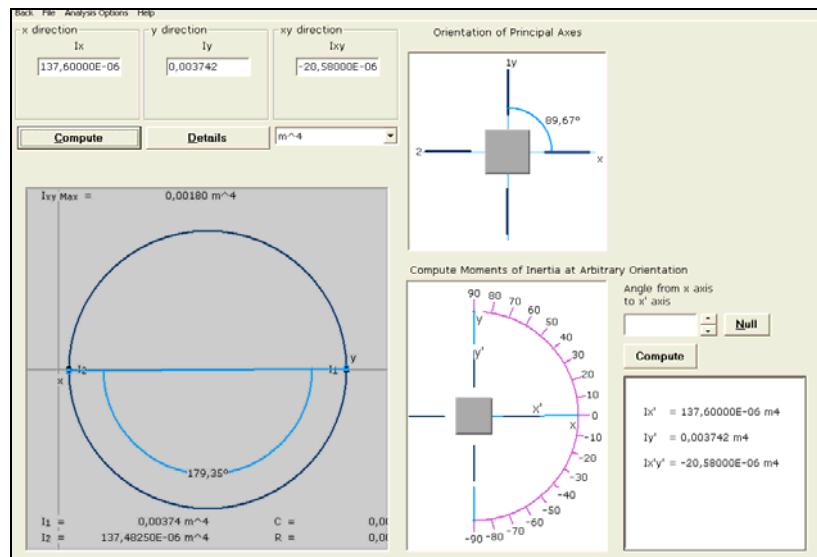


Figura 3.59.- Círculo de Mohr.

Se puede ver como el ángulo con los ejes principales de inercia es inferior a un grado, con lo que se puede considerar que el sistema de ejes 'xy', siendo 'x' paralelo a la cuerda del perfil e 'y' perpendicular a 'x' en sentido del extradós del perfil, que pasan por el centro de masas de la sección (esto es muy importante, si no ocurre esto) coincide con los ejes principales de inercia de la sección en ese punto (el centro de masas).

Evidentemente son las inercias sobre ejes que pasan por el centro de masas las que nos interesan para realizar los cálculos, pues los desplazamientos de las secciones se refieren al centro de masas de las mismas.

Direcciones no-principales de inercia:

El problema en una pala real aparece debido a que está torsionada, es decir, las secciones, para afrontar correctamente el viento relativo que incide sobre ellas, se encuentran giradas un determinado ángulo respecto del eje del plano del rotor, lo que modifica el ángulo de los ejes principales de inercia (relativos la c.m.) y da lugar a que las cargas tangenciales al plano del rotor y perpendiculares al plano del rotor, fuerzas de arrastre y batimiento, se apliquen sobre las secciones de manera 'esviada', es decir, sin coincidir con los ejes principales de la sección, lo que genera movimientos y ecuaciones más complejos, pues simplemente la fuerza de batimiento genera movimiento en su

dirección (batimiento o dirección del eje de giro de la turbina; perpendicular al plano del rotor) y en la perpendicular (hace moverse también a la sección en el plano de rotor) así como la fuerza tangencial que genera par en el rotor hará a su vez que las secciones se muevan en la dirección de batimiento. Esto es así, pues las ecuaciones que definen los desplazamientos se ven modificadas respecto a las formas típicas sobre ejes principales.

Ecuaciones generales para los desplazamientos en ejes no principales de inercia:

$$\frac{d^2v}{dZ} = \frac{I_X M_Y - I_{XY} M_X}{E(I_X I_Y - I_{XY}^2)} \quad (3.23)$$

$$\frac{d^2w}{dZ} = \frac{I_Y M_X - I_{XY} M_Y}{E(I_X I_Y - I_{XY}^2)} \quad (3.24)$$

Siendo:

X = dirección de batimiento (perpendicular al plano del rotor según del eje de giro de la turbina)

Y = dirección de arrastre (paralela al plano de giro del rotor)

Z = dirección radial o del eje de la pala

v = desplazamiento en la dirección de batimiento X

w = desplazamiento según la dirección de arrastre Y

En las siguientes figuras se muestran mejor todos estos parámetros:

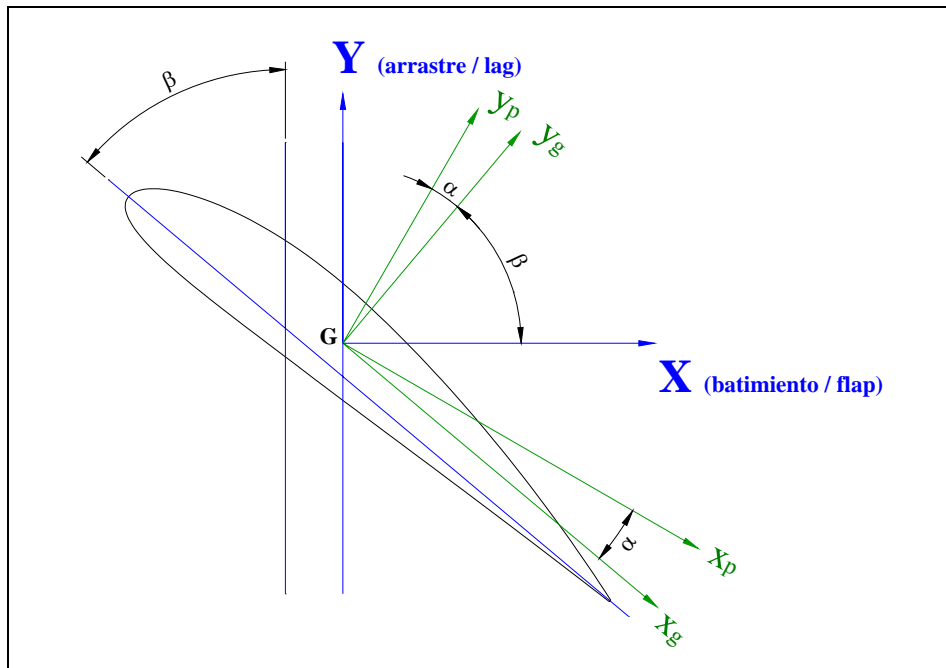


Figura 3.60.- Ejes de batimiento y arrastre sobre una sección genérica de la pala

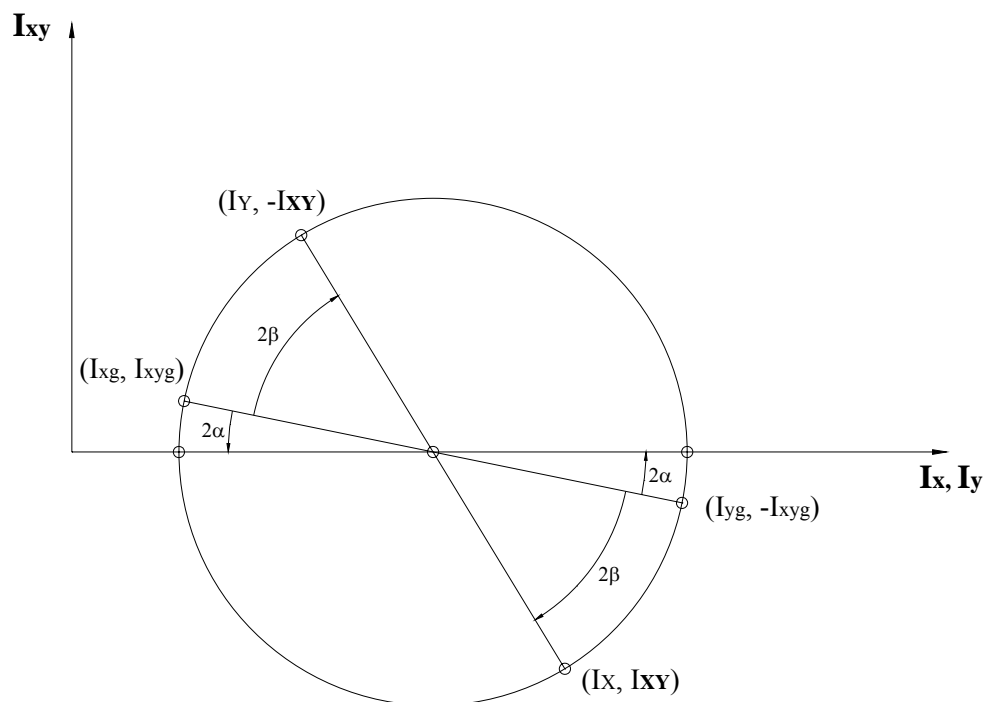


Figura 3.61.- Círculo de Mohr – ejes de batimiento y arrastre

donde α es el ángulo que forma un eje paralelo a la cuerda que pasa por el centro de masas con el eje principal de inercia en ese punto, y β es el ángulo de torsión de la sección, definido por la ley de torsión de la pala.

Las mismas ecuaciones si XY fuesen ejes principales ($I_{XY}=0$) serían las ecuaciones típicas:

$$\frac{d^2v}{dZ} = \frac{M_Y}{EI_Y} \quad \frac{d^2w}{dZ} = \frac{M_X}{EI_X} \quad (3.25)$$

Las ecuaciones 3.23 y 3.24 se pueden escribir de la siguiente manera:

$$\frac{d^2v}{dZ} = \frac{I_X M_Y}{E(I_X I_Y - I_{XY}^2)} - \frac{I_{XY} M_X}{E(I_X I_Y - I_{XY}^2)} \quad (3.26)$$

$$\frac{d^2w}{dZ} = \frac{I_Y M_X}{E(I_X I_Y - I_{XY}^2)} - \frac{I_{XY} M_Y}{E(I_X I_Y - I_{XY}^2)} \quad (3.27)$$

De esta manera se diferencian más claramente los términos que las componen. Ambas ecuaciones tienen un término principal, el primero de ellos, en el que no aparece el producto de inercia en el numerador, y un término que podríamos llamar secundario, en el que si aparece el término del producto de inercia en el numerador.

Esto es importante porque normalmente uno de los dos términos va a ser despreciable frente al otro. Para ver esto mejor haremos una serie de suposiciones.

Supongamos primeramente que sólo actúa una fuerza sobre la sección, y que esa fuerza tiene una dirección que no coincide con las direcciones principales de inercia. Una dirección que cumple eso, para una sección con un ángulo de torsión β respecto del plano del rotor, es la dirección de batimiento X. Esta fuerza, a la que llamaremos F_x , da lugar a un momento flector $M_Y \neq 0$, mientras que $M_X = 0$ (por no haber carga según la dirección Y). El desplazamiento según la dirección de la fuerza es v , pero no es el único que se genera, por no estar aplicada sobre ejes principales. W , desplazamiento en la dirección perpendicular (Y) también aparece. La relación entre ambos viene dada por:

$$\frac{v}{w} = -\frac{I_X}{I_{XY}} \quad (3.28)$$

Para una pala comercial de paso fijo, la torsión llega como mucho a 20° (normalmente en las secciones de cuerda máxima; ver distribución de torsión), de forma que al no ser los ángulos muy elevados, la relación v/w mostrada alcanza valores del orden de la centena. Es decir, el desplazamiento según la dirección de la carga, es mucho mayor que el que genera en la dirección principal (para el caso de la carga en la dirección de batimiento).

Si aplicamos la carga en la dirección de arrastre, se generará también desplazamiento en la dirección de batimiento. Ahora hay $M_x \neq 0$ y $M_y = 0$ con lo que la relación de desplazamientos es:

$$\frac{w}{v} = -\frac{I_y}{I_{xy}} \quad (3.29)$$

En este caso, los momentos de inercia sobre Y no son tan grandes como sobre X, por lo que esta relación es del orden de la decena. Esto quiere decir que una fuerza aplicada en la dirección del plano del rotor genera un desplazamiento en la dirección de batimiento 10 veces menor al generado en la dirección de arrastre.

Sin embargo, que los desplazamientos que genera una fuerza no aplicada en la dirección de ejes principales, sean muy superiores en su propia dirección respecto a los que genera en la dirección perpendicular, no significa que se puedan despreciar a priori, pues si hubiera otra carga aplicada en la dirección perpendicular a la carga inicial, los desplazamientos producidos por la carga inicial en la dirección perpendicular podrían ser comparables a los producidos por la segunda carga en su propia dirección y viceversa.

De esta manera hay que examinar las relaciones entre los dos términos de la misma ecuación para ver si uno es despreciable frente al otro o no.

Haciendo esto, sabiendo que sobre una pala real actúan simultáneamente cargas sobre la dirección de batimiento y arrastre, las comparaciones son las siguientes:

Desplazamientos v:

$$\frac{\delta_{FX}}{\delta_{FY}} = -\frac{M_Y I_X}{M_X I_{XY}} \quad (3.30)$$

donde $\frac{M_Y}{M_X} = \frac{F_X}{F_Y} \approx 1-4$ y $\frac{I_X}{I_{XY}} \approx 50-300$

Las relaciones mostradas de la forma n°1-n°2 se refieren a que en la zona del encastre se alcanzan valores del orden mostrado por n°1 y en la zona de la punta de la pala del orden de n°2. Expresan por tanto una variación simplificada sobre la envergadura de la pala.

De esta manera se deduce que la componente del desplazamiento en la dirección de batimiento generada por la fuerza de batimiento es muy superior a la generada por la carga en el plano del rotor. Se puede despreciar el segundo término de la ecuación 3.26 frente al primero.

Desplazamientos w:

$$\frac{\delta_{FY}}{\delta_{FX}} = -\frac{M_X I_Y}{M_Y I_{XY}} \quad (3.31)$$

donde $\frac{M_X}{M_Y} = \frac{F_Y}{F_X} \approx 1/1-1/4$ y $\frac{I_X}{I_{XY}} \approx 50-10$, por lo que la componente del

desplazamiento en la dirección de arrastre generada por la fuerza de arrastre es superior a la generada por la carga en el plano del rotor, aunque no con la claridad que ocurría en el batimiento, alcanzándose los valores mínimos para la punta de pala (del orden de 10/4, es decir, casi tres veces más la deflexión provocada por F_y que por F_x en la dirección y , cosa que no es tan despreciable pero que en términos generales no consideraremos). Podríamos despreciar el segundo término de la ecuación 3.27 frente al primero, también en este caso.

Las relaciones expuestas anteriormente a lo largo de la pala se pueden ver con más claridad en los siguientes gráficos:

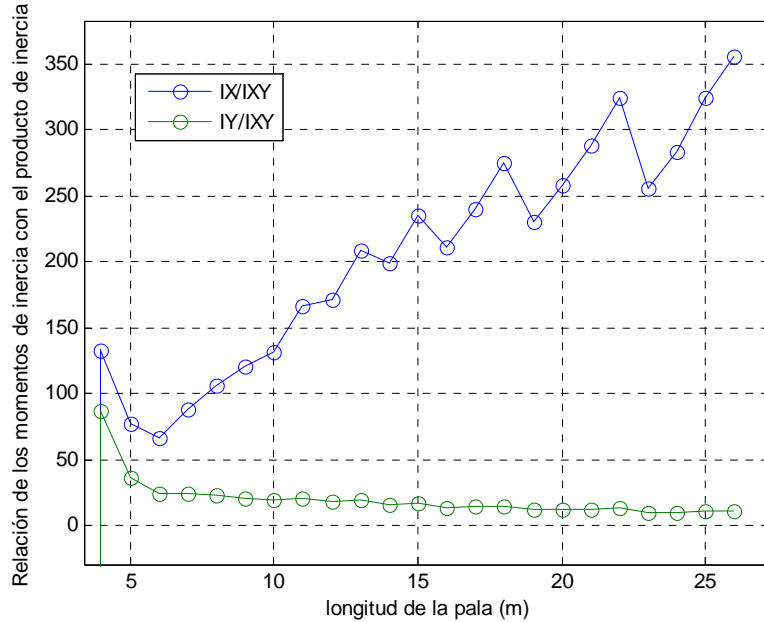


Figura 3.62.- Relaciones entre los momentos y productos de inercia

Para poder estudiar la torsión de la pala de manera más sencilla, las ecuaciones 3.26 y 3.27 quedan simplificadas a sus términos principales:

$$\frac{d^2v}{dZ} = \frac{I_x M_y}{E(I_x I_y - I_{xy}^2)} \tag{3.32}$$

$$\frac{d^2w}{dZ} = \frac{I_y M_x}{E(I_x I_y - I_{xy}^2)} \tag{3.33}$$

Esto nos será de utilidad para obtener los desplazamientos mediante funciones de influencia más sencillas y que se ajustarán bien a los cálculos reales.

Otros parámetros interesantes de la pala:

- Distancia al encastrado del centro de masas de la pala a lo largo de su envergadura (m).
- Masa total de la pala (kg).
- Momento de inercia de la pala sobre el eje de flap que pasa por la raíz (N / m^2).

Todos estos parámetros son calculados mediante una rutina de MATLAB de desarrollo propio, programa MASA. Los resultados obtenidos son los siguientes:

Pala TIPO 2:

Distancia al encastrado del centro de masas de la pala: $L_{\text{c.m.}} = \mathbf{6.3157 \text{ m}}$.

Volumen de la pala: Se obtiene de la integración de la función de áreas a lo largo de la pala. $\mathbf{Vol = 5.075 \text{ m}^3}$

Masa total de la pala: $\mathbf{M = 4450 \text{ kg}}$

Momento de inercia sobre el eje de flap: $I_{\text{flap}} = 2.94 \cdot 10^5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Capítulo 4: LA RESPUESTA DE LA PALA. DESPLAZAMIENTOS.

4.1 – INTRODUCCIÓN

En este capítulo se explica el modelo que utilizaremos para realizar el cálculo de los desplazamientos de la pala en el tiempo. Al operar con cargas dinámicas, tenemos que resolver un problema dinámico, de forma que tendremos que recurrir a un algoritmo que nos permita resolver ecuaciones diferenciales en derivadas parciales, siendo el método elegido el método de Stoerm.

Dentro de esas ecuaciones diferenciales aparecen lo que llamamos ‘Funciones de influencia’, que junto con las fórmulas de Navier-Bresse para el cálculo de los desplazamientos de una viga, nos permitirán resolver el problema de forma completa. Las funciones de influencia son funciones que nos permiten calcular el desplazamiento de un punto de una viga cuando aplicamos un esfuerzo unitario en otro punto de la misma. Dependiendo de si la viga tiene propiedades constantes o variables a lo largo de su envergadura las funciones de influencia serán más o menos complicadas. En el capítulo obtendremos las funciones de influencia para una viga voladizo de propiedades constantes, y también explicaremos el procedimiento numérico de obtención de las mismas para propiedades variables, que es lo que nos permitirá obtener los desplazamientos reales de la pala. Además, tendremos en cuenta la torsión de la pala, y su influencia en las funciones.

Finalmente se realiza una comprobación numérica de los resultados de los desplazamientos que obtiene nuestro programa en MATLAB con un modelo sencillo de viga constante desarrollado en COSMOS, sirviéndonos de verificación del modelo.

4.2 – MÉTODO DE LAS FUNCIONES DE INFLUENCIA (EL PROBLEMA DINÁMICO)

4.2.1 – PLANTEAMIENTO.

En el análisis de la respuesta que presenta una pala de aerogenerador hay que someter a la estructura a cargas dinámicas, esto es, variables en el tiempo.

Un método que permite resolver problemas dinámicos de forma simplificada es el de las funciones de influencia, combinado con el principio de D'Alembert y el principio de superposición, que para un sistema continuo conduce al planteamiento y resolución de una ecuación integral.

En un sistema continuo unidimensional, el desplazamiento, $u(x, t)$, de un punto x puede ser expresado en forma integral mediante la ecuación (ver, por ejemplo, Meirovitch, 1967):

$$u(x, t) = \int_0^L g(x, \xi) p(\xi, t) d\xi \quad (4.1)$$

donde la función $g(x, \xi)$, denominada función de influencia, representa el desplazamiento que experimenta el punto x como consecuencia de la aplicación de una carga unidad en el punto ξ y la función $p(\xi, t)$ representa la carga actuando sobre el sistema.

En un problema dinámico las cargas distribuidas pueden escribirse como:

$$p(x, t) = -M(x) \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + f(x) \quad (4.2)$$

donde $f(x)$ son las fuerzas exteriores que actúan sobre el sistema y $M(x)$ la masa.

Sustituyendo en 4.1 se tiene:

$$\int_0^L g(x, \xi) M(\xi) \frac{\partial^2 u(\xi, t)}{\partial t^2} d\xi + u(x, t) = u_{\text{est}}(x, t) \quad (4.3)$$

donde el término $u_{\text{est}}(x, t)$ representa los desplazamientos elásticos que produciría en el sistema la fuerza exterior, $f(x)$, y que vienen dados por:

$$u_{\text{est}}(x, t) = \int_0^L g(x, \xi) f(\xi, t) d\xi \quad (4.4)$$

Cuando se generaliza la ecuación 4.3 al caso de una viga de Timoshenko de longitud L , cuyo movimiento queda completamente determinado si se conocen los desplazamientos verticales $u(x, t)$ y los giros de las secciones $\Theta(x, t)$, la ecuación 4.3 toma la forma:

$$\int_0^L C(x, \xi) M(\xi) \frac{\partial^2 \delta(\xi, t)}{\partial t^2} d\xi + \delta(x, t) = \delta_{\text{est}}(x, t) \quad (4.5)$$

donde $\delta(x, \xi)$ es el vector de movimiento que, en este caso, tiene la forma:

$$\delta(x, \xi) = \begin{pmatrix} u(x, t) \\ \Theta(x, t) \end{pmatrix} \quad (4.6)$$

$M(x)$ es la matriz de masas generalizadas, cuya expresión en este caso es:

$$m(x) = \begin{pmatrix} \rho A & 0 \\ 0 & \rho I \end{pmatrix} \quad (4.7)$$

$\delta_{\text{est}}(x, t)$ es el vector de movimientos generalizados producidos por una carga estática concentrada en la sección media de la viga y $C(x, \xi)$ es la matriz que contiene las funciones de influencia:

$$C(x, \xi) = \begin{pmatrix} C^{yy}(x, \xi) & C^{yz}(x, \xi) \\ C^{zy}(x, \xi) & C^{zz}(x, \xi) \end{pmatrix} \quad (4.8)$$

El significado físico de las funciones de influencia es el siguiente (ver figura):

- a) $C^{yy}(x, \xi)$ es el desplazamiento vertical, u , (en la dirección y) de un punto x cuando se aplica una carga unidad (en la dirección y) en un punto ξ .
- b) $C^{yz}(x, \xi)$ es el desplazamiento vertical, u , (en la dirección y) de un punto x cuando se aplica un momento flector unidad (de eje z) en un punto ξ .
- c) $C^{zy}(x, \xi)$ es el giro alrededor del eje z , θ , de una sección x cuando se aplica una carga unidad (en la dirección y) en un punto ξ .
- d) $C^{zz}(x, \xi)$ es el giro alrededor del eje z , θ , de una sección x cuando se aplica un momento flector unidad (de eje z) en un punto ξ .

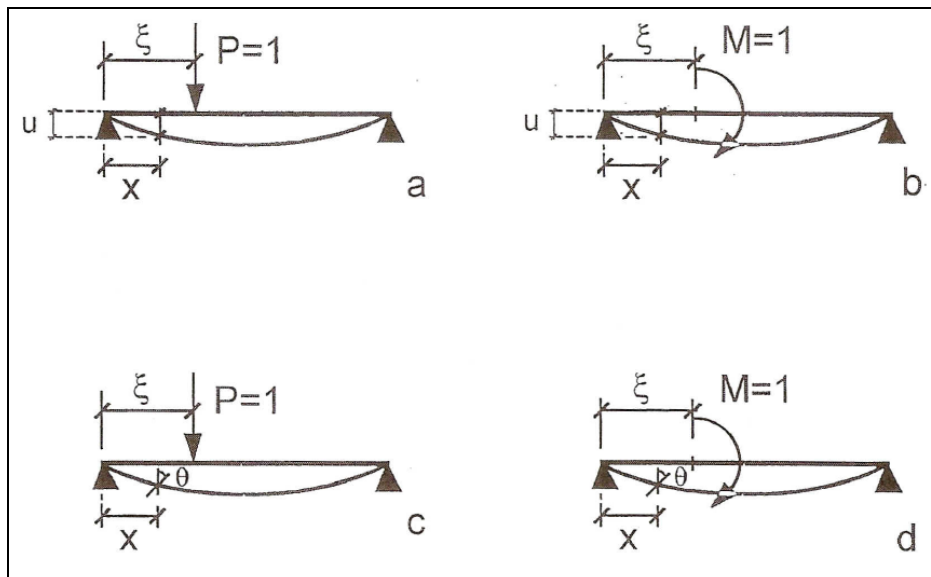


Figura 4.1.- Funciones de influencia.

Las funciones de influencia verifican automáticamente las condiciones en los extremos de la viga considerada (en el caso del ejemplo simplemente apoyada) y las condiciones de discontinuidad.

4.2.2 – MÉTODO DE SOLUCIÓN.

La solución numérica de la ecuación 4.5 se ha abordado transformando dicha ecuación en un sistema de ecuaciones diferenciales de segundo orden. Para ello utilizaremos la integración numérica que nos proporciona el Método de Gauss, según el cual:

$$\int_{-1}^1 f(x)dx = \sum_{i=0}^n \alpha_i f(x_i) \quad (4.9)$$

donde α_i son los coeficientes ponderados o pesos y x_i son los nodos.

Esta fórmula es exacta para polinomios de grado $2n+1$ o menor, sin embargo no conocemos la función a integrar, por lo que cogeremos un número de puntos elevado. En la expresión 4.9, con un simple cambio de variable, se pueden extender los límites de integración a valores distintos a $[-1 \ 1]$.

De esta manera, si se discretiza la viga en un total de n puntos de control (en los que se va a evaluar la evolución temporal de desplazamientos y giros), la parte integral de la ecuación 4.5 se puede escribir de la siguiente manera:

$$\int_0^L C(x, \xi)M(\xi) \frac{\partial^2 u(\xi, t)}{\partial t^2} d\xi = \sum_{i=0}^n \alpha_i C(x, y_i)M(y_i) \frac{\partial^2 u(y_i, t)}{\partial t^2} \quad (4.10)$$

La ecuación 4.5 expresada de forma matricial queda por tanto:

$$CRM \frac{\partial^2 \delta(x, t)}{\partial t^2} + \delta(x, t) = \delta_{est}(x, t) \quad (4.11)$$

donde la matriz C es una matriz $2n \times 2n$ (en el caso del ejemplo anterior), R es una matriz diagonal de la misma dimensión que la anterior que depende del algoritmo de integración numérica empleado y M es la matriz de masas generalizadas, también

diagonal dimensión $2n \times 2n$. Los primeros n términos de la diagonal principal de la matriz M tienen el valor ρA y los últimos n términos de la misma diagonal toman el valor ρI .

La ecuación 4.11 se puede transformar en:

$$\frac{\partial^2 \delta(x, t)}{\partial t^2} = (CRM)^{-1} (\delta_{\text{est}}(x, t) - \delta(x, t)) \quad (4.12)$$

Así pues, el problema se reduce ahora a solucionar un sistema de $2n$ ecuaciones diferenciales de segundo orden. Para ello se ha utilizado la regla de Stoerm (Press y otros, 1992), método aplicable a ecuaciones o sistemas en los que no aparecen explícitamente las primeras derivadas de las funciones incógnitas, como ocurre en este caso. Todo ello ha sido implementado en el programa de cálculo MATLAB.

