



MÁSTER DE INGENIERÍA DE CAMINOS, CANALES Y PUERTOS

“CARACTERIZACIÓN DE UNA TURBINA MAREOMETRIZ DE EJE VERTICAL”

Dirigido por:
D. Antonio Vigueras Rodríguez
D. F. Javier Sánchez Velasco

Autor:
Serafín Funes Castro

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Caminos, Canales y Puertos y de
Ingeniería de Minas**

Departamento de Ingeniería Civil -Área de Ingeniería Hidráulica-





MÁSTER DE INGENIERÍA DE CAMINOS, CANALES Y PUERTOS

“CARACTERIZACIÓN DE UNA TURBINA MAREOMOTRIZ DE EJE VERTICAL”

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Caminos, Canales y Puertos y de
Ingeniería de Minas**

Departamento de Ingeniería Civil -Área de Ingeniería Hidráulica-





ÍNDICE DE CONTENIDOS

1	Introducción	- 20 -
1.1	Contexto y antecedentes	- 20 -
1.1.1	Evolución histórica	- 20 -
1.1.2	Futuro energético	- 21 -
1.2	Objetivos del proyecto	- 23 -
2	Fundamentos de la energía mareomotriz	- 25 -
2.1	Potencial energético	- 25 -
2.2	Tipos de marea	- 26 -
2.3	Amplificación de las mareas	- 29 -
2.4	Tipos de turbinas	- 30 -
2.4.1	Rotores de eje vertical	- 31 -
2.4.1.1	Rotores Darrieus	- 31 -
2.4.1.2	Rotor Savonius	- 32 -
2.4.2	Rotores de eje horizontal	- 33 -
2.4.2.1	Rotores multipala o turbinas lentas	- 34 -
2.4.2.2	Rotores tipo hélice o turbinas rápidas	- 34 -
3	Fundamentos aerodinámicos	- 36 -
3.1	Perfiles aerodinámicos	- 36 -
3.1.1	Clasificación de los perfiles	- 37 -
3.2	Coefficientes adimensionales	- 39 -
3.3	Teoría del disco actuador (ADT). Cantidad de movimiento axial	- 40 -
3.3.1	Coefficientes aerodinámicos	- 43 -
3.3.1.1	Coefficiente de velocidad inducida axial "a"	- 43 -
3.3.1.2	Coefficiente de empuje	- 43 -
3.3.1.3	Coefficiente de potencia	- 44 -
3.4	Teoría del disco rotor. Cantidad de movimiento y momento cinético	- 47 -
3.4.1	Coefficientes aerodinámicos	- 48 -
3.4.1.1	Coefficiente de velocidad inducida angular	- 48 -
3.5	Método Blade Element Momentum "BEM"	- 49 -
3.5.1	Correcciones al método BEM	- 51 -
3.5.1.1	Número finito de palas	- 51 -
3.5.1.2	Rotor muy cargado	- 52 -
3.6	Múltiples tubos de corriente (Double Multiple Stream)	- 53 -
4	Características del perfil aerodinámico	- 56 -
4.1	Área barrida	- 57 -
4.2	Fuerzas sobre el perfil	- 59 -
4.2.1	Fuerza de sustentación	- 62 -
4.2.2	Fuerza de arrastre	- 64 -
4.2.3	Geometría de fuerzas	- 65 -
4.3	Coefficientes aerodinámicos	- 67 -
4.3.1	Coefficiente de sustentación	- 67 -
4.3.2	Coefficiente de arrastre	- 67 -
4.4	Comportamiento real y número de palas	- 68 -
4.5	Control de potencia en turbinas	- 71 -
4.5.1	Control mediante la regulación por cambio del ángulo de paso o pitch	- 72 -