4.2.3 – ALGORITMO DE STOERM

El algoritmo de Stoerm se puede utilizar para resolver ecuaciones o sistemas de ecuaciones diferenciales de segundo orden en los que no aparecen explícitamente las primeras derivadas de las funciones incógnitas, es decir, problemas del tipo:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = f(x, y) \quad (4.13)$$

con las condiciones iniciales:

$$y(x_0) = y_0 \quad (4.14)$$

$$\frac{dy}{dx} = z_0 \quad (4.15)$$

Si H es el intervalo en el que se pretende integrar la ecuación 4.13 y éste se subdivide en m subintervalos de igual longitud $h = H/m$, el algoritmo de Stoerm se aplica de la siguiente manera:

$$y_1 = y_0 + h \left[z_0 + \frac{1}{2} hf(x_0, y_0) \right] \quad (4.16)$$

$$y_{k+1} - 2y_k + y_{k-1} = h^2 f(x_0 + kh, y_k) \quad (4.17)$$

con $k = 1, 2, \dots, m - 1$

Para reducir los errores de redondeo se pueden usar en las ecuaciones anteriores las cantidades $\Delta_k \equiv y_{k+1} - y_k$, con lo cual se puede escribir:

$$\Delta_0 = h \left[z_0 + \frac{1}{2} hf(x_0, y_0) \right] \quad (4.18)$$

$$y_1 = y_0 + \Delta_0 \quad (4.19)$$

y para $k = 1, 2, \dots, m - 1$:

$$\Delta_k = \Delta_{k-1} + h^2 f(z_0 + kh, y_k) \quad (4.20)$$

$$y_{k+1} = y_k + \Delta_k \quad (4.21)$$

En nuestro problema la ecuación diferencial viene dada por la ecuación 4.12

$$\ddot{\delta} = (CRM)^{-1} (\delta_{est}(x, t) - \delta(x, t)) \quad (4.12.bis)$$

donde $[CRM] = [C][R][M]$

El algoritmo queda entonces de la siguiente manera:

$$\{\delta\}_i = \{\delta(t_0 + ih)\} \quad (4.22)$$

$$\{\delta\}_i = \{\delta\}_0 + h \left[z_0 + \frac{1}{2} h [\text{CRM}]^{-1} (\{\delta\}_{\text{est}} - \{\delta\}_0) \right] \quad (4.23)$$

$$\{\delta\}_{k+1} - 2\{\delta\}_k + \{\delta\}_{k-1} = h^2 [\text{CRM}]^{-1} (\{\delta\}_{\text{est}} - \{\delta\}_k) \quad (4.24)$$

El problema es que el cálculo del desplazamiento solo está hecho para los puntos de Gauss, y utilizar muchos puntos de Gauss requiere un gran coste numérico (aparte de posibles problemas de convergencia, llega un momento en que para un número de puntos de Gauss la solución comienza a diverger). Una vez obtenida la solución para los puntos de Gauss es fácil obtenerla para el resto de puntos sin que la solución diverja ni el coste numérico sea alto, pues:

$$\delta(x, t) = \delta_{\text{est}}(x, t) - \int_0^L C(x, \xi) M(\xi) \frac{\partial^2 u(\xi, t)}{\partial t^2} d\xi \quad (4.25)$$

donde

$$\int_0^L C(x, \xi) M(\xi) \frac{\partial^2 u(\xi, t)}{\partial t^2} d\xi = \sum_{i=0}^n \alpha_i C(x, y_i) M(y_i) \frac{\partial^2 u(y_i, t)}{\partial t^2} \quad (4.26)$$

siendo y_i los puntos de Gauss.

En nuestro modelo hemos utilizado concretamente $n = 4$ puntos de Gauss.

4.3 – MODELO PRÁCTICO.

4.3.1 – LOS DESPLAZAMIENTOS. FÓRMULAS DE NAVIER-BRESSE.

4.3.1.1 – Teoremas de Navier-Bresse

Consideremos una barra alabeada como la de la siguiente figura, y en ella los puntos A y B.

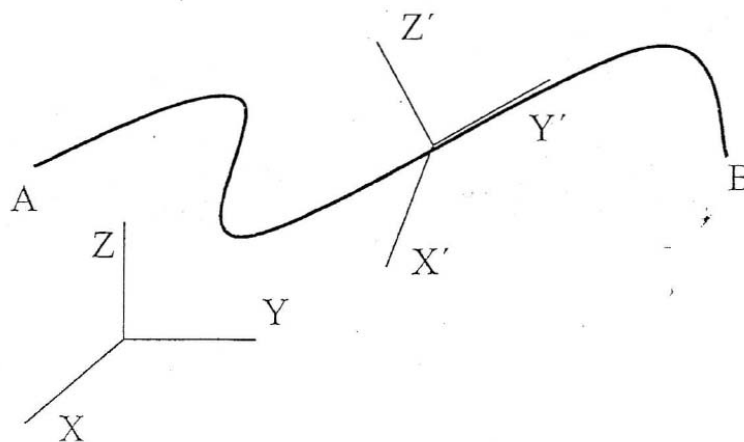


Figura 4.2.- Barra alabeada

Los teoremas de Navier-Bresse plantean las expresiones de los movimientos (traslaciones y giros) de un punto de la barra (el B) en función de los movimientos del punto A y de los esfuerzos de la barra en el tramo AB.

Teorema 1: El movimiento de traslación del punto B según el eje x (por ejemplo)

- son los del punto A

$$\vec{U}_B = \vec{U}_A \quad \text{más...}$$

- la contribución de giro de A

$$\vec{U}_B = \vec{U}_A + \vec{\theta}_A \wedge \vec{AB} \quad \text{más...}$$

- la acumulación de movimientos de las rebanadas entre A y B

$$\vec{U}_B = \vec{U}_A + \vec{\theta}_A \wedge \vec{AB} + \int_A^B d\vec{u} \quad \text{más...}$$

- la acumulación de las contribuciones de los giros de las rebanadas entre A y B

$$\vec{U}_B = \vec{U}_A + \vec{\theta}_A \wedge \vec{AB} + \int_A^B d\vec{u} + \int d\vec{\theta} \wedge \vec{r} \quad (4.27)$$

Teorema 2: El giro del punto B

- es el del punto A

$$\vec{\theta}_B = \vec{\theta}_A \quad \text{más...}$$

- la acumulación de los giros de las rebanadas entre A y B

$$\vec{\theta}_B = \vec{\theta}_A + \int_A^B d\vec{\theta} \quad (4.28)$$

4.3.1.2 – Fórmulas de Navier-Bresse en barras rectas con cargas en el plano

En el caso de que la pieza sea recta con cargas en el plano, las expresiones de los teoremas de Navier-Bresse pasan a ser las siguientes:

$$\theta_B = \theta_A + \int_A^B \frac{M_f}{EI} dx \quad (4.29)$$

$$u_B = u_A + \int_A^B \frac{N}{EA} dx \quad (4.30)$$

$$w_B = w_A + \theta_A (x_B - x_A) + \int_A^B \frac{Q}{GA_C} dx + \int_A^B \frac{M_f}{EI} (x_B - x) dx \quad (4.31)$$

4.3.1.3 – Simplificaciones y formulación final

Realizaremos las siguientes simplificaciones sobre las ecuaciones de Navier:

- En el estudio de piezas esbeltas, es decir piezas que presentan relaciones entre su longitud y las dimensiones de sus secciones elevadas ($L/(\text{canto sección}) > 10$ ó $L/(\text{ancho sección}) > 10$), el efecto del cortante en el cálculo de los desplazamientos verticales es despreciable frente a la contribución del momento flector. Las palas de aerogeneradores son piezas muy esbeltas, de manera que podremos considerar el efecto del cortante como despreciable.
- Además, los movimientos causados por esfuerzos axiales también se pueden considerar despreciables frente a los causados por momento flector, con lo que no tendremos en cuenta los desplazamientos horizontales (pese a no ser nulos).
- Finalmente incluiremos en las ecuaciones los giros por torsión como elemento adicional del vector de desplazamientos, ya que la pala estará sometida a esfuerzos torsores, e incluiremos una componente de acoplamiento, que permitirá simular los acoplamientos flexión-torsión que se producen en este tipo de estructuras debido a su geometría compleja y los materiales que las componen.

Teniendo en cuenta los puntos arriba enunciados, las fórmulas de Navier-Bresse quedarán finalmente de la siguiente manera:

Ecuación para los desplazamientos verticales (despreciamos cortante e incluimos acoplamiento flexión-torsión).

$$w_B = w_A + \theta_A (x_B - x_A) + \int_A^B \frac{M_f}{EI} (x_B - x) dx + \int_A^B \frac{M_T}{K_{TF}} (x_B - x) dx \quad (4.32)$$

Ecuación para el giro de flexión (incluimos acoplamiento flexión-torsión)

$$\theta_B = \theta_A + \int_A^B \frac{M_f}{EI} dx + \int_A^B \frac{M_T}{K_{TF}} dx \quad (4.33)$$

Ecuación para el giro de torsión (incluimos acoplamiento flexión-torsión)

$$\varphi_B = \varphi_A + \int_A^B \frac{M_T}{GJ} dx + \int_A^B \frac{M_f}{K_{FT}} dx \quad (4.34)$$

Todas estas ecuaciones están escritas en formulación sobre ejes principales de las secciones.

4.3.2 – DESARROLLO DE LAS FUNCIONES DE INFLUENCIA DEL MODELO.

4.3.2.1 – Obtención de las funciones de influencia.

Suponiendo que quisieramos calcular en nuestro modelo tres componentes del vector desplazamiento distintas, como desplazamiento vertical, giro de flexión y giro de torsión, los elementos matriciales de la ecuación integrodiferencial (4.10) serían los siguientes:

Vector de desplazamientos:

$$\delta(\mathbf{x}, t) = \begin{Bmatrix} w(\mathbf{x}, t) \\ \theta(\mathbf{x}, t) \\ \varphi(\mathbf{x}, t) \end{Bmatrix} \quad (4.35)$$

Matriz de masas:

$$M(\xi) = \begin{bmatrix} \rho A & 0 & 0 \\ 0 & \rho I & 0 \\ 0 & 0 & \rho J \end{bmatrix} \quad (4.36)$$

Matriz de Funciones de influencia:

$$C(\mathbf{x}, \xi) = \begin{bmatrix} C_{ww}(\mathbf{x}, \xi) & C_{w\theta}(\mathbf{x}, \xi) & C_{w\varphi}(\mathbf{x}, \xi) \\ C_{\theta w}(\mathbf{x}, \xi) & C_{\theta\theta}(\mathbf{x}, \xi) & C_{\theta\varphi}(\mathbf{x}, \xi) \\ C_{\varphi w}(\mathbf{x}, \xi) & C_{\varphi\theta}(\mathbf{x}, \xi) & C_{\varphi\varphi}(\mathbf{x}, \xi) \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

Analícemos ahora cada componente de la matriz de funciones de influencia.

Funciones que proporcionan los desplazamientos verticales:

$C_{ww}(x, \xi)$: Esta función proporciona el desplazamiento vertical, w , en x cuando se aplica una carga vertical unitaria en un punto ξ

$C_{w\theta}(x, \xi)$: desplazamiento vertical, w , en x cuando se aplica un momento flector unidad en un punto ξ

$C_{w\varphi}(x, \xi)$: desplazamiento vertical, w , en x cuando se aplica un momento torsor unidad en un punto ξ

Funciones que proporcionan los giros de flexión:

$C_{\theta w}(x, \xi)$: giro de flexión, θ , en x cuando se aplica una carga vertical unitaria en un punto ξ

$C_{\theta\theta}(x, \xi)$: giro de flexión, θ , en x cuando se aplica un momento flector unidad en un punto ξ

$C_{\theta\varphi}(x, \xi)$: giro de flexión, θ , en x cuando se aplica un momento torsor unidad en un punto ξ

Funciones que proporcionan los giros de torsión:

$C_{\varphi w}(x, \xi)$: giro de torsión, φ , en x cuando se aplica una carga vertical unitaria en un punto ξ

$C_{\varphi\theta}(x, \xi)$: giro de torsión, φ , en x cuando se aplica un momento flector unidad en un punto ξ

$C_{\varphi\varphi}(x, \xi)$: giro de torsión, φ , en x cuando se aplica un momento torsor unidad en un punto ξ

Nuestro modelo de pala, es simulado mediante una viga continua empotrada en un extremo (encastre de la pala en el buje) y libre en el otro (viga en voladizo), sometida a las cargas que genera el viento y a su propio peso. La viga por tanto no se mueve ni gira en el punto de encastre. El viento genera sobre las secciones de la pala una fuerza neta que se puede descomponer en fuerzas en el plano del rotor (que son las que le dan par y permiten que la turbina gire sobre su eje extrayendo potencia) y fuerzas perpendiculares al plano del rotor que hacen que la pala se deflecte por el viento incidente. El peso de las palas es una fuerza que se encuentra en el plano del rotor, de forma que se suma a la acción de la componente de las fuerzas aerodinámicas que actúa en dicho plano. Además, cada sección soporta momentos de torsión generados también por la acción del viento y la geometría alabeada de las secciones. De esta manera, se modeliza la estructura mediante una viga en voladizo sometida a fuerzas perpendiculares (según la dirección paralela y perpendicular al plano de giro del rotor eólico) y momentos torsores en las distintas secciones de la pala.

Las funciones de influencia trabajan con cargas unitarias que generan distribuciones de esfuerzos en toda la longitud del voladizo. Los casos que nos encontramos son los siguientes:

Carga puntual y unitaria, P , aplicada a una distancia ξ del empotramiento:

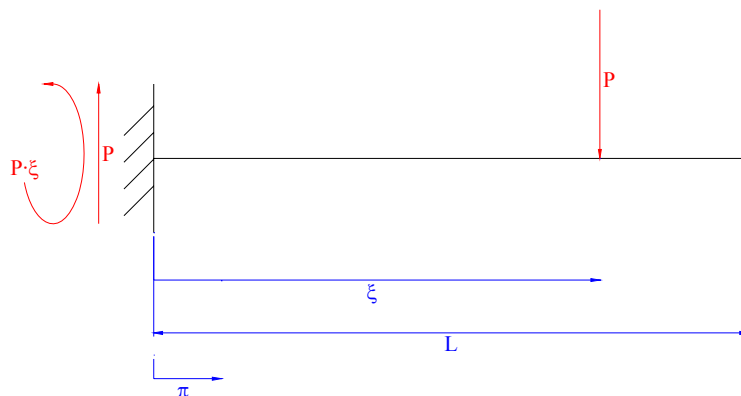


Figura 4.3.- Voladizo sometido a carga puntual.

Esta carga generará una distribución de momentos flectores y de cortantes en toda la viga. Como ya hemos comentado anteriormente, no tendremos en cuenta los cortantes para el cálculo de los desplazamientos debido a la esbeltez de la estructura, por lo que no representaremos las leyes de cortantes.

La ley de momentos flectores que se genera es la siguiente

$$M_f(x) = \begin{cases} P(\xi - x) & \text{si } x < \xi \\ 0 & \text{si } x \geq \xi \end{cases} \quad (4.38)$$

Notar que si P va hacia abajo, $P = -1$ y $M_f < 0$, mientras que si P va hacia arriba, $P = 1$ y $M_f > 0$.

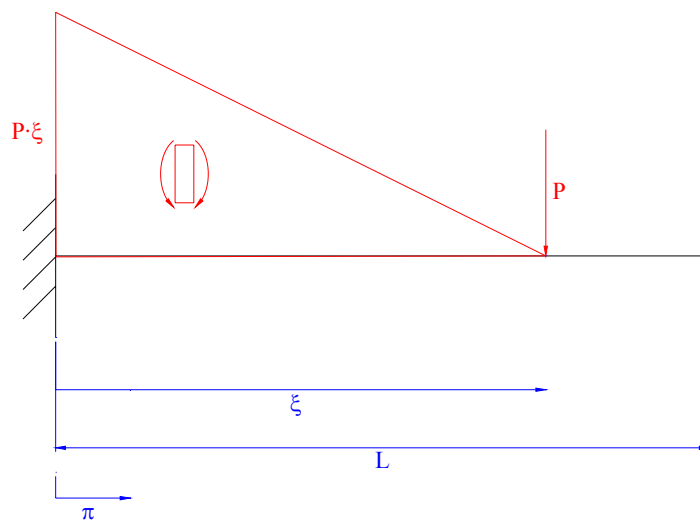


Figura 4.4.- Ley de flectores en un voladizo sometido a carga puntual.

Momento flector puntual y unitario, M_f , aplicado a una distancia ξ del empotramiento:

La ley de flectores es la siguiente:

$$M_f(x) = \begin{cases} 1 & \text{si } x < \xi \\ 0 & \text{si } x \geq \xi \end{cases} \quad (4.39)$$

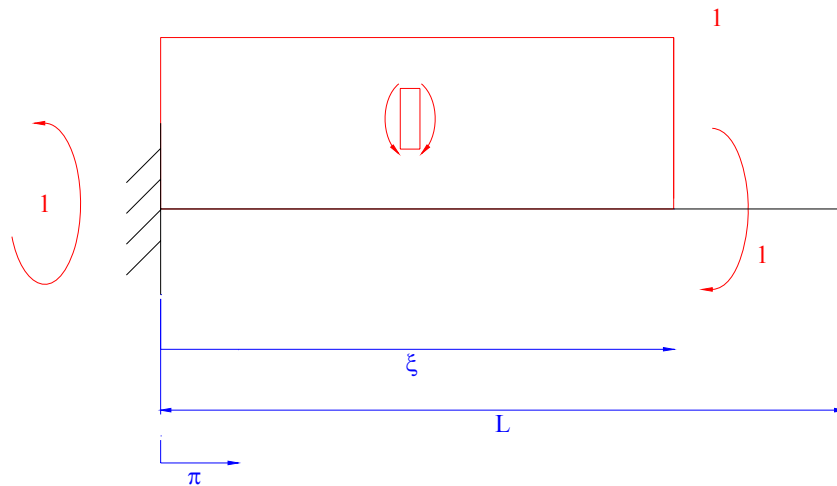


Figura 4.5.- Ley de flectores en un voladizo sometido a momento puntual.

Si el flector va hacia abajo (entra en el papel), $M = -1$, si va hacia arriba (sale del papel) $M = 1$.

Momento torsor puntual y unitario, M_T , aplicado a una distancia ξ del empotramiento:

La ley de torsores que genera es la siguiente

$$M_T(x) = \begin{cases} 1 & \text{si } x < \xi \\ 0 & \text{si } x \geq \xi \end{cases} \quad (4.40)$$

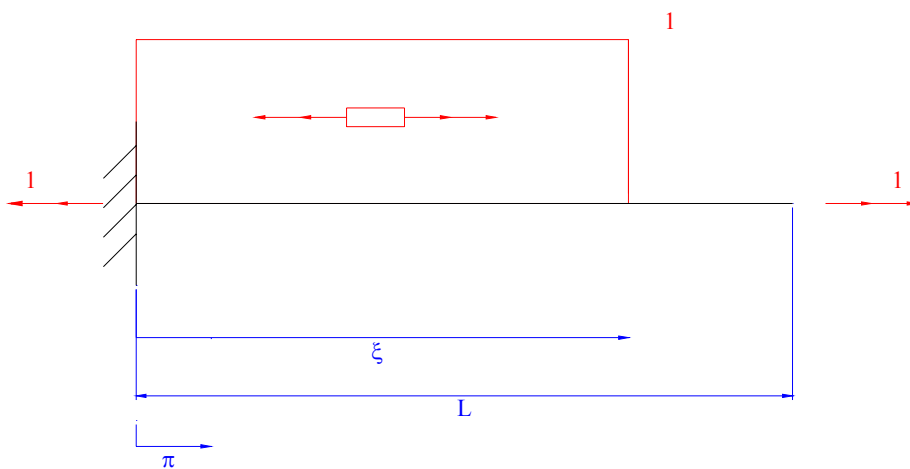


Figura 4.6.- Ley de torsores en un voladizo sometido a momento torsor puntual.

Si M_T mira hacia el empotramiento, $M_t = -1$, si mira hacia el extremo libre, $M_t = 1$.

Teniendo en cuenta que las ecuaciones que nos proporcionan los desplazamientos vienen dadas por las fórmulas finales de Navier-Bresse obtenidas en el apartado anterior (4.32, 4.33 y 4.34), y que en nuestro caso (viga en voladizo) tomaremos como punto A de referencia el punto del empotramiento, las ecuaciones son las siguientes:

$$A = \text{empotramiento} = \begin{cases} w_A = 0 \\ \theta_A = 0 \\ \phi_A = 0 \end{cases} \quad (4.41)$$

$$w_B = \int_A^B \frac{M_f}{EI} (x_B - x) dx + \int_A^B \frac{M_T}{K_{TF}} (x_B - x) dx \quad (4.42)$$

$$\theta_B = \int_A^B \frac{M_f}{EI} dx + \int_A^B \frac{M_T}{K_{TF}} dx \quad (4.43)$$

$$\phi_B = \int_A^B \frac{M_T}{GJ} dx + \int_A^B \frac{M_f}{K_{FT}} dx \quad (4.44)$$

Viga de propiedades constantes:

Si la pala que pretendemos analizar tuviera propiedades constantes, en cuanto a propiedades de los materiales de la sección (E, J) y en cuanto a su geometría (I, G, K_{TF}, K_{FT}), estos valores se podrían sacar de las integrales de las formulas de Navier, obteniéndose unas funciones de influencia muy sencillas.

Así:

Funciones que proporcionan los desplazamientos verticales:

$C_{ww}(x, \xi)$: Esta función proporciona el desplazamiento vertical, w , en x cuando se aplica una carga vertical unitaria en un punto ξ

$$C_{ww}(x, \xi) = \begin{cases} \left(\frac{1}{EI} \int_0^x M_f(\pi)(x - \pi) d\pi = \left(\frac{1}{EI} \int_0^x P(\xi - \pi)(x - \pi) d\pi = \frac{P}{EI} \left(\frac{\xi x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) \right) & \text{si } (x < \xi) \\ \left(\frac{1}{EI} \int_0^x M_f(\pi)(x - \pi) d\pi = \left(\frac{1}{EI} \int_0^\xi M_f(\pi)(x - \pi) d\pi + \left(\frac{1}{EI} \int_\xi^x M_f(\pi)(x - \pi) d\pi = \left(\frac{1}{EI} \int_0^\xi P(\xi - \pi)(x - \pi) d\pi = \frac{P}{EI} \left(\frac{\xi^2 x}{2} - \frac{\xi^3}{6} \right) \right) \right) & \text{si } (x \geq \xi) \end{cases} \quad (4.45)$$

con $P = 1$ ó $P = -1$.

$C_{w\theta}(x, \xi)$: desplazamiento vertical, w , en x cuando se aplica un momento flector unidad en un punto ξ

$$C_{w\theta}(x, \xi) = \begin{cases} \frac{M}{EI} \left(\frac{x^2}{2} \right) & \text{si } (x < \xi) \\ \frac{M}{EI} \left(\xi x - \frac{\xi^2}{2} \right) & \text{si } (x \geq \xi) \end{cases} \quad (4.46)$$

con $M = 1$ ó $M = -1$

$C_{w\varphi}(x, \xi)$: desplazamiento vertical, w , en x cuando se aplica un momento torsor unidad en un punto ξ

$$C_{w\varphi}(x, \xi) = \begin{cases} \frac{Mt}{K_{TF}} \left(\frac{x^2}{2} \right) & \text{si } (x < \xi) \\ \frac{Mt}{K_{TF}} \left(\xi x - \frac{\xi^2}{2} \right) & \text{si } (x \geq \xi) \end{cases} \quad (4.47)$$

Con $Mt = 1$ ó $Mt = -1$

Funciones que proporcionan los giros de flexión:

$C_{\theta_w}(x, \xi)$: giro de flexión, θ , en x cuando se aplica una carga vertical unitaria en un punto ξ

$$C_{\theta_w}(x, \xi) = \begin{cases} \frac{P}{EI} \left(\xi x - \frac{x^2}{2} \right) & \text{si } (x < \xi) \\ \frac{P}{EI} \left(\frac{\xi^2}{2} \right) & \text{si } (x \geq \xi) \end{cases} \quad (4.48)$$

con $P = 1$ ó $P = -1$.

$C_{\theta_\theta}(x, \xi)$: giro de flexión, θ , en x cuando se aplica un momento flector unidad en un punto ξ

$$C_{\theta_\theta}(x, \xi) = \begin{cases} \frac{M}{EI} x & \text{si } (x < \xi) \\ \frac{M}{EI} \xi & \text{si } (x \geq \xi) \end{cases} \quad (4.49)$$

con $M = 1$ ó $M = -1$

$C_{\theta_\varphi}(x, \xi)$: giro de flexión, θ , en x cuando se aplica un momento torsor unidad en un punto ξ

$$C_{\theta_\varphi}(x, \xi) = \begin{cases} \frac{Mt}{K_{TF}} x & \text{si } (x < \xi) \\ \frac{Mt}{K_{TF}} \xi & \text{si } (x \geq \xi) \end{cases} \quad (4.50)$$

Con $Mt = 1$ ó $Mt = -1$

Funciones que proporcionan los giros de torsión:

$C_{\varphi_w}(x, \xi)$: giro de torsión, φ , en x cuando se aplica una carga vertical unitaria en un punto ξ (suponemos que la carga se aplica en el centro de torsión, coincidente en nuestro caso con el centro de gravedad, y que no genera acoplamiento ni momento torsor)

$$C_{\varphi_w}(x, \xi) = \begin{cases} \frac{P}{K_{FT}} \left(\xi x - \frac{x^2}{2} \right) & \text{si } (x < \xi) \\ \frac{P}{K_{FT}} \left(\frac{\xi^2}{2} \right) & \text{si } (x \geq \xi) \end{cases} \quad (4.51)$$

con $P = 1$ ó $P = -1$.

$C_{\varphi_\theta}(x, \xi)$: giro de torsión, φ , en x cuando se aplica un momento flector unidad en un punto ξ

$$C_{\varphi_\theta}(x, \xi) = \begin{cases} \frac{M}{K_{FT}} x & \text{si } (x < \xi) \\ \frac{M}{K_{FT}} \xi & \text{si } (x \geq \xi) \end{cases} \quad (4.52)$$

con $M = 1$ ó $M = -1$

$C_{\varphi_\varphi}(x, \xi)$: giro de torsión, φ , en x cuando se aplica un momento torsor unidad en un punto ξ

$$C_{\varphi_\varphi}(x, \xi) = \begin{cases} \frac{Mt}{GJ} x & \text{si } (x < \xi) \\ \frac{Mt}{GJ} \xi & \text{si } (x \geq \xi) \end{cases} \quad (4.53)$$

Con $Mt = 1$ ó $Mt = -1$

Viga de propiedades variables:

Si las propiedades geométricas y de características de los materiales que componen las secciones son variables de una sección a otra a lo largo de la envergadura de la pala, como sucede en el caso de las palas de aerogeneradores reales, las funciones de influencia ya no son tan inmediatas de calcular como ocurría en el apartado anterior.

Ya no hay expresiones inmediatas y de haberlas sería extremadamente complejo obtenerlas. De esta manera la resolución del problema hay que hacerla de manera numérica. A modo de ejemplo veremos como obtendríamos la función de influencia $C_{ww}(x, \xi)$, habiendo de seguir el mismo procedimiento para el resto de funciones.

La función $C_{ww}(x, \xi)$ representa, como hemos comentado anteriormente, el desplazamiento vertical, w , que experimenta un punto 'x' de la viga al estar sometida a una carga puntual y unitaria en el punto ξ . La ley de flectores que genera esta carga ya ha sido obtenida con anterioridad (4.38). Sabiendo esto, la función presenta el siguiente aspecto:

si $(x < \xi)$:

$$C_{ww}(x, \xi) = \int_0^x \frac{M_f(\pi)}{EI(\pi)}(x - \pi)d\pi = \int_0^x \frac{P(\xi - \pi)}{EI(\pi)}(x - \pi)d\pi \quad (4.54)$$

Si nos fijamos, tanto x como ξ son dos puntos concretos de la viga, de manera que son constantes dentro de la integral. El resto de valores, tanto M_f , E , I , (y por tanto EI), como la variable $(x - \pi)$, son todo funciones de π , que es la variable que nos mide la distancia longitudinal de la viga. Por tanto la función que hay que integrar es una función de π , y es $f(\pi) = \frac{P(\xi - \pi)}{EI(\pi)}(x - \pi)$. Esta función se puede representar gráficamente presentando la siguiente forma:

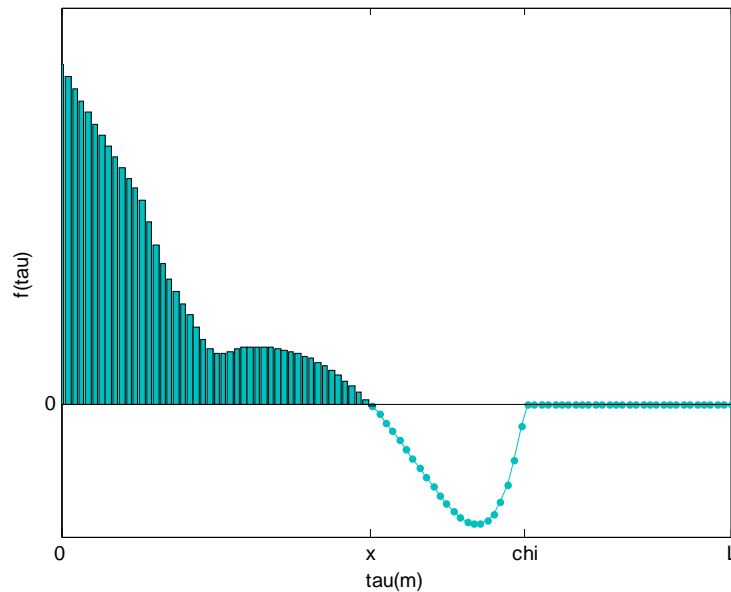


Figura 4.7.- Función de integración de las funciones de influencia

Como es lógico, la función a partir del punto ξ toma valor nulo, pues se anula la ley de flectores. Se han tomado valores para las variables constantes, siendo $P = 1$, $x = 12$, $\xi = 18$, $L =$ longitud pala $= 26$.

Evidentemente, el área bajo la función $f(\pi)$ hasta el valor de $\pi = x$ es el valor que toma la función de influencia $C_{ww}(x, \xi)$. Como no tenemos una expresión analítica de la función $f(\pi)$, pues trabajamos con valores discretos, hay que integrarla numéricamente. Basándonos en el libro de C.Moler-cuadratura-valores discretos ([Referencia 28]) obtendremos el valor de la integral deseada sin más que estableciendo polinomios interpoladores cúbicos de Hermite a trozos que ajusten la función $f(\pi)$ y obteniendo la integral de cada uno de los tramos, sumando todas las contribuciones.

$$\int_a^b P(x)dx = \sum_{k=1}^n \int_{x_k}^{x_{k+1}} P(x)dx = \sum_{k=1}^n \left(h_k \frac{y_{y+1} + y_k}{2} - h_k^2 \frac{d_{k+1} - d_k}{12} \right) \tag{4.55}$$

donde:

$x_1 = a$

$x_n = b$

$h_k = x_{k+1} - x_k =$ intervalos de integración

$y_k =$ valores de la función de integración

$d_k =$ valores de la derivada de la función de integración. Se obtienen mediante la rutina de MATLAB `pchipslopes.m`

si $(x \geq \xi)$

$$C_{ww}(x, \xi) = \int_0^x \frac{M_f(\pi)}{EI(\pi)}(x - \pi)d\pi = \int_0^\xi \frac{P(\xi - \pi)}{EI(\pi)}(x - \pi)d\pi \quad (4.56)$$

La expresión es la misma que antes, solo que ahora hay que integrar la función $f(\pi)$ hasta $\pi = \xi$ (lo que viene siendo toda la función, puesto que a partir de este valor la función es nula).

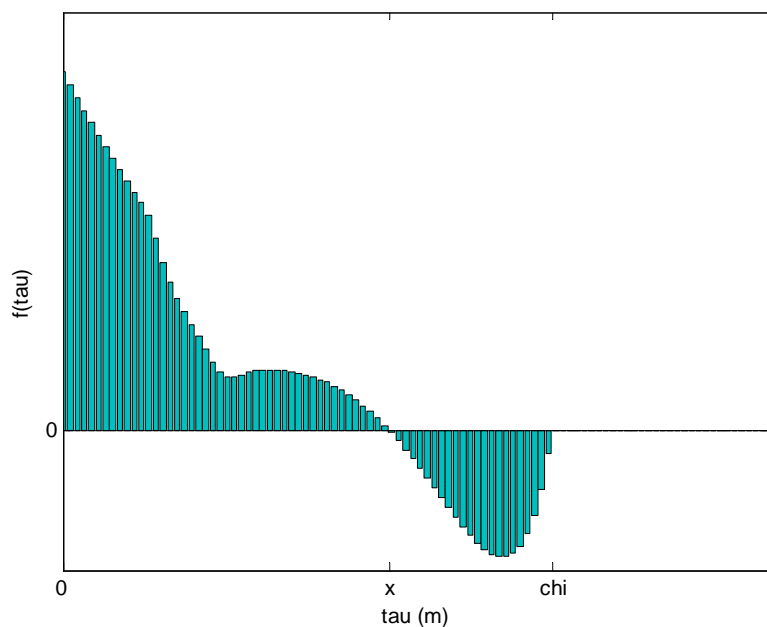


Figura 4.8.- Función de integración para las funciones de influencia

Repitiendo este mismo proceso para el resto de funciones de influencia se pueden obtener los valores deseados para geometrías y propiedades variables a lo largo de la pala.

4.3.2.2 – El efecto de la torsión de la pala. Los ejes principales de inercia.

Como se ha comentado anteriormente en el apartado de 3.3.5, el tema de que la pala presente una distribución de torsión (las secciones se encuentran giradas un determinado ángulo sobre el plano de giro del rotor) afecta a que las direcciones de batimiento y arrastre de aplicación de las cargas aerodinámicas ya no son direcciones principales de inercia (como comentamos anteriormente, la dirección paralela a la cuerda, y la perpendicular que pasan por el centro de masas de la sección son, a falta de precisiones inferiores al grado, las direcciones principales de inercia de dicha sección), por lo que las expresiones para el cálculo de los desplazamientos que hay que incluir en las ecuaciones de Navier se complican, según muestran las ecuaciones 3.26 y 3.27. Con la pala sin torsionar, las direcciones del eje de rotación y del plano del rotor serían direcciones principales, y las expresiones de las funciones de influencia son las comentadas en el apartado anterior (tanto para vigas de sección constante como variable).

Sin embargo, las ecuaciones 3.26 y 3.27 se pueden simplificar considerando que presentan un término principal y uno secundario, derivando en las expresiones 3.32 y 3.33, que son análogas a las de ejes principales salvo en la variación de unos términos por otros.

De esta manera, para considerar los efectos de torsión de la pala, simplemente tenemos que cambiar en las funciones de influencia los siguientes términos por sus correspondientes adiciones. La cosa queda así:

Para calcular las deflexiones en dirección arrastre (Y), w :

$$\left. \frac{M_x}{EI_x} \right)_{X=X_p} \rightarrow \left. \frac{M_x I_y}{E(I_x I_y - I_{xy}^2)} \right)_{\substack{X=X_p \\ Y=Y_p}} \tag{4.57}$$

Para calcular las deflexiones en la dirección de batimiento (X),v:

$$\left. \frac{M_Y}{EI_Y} \right)_{Y=Y_p} \rightarrow \left. \frac{M_Y I_X}{E(I_X I_Y - I_{XY}^2)} \right)_{\substack{X=X_p \\ Y=Y_p}} \quad (4.58)$$

Notar que si $I_{XY} = 0$, ambas expresiones coinciden.

El método de cálculo es el expresado en el apartado anterior con la inclusión de estas modificaciones.

4.3.3 – COMPROBACIÓN NUMÉRICA.

Con objeto de comprobar la fiabilidad de los resultados que se obtienen con el modelo planteado, las funciones de influencia y el algoritmo de Stoerm, se desarrolló un modelo sencillo de viga unidimensional en un programa comercial de elementos finitos como es COSMOS/M. Lo que hace este programa para el estudio numérico es obtener primeramente los modos de vibración de la estructura en cuestión, y mediante análisis modal obtiene las respuestas en sistemas dinámicos.

Características de la viga desarrollada en COSMOS/M:

- Viga de sección rectangular (constante)
- Ancho de viga 2.5 m
- Canto de viga 0.5 m
- Área de la sección $A = 1.25 \text{ m}^2$
- Longitud de viga 25 m
- Momento de inercia $I_x = 0.0260 \text{ m}^4$
- Número de nodos $n = 101$ (100 elementos)
- Densidad del material $\rho = 1700 \text{ kg/m}^3$ (Fibra de vidrio-epoxi)

La carga a la que sometemos la viga es también una carga simple, consistente en una carga puntual en el extremo de la viga. Esa carga va a ser una carga pulsante o

doblemente pulsante de unos segundos de duración de una amplitud máxima de 20000N (2000kg).

Se analizó por tanto la respuesta de la viga sometida a un conjunto de cargas sencillas, obteniéndose el desplazamiento del extremo de la viga como función del tiempo para todas ellas. Los valores proporcionados por COSMOS/M fueron cotejados con los que generaba el programa de desarrollo propio en MATLAB, y que utilizaba el método de las funciones de influencia y el método de Stoerm para el cálculo de los desplazamientos en el tiempo. Los resultados fueron los siguientes:

Carga pulsante de 2s de duración:

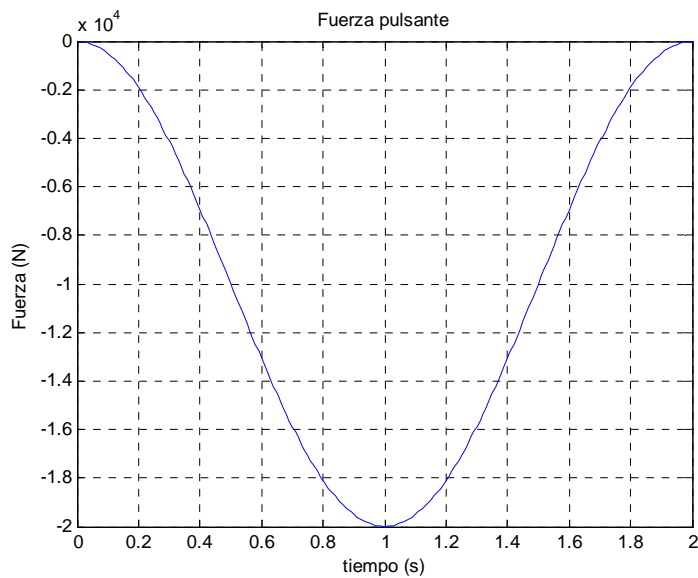


Figura 4.9. – Carga pulsante de 2s de duración

Desplazamiento del extremo de la viga en COSMOS/M

El desplazamiento está medido en mm.

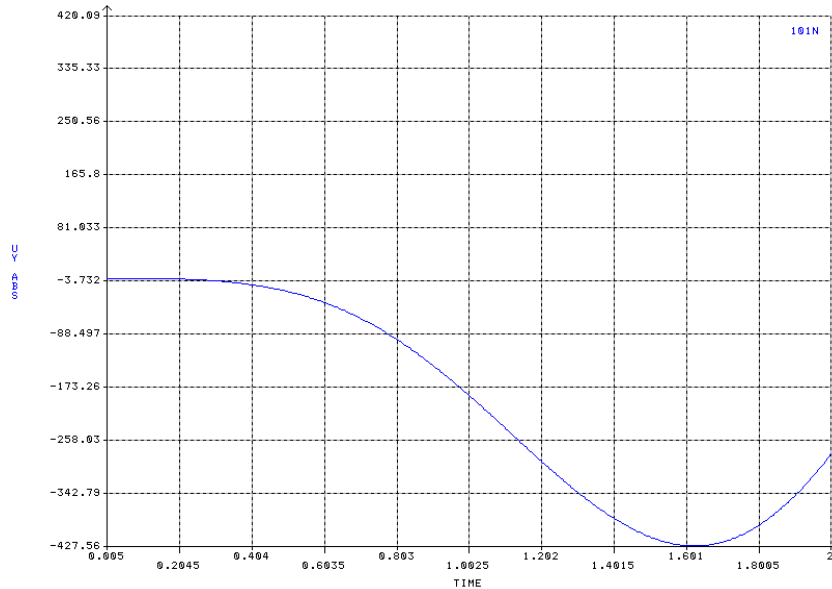


Figura 4.10.- Desplazamiento en dirección de la carga pulsante de 2s según COSMOS

Desplazamiento del extremo de la viga en MATLAB

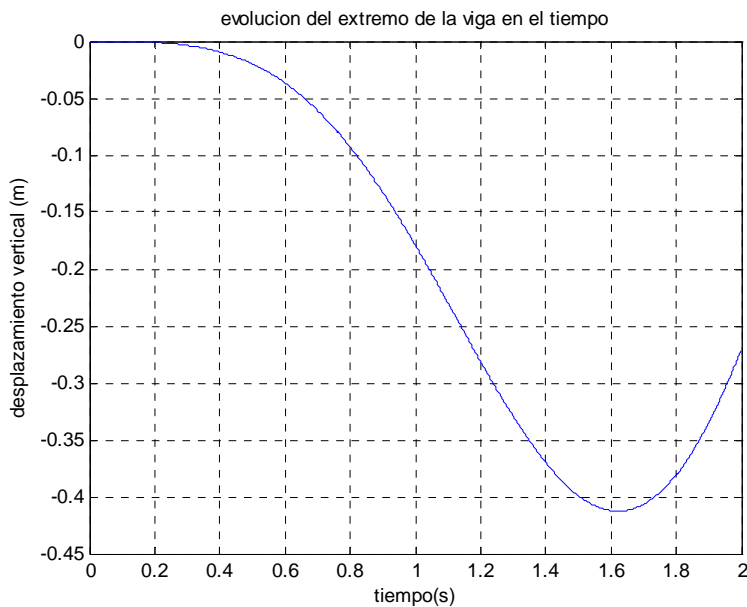


Figura 4.11.- Desplazamiento vertical calculado en MATLAB

Carga pulsante de 2s de duración:

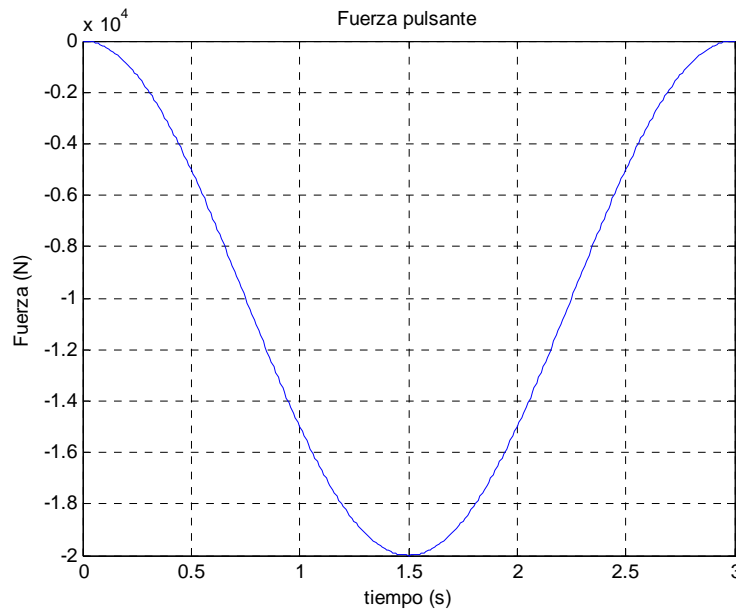


Figura 4.12.- Fuerza pulsante de 3 s de duración

Desplazamiento del extremo de la viga en COSMOS/M

El desplazamiento está medido en mm.

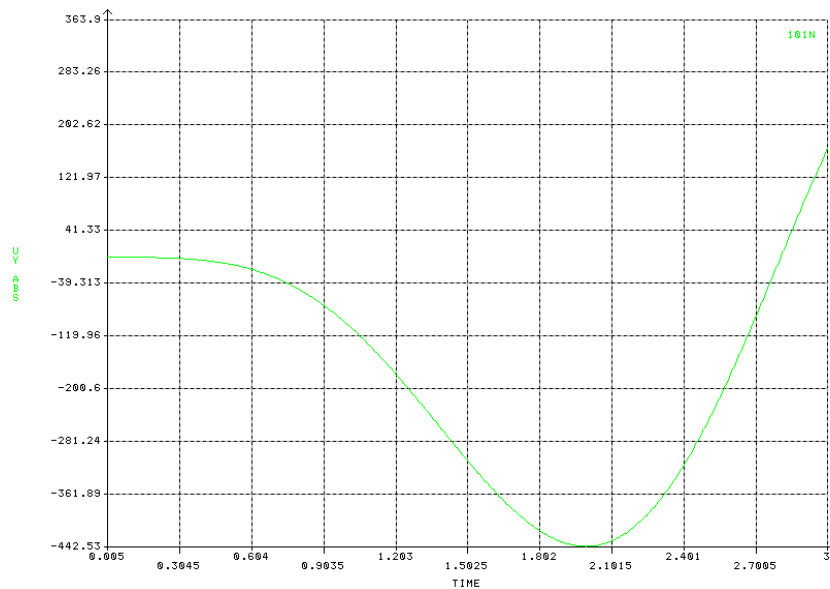


Figura 4.13.- Desplazamiento calculado por COSMOS para fuerza de 3s

Desplazamiento del extremo de la viga en MATLAB

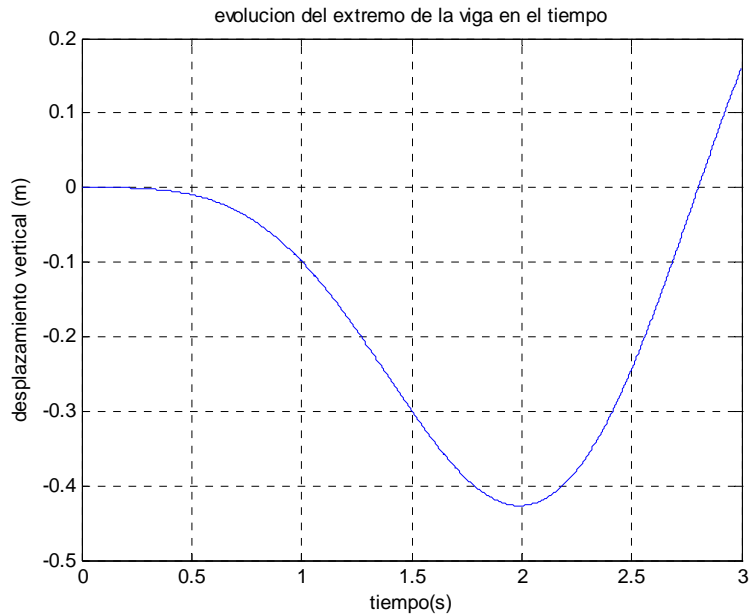


Figura 4.14.- Desplazamiento para carga pulsante de 2 s según MATLAB

Puede verse como la precisión del modelo es muy elevada (aún sin haber considerado la contribución del cortante en el desplazamiento en las funciones de influencia).

Si comparamos los resultados para las cargas doblemente pulsantes:

Carga doblemente pulsante de 2s de duración:

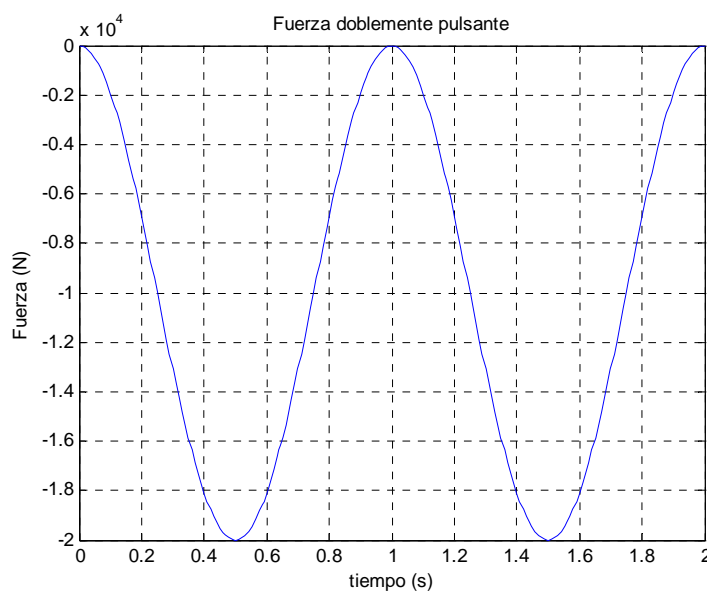


Figura 4.15.- Carga doblemente pulsante de 2s de duración

Desplazamiento del extremo de la viga en COSMOS/M

El desplazamiento está medido en mm.

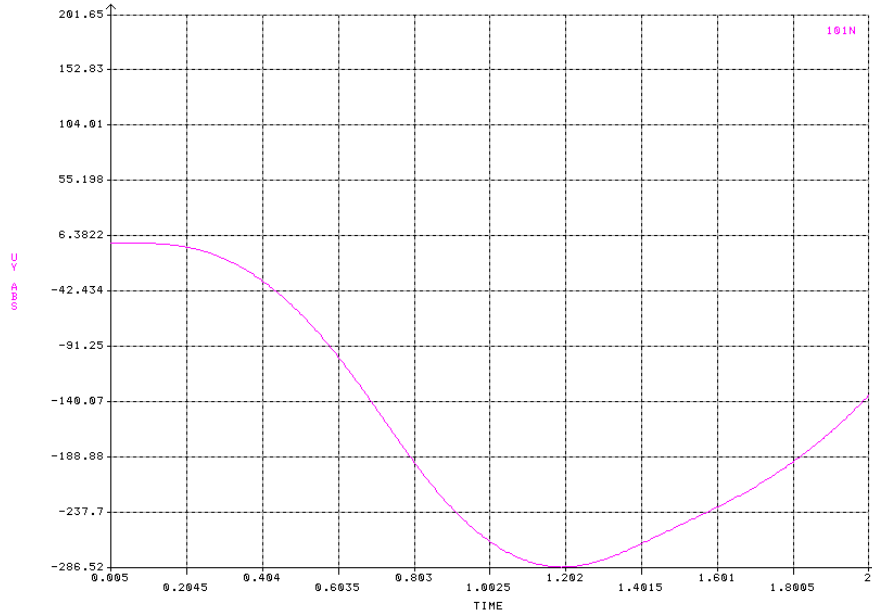


Figura 4.16.- Desplazamiento para el doble pulso de 2s según COSMOS

Desplazamiento del extremo de la viga en MATLAB

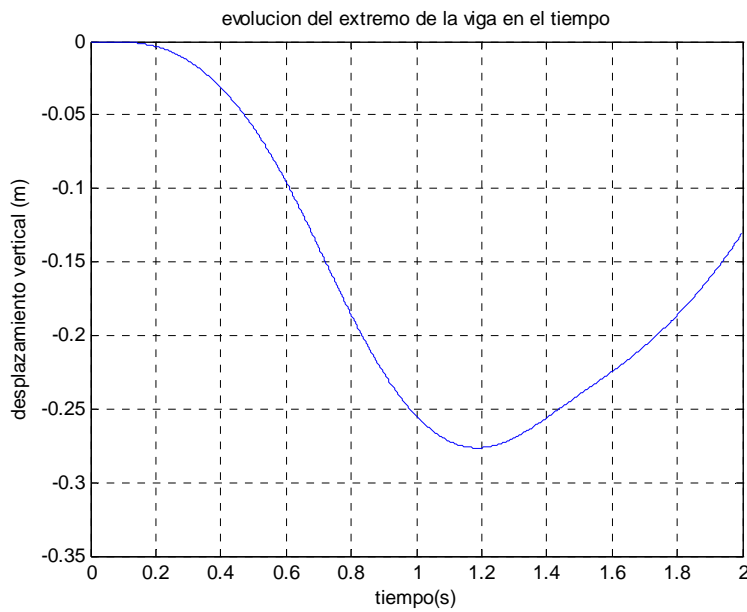


Figura 4.17.- Desplazamiento para el doble pulso de 2s según MATLAB

Carga doblemente pulsante de 3s de duración:

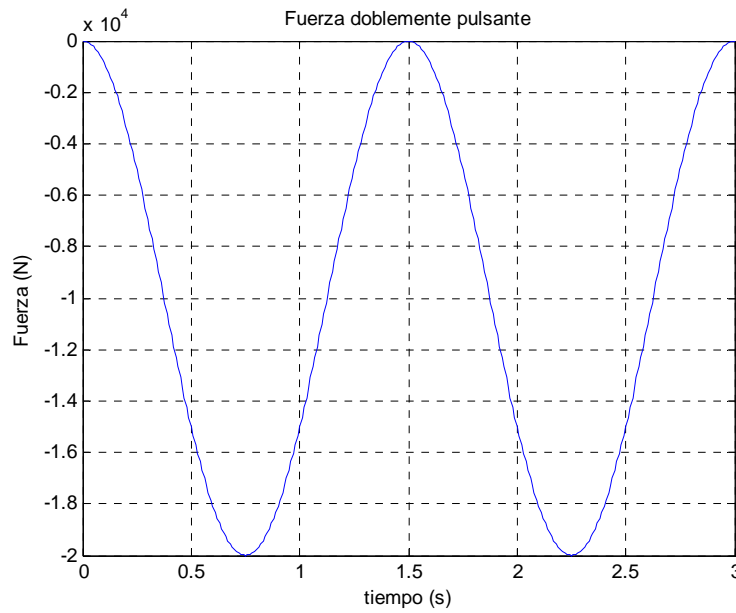


Figura 4.18.- Carga doblemente pulsante de 3s de duración

Desplazamiento del extremo de la viga en COSMOS/M

El desplazamiento está medido en mm.