4.5.2 Cambio de orientación del aerogenerador (YAW Control)	- 73 -
4.5.3 Control de la pérdida aerodinámica (Stall Control)	- 73 -
5 Proceso de cálculo y modelización	- 75 -
5.1 Descripción del entorno de modelización.....	- 75 -
5.2 Procedimiento para la simulación.....	- 75 -
5.2.1 Selección del perfil aerodinámico	- 76 -
5.2.2 Análisis Xfoil.....	- 77 -
5.2.3 Análisis Batch foil	- 78 -
5.2.4 Análisis del perfil en 360°	- 80 -
5.2.5 PNoise.....	- 81 -
5.2.6 Modelado del Rotor	- 82 -
5.2.7 Simulación del rotor mediante el método BEM.....	- 83 -
5.2.8 Simulación multiparámetro DMS	- 84 -
6 Resultados y discusión	- 87 -
6.1 Características del diseño.....	- 87 -
6.1.1 Geométricas	- 87 -
6.1.2 Twist	- 88 -
6.1.3 Ángulo circular	- 89 -
6.2 Perfil de estudio	- 89 -
6.2.1 Análisis directo mediante Xfoil	- 91 -
6.2.1.1 Propiedades polares.....	- 93 -
6.2.1.2 Análisis Xfoil.....	- 93 -
6.2.2 Extrapolación polar a 360°	- 98 -
6.3 Diseños realizados.....	- 99 -
6.4 Ensayo de turbina de palas rectas.....	- 99 -
6.4.1 Diseño de las palas del rotor (VAWT Rotor Blade Design).....	- 100 -
6.4.2 Simulación del rotor DMS	- 101 -
6.4.2.1 Definición de parámetros DMS	- 101 -
6.4.2.2 Definición parámetros simulación VAWT.....	- 102 -
6.4.2.3 Elementos a discretizar	- 102 -
6.4.3 Hipótesis 1. Generador síncrono (PMSG) con variador de frecuencia.....	- 103 -
6.4.4 Hipótesis 2. Generador síncrono (PMSG) sin variador de frecuencia	- 105 -
6.4.5 Multi Parameter DMS Simulation	- 110 -
6.4.5.1 Parámetros de simulación VAWT	- 110 -
6.5 Ensayo turbina Smart Smile a escala.....	- 113 -
6.5.1 Diseño de las palas del rotor	- 114 -
6.5.2 Simulación DMS.....	- 116 -
6.5.2.1 Definición de parámetros DMS	- 116 -
6.5.2.2 Parámetros para la simulación VAWT	- 116 -
6.5.3 Hipótesis 1. Generador síncrono (PMSG) con variador de frecuencia.....	- 117 -
6.5.4 Hipótesis 2. Generador síncrono (PMSG) sin variador de frecuencia	- 119 -
6.5.5 Simulación multiparámetro DMS	- 123 -
6.5.5.1 VAWT Simulation Parameters	- 123 -
6.6 Ensayo turbina Smart Smile	- 125 -
6.6.1 Diseño de las palas del rotor	- 125 -
6.6.2 Rotor DMS Simulación.....	- 126 -
6.6.2.1 Definición de parámetros DMS	- 126 -
6.6.2.2 Definición parámetros simulación VAWT.....	- 126 -



6.6.3 Hipótesis 1. Generador síncrono (PMSG) con variador de frecuencia.....	- 127 -
6.6.4 Hipótesis 2. Generador síncrono (PMSG) sin variador de frecuencia.....	- 129 -
6.6.5 Simulación multiparámetro DMS.....	- 132 -
6.6.5.1 VAWT Simulation Parameters	- 132 -
6.6.6 Energía anual.....	- 135 -
6.6.7 Límites de Betz	- 138 -
7 Conclusiones	- 141 -
8 Bibliografía	- 144 -



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Mapa de tecnologías para el “Strategic Energy Plan”	- 22 -
Figura 2: Tipos de marea	- 27 -
Figura 3: Distribución de las fases de marea (Eje Ordenadas: Altura de marea en pies)	- 29 -
Figura 4: Configuraciones del rotor Darrieus	- 32 -
Figura 5: Rotor tipo H	- 32 -
Figura 6: Área barrida por rotor Savonius.....	- 33 -
Figura 7: Parámetros de un perfil aerodinámico	- 37 -
Figura 8: Logotipo de la National Advisory Comitee for Aeronautics	- 38 -
Figura 9: Líneas de corriente alrededor del perfil NACA 0012.....	- 39 -
Figura 10: Volumen de control del disco actuador	- 40 -
Figura 11: Velocidad del fluido y presión en las partes del tubo de corriente	- 41 -
Figura 12: Variación de los coeficientes de potencia y empuje con el coeficiente de velocidad inducida axial.....	- 46 -
Figura 13: Tubo de corriente y disco actuador con estela giratoria	- 47 -
Figura 14: Fuerzas, ángulos y velocidades en el elemento pala	- 49 -
Figura 15: División de la pala en elementos.....	- 51 -
Figura 16: Definición de la geometría del rotor VAWT y los discos actuadores	- 54 -
Figura 17: Potencia del viento por metro cuadrado de sección transversal	- 57 -
Figura 18: Área barrida por un rotor horizontal	- 58 -
Figura 19: Área barrida por rotor de eje vertical	- 58 -
Figura 20: Tipos de flujo	- 59 -
Figura 21: Fuerzas aerodinámicas que actúan sobre una superficie	- 60 -
Figura 22: Punto de aplicación del Lift y Drag.....	- 61 -
Figura 23: Perfil en contacto con el fluido	- 62 -
Figura 24: Fuerza de sustentación sobre un perfil asimétrico	- 63 -
Figura 25: Efecto Magnus.....	- 64 -
Figura 26: Fuerza de arrastre	- 64 -
Figura 27: (A)Velocidad del fluido y sus componentes sobre el perfil. (B) Fuerzas de sustentación y arrastre y sus componentes sobre el perfil.	- 65 -
Figura 28: Flujo sobre un perfil orientado con un ángulo de ataque superior al crítico	- 67 -