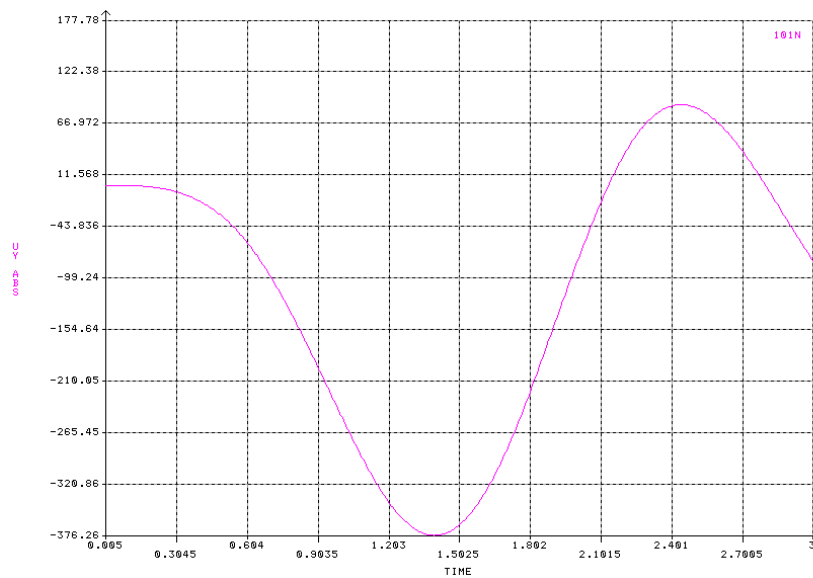


Figura 4.19.- Desplazamiento para el doble pulso de 3 s según COSMOS

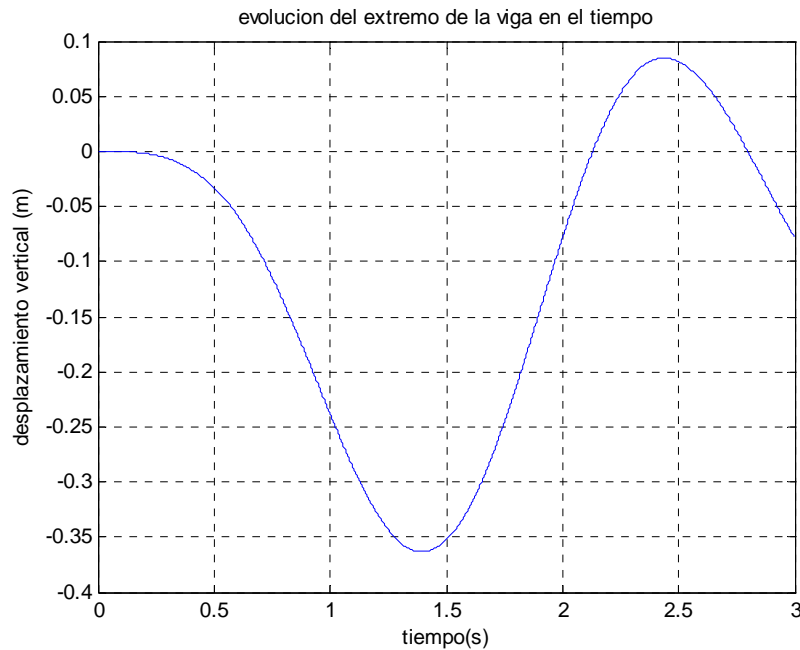
Desplazamiento del extremo de la viga en MATLAB

Figura 4.20.- Desplazamiento para el doble pulso de 3 s según MATLAB

Se puede considerar en base a la comparación con COSMOS/M, que el modelo de las funciones de influencia y el método de Stoerm resuelven correctamente el problema dinámico de cálculo de desplazamientos. A partir de aquí, asemejar la geometría, propiedades y cargas a las que se ve sometida la viga a las que presentaría una pala comercial de un aerogenerador moderno, permitirá determinar lo más aproximadamente posible la respuesta real de las palas de la aeroturbina.

Capítulo 5: RESULTADOS

5.1 – INTRODUCCIÓN

En capítulos anteriores se expuso toda la teoría relativa al cálculo del desplazamiento y el modelo y características de la pala del aerogenerador. Se explicaron modelos de pala, materiales, características geométricas y todas las simplificaciones realizadas.

En este capítulo se trata de recoger y presentar todos los resultados procedentes del cálculo analítico. Todos los resultados son obtenidos mediante distintos programas de elaboración propia en MATLAB, de forma que se ha establecido un modelo matemático que permite de forma fácil y rápida obtener el comportamiento estructural de la pala en función de los parámetros externos que queramos introducir, como fuerzas a las que esta sometida, parámetros geométricos, etc.

Se procederá al estudio de los resultados para tres modelos de pala definidos en los capítulos anteriores. Para ellos definiremos los estados de carga a los que se verá sometida nuestra pala así como los esfuerzos que soportará la estructura en cada estado. Además se analizará la influencia de la torsión geométrica que tiene la pala en los desplazamientos, así como su influencia en parámetros como la inercia de la estructura.

Todo esto nos permitirá obtener el desplazamiento de la pala en las direcciones perpendicular y paralela al plano del rotor (deformadas de la viga en ambas direcciones), los giros de flexión que se generan y el giro de torsión sobre el eje elástico de la pala (eje formado por los centros de cortante o torsión de las distintas secciones de la pala, y que será coincidente en nuestro caso con los centros de masas de las secciones) de forma dinámica a lo largo del tiempo.

5.2 – RESULTADOS FINALES.

5.2.1 – ESTADOS DE CARGA.

Caso1. Condiciones normales de operación.

Como se explicó anteriormente en el capítulo 3 este estado de carga es el correspondiente al definido en la normativa IEC 61400-1 como estado 1.4. Consiste en someter al aerogenerador a un perfil normal de viento, de forma que presente un cortante vertical de viento según la expresión 3.7, tomando como valor del exponente, $\alpha = 0.2$. Es un estado en el que se considera la máxima velocidad del viento posible a la altura del buje antes de la desconexión de la máquina, es decir, consideraremos a la aeroturbina sometida a las máximas cargas posibles a las que se puede enfrentar la máquina en condiciones de funcionamiento normal. Esta velocidad, llamada velocidad de desconexión ó v_{out} , la situaremos para un aerogenerador de nuestro tamaño en torno a los 25 m/s. A su vez, la pala en su movimiento rotatorio encuentra las máximas cargas cuando se encuentra en posición vertical (ángulo de 90°) ya que el viento se incrementa con la altura como indica la expresión 3.7 mencionada anteriormente. De esta manera se genera en la pala una distribución de fuerzas aerodinámicas que podemos descomponer en fuerzas que se encuentran en el plano del rotor, que son las que van a contribuir a generar par motor y que llamaremos ‘fuerzas de arrastre’ o ‘lag’, y fuerzas perpendiculares al plano del rotor, que son las ‘fuerzas de batimiento’ o ‘flap’ y que son las que generan una mayor deflexión de la pala, siendo por tanto las fuerzas críticas a estudio. Sin embargo no hay que olvidarse de las fuerzas relativas al peso de la pala, también sobre el plano del rotor, que habrán que sumarse a las fuerzas de arrastre, y los momentos de torsión que generan todas estas fuerzas sobre los centros de masas de las secciones, pues las fuerzas aerodinámicas sobre los perfiles se producen de manera excéntrica al centro de masas (las fuerzas aerodinámicas se aplican sobre los perfiles en un punto resultante llamado ‘centro de presiones’, que no coincide con el centro de masas, aunque por mayor simplicidad se refieren siempre las mismas al llamado ‘centro aerodinámico’, dando como resultado un momento de cabeceo aerodinámico al hacer la traslación de fuerzas a ese punto, que suele estar en torno al 25 % de la cuerda de los perfiles).

La pala en su movimiento de giro, presenta cada vez una distribución de fuerzas diferente, pues en cada sección cambia el viento debido al cortante vertical. Así cada sección presenta un distribución de fuerzas oscilante en el tiempo, con frecuencia de oscilación 1P (frecuencia de giro de la aeroturbina). Aplicando un modelo de ‘cargas concentradas’ de 10 cargas, las fuerzas y momentos que soporta la pala en **Condiciones normales de operación** se muestran a continuación.

Cargas en el plano del rotor:

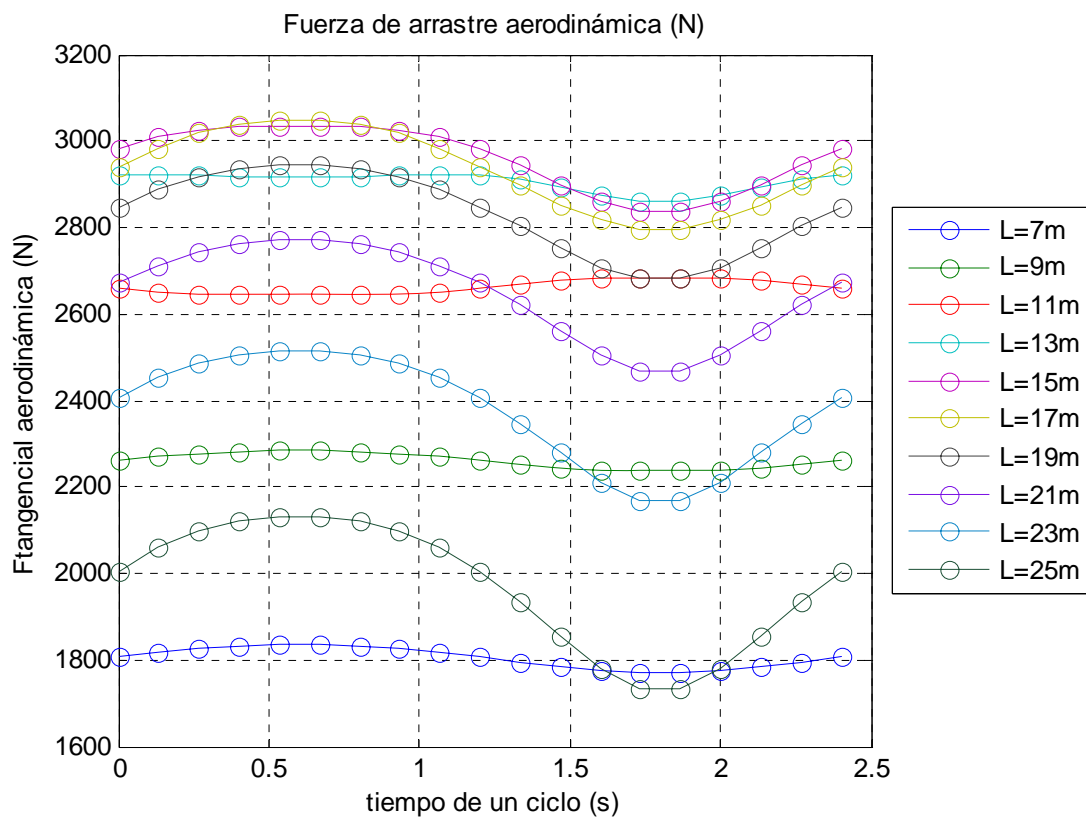


Figura 5.1.- Fuerzas de arrastre aerodinámicas sobre las secciones de análisis.

Estas fuerzas son las que contribuyen a generar par sobre la turbina y a la extracción de potencia del viento. En este caso las mayores fuerzas se alcanzan en la zona central de la pala, pero las variaciones de las fuerzas de unas zonas a otras de la pala no son muy acusadas, estableciéndose una distribución de fuerzas aproximadamente constante en todo el tramo de la pala, salvo en las zonas próximas al encaste y la punta donde las pérdidas aerodinámicas hacen disminuir los valores en esos tramos. Se verá posteriormente como los valores de las fuerzas de batimiento son más acusados de unas

secciones a otras. Todas las fuerzas son oscilantes con frecuencia 1P, que es la frecuencia de giro de la aeroturbina, presentando mayor amplitud en las oscilaciones de unas regiones a otras, pudiéndose ver claramente como ésta aumenta de la base a la punta de la pala, pues la pala en su movimiento de giro presenta una mayor variación en la velocidad del viento en sus secciones más alejadas del buje, pues pasan por mayores variaciones de altura que las secciones más interiores. También se puede ver como los senos no son perfectos, es decir no presentan la misma amplitud con la pala subiendo que bajando; esto se debe a que la ley de variación potencial de velocidad del viento genera una mayor variación del mismo en el trayecto de descenso de la pala que en el de ascenso durante el giro, dando lugar a oscilaciones más acusadas de las fuerzas a partir de $T/2$, siendo T el periodo de las oscilaciones.

En el plano del rotor hay que tener en cuenta el peso de la pala, que es una función de la forma:

$$F_{\tan \text{Peso}} = -\text{Peso} \cdot \cos(\theta) = -\text{Peso} \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (5.1)$$

donde ω es la velocidad de giro del rotor en radianes (en nuestro caso 25 rpm)

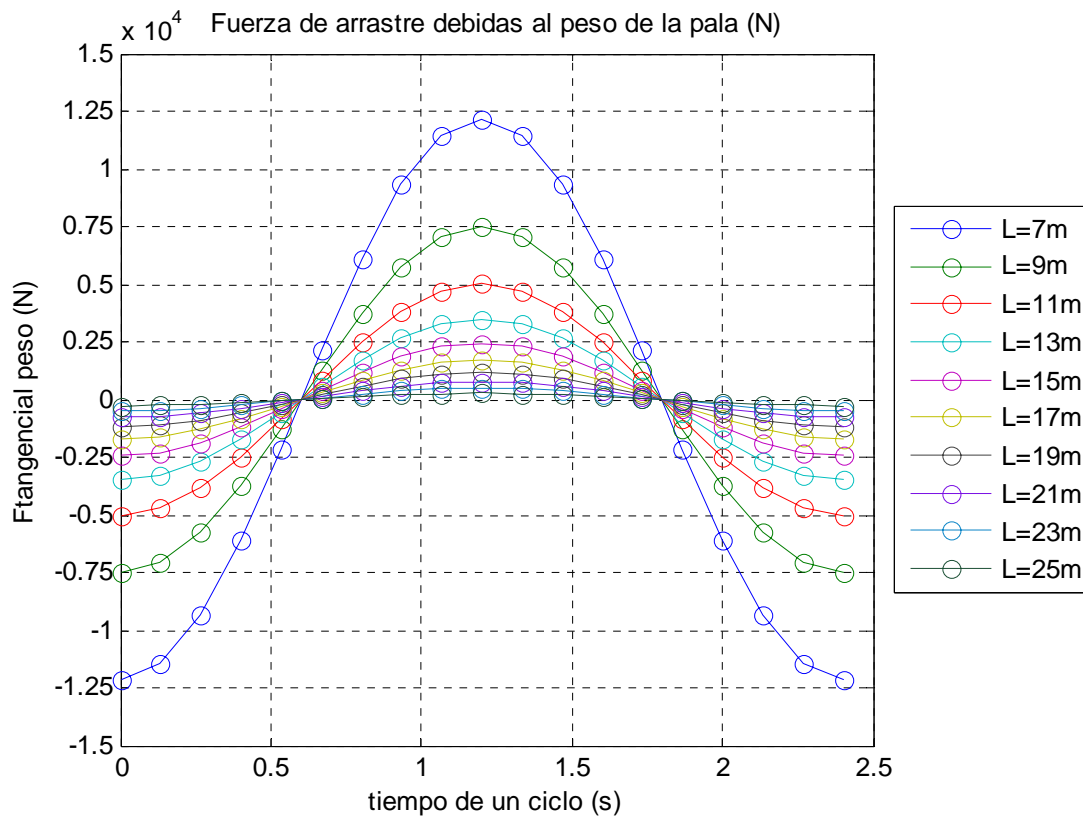


Figura 5.2.- Fuerzas de arrastre debidas al peso sobre las secciones de análisis.

El peso de la pala genera fuerzas oscilantes sobre la misma contenidas en el plano del rotor, que contribuyen o se oponen al movimiento de arrastre en función de la posición en la que se encuentre la pala durante su movimiento de giro. Como consideramos que a tiempo 0 la pala se encuentra en un ángulo $\theta = 0^\circ$, y que el movimiento del sistema es antihorario, la pala inicia su movimiento cíclico de giro en posición horizontal teniendo que vencer la fuerza contraria al movimiento de arrastre que le causa su propio peso. Al llegar a la posición vertical ($\theta = 90^\circ$) desaparece el efecto del peso sobre el arrastre pero comienza a contribuir de manera positiva a partir de ese mismo momento hasta que en posición nuevamente horizontal ($\theta = 180^\circ$) ese efecto es máximo. Comienza a disminuir a partir de ese momento hasta que de nuevo se anula ($\theta = 270^\circ$) y vuelve a hacerse negativo (se opone al movimiento) hasta que se alcanza el valor máximo de nuevo con la pala en posición horizontal ($\theta = 360^\circ$), completándose así un ciclo de esfuerzo.

Claramente se puede ver como las secciones que más contribuyen al peso de la pala son las secciones más próximas al encastre pues la pala tiene que ser más robusta en esta zona para poder aguantar los esfuerzos sin romperse.

A su vez podemos ver como las fuerzas en el plano del rotor que genera el peso de la pala son bastante mayores que las fuerzas aerodinámicas de arrastre en las zonas próximas al encastre, que son las más pesadas, de manera que al sumar la interacción de ambas el efecto del peso es mucho más importante en el resultado final en estas zonas. En las regiones a partir de la mitad de la pala las fuerzas aerodinámicas cobran mucha importancia, pues la pala aporta poco peso en estas zonas, de forma que contribuyen de manera principal en las fuerzas de arrastre totales de estas secciones.

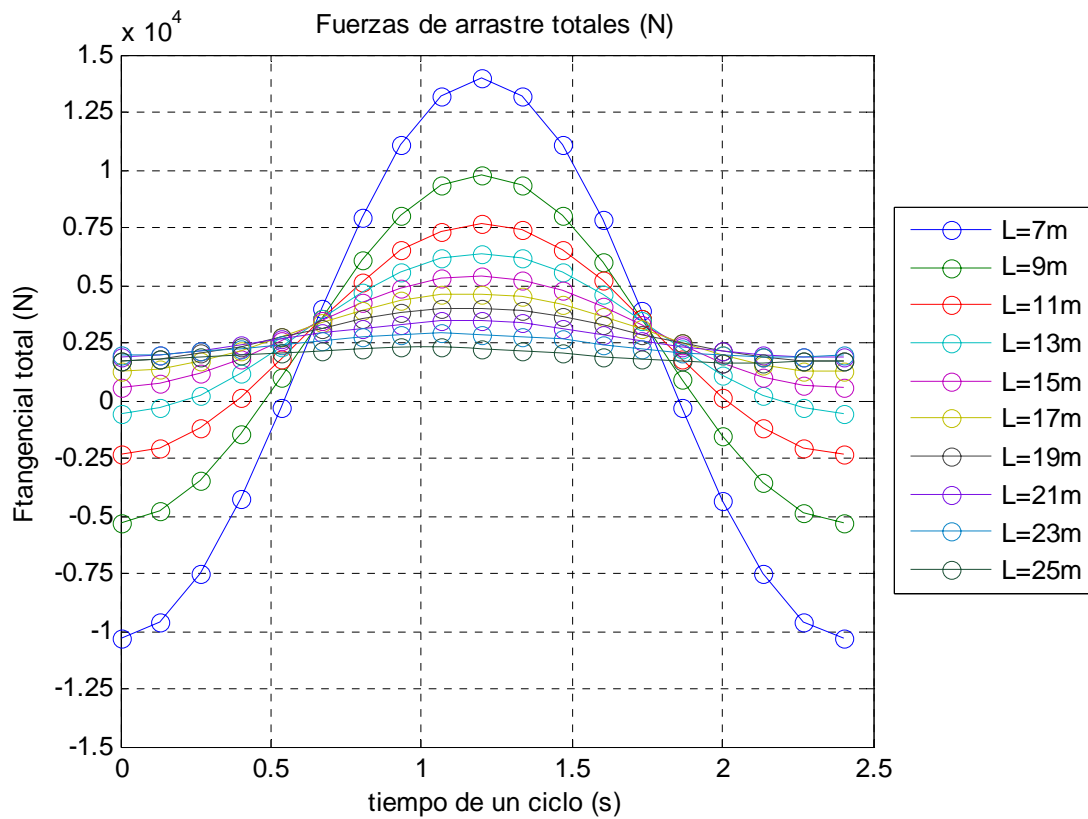


Figura 5.3.- Fuerzas de arrastre totales sobre las secciones de análisis.

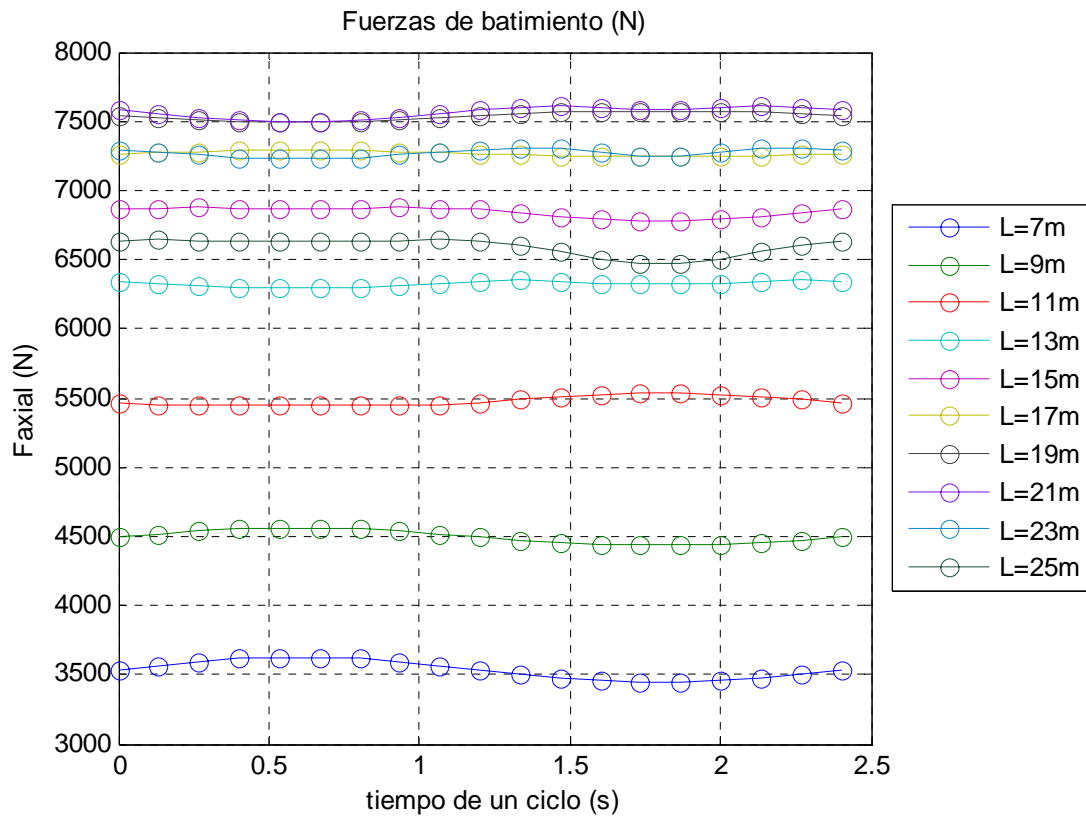
Cargas perpendiculares al plano del rotor:

Figura 5.4.- Fuerzas de batimiento sobre las secciones de análisis.

Las mayores cargas en la dirección de batimiento se producen en las secciones próximas a la punta de pala cayendo ligeramente en el extremo de la pala por las pérdidas que se generan en este punto. Esto es así porque las velocidades del viento en las secciones se incrementan con la distancia al encastre (debido a la velocidad de arrastre que imprime la pala en su movimiento de giro), pero en la punta de pala y sus proximidades se equilibra la presión por la recirculación del flujo de la parte inferior a la parte superior de la pala, generando una disminución de las fuerzas aplicadas en esta zona.

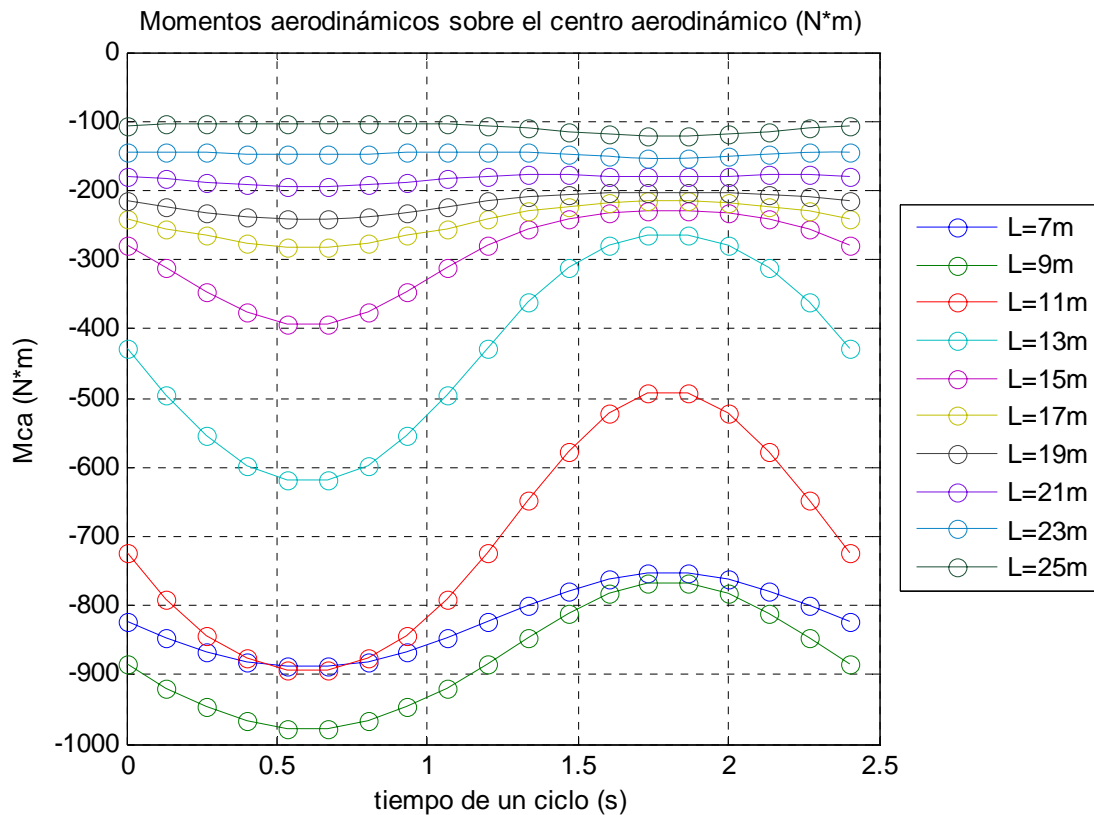
Momentos de torsión:

Figura 5.5.- Momentos aerodinámicos sobre el c.a. en las secciones de análisis.

Se puede ver como los momentos aerodinámicos disminuyen en valor a medida que nos acercamos hacia la punta de pala. Además en las zonas más próximas a la punta las oscilaciones en el tiempo de los momentos también disminuyen.

Los momentos aerodinámicos son negativos porque el coeficiente aerodinámico de momento c_m que se utiliza para calcular estos esfuerzos se define como negativo para ángulos de ataque positivos, tal y como puede verse en las gráficas 3.20 y 3.23. Esto es así porque en la teoría aerodinámica se considera que el momento de cabeceo (sobre el centro aerodinámico del perfil: $c/4$) al que está sometido un perfil inclinado un ángulo de ataque α positivo sobre la dirección del viento incidente, es negativo, al tratarse de un momento ‘nosedown’ o nariz-abajo (sentido contrario a las agujas del reloj). Este momento, al tratarse de un momento torsor, en teoría estructural es considerado positivo, pues es un momento que según la regla del sacacorchos sale del papel. Considerando por tanto el criterio de signos estructural, positivo antihorario y negativo en sentido horario, y reduciendo todo el sistema de fuerzas (fuerzas de arrastre,

batimiento y momento sobre el centro aerodinámico) al resultante sobre el centro de masas de la sección (que lo consideramos coincidente con el centro de torsión o cortante y el centro de flexión), se obtienen los siguientes momentos torsores en las secciones según el criterio de signos estructural anteriormente mencionado.

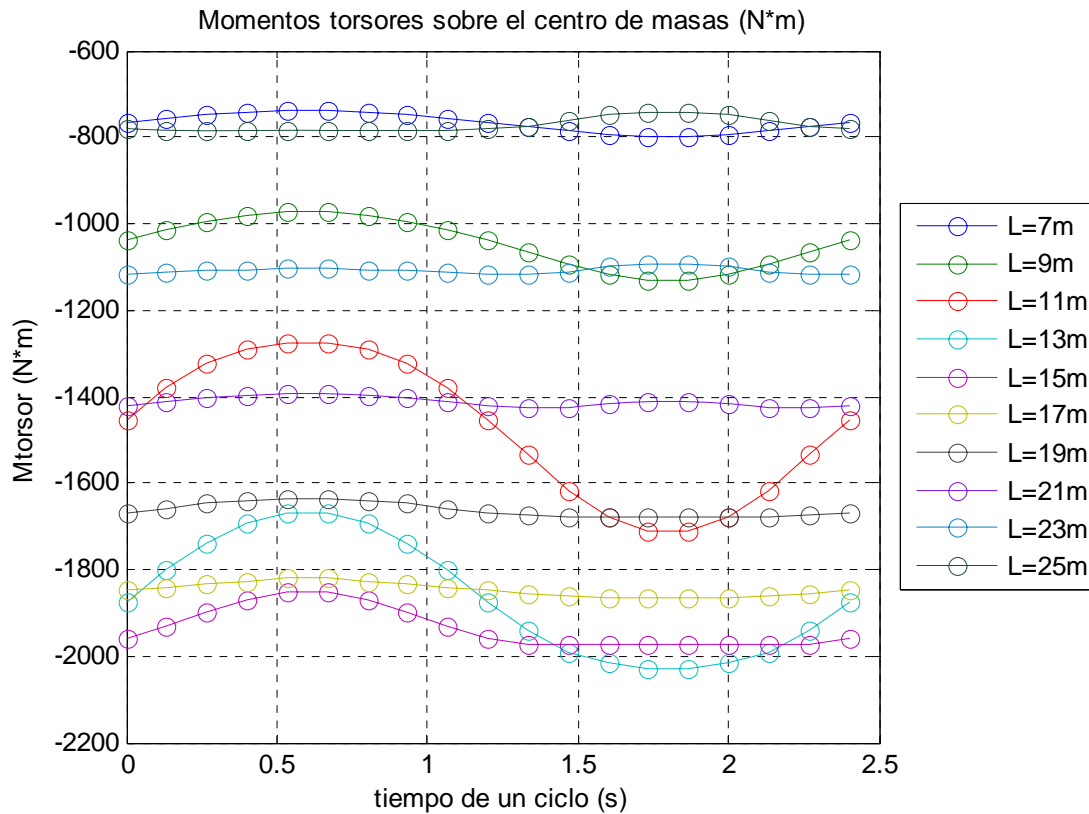


Figura 5.6.- Momentos torsores sobre el c.m. en las secciones de análisis.

La expresión a partir de la cual se obtienen los momentos torsores sobre el centro de masas de las secciones es la siguiente:

$$M_{Tc.m.} = (x_{c.m.} - 0.25c) \cdot (-F_{arrastre} \cdot \text{sen}\beta - F_{batimiento} \cdot \text{cos}\beta) + y_{c.m.} \cdot (-F_{arrastre} \cdot \text{cos}\beta + F_{batimiento} \cdot \text{sen}\beta) + (-M_{c.a.}) \quad (5.2)$$

siendo β el ángulo de torsión de las secciones de la pala.

El criterio de signos del momento torsor es el explicado anteriormente, si es positivo es antihorario y si es negativo toma sentido horario.

Se puede ver como los mayores momentos torsores los sufren las secciones medias de la pala. Tanto la punta de pala como la sección analizada más próxima al encastre tienen los menores momentos de torsión. Esto es debido a que en la punta de pala los momentos aerodinámicos ya eran de por sí pequeños, mientras que en las zonas más próximas a la base, pese a que los momentos sobre el centro aerodinámico fueran elevados, los valores de las fuerzas de arrastre y batimiento son los menores de todas las secciones analizadas, y al reducir el sistema al centro de masas los valores de la torsión acaban siendo junto con los de punta de pala los menores. Son por tanto las secciones medias las que están sometidas a más momento torsor, con mayor o menor oscilación de unas secciones a otras.

Todos los valores son negativos, lo que indica que toda la pala se encuentra sometida a torsión en sentido horario, es decir, los perfiles de la pala sufren movimientos de ‘encabritamiento’ como consecuencia de la torsión. Eso sí, el movimiento por torsión no es comparable a los movimientos de arrastre y batimiento que generan el resto de fuerzas aerodinámicas.

Finalmente, el cambio en el sentido del momento aplicado sobre las secciones, al referir el sistema de fuerzas al centro de masas, indica que el punto resultante de aplicación de las fuerzas aerodinámicas sobre los perfiles (centro de presión) se encuentra sobre la cuerda a distancias intermedias entre $c/4$ (centro aerodinámico) y el centro de masas en todos los perfiles de la pala para este estado de carga en operación a la velocidad de desconexión.

Todas estas cargas son multiplicadas por un factor de carga de 1.35, como se indica en la tabla 3.6, a la hora de analizar los desplazamientos producidos por ellas, pues está definido así en la normativa IEC 61400-1.

Caso2. Condiciones extremas de operación.

Corresponde al estado de cargas definido como 6.1 en la norma IEC 61400-1. Consiste en someter al aerogenerador a una carga extrema definida por la ecuación 3.7. Al ser la turbina considerada como Clase I, la velocidad media anual a la que estaría sometido el emplazamiento sería $V_{ave} = 10 \text{ m/s}$ y la velocidad de referencia $V_{ref} = 50 \text{ m/s}$, de forma que la velocidad a la altura del buje de la aeroturbina es $V_{hub} = 1.4 \cdot V_{ref} = 70 \text{ m/s}$.

Para modelar el efecto de esta ráfaga consideraremos el periodo en el que la ráfaga está completamente desarrollada, sufriendo pequeñas oscilaciones temporales en cuanto al valor máximo de la ráfaga. Para establecer un periodo de tiempo similar al de análisis del anterior estado de carga (análisis de un ciclo de la turbina $T = 2.4 \text{ s}$) tomaremos un tiempo de 3s de actuación de la ráfaga. La forma de esta ráfaga extrema se corresponde con la figura 3.42 y con la ecuación matemática 3.10 que se escribe de nuevo a continuación:

$$V(z, t) = V(z) \cdot (1 - I_{\%} \cdot \cos(\Omega t)) \quad (5.3)$$

siendo:

$V(z) = V_{e50}(z)$: velocidad de la ráfaga definida por 3.7.

$I_{\%}$ = intensidad turbulenta, que medirá las variaciones de velocidad con el tiempo (la consideraremos del 13-15 %)

Ω = frecuencia de las oscilaciones (tomaremos una frecuencia de 10 rad/s).

En este modelo sólo calcularemos las fuerzas de resistencia que genera el viento, pues la máquina está parada y son muy superiores a las fuerzas aerodinámicas que actúan sobre el plano del rotor, y los momentos de torsión que se producen sobre las secciones. Todas las secciones en este caso se encuentran en pérdida aerodinámica. Supondremos además que la pala de análisis se encuentra parada en posición vertical, con lo que recibe las máximas velocidades del cortante de viento.

Las cargas de análisis a las que se ve sometida la pala son las siguientes:

Cargas perpendiculares al plano del rotor:

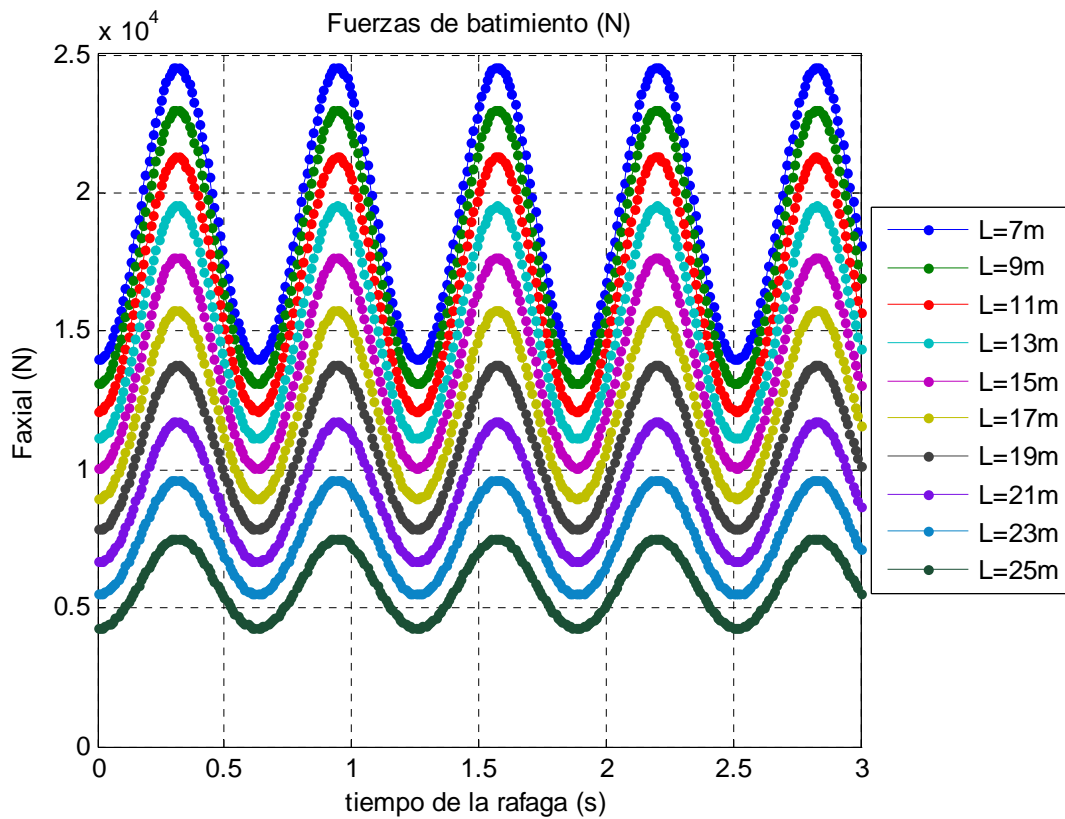


Figura 5.7.- Fuerzas de batimiento en las secciones de análisis.

Se puede ver como las fuerzas van disminuyendo a medida que avanzamos en el radio de la pala. Eso es debido a que la cuerda de las secciones va disminuyendo de forma lineal con el radio, ya que a pesar de que el coeficiente de resistencia y la velocidad del viento aumenten ligeramente, el efecto de la cuerda es más notable a la hora de obtener la fuerza de resistencia final que genera el viento en las secciones.

También observamos como los valores de las fuerzas de flapeo que genera la ráfaga en la pala son bastante superiores a los generados en el anterior estado de carga, máquina en operación sometida a la velocidad de desconexión del sistema. Evidentemente en el estado de ráfaga extrema la velocidad del viento que incide en las secciones es superior a la que incide en el caso de máquina en operación (aquí hay que tener en cuenta que la

velocidad incidente en las secciones es la velocidad relativa a las mismas, no la velocidad del viento exterior, pues hay que tener en cuenta el efecto de la velocidad de arrastre de la pala) y los coeficientes de resistencia de las secciones son también bastante superiores pues todas las secciones se encuentran en pérdida aerodinámica con el rotor parado.

Momentos de torsión:

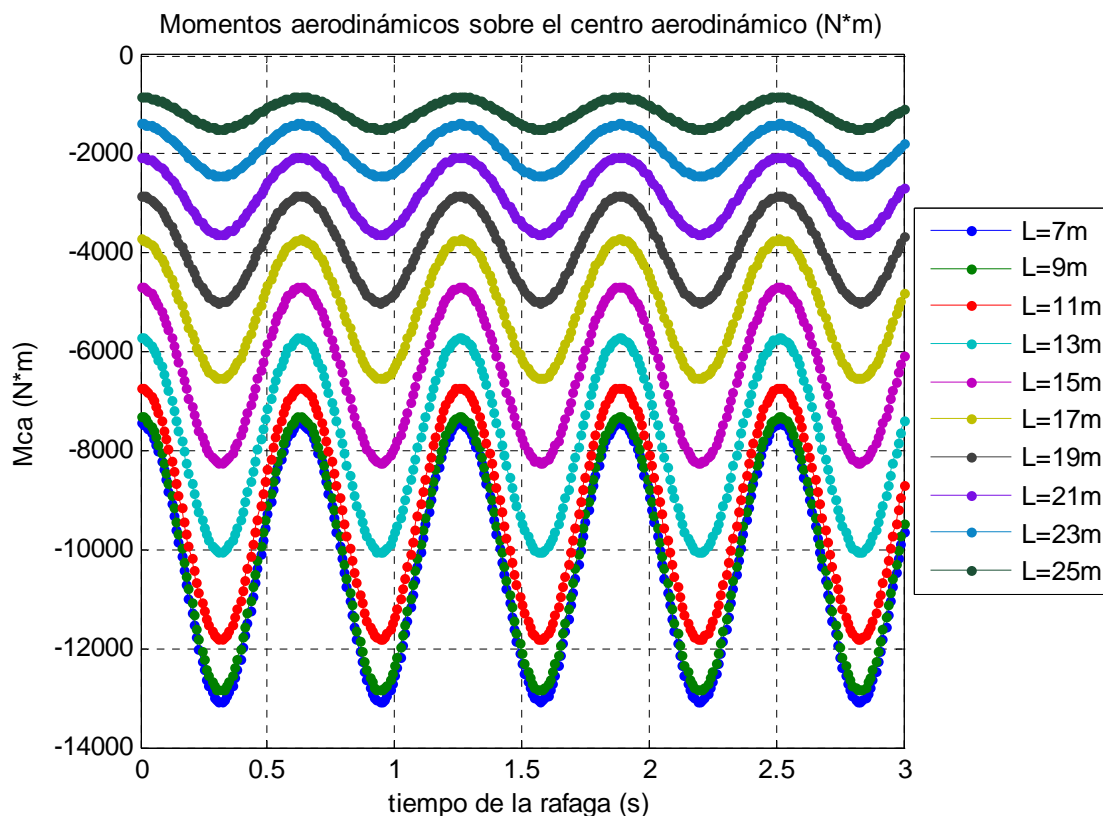


Figura 5.8.- Momentos torsores sobre el c.a. en las secciones de análisis.

El coeficiente de momento aerodinámico también es muy superior cuando los perfiles se encuentran en pérdida aerodinámica, de ahí que los momentos aerodinámicos también se disparen respecto al caso de carga en operación. La velocidad de la ráfaga también es superior a la velocidad relativa de las secciones en operación, sobre todo en las secciones más próximas al encastre, de ahí que los mayores momentos y fuerzas se produzcan en estas secciones próximas al buje, disminuyendo los valores a medida que nos aproximamos hacia la punta de la pala. Como se comentó anteriormente los momentos aerodinámicos son negativos porque el coeficiente aerodinámico se define

negativo para ángulos de ataque positivos. Que el momento aerodinámico sea negativo significa que las secciones sufren torsión positiva, es decir, el momento es ‘nosedown’ y por tanto según la ‘regla del sacacorchos’ sale hacia fuera de la sección.

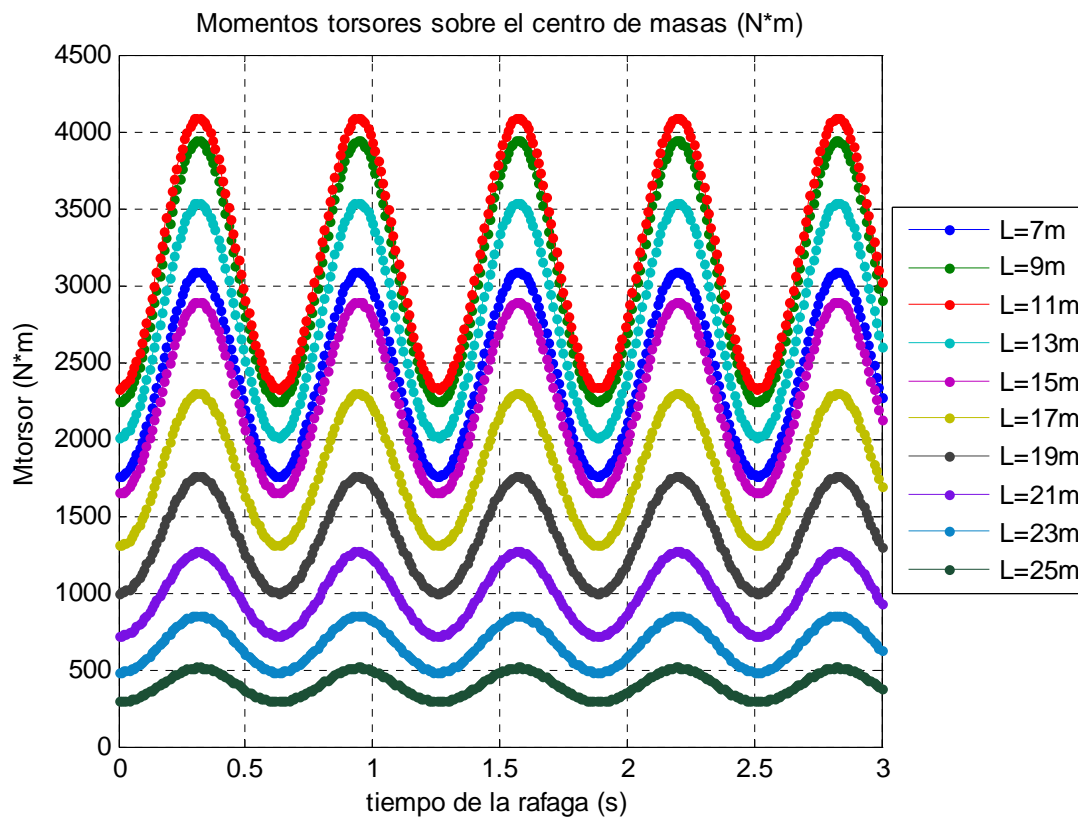


Figura 5.9.- Momentos torsores sobre el c.m. en las secciones de análisis.

Reduciendo el sistema de fuerzas al centro de masas de las secciones, obtenemos los momentos torsores sobre estos puntos. Se puede ver como la torsión respecto al centro de masas ya no es máxima en la sección analizada más próxima al encastre ($L = 9\text{m}$), sino que se incrementa hasta $L = 11\text{m}$, para comenzar a descender a partir de ese punto hasta las secciones de punta de pala.

Un dato a tener en cuenta, y quizás el principal, es que en este caso, el momento torsor final respecto el centro de masas en todas las secciones de la pala es positivo, lo que significa que las secciones no están sufriendo un encabritamiento respecto al centro de masas, como ocurría en el anterior caso de carga, sino que el sentido de los momentos sigue siendo ‘nosedown’ o ‘nariz abajo’ y por tanto cada sección sufre un momento torsor que la hace girar en sentido antihorario.

Al ser tanto los momentos aerodinámicos respecto al centro aerodinámico ($c/4$) como los momentos torsores respecto al centro de masas de sentido antihorario, nos indica claramente que el punto resultante de aplicación de las fuerzas aerodinámicas sobre los perfiles (centro de presión) se encuentra sobre la cuerda a distancias superiores al centro de masas en todos los perfiles de la pala para este estado de carga extrema con la pala parada.

Todas estas cargas son multiplicadas por un factor de carga de 1.35, como se indica en la tabla 3.6, a la hora de analizar los desplazamientos producidos por ellas, pues está definido así en la normativa IEC 61400-1.

5.2.2 – RESULTADO DE LOS DESPLAZAMIENTOS.

Analizaremos los resultados obtenidos por el programa principal HOMERBUCLÉ de desarrollo propio en MATLAB, que nos proporciona la respuesta a nivel de desplazamientos (movimiento vertical y giro de flexión en el plano del rotor y en el perpendicular a él, así como el giro de torsión que se produce en la estructura) para tres modelos de pala geoméricamente distintos a nivel interno explicados en el capítulo 3 de esta memoria y según varios estados de carga mencionados en el apartado anterior.

Caso1. Condiciones normales de operación (estado 1.4 de IEC 61400-1).

DESPLAZAMIENTOS DE PUNTA DE PALA.

Desplazamiento de flap (batimiento)

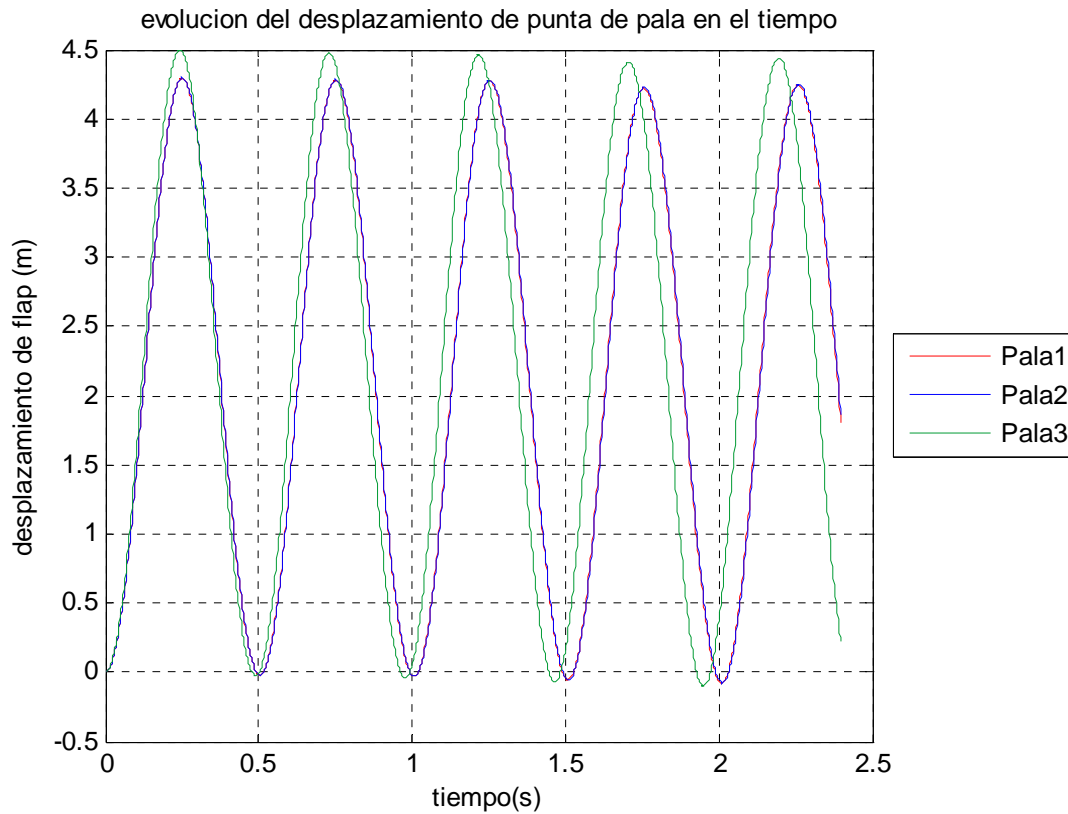


Figura 5.10.- Desplazamiento de flap en punta de pala.

Se puede ver como el desplazamiento máximo de la punta de la pala provocado por las fuerzas de batimiento se encuentra entre 4 y 4.5 metros, dependiendo de la pala analizada. La pala 3 es la más ligera de las tres pues no contiene webs, de forma que su desplazamiento es ligeramente superior a los otros dos modelos, que presentan un comportamiento prácticamente idéntico. Al ser más ligera, tiene menos inercia y la frecuencia de las oscilaciones se reduce ligeramente respecto al resto. En general se puede ver un movimiento oscilatorio de frecuencia entre 4P-5P (cuatro-cinco veces la frecuencia de giro de la máquina, 1P) sobre una posición de equilibrio de punta de pala que se encuentra entre los 2 y los 2.5 m. Una vez termina el ciclo comienza otro de nuevo con el mismo movimiento que el anterior salvo por la posición inicial en la que se encuentra la punta de la pala, que como vemos no retorna al final del ciclo a la posición de partida, pues el movimiento presenta inercia.

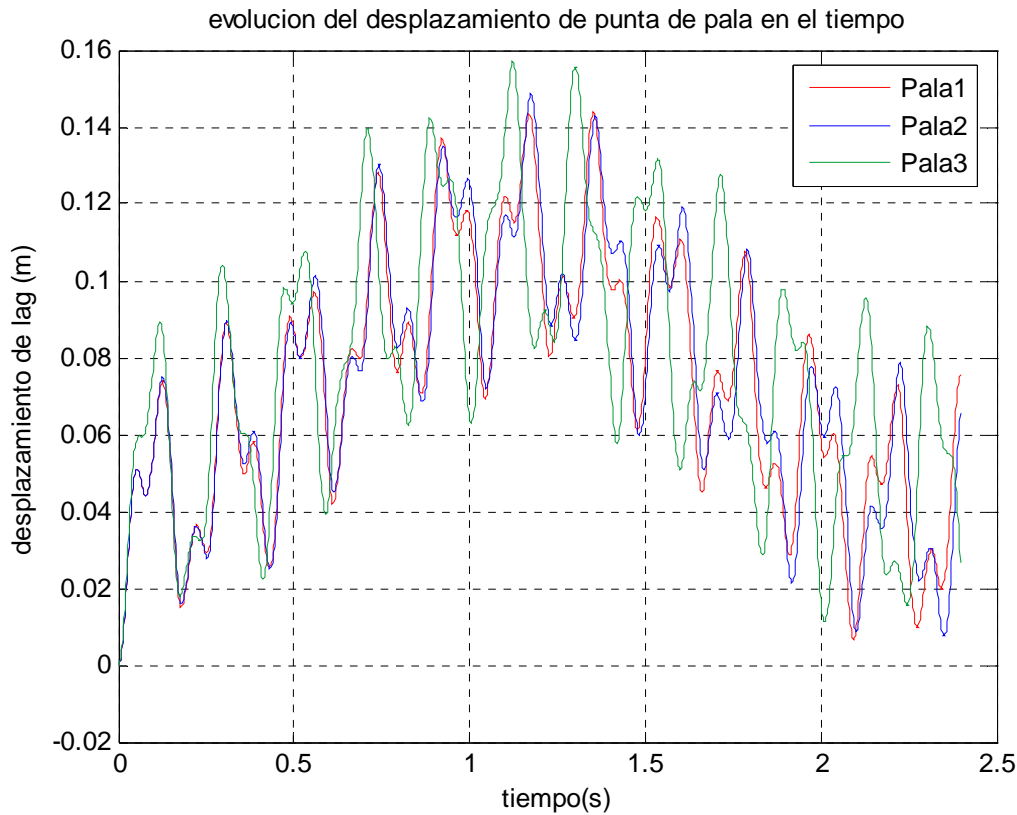
Desplazamiento de lag (arrastre)

Figura 5.11.- Desplazamiento de lag en punta de pala.

El movimiento de arrastre, que es el provocado por el par que se genera sobre la máquina, está sometido a menores esfuerzos que el de batimiento. Los desplazamientos por tanto son mucho menores que en el movimiento de flap. Se puede ver como el máximo movimiento de la punta no llega a 16 cm, que es un desplazamiento 28 veces menor al máximo mostrado en el batimiento. Este máximo desplazamiento se produce a $T/2$, cuando la pala se encuentra en posición horizontal y el peso contribuye al par de la máquina.