Figura 29: Comportamiento generador de tres palas.....	- 69 -
Figura 30: Diferencia de generadores con distinto número de palas.....	- 69 -
Figura 31: Relación de velocidad y potencia en un generador	- 70 -
Figura 32: Control de potencia en generadores de velocidad fija y ángulo de pala controlable ..	- 71 -
Figura 33: Velocidad y ángulo de pala fijos, limitación de potencia por desprendimiento “Stall”	- 71 -
Figura 34: Diagrama de velocidades en la pala del rotor VAWT	- 72 -
Figura 35: Ángulos del perfil.....	- 73 -
Figura 36: Logo software QBlade	- 75 -
Figura 37: Selección del perfil NACA 0012	- 76 -
Figura 38: Modificación del perfil NACA 0012	- 77 -
Figura 39: Opciones previo al análisis	- 78 -
Figura 40: Iteraciones durante el Xfoil Análisis	- 78 -
Figura 41: Batch foil analysis	- 79 -
Figura 42: Resultados del Xfoil Análisis (1)	- 79 -
Figura 43: Resultados del Xfoil análisis (2)	- 80 -
Figura 44: Resultados obtenidos de la extrapolación a 360°	- 81 -
Figura 45: Parámetros del análisis de ruido	- 82 -
Figura 46: Resultados del análisis de ruido	- 82 -
Figura 47: Diseño del rotor.....	- 83 -
Figura 48: Definición de parámetros en la simulación.....	- 83 -
Figura 49: Gráficas obtenidas tras la simulación.....	- 84 -
Figura 50: Selección de parámetros de simulación.....	- 85 -
Figura 51: Resultados simulación DMS	- 85 -
Figura 52: Esquema geométrico de la arquitectura de rotor.....	- 87 -
Figura 53: Área barrida por rotor de eje vertical	- 88 -
Figura 54: Comparación de ángulo circular 0 y 50.....	- 89 -
Figura 55: Características perfil NACA 0012.....	- 90 -
Figura 56: Perfil NACA 0012	- 90 -
Figura 57: Comparación C_l vs C_d con diferentes números de Re	- 92 -
Figura 58: Comparación C_l/C_d vs α con diferentes números de Re	- 92 -



Figura 59: C_p vs x - 93 -

Figura 60: Esquema de fuerzas sobre el perfil - 94 -

Figura 61: Curva C_l vs α - 95 -

Figura 62: Curva C_l vs α de Bibliografía - 95 -

Figura 63: Curva C_l/C_d vs α - 96 -

Figura 64: Curva C_l vs C_d - 96 -

Figura 65: Curva C_l vs X_{tr1} - 97 -

Figura 66: Curva C_m vs α - 97 -

Figura 67: C_l vs α - 98 -

Figura 68: C_d vs α - 98 -

Figura 69: Diseños de rotor analizados - 99 -

Figura 70: Rotor H-Darrieus - 100 -

Figura 71: Rotor VAWT alzado - 101 -

Figura 72: Rotor VAWT planta..... - 101 -

Figura 73: Elementos a discretizar en la pala - 102 -

Figura 74: Curva C_p vs TSR - 102 -

Figura 75: Potencia (W) VS Velocidad (m/s) - 105 -

Figura 76: Potencia (W) VS Velocidad (m/s) - 108 -

Figura 77: h/H vs u_{up} - 109 -

Figura 78: Velocidad del fluido y sus componentes sobre un perfil aerodinámico - 109 -