Se observa una mayor diferencia entre las palas, aunque los órdenes de magnitud de los movimientos siguen sin cambiar.

Lo más característico es que el movimiento es vibratorio en tiempos del orden de $T/10$, siendo T el periodo de duración del ciclo (en nuestro caso 2.4 segundos), pero tiene una respuesta más general de media senoide en tiempos del orden de T . Es como una onda filtrada con rizado con frecuencia global igual a la del giro de la máquina (1P).

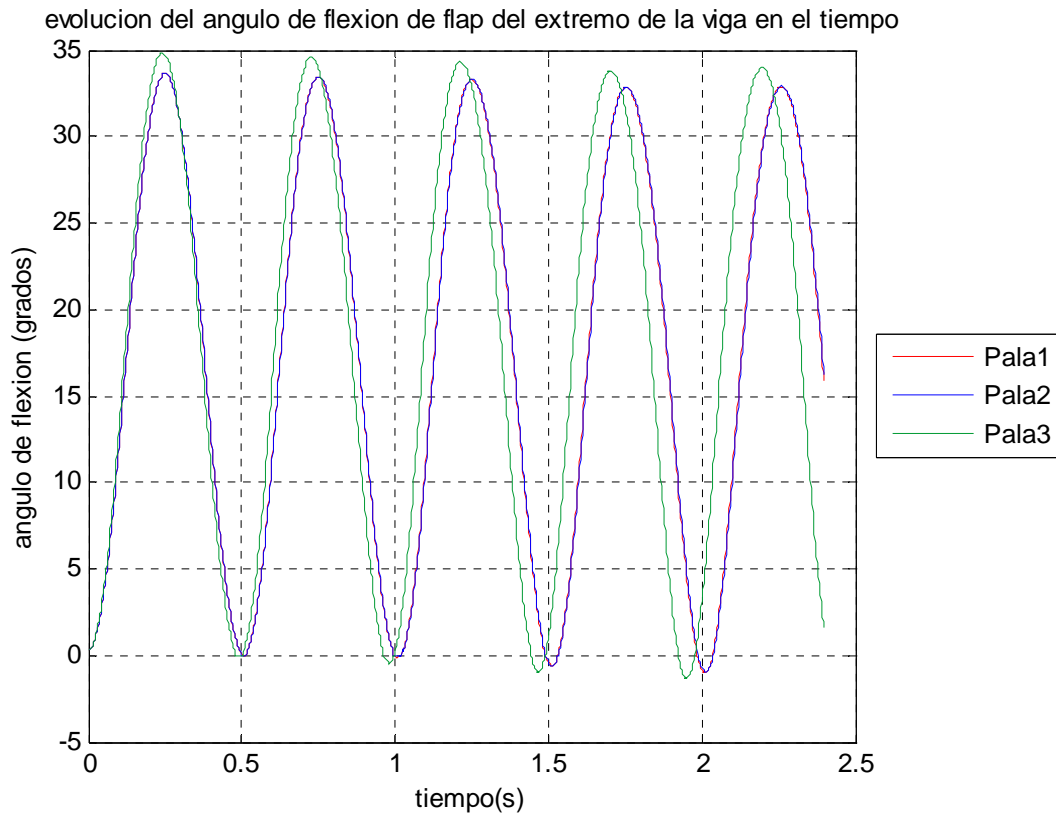
Giro de flexión de flap (batimiento)

Figura 5.12.- Giro de flexión de flap en punta de pala.

Los ángulos de flexión tienen la misma respuesta que los desplazamientos verticales, pues se tratan de su derivada respecto a la distancia radial. De nuevo en el caso del flap, senoides de frecuencia 4-5P sobre una posición de equilibrio que se encuentra entre los 15-18 grados en punta de pala. La variación entre las palas 1 y 2 es nula y la pala 3 se diferencia ligeramente por ser un poco más ligera que el resto.

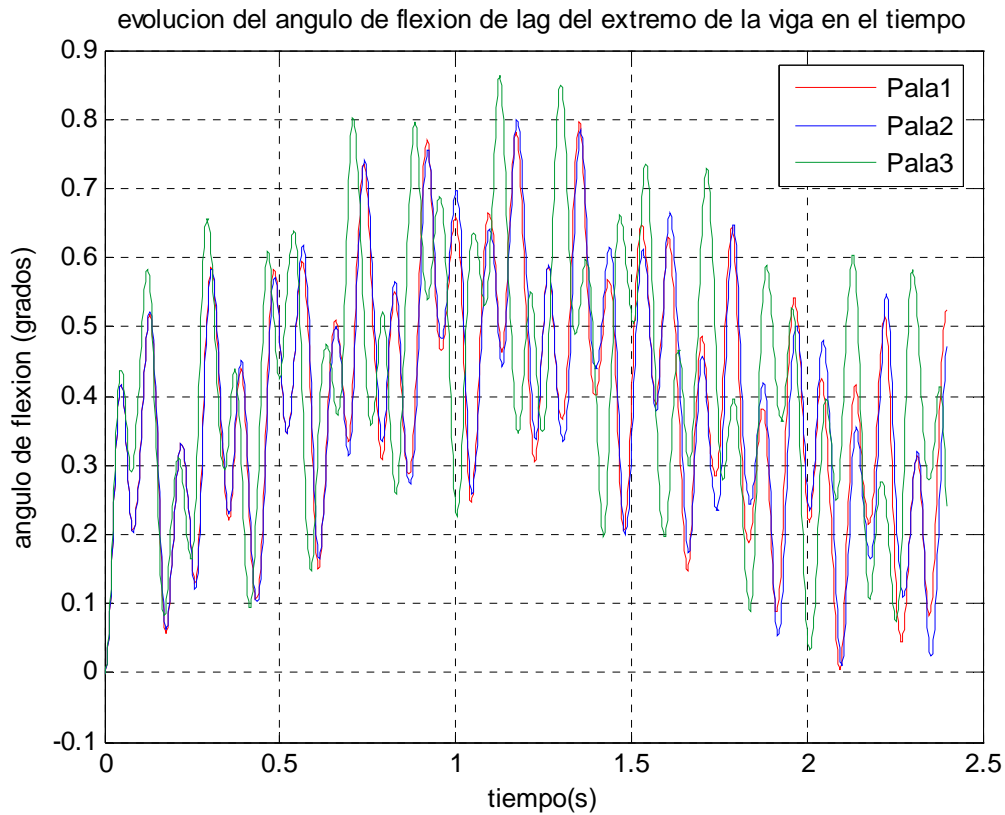
Giro de flexión de lag (arrastre)

Figura 5.13.- Giro de flexión de lag en punta de pala.

De nuevo el comportamiento es coincidente con el del desplazamiento vertical. Oscilaciones a frecuencia 10P o superior y respuesta global de frecuencia 1P de media senoide. El máximo giro no llega ni a 1 grado, 43 veces menos que el giro de flap, produciéndose a mitad del ciclo, lógico, pues la pala se encuentra sometida a mayor carga por efecto del peso.

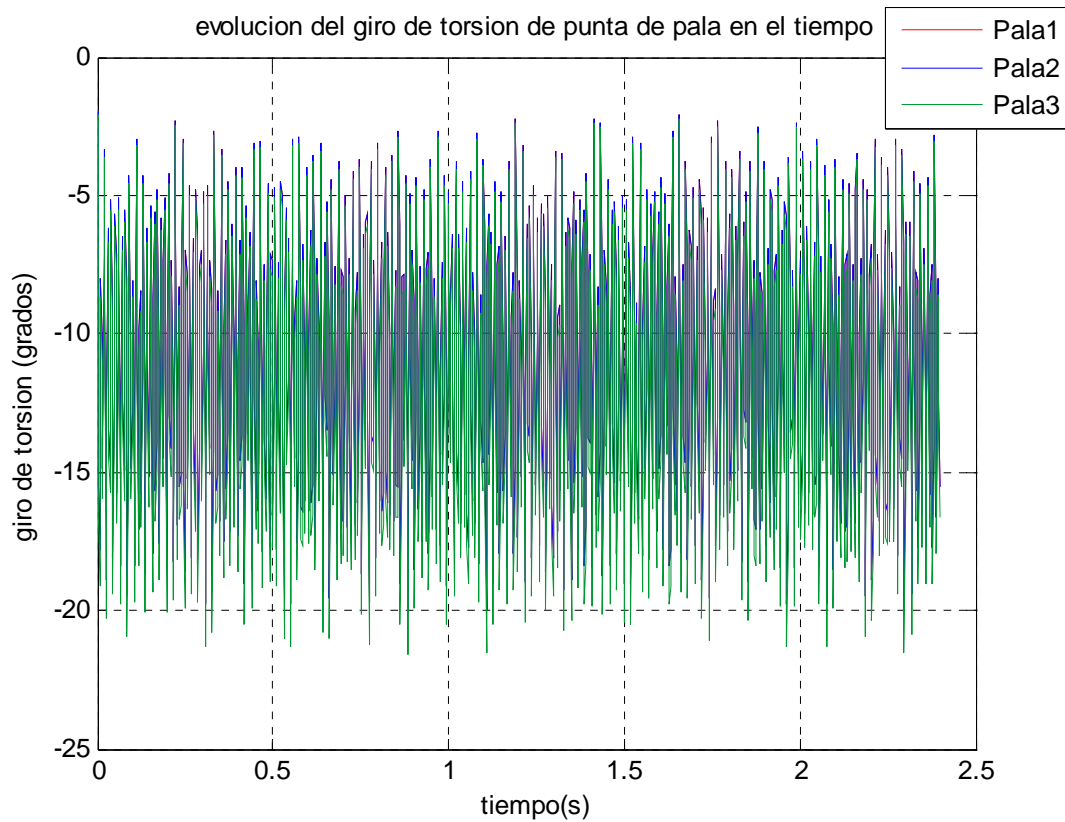
Giro de torsión

Figura 5.14.- Giro de torsión en punta de pala.

El giro de torsión es presenta una oscilación a alta frecuencia, entre -5 y -20 grados. La diferencia entre las palas es inapreciable en la torsión.

DEFORMADAS DE LA PALA.

A continuación representaremos lo que denominaremos ‘deformadas’ de la pala, tanto para desplazamiento vertical, como para flexión y torsión, y que corresponde al estado en un determinado instante de todas las secciones de la pala. De esta manera se puede apreciar el comportamiento global de la pala en el tiempo a través de una secuencia fotográfica. La evolución en el tiempo se representa mediante 19 estados, cada uno de los cuales se corresponde con el estado de la pala cada 20° de giro de la misma, partiendo desde los 0° (primera imagen – pala en posición horizontal) hasta los 360° que tiene el ciclo completo. Suponiendo que cada imagen es un elemento de una matriz A de dos columnas, la secuencia de lectura en el tiempo es:

$$a_{11}(0^\circ) \rightarrow a_{12}(20^\circ) \rightarrow a_{21}(40^\circ) \rightarrow a_{22}(60^\circ) \dots \rightarrow a_{n1}(340^\circ) \rightarrow a_{n2}(360^\circ)$$

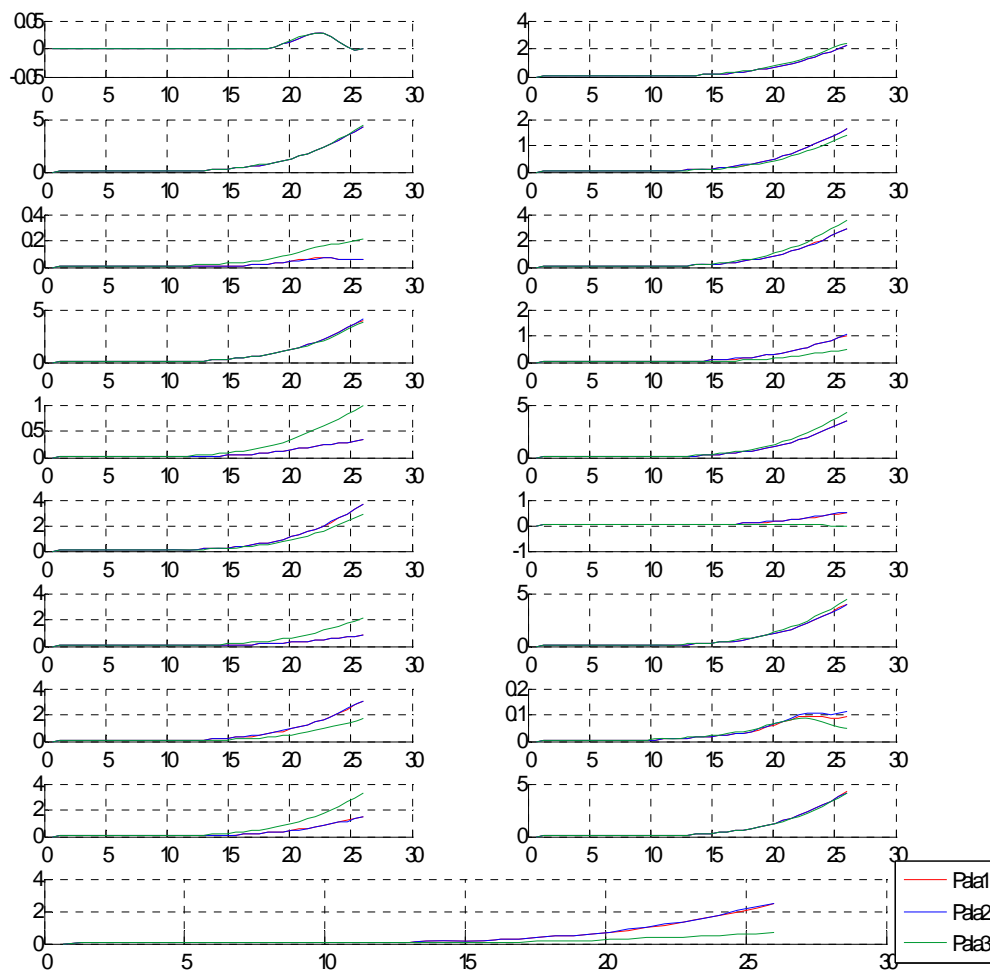
Deformadas de flap (batimiento)

Figura 5.15.- Deformadas de flap.

Como se ha comentados anteriormente, se puede ver como la pala 3 es la que presenta un comportamiento ligeramente diferente al resto, por ser la que presenta mayor diferencia en cuanto a masa e inercia al no presentar webs.

Deformadas de lag (arrastre)

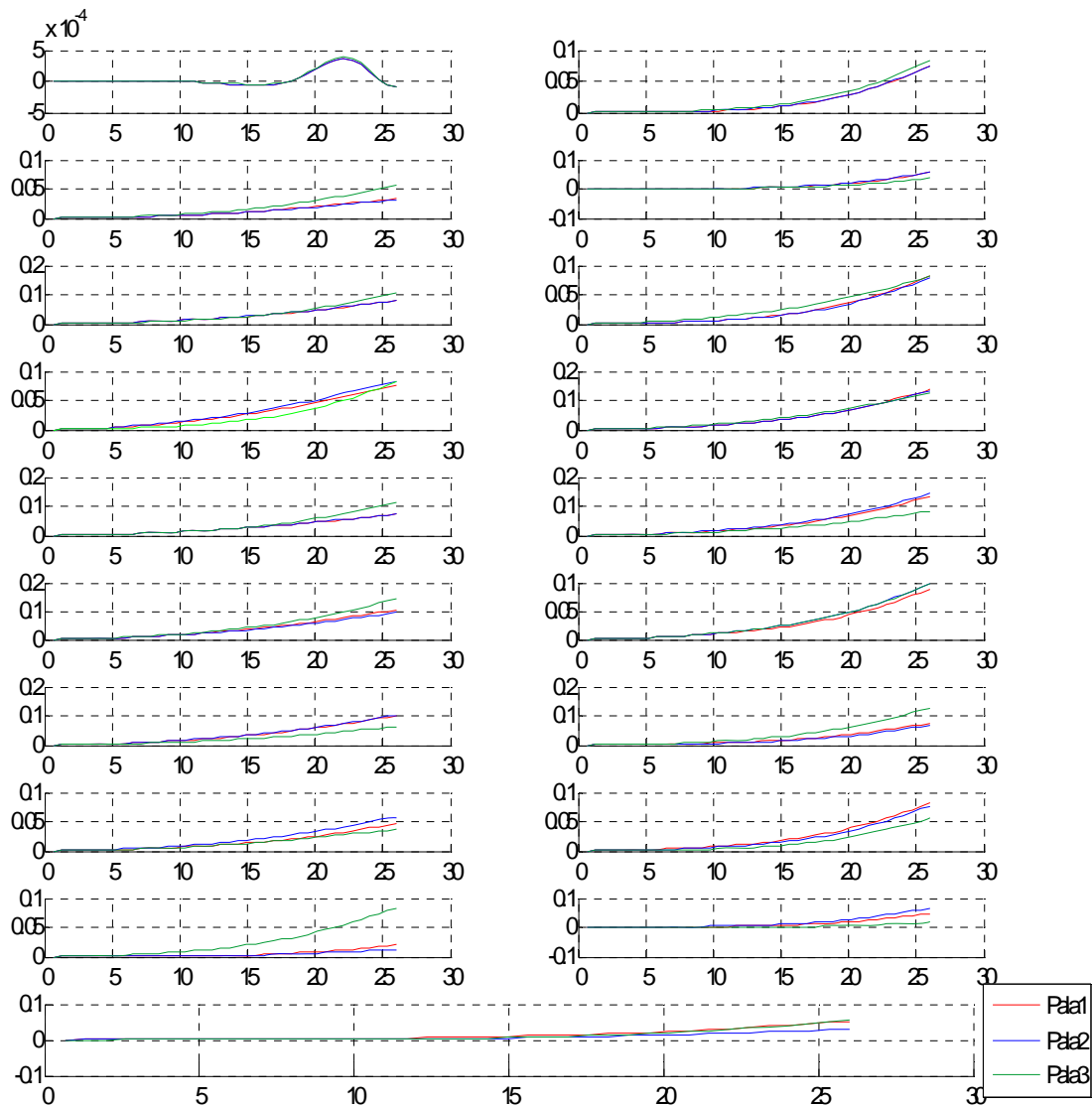


Figura 5.16.- Deformadas de lag.

Los desplazamientos de lag, muy inferiores a los de flap. El movimiento de lag afecta en principio a un mayor número de secciones de la pala, pues las fuerzas de arrastre son más constantes que las fuerzas resistentes del viento que generan el flapeo.

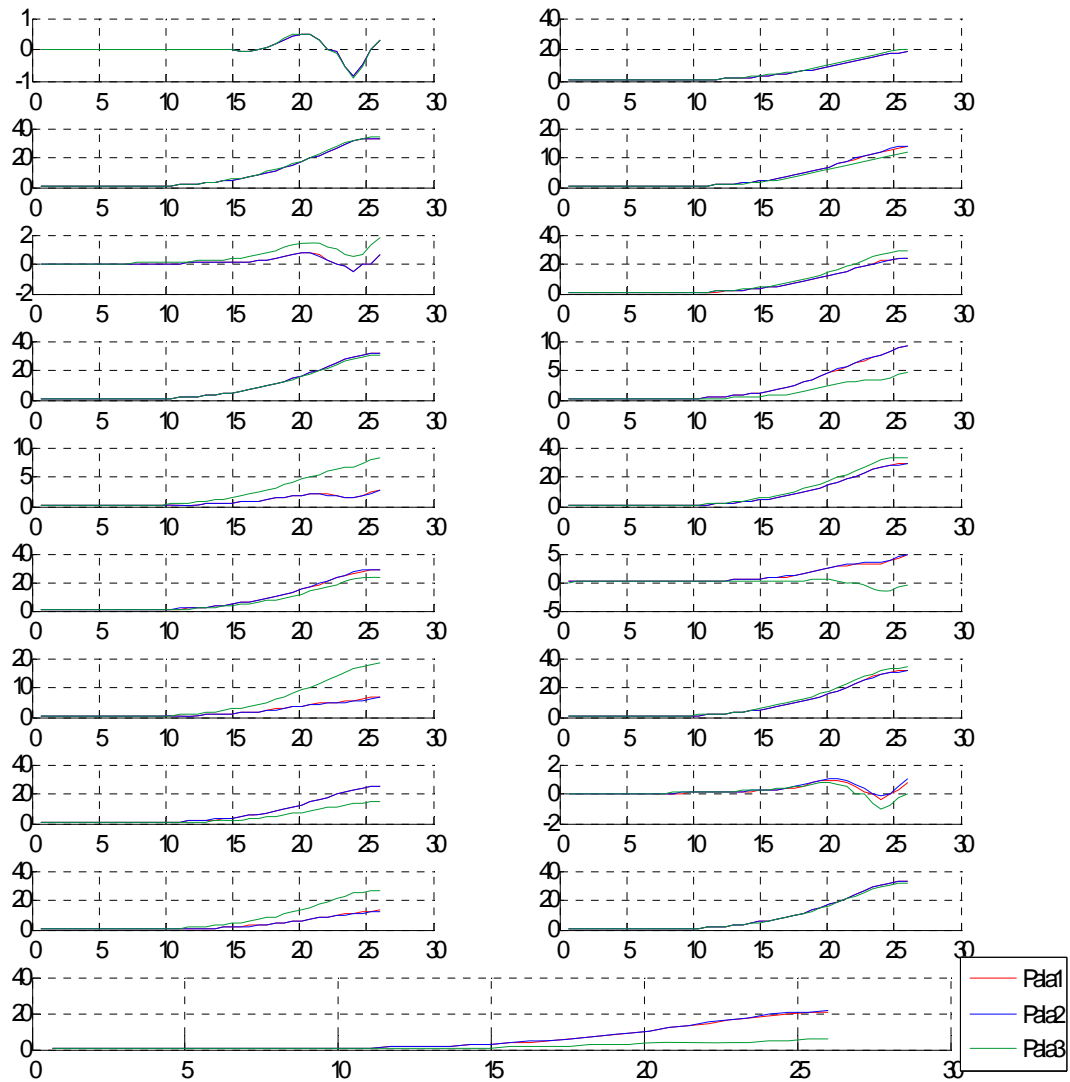
Deformadas de ángulos de flexión de flap (batimiento)

Figura 5.17.- Deformadas de ángulos de flexión de flap.

Se puede ver como la punta de la pala alcanza los 30 grados de giro de flexión, y como la pala flexa a partir de los 10 metros, pues hasta esa distancia prácticamente el movimiento es inapreciable.

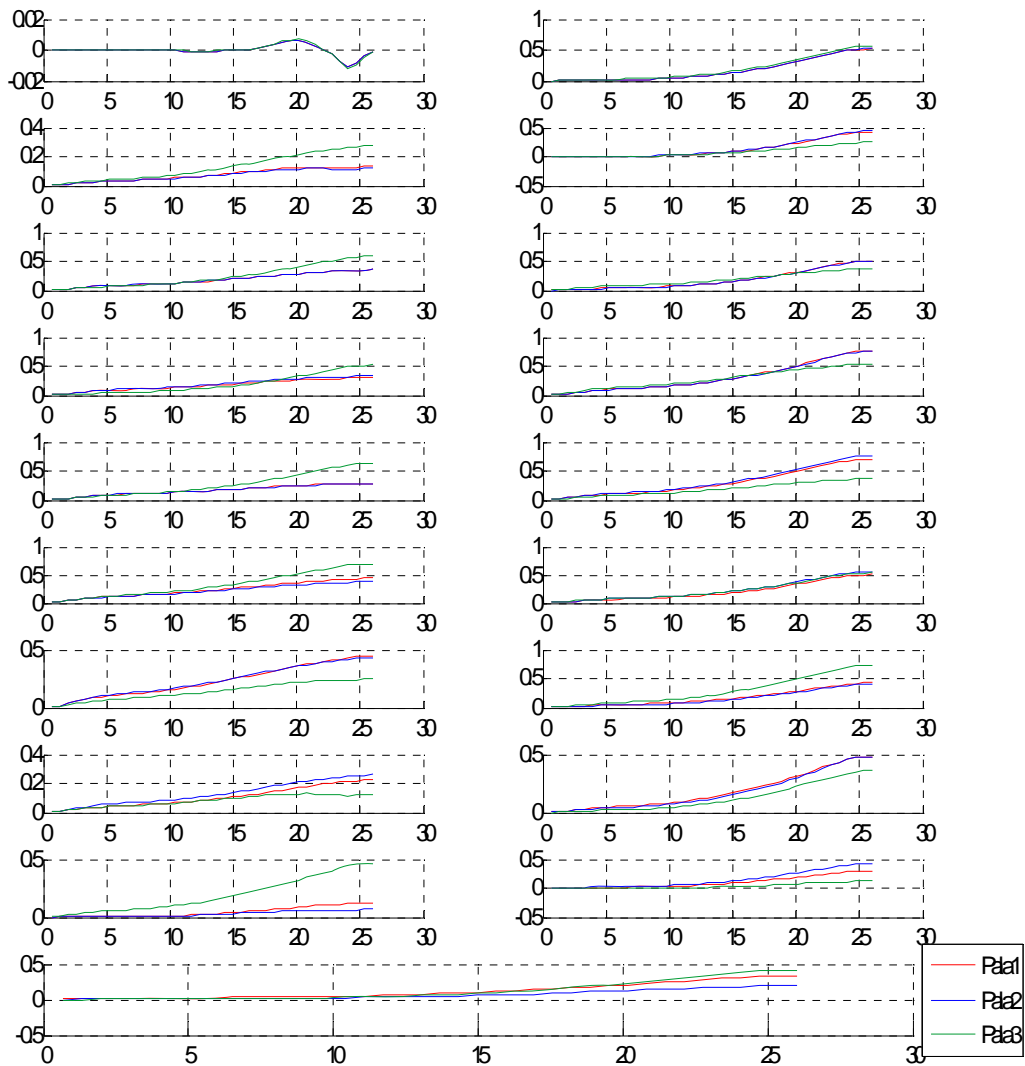
Deformadas de ángulos de flexión de lag (arrastre)

Figura 5.18.- Deformadas de ángulos de flexión de lag.

Los ángulos de flexión de lag no llegan ni a 1° , sin embargo las deformadas muestran que el movimiento en flexión es más uniforme o afecta a un mayor número de secciones de la pala, pues incluso las secciones que se encuentran en el tramo 0-5 m presentan un giro más comparable con el giro de la punta que en el caso del flapeo.

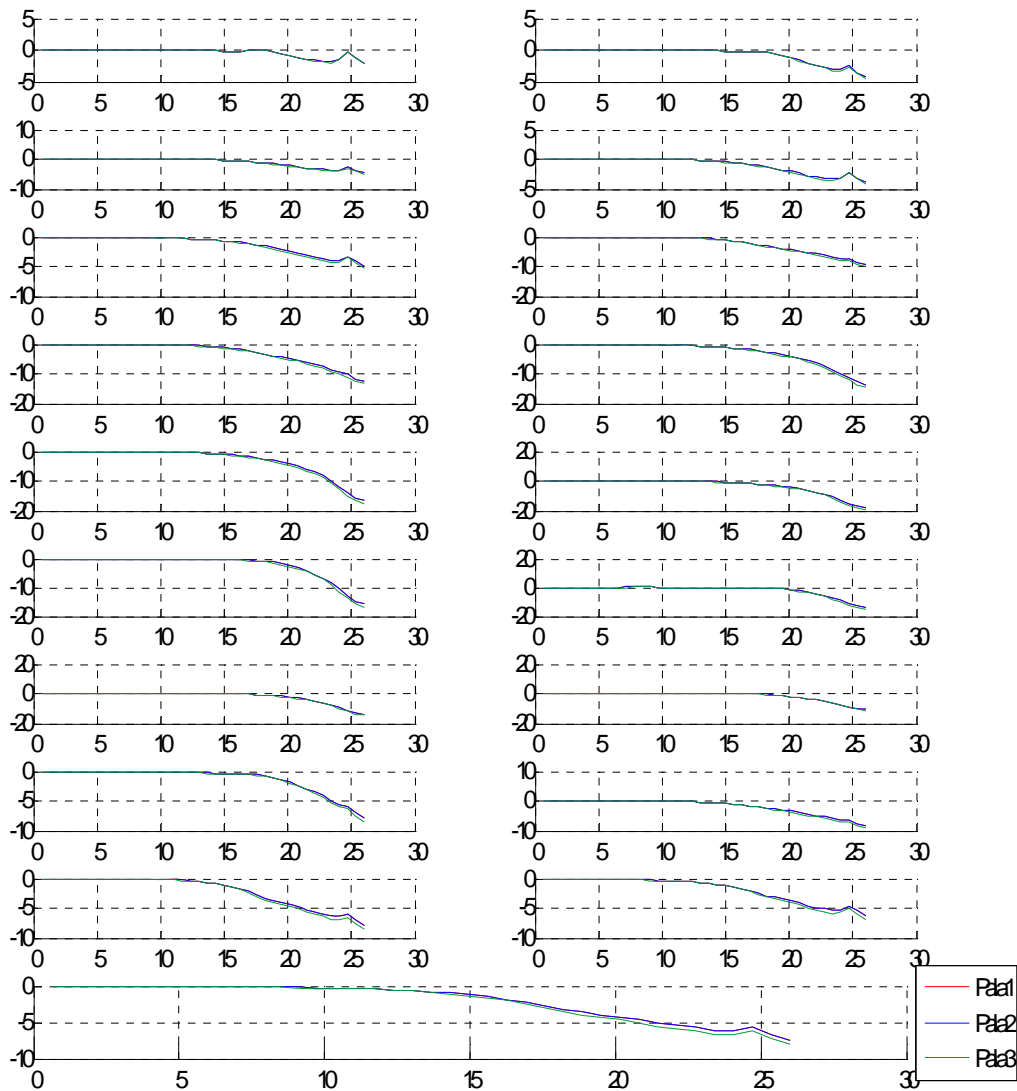
Deformadas de ángulos de torsión

Figura 5.19.- Deformadas de ángulos de torsión.

La torsión al igual que ocurría con el movimiento de flap comienza a ser destacable a partir de los 10 m. de pala ($\approx 40\%$ de L), llegándose a alcanzar valores de torsión de -20° , es decir, 20° de giro en sentido horario en la punta.

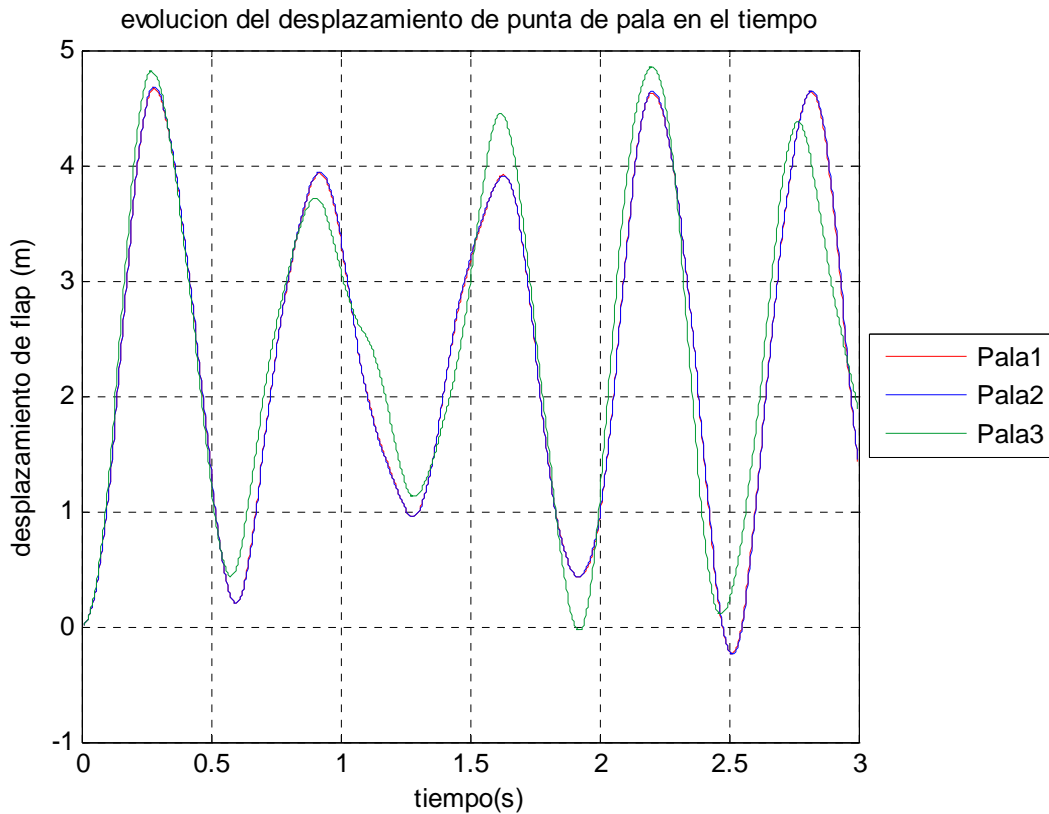
Caso2. Condiciones extremas de operación. (estado 6.1 de IEC 61400-1).DESPLAZAMIENTOS DE PUNTA DE PALA.Desplazamiento de flap (batimiento)

Figura 5.20.- Desplazamiento de flap de punta de pala.

La ráfaga analizada presenta mayores oscilaciones en el tiempo en las fuerzas que genera (al variar el propio viento en el tiempo) que el caso de carga en operación con perfil vertical normal. El desplazamiento en la punta presenta unas variaciones diferentes al caso anterior, no llegando en la mayoría de los casos a alcanzar la posición inicial de desplazamiento 0. El punto de equilibrio de las oscilaciones se sitúa en torno a los 2.5 m, y el desplazamiento máximo se encuentra en torno a los 4.5 m para las palas 1 y 2 y un poco mayor para la pala 3 (más ligera). Son valores similares a los alcanzados en punta de pala en el caso anterior, y es que la velocidad promedio de la ráfaga (70 m/s) es mucho mayor que la velocidad del viento a la que se encontraba la máquina en el otro caso (velocidad de desconexión = 25 m/s), pero en operación la

máquina se encuentra girando, de forma que la velocidad relativa que ven los perfiles se incrementa con el radio de la máquina debido a la velocidad de arrastre, alcanzándose velocidades en la punta que acaban generando desplazamientos similares a este último caso.

Giro de flexión de flap (batimiento)

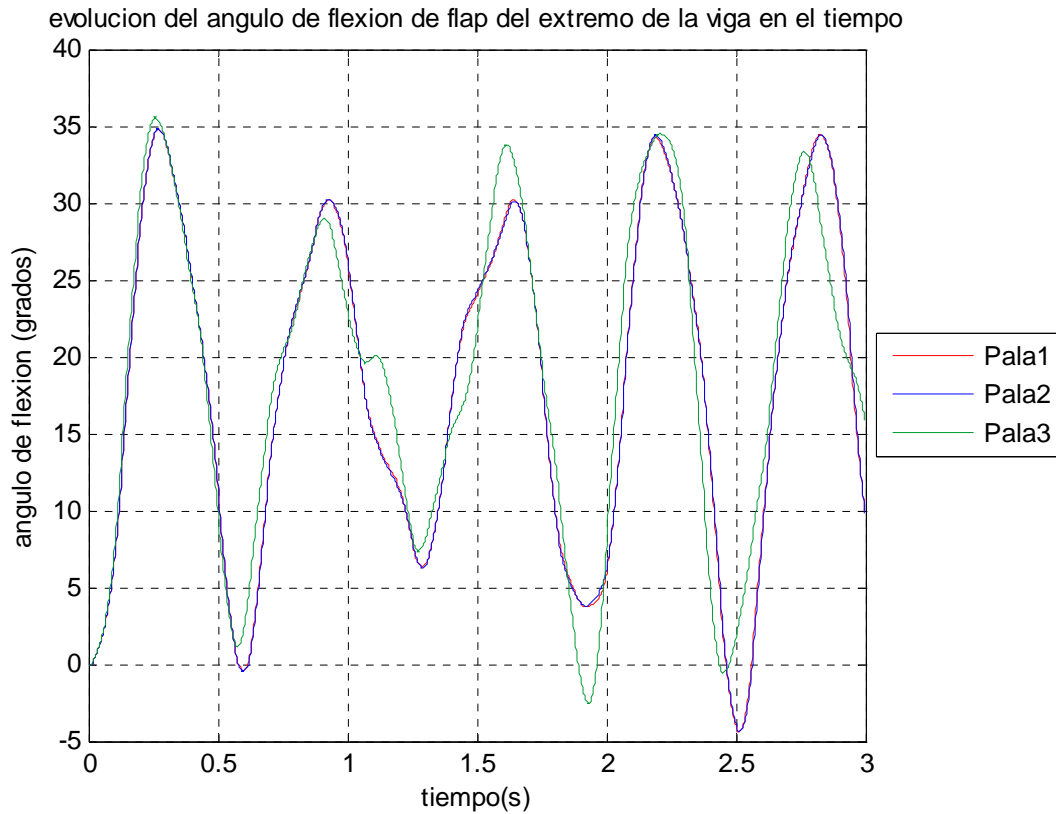


Figura 5.21.- Giro de flexión de flap de punta de pala.

El giro de flexión tiene comportamiento similar al desplazamiento, alcanzándose un giro promedio de unos 15-18° y una deflexión máxima de 35°.

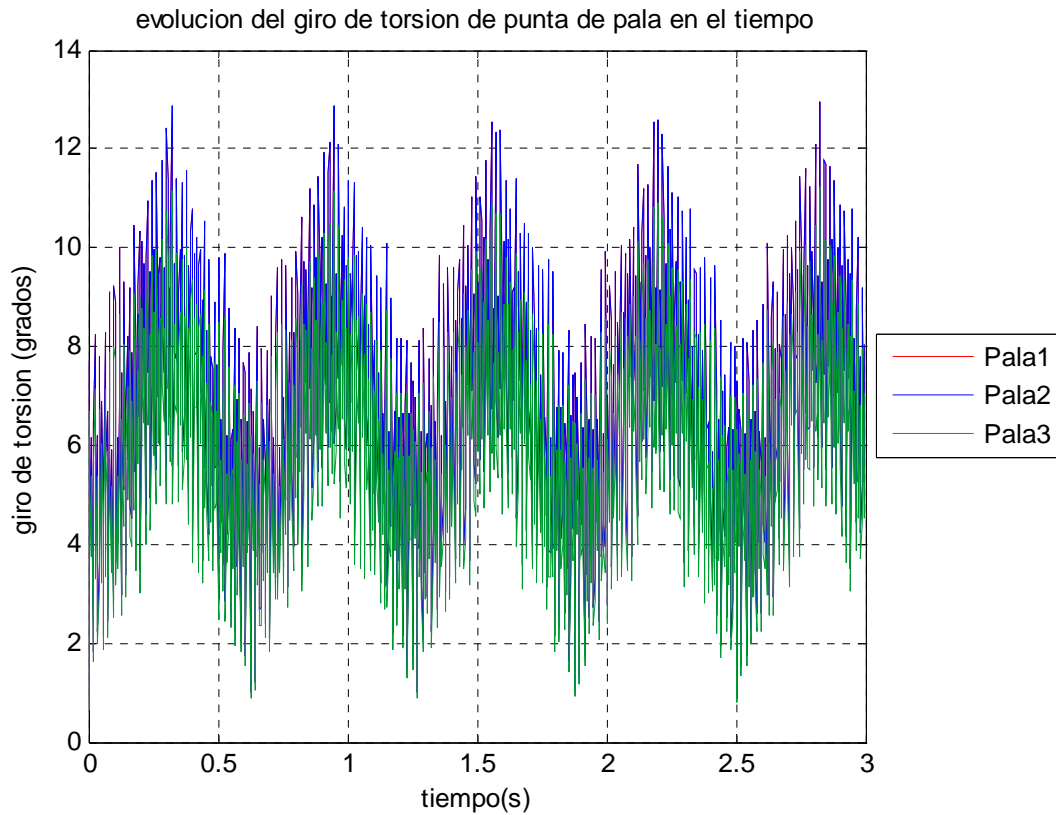
Giro de torsión

Figura 5.22.- Giro de torsión de punta de pala.

La torsión presenta perturbaciones de alta frecuencia a niveles de tiempo muy pequeños, pero a niveles del orden del segundo sigue un movimiento senoidal que parece seguir la frecuencia de oscilación de la ráfaga Ω (10 rad/s). En este caso los valores de torsión son positivos lo que indica que las secciones giran en sentido antihorario. Parece que los valores alcanzados por las palas 1 y 2 son más elevados, con un promedio de 9° y un valor máximo de 12° en punta de pala, mientras que la pala 3 torsiona menos, quedándose en valor promedio de 6° y máximos de 10° en punta de pala. En general son valores inferiores a los que se alcanza en el anterior estado de carga.

DEFORMADAS DE LA PALA.

Al igual que antes analizamos las ‘deformadas’ de la pala cada 20° de giro de la máquina.

Deformadas de flap (batimiento)

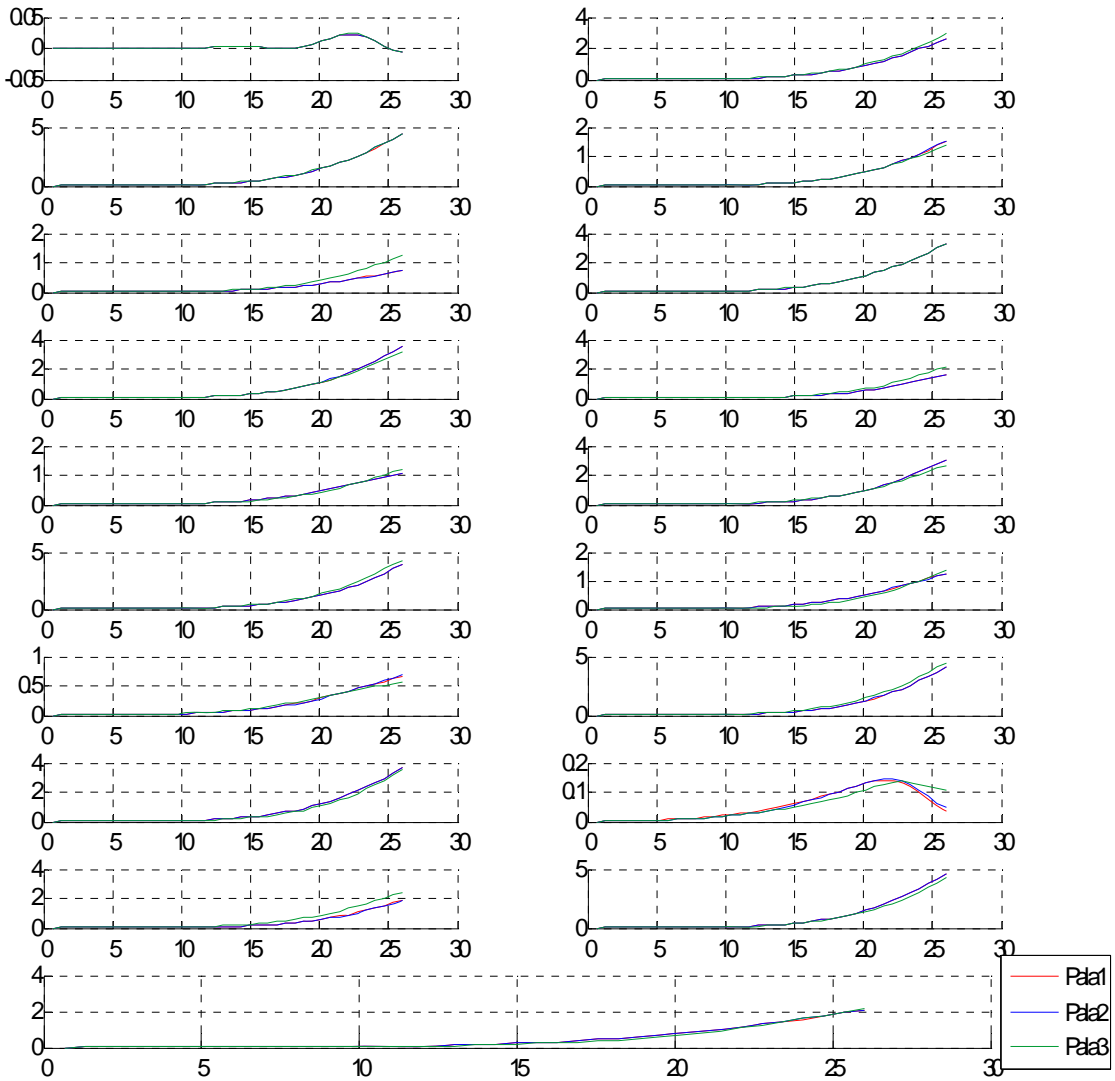


Figura 5.23.- Deformadas de flap.

Deformadas de ángulos de flexión de flap (batimiento)

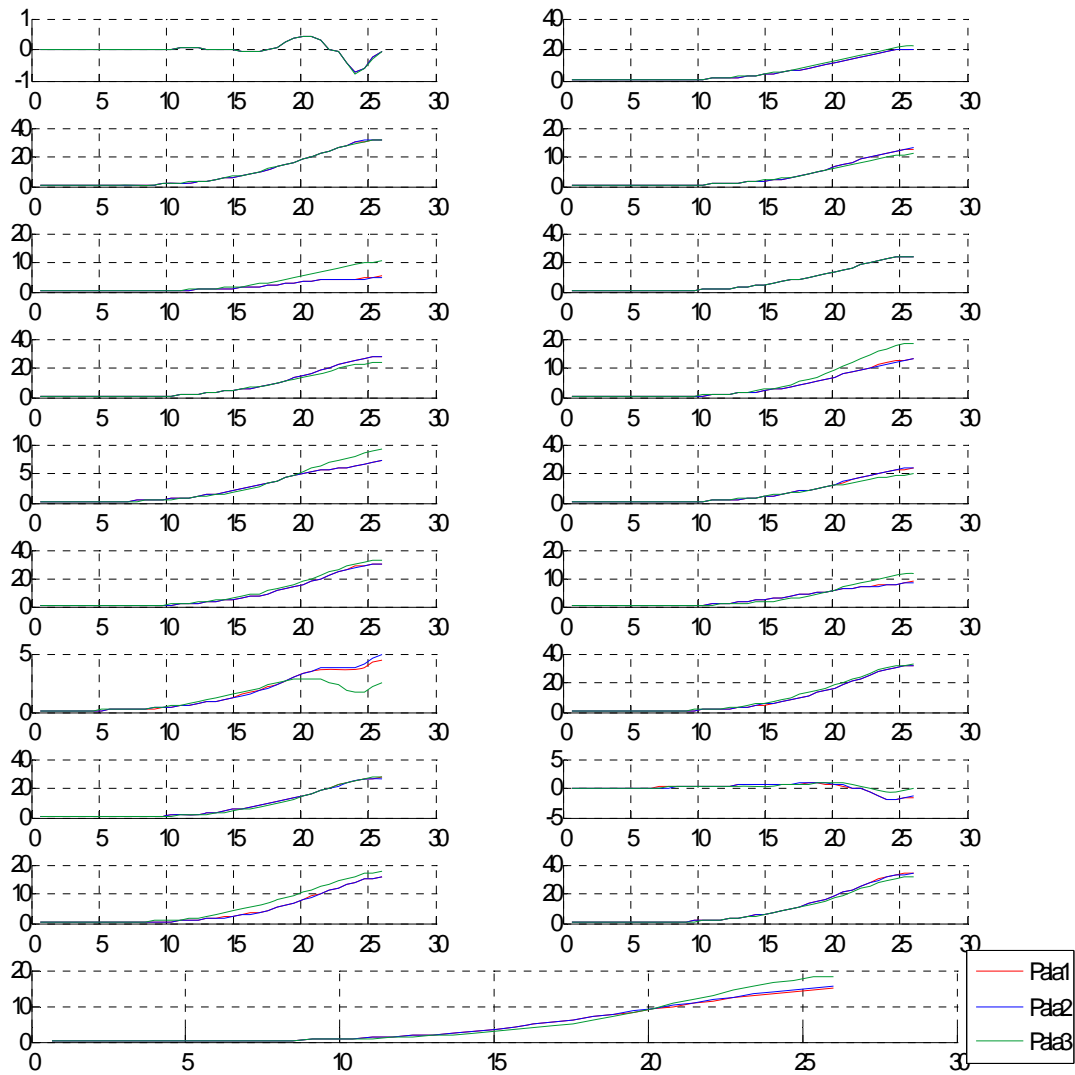


Figura 5.24.- Deformadas de ángulos de flexión de flap.

Deformadas de ángulos de torsión

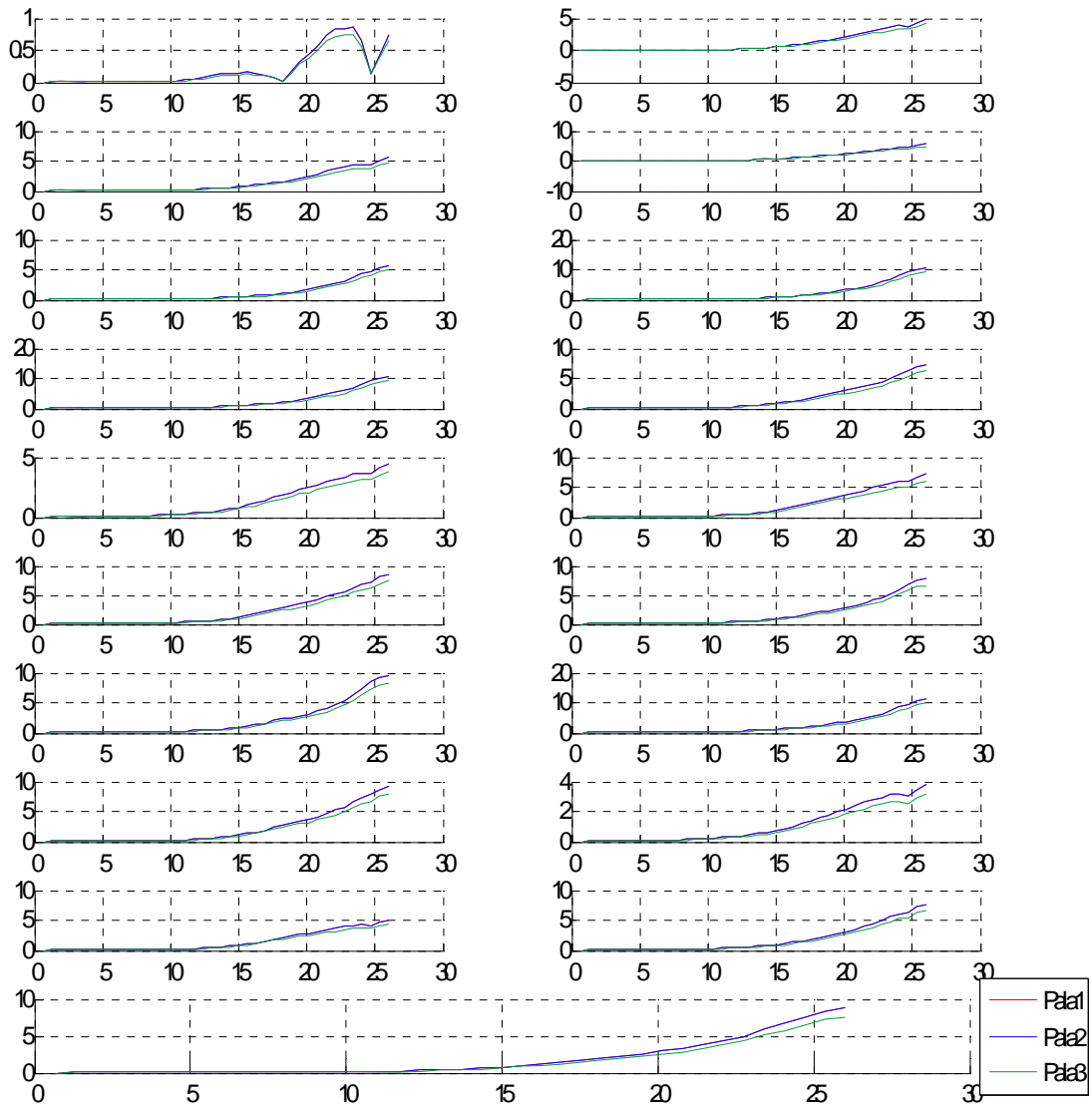


Figura 5.25.- Deformadas de ángulos de torsión.

5.2.3 – EFECTOS DE LA TORSIÓN GEOMÉTRICA

La torsión geométrica, como se ha comentado anteriormente, es el giro que presentan las secciones de la pala respecto al eje de referencia de la misma. Este ángulo es necesario para que el viento que ataca las secciones lo haga de una manera efectiva, con ángulos de ataque que se encuentren dentro de la zona de eficiencia aerodinámica del perfil (antes de llegar a la pérdida aerodinámica, que se produce normalmente a partir de unos 20° de ángulo de ataque) en las situaciones de funcionamiento normales del aerogenerador. El incremento de la velocidad del viento hace no obstante que se incremente el ángulo de ataque sobre los perfiles, pudiéndose llegar a operar en regímenes de pérdida aerodinámica en muchas secciones de la pala. Para solucionar eso se suele regular el ángulo de paso de la pala en máquinas de paso variable, pero al tratarse nuestro caso de estudio de una pala de paso fijo, no existe esa posibilidad, de forma que la máquina opera en pérdida aerodinámica a velocidades de viento elevadas, o cuando se encuentra parada, como sucede en el segundo caso de carga analizado anteriormente. La pérdida aerodinámica implica que se incrementen las cargas resistentes sobre la máquina, fuerzas de batimiento o flapeo como se han denominado anteriormente.

En definitiva, nuestra máquina posee una torsión fija de las secciones, que influye a la hora de calcular los desplazamientos en las direcciones de flap y de lag, pues el momento de inercia de las secciones sobre esos ejes varía respecto a secciones que no estuvieran giradas.

Analizando únicamente la pala tipo 2 (pues hemos visto como las diferencias entre las distintas palas no son muy acuciadas a la hora de analizar los desplazamientos que tiene cada una), que presenta una distribución de webs lineal durante toda la zona aerodinámica de la pala, podemos observar las diferencias en las inercias respecto a los ejes de flap (eje X) y lag (eje Y) al considerar la torsión o no torsión de las secciones de la pala.

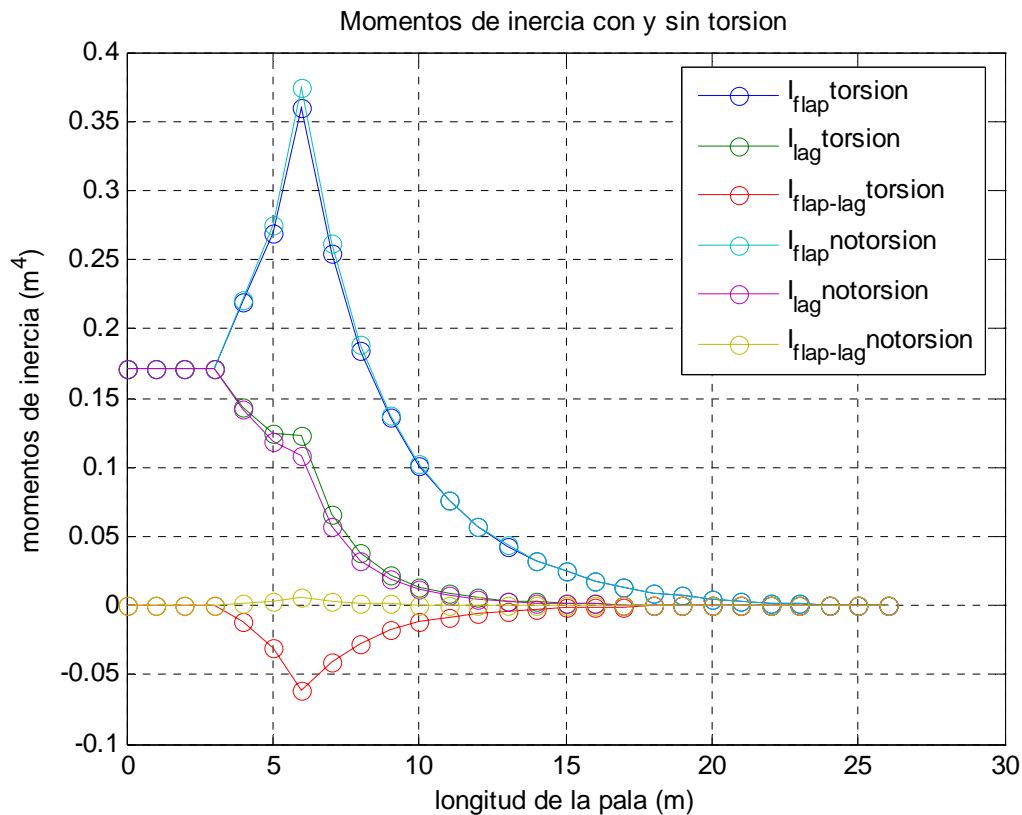
Análisis del efecto de la torsión en los momentos de inercia:

Figura 5.27.- Momentos de inercia con y sin torsión.

Se puede ver como los momentos de inercia de flap y lag no se ven prácticamente afectados, pues el máximo giro que presenta la pala se produce en $L = 6\text{m}$ alcanzando un valor de unos 15° , que no es un valor muy elevado. Si que se producen más variaciones en el producto de inercia que podrían afectar más al movimiento fuera de ejes principales, que es el caso de la pala torsionada. Al tratarse de una pala de paso fijo, no se regulará el ángulo de paso de la pala en función del viento de manera que no se va a incrementar en ningún momento el efecto de los momentos de inercia. Mayores leyes de torsión podrían dar lugar a mayores efectos sobre las inercias, pero los máximos valores se podrían situar en torno a los $20\text{-}25^\circ$ en lugar de los 15° mencionados anteriormente, así que el efecto no parece en principio que sea muy importante. Se verá de todas formas a continuación al comparar los resultados de los desplazamientos con y sin torsión en las secciones de la pala.

Análisis del efecto de la torsión en los desplazamientos de la pala:

Analizamos la pala tipo 2 en las secciones $\frac{1}{4}L$, $\frac{1}{2}L$, $\frac{3}{4}L$ y L , para ver su evolución en el tiempo. Representaremos los desplazamientos verticales de flap y lag y el giro de torsión para los estados de carga anteriormente estudiados (en el análisis de la ráfaga únicamente mostramos flap y giro de torsión).

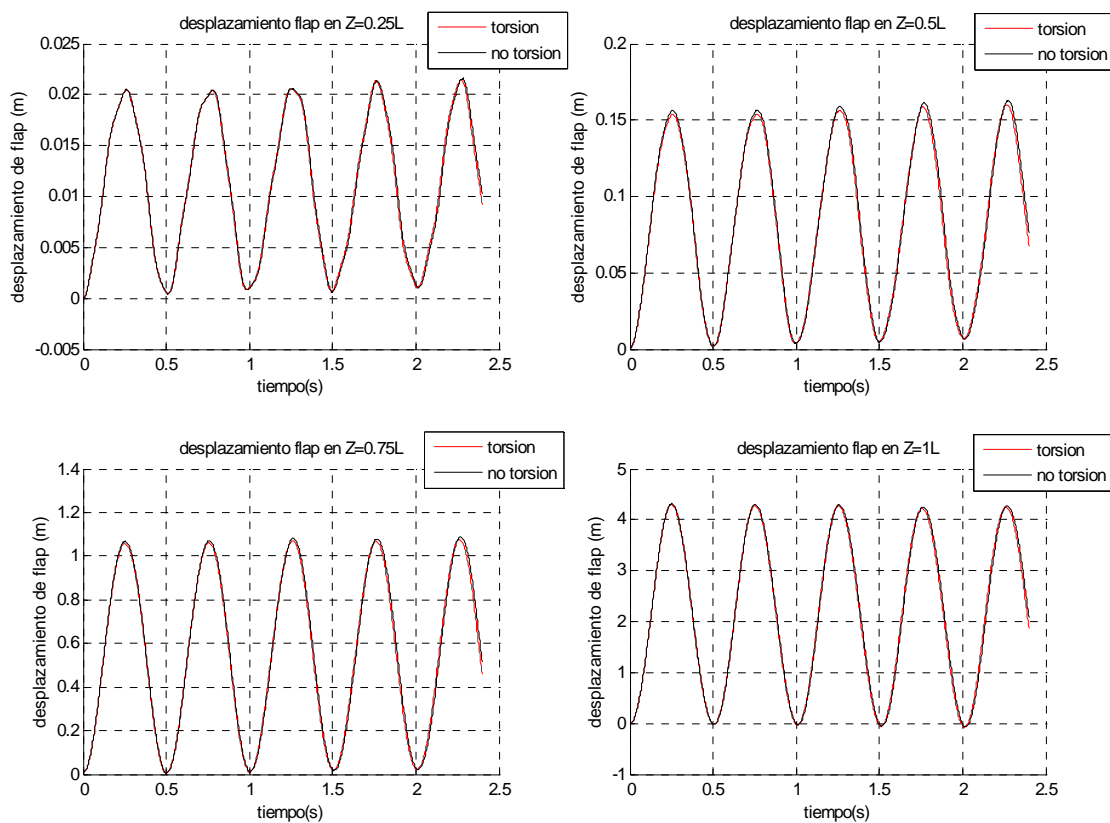
Caso1. Condiciones normales de operación (estado 1.4 de IEC 61400-1).Desplazamientos de flap:

Figura 5.28.- Desplazamientos de flap en secciones $\frac{1}{4}L$, $\frac{1}{2}L$, $\frac{3}{4}L$ y L .

Se puede ver como en el batimiento o 'flap' el efecto de tener las secciones torsionadas según una ley de torsión no afecta prácticamente en nada a los desplazamientos de las mismas. Otra cosa es que los puntos sometidos a mayores tensiones dentro de secciones giradas sea diferente, por el propio hecho de estar giradas, pero el resultado de los

desplazamientos para una ley de torsión como la mostrada en el capítulo 3 (Figura 3.5) no se ve en principio afectado para el flap.

Desplazamientos de lag:

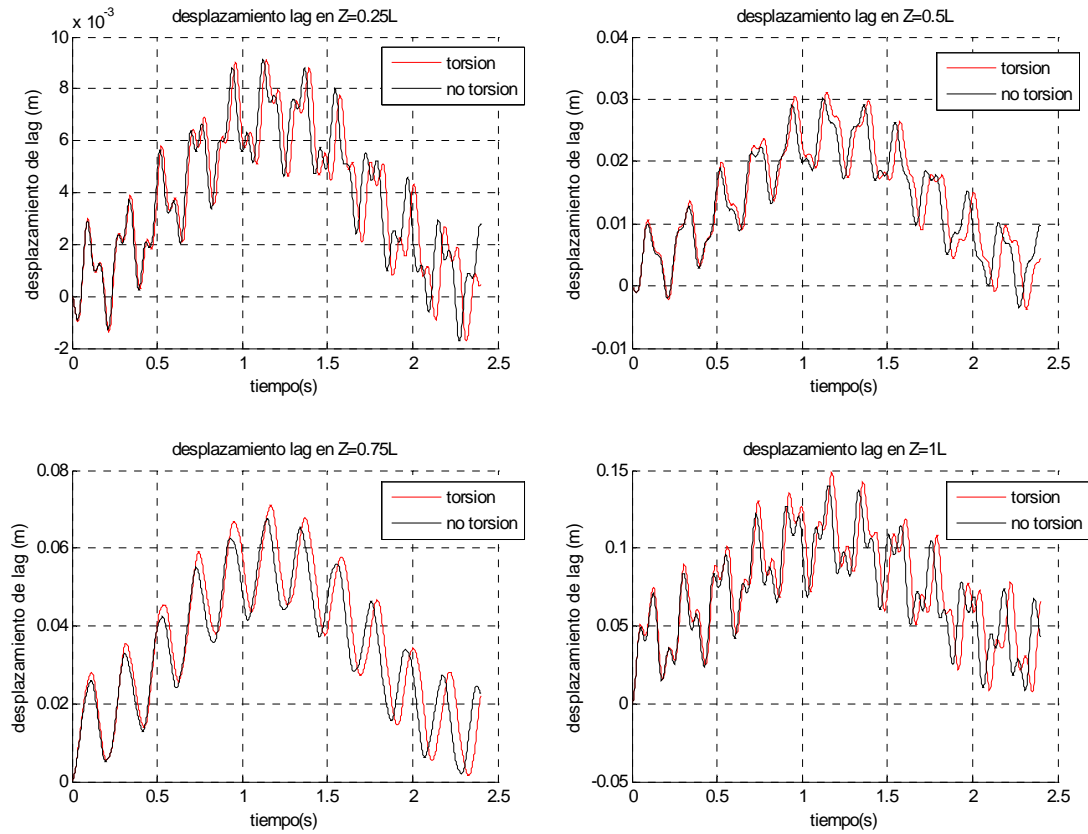
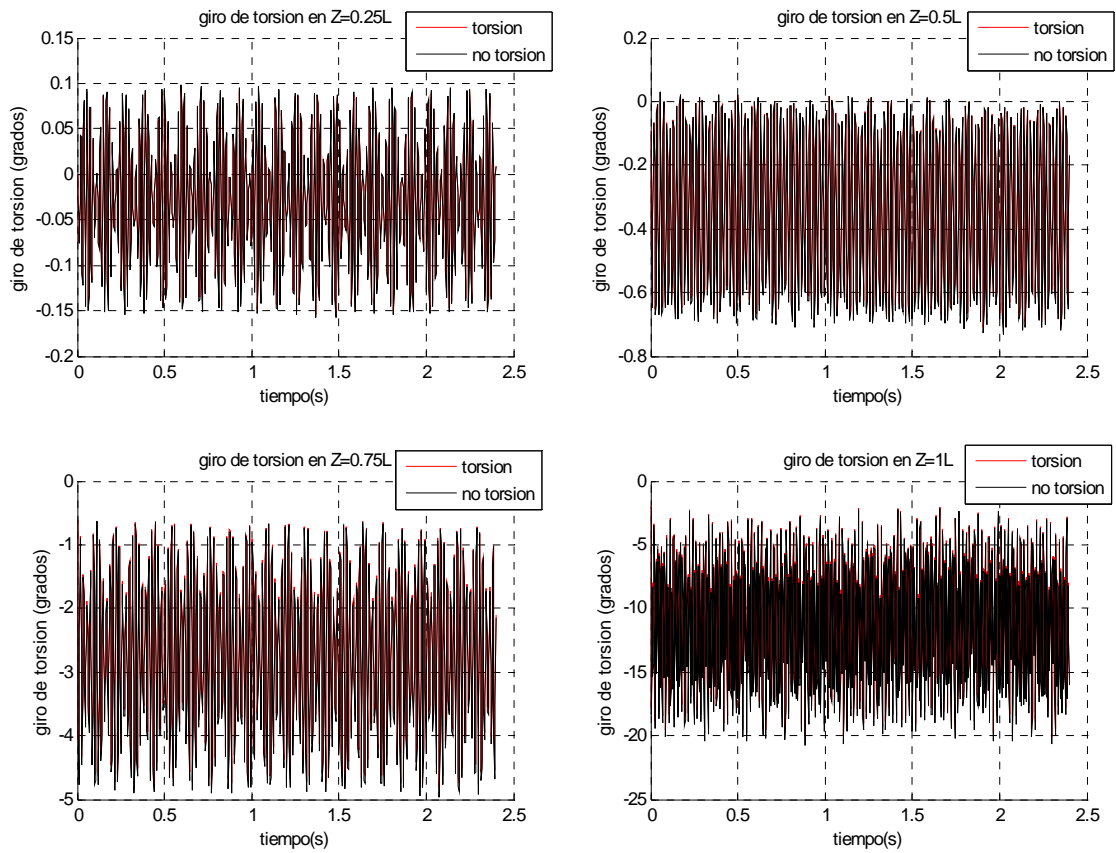


Figura 5.29.- Desplazamientos de lag en secciones $\frac{1}{4}L$, $\frac{1}{2}L$, $\frac{3}{4}L$ y L .

Aquí ya hay un efecto un poco más notable en los desplazamientos que en el caso del flap, pero aún así el comportamiento parece ser prácticamente similar en un caso y el otro.

Giros de torsión:Figura 5.30.- Giros de torsión en secciones $\frac{1}{4} L$, $\frac{1}{2} L$, $\frac{3}{4} L$ y L .

El efecto sobre el giro de torsión es inapreciable.

Caso2. Condiciones extremas de operación. (estado 6.1 de IEC 61400-1).

Desplazamientos de flap:

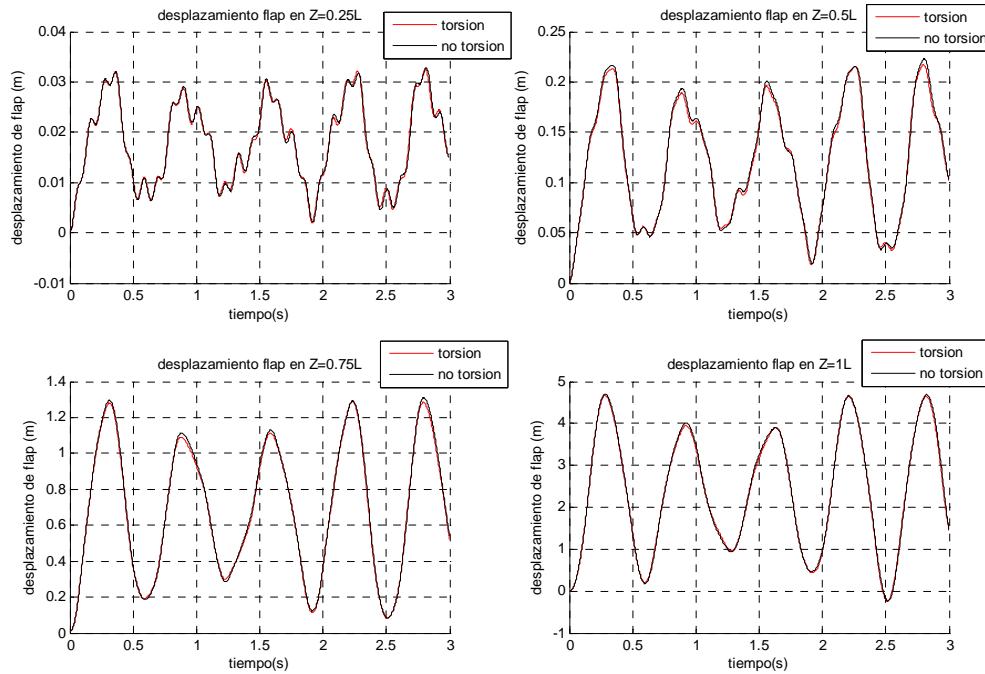


Figura 5.31.- Desplazamientos de flap en secciones $\frac{1}{4}L$, $\frac{1}{2}L$, $\frac{3}{4}L$ y L .

De nuevo el efecto sobre los desplazamientos de flap siguen sin ser apreciables.

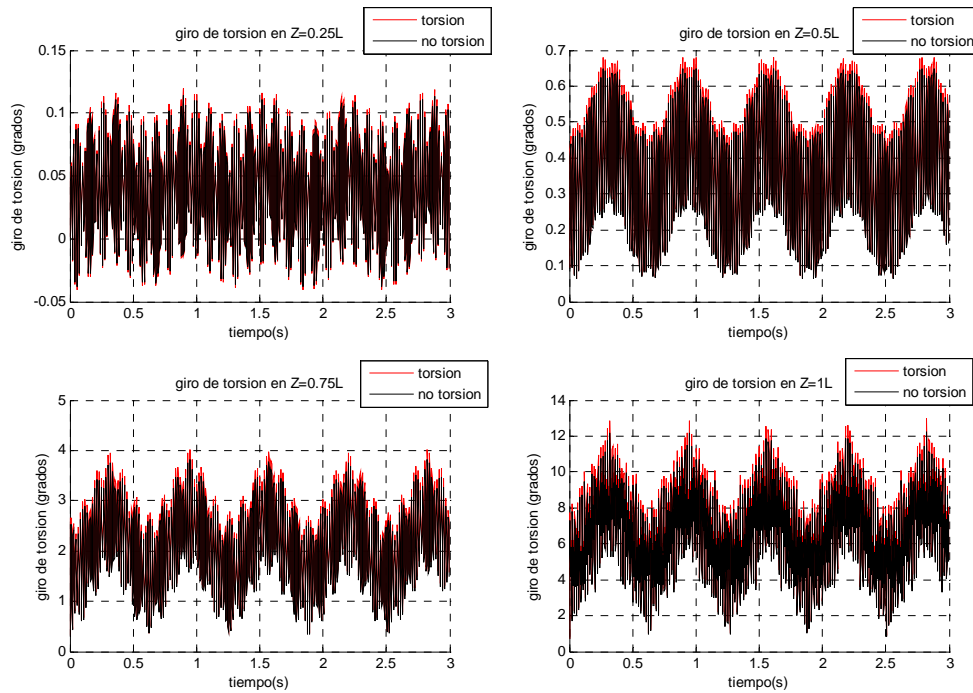
Giros de torsión:

Figura 5.32.- Giros de torsión en secciones $\frac{1}{4} L$, $\frac{1}{2} L$, $\frac{3}{4} L$ y L .

El giro de torsión parece que se ve afectado ligeramente, incrementándose a medida que nos acercamos a la punta de la pala. Sin embargo no parece que los efectos sean en principio muy importantes si no se analizan las tensiones que producen.

Capítulo 6: CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1 – CONCLUSIONES

Del presente proyecto se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Para determinar correctamente los desplazamientos de una pala real hay que definir de manera precisa su geometría, pues la masa, y la inercia de la misma son variables fundamentales (tenemos errores inferiores al 1% respecto a modelos numéricos como COSMOS). Además su aspecto exterior es el que permite determinar las fuerzas aerodinámicas a las que se va a someter a la estructura.
- Se ha comprobado que los materiales compuestos reducen enormemente el peso de la pala y que el comportamiento de la pala que nos proporciona el modelo matemático se ajusta a valores reales de palas de material compuesto.
- Las mayores fuerzas a las que esta sometido el aerogenerador son las fuerzas de batimiento o ‘flap’, que empujan a la pala hacia atrás. Son las cargas críticas, pues los desplazamientos que producen son mucho mayores que los de arrastre, aún teniendo en cuenta el efecto del peso de las palas. Estas cargas son cargas oscilantes en el tiempo de frecuencia 1P, pero generan desplazamientos en las secciones que oscilan a mayor frecuencia que la frecuencia de giro de la maquina, en torno a 4-5P.
- Se ha visto como tanto la velocidad del viento como la velocidad de giro de la máquina influyen en los desplazamientos de las palas

- El sentido de los desplazamientos de torsión que sufren las secciones varía en función del estado de carga, influyendo si la máquina se encuentra parada o en movimiento.
- Finalmente se ha visto como el efecto de la torsión de la pala sobre en máquinas de paso fijo no es determinante en el cálculo de los desplazamientos, pues los momentos de inercia de las secciones giradas según leyes de torsión típicas no varían apreciablemente. Si el paso de la máquina fuera variable, y se pudiesen ajustar los ángulos de las secciones, los efectos sí podrían ser mayores pues los ángulos serían en ciertos momentos bastante importantes. Concretamente si pusiéramos la máquina en posición de ‘bandera’ (girando la pala 90° para evitar los efectos de la resistencia del viento cuando las velocidades son excesivas), estaríamos cambiando los ejes de flap por los de lag y viceversa.

6.2 – TRABAJOS FUTUROS

Los trabajos que podrían desarrollarse a partir de este proyecto para seguir estudiando más a fondo las palas de aerogeneradores modernos podrían ser los siguientes:

- Estudio de un mayor número de perfiles aerodinámicos y geometrías de pala que permitan conocer mejor aún las influencias de determinados parámetros.
- Inclusión de mayor número de cargas, de forma que la pala se vea sometida lo más posible a una distribución de cargas a lo largo de toda su envergadura. Esto se podría traducir también en una mejora de la eficiencia del programa de MATLAB para que el tiempo de cálculo se vea reducido o al menos no se vea afectado en demasía al incrementar de forma notable el número de cargas.
- Mayor precisión en el estudio interno de las secciones en cuanto a la composición de materiales. Nuestra simulación a sido a partir de un material compuesto tipo sandwich considerado como isótropo, de forma que se podría considerar la composición real de las secciones de las palas comerciales en

cuanto a materiales y sus efectos sobre el giro de torsión y los acoplamientos flexión-torsión que genera una geometría compleja y de materiales.

- Comparativa de resultados mediante estudios numéricos de gran precisión. En este proyecto se ha utilizado un modelo numérico sencillo para comprobar los resultados y simplificaciones adoptadas en el programa de desarrollo matemático en MATLAB. Sin embargo un estudio 3D de la pala sometiéndola también a una distribución de cargas más exacta permitiría ver la respuesta numérica dinámica del sistema, obteniendo resultados mucho más precisos.
- Otro aspecto sería el estudio del aguante estructural de los materiales, que no se ha realizado debido a la gran extensión del proyecto. Aquí se podrían estudiar gran diversidad de materiales de forma que se acaben cumpliendo los objetivos estructurales.
- Finalmente se podría realizar un estudio económico, de fabricación y viabilidad que permitiera conocer qué aspectos son los más importantes de cara a la construcción real de la pala, tanto a nivel económico como de diseño y construcción.

REFERENCIAS

- 1.- Rodríguez Amenedo, J.L., Burgos Díaz, J.C. y Arnalte Gómez, S. “Sistemas eólicos de producción de energía eléctrica”. Editorial Rueda S.L. (2003).
- 2.- Lecuona Neumann, Antonio. “Energía eólica. Principios básicos y tecnología”. Universidad Carlos III de Madrid. (2005).
- 3.- Lecuona A. y Nogueira J.I. “Turbomáquinas, procesos, análisis y tecnología”. Editorial Ariel, (2000).
- 4.- Gutiérrez de Rozas Carreras, Luis. “Diseño y cálculo estructural preliminar del sistema sustentador de un helicóptero de transporte”. Proyecto Fin de Carrera E.P.S. Universidad Carlos III de Madrid. (2005).
- 5.- Fernández Granado, José Andrés. “Diseño preliminar de una pala del rotor principal de un helicóptero pesado”. Proyecto Fin de Carrera E.P.S. Universidad Carlos III de Madrid. (2005).
- 6.- González Nerga, Filiberto. “Viabilidad del uso de materiales compuestos en el diseño de una torre de aerogenerador”. Proyecto Fin de Carrera E.P.S. Universidad Carlos III de Madrid. (2006).
- 7.- Arias Vega, Fernando. “Fundamentos en aerodinámica para aeroturbinas de eje horizontal”. CIEMAT. (2006).
- 8.- TPI Composites, Inc. “Blade manufacturing improvements. Development of the ERS-100 blade”. Sandia National Laboratories. (2001).
- 9.- Erich Hau, ‘Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application and Economics’, Springer 2000.
- 10.- Abbot, H. And von Doenhoff, ‘Theory of wing sections including a summary of airfoil data’. Dover. New York. 1959.
- 11.- <http://web.mit.edu/drela/Public/web/xfoil/>

- 12.- NWTC Design Codes (AirfoilPrep by Dr. Craig Hansen).
<http://wind.nrel.gov/designcodes/preprocessors/airfoilprep/>. Last modified 16-January-2007; accessed 16-January-2007.
- 13.- Moriarty, P.J.; Hansen, A.C. *AeroDyn Theory Manual.*; NICH Report No. NREL/EL-500-36881. National Renewable Energy Laboratory. December 2004.
- 14.- Montgomerie, B.: *Methods for Root Effects, Tip Effects and Extending the Angle of Attack Range to $\pm 180^\circ$, with Application to Aerodynamics for Blades on Wind Turbines and Propellers.* Swedish Defence Research Agency, FOI-R--1305--SE, ISSN 1650-1942, June 2004
- 15.- ‘Blade Manufacturing Improvements Development of the ERS-100 Blade’, Sandia National Laboratories, 2001.
- 16.- Griffin, D.A. *Blade System Design Studies Volume II: Preliminary Blade Designs and Recommended Test Matrix* . SAND2004-0073. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories. (June, 2004).
- 17.- Griffin, D.A.. *Blade System Design Studies Volume I: Composite Technologies for Large Wind Turbine Blades.* SAND2002-1879. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories. (July, 2002).
- 18.- Malcolm, D.J.; Hansen, A.C. *WindPACT Turbine Rotor Design Study: June 2000– June 2002.* 82 pp.; NICH Report No. SR-500-32495. National Renewable Energy Laboratory. August 2002.
- 19.- Bir, G. S., Migliore P.. “Preliminary Structural Design of Composite Blades for Two- and Three-Blade Rotors.” NREL Report NREL/TP-500-31486, September. (2004).
- 20.- TPI Composites, “Parametric Study for Large Wind Turbine Blades”, SAND2002-2519, August 2002.
- 21.- Griffin, D.A.. *Blade Design with Engineered Cores Materials* . SAND2008-12-14. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories. (May, 2008).
- 22.- Zvanik, M.; Hartman, D.. *Wind Turbine Blade Trends and Issues* . SAND2008-24-25. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories. (February, 2004).

- 23.- Stoddard, Forrest S., and National Renewable Energy Laboratory (U.S.)
Determination of elastic twist in horizontal axis wind turbines (HAWTs). August 1989.
- 24.- Gonzalez Palacios, Angel 'Principios de Conversión de la Energía Eólica: Cargas sobre el rotor de una aeroturbina'. Centro de Investigaciones Energéticas Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT). Madrid. 1995.
- 25.- Eggleston F, Stoddard 'Wind Turbine Engineering Design'. Van Nostrand Reinhold, 1987
- 26.- IEC 61400-1, International Electrothechnical Comission, 'Wind Turbine Generator Systems, Part 1: Safety requirements', 1999.
- 27.- Veers, S.P.. *Extreme Load Estimation for Wind Turbines: Issues and Opportunities for Improved Practice*. SAND2001-0044. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories. (2001).
- 28.- <http://www.mathworks.com/moler/quad.pdf>