Figura 79: C_f VS θ - 110 -

Figura 80: $P(W)$ VS $1/TSR$ (QBlade) - 111 -

Figura 81: $P(W)$ VS Ω (rpm) - 111 -

Figura 82: $P(W)$ VS Pitch..... - 112 -

Figura 83: Ángulo pitch del perfil - 113 -

Figura 84: Rotor helicoidal - 114 -

Figura 85: Alzado rotor VAWT..... - 115 -

Figura 86: Planta rotor VAWT - 115 -

Figura 87: Modelado 3D rotor con..... - 116 -

Figura 88: Curva C_p vs TSR - 117 -

Figura 89: Potencia (W) VS Velocidad (m/s) - 118 -



Figura 90: Potencia (W) VS Velocidad (m/s)	- 121 -
Figura 91: h/H vs u_{up}	- 121 -
Figura 92: C_f VS θ	- 122 -
Figura 93: Comparación (C_f vs θ) para dos palas diferentes	- 122 -
Figura 94: $P(W)$ VS $1/TSR$	- 123 -
Figura 95: $P(W)$ VS Ω (rpm)	- 124 -
Figura 96: $P(W)$ VS Pitch.....	- 124 -
Figura 97: Alzado del rotor VAWT.....	- 125 -
Figura 98: Planta del rotor VAWT	- 126 -
Figura 99: Curva C_p vs TSR	- 127 -
Figura 100: Potencia (W) VS Velocidad (m/s)	- 128 -
Figura 101: Potencia (W) VS Velocidad (m/s)	- 131 -
Figura 102: h/H vs u_{up}	- 131 -
Figura 103: C_f vs θ	- 132 -
Figura 104: $P(W)$ VS $1/TSR$ (QBlade)	- 133 -
Figura 105: $P(W)$ VS Ω (rpm)	- 133 -
Figura 106: $P(W)$ VS Pitch.....	- 134 -
Figura 107: Principales componentes armónicos	- 135 -
Figura 108: Fase de marea	- 136 -
Figura 109: Histograma de marea.....	- 137 -
Figura 110: Potencia (W) vs $V(m/s)$	- 137 -
Figura 111: $P(W)$ vs fase de marea.....	- 139 -



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Propiedades del análisis	- 93 -
Tabla 2: Condiciones del análisis.....	- 93 -
Tabla 3: Características de la turbina de estudio	- 100 -
Tabla 4: Definición parametros DMS	- 101 -
Tabla 5: Definición parametros VAWT	- 102 -
Tabla 6: Valores de potencia en función de la velocidad.....	- 105 -
Tabla 7: Valores de potencia en función de la velocidad npolos = 7	- 107 -
Tabla 8: Valores de potencia en función de la velocidad npolos = 8	- 107 -
Tabla 9: Valores de potencia en función de la velocidad npolos = 9	- 108 -
Tabla 10: Parámetros de simulación VAWT	- 110 -
Tabla 11: Características de la turbina de estudio	- 114 -
Tabla 12: Definición parametros DMS	- 116 -
Tabla 13: Definición parámetros VAWT	- 116 -
Tabla 14: Valores de potencia en función de la velocidad.....	- 118 -
Tabla 15: Valores de potencia en función de la velocidad npolos = 7	- 119 -
Tabla 16: Valores de potencia en función de la velocidad npolos = 8	- 120 -
Tabla 17: Valores de potencia en función de la velocidad npolos = 9	- 120 -
Tabla 18: Parámetros de simulación	- 123 -
Tabla 19: Características de la turbina de estudio	- 125 -
Tabla 20: Definición parametros DMS	- 126 -
Tabla 21: Definición parametros VAWT	- 126 -
Tabla 22: Valores de potencia en función de la velocidad.....	- 128 -
Tabla 23: Valores de potencia en función de la velocidad npolos = 7	- 129 -
Tabla 24: Valores de potencia en función de la velocidad npolos = 8	- 130 -
Tabla 25: Valores de potencia en función de la velocidad npolos = 9	- 130 -
Tabla 26: Parámetros de simulación	- 132 -



ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1	- 39 -
Ecuación 2	- 39 -
Ecuación 3	- 40 -
Ecuación 4	- 41 -
Ecuación 5	- 41 -
Ecuación 6	- 41 -
Ecuación 7	- 42 -
Ecuación 8	- 42 -
Ecuación 9	- 42 -
Ecuación 10	- 42 -
Ecuación 11	- 42 -
Ecuación 12	- 42 -
Ecuación 13	- 43 -
Ecuación 14	- 43 -
Ecuación 15	- 43 -
Ecuación 16	- 43 -
Ecuación 17	- 44 -
Ecuación 18	- 44 -
Ecuación 19	- 44 -
Ecuación 20	- 44 -
Ecuación 21	- 44 -
Ecuación 22	- 45 -
Ecuación 23	- 45 -
Ecuación 24	- 45 -
Ecuación 25	- 45 -
Ecuación 26	- 46 -
Ecuación 27	- 46 -
Ecuación 28	- 47 -
Ecuación 29	- 47 -
Ecuación 30	- 47 -



Ecuación 31	- 48 -
Ecuación 32	- 48 -
Ecuación 33	- 48 -
Ecuación 34	- 48 -
Ecuación 35	- 48 -
Ecuación 36	- 48 -
Ecuación 37	- 50 -
Ecuación 38	- 50 -
Ecuación 39	- 50 -
Ecuación 40	- 50 -
Ecuación 41	- 50 -
Ecuación 42	- 51 -
Ecuación 43	- 51 -
Ecuación 44	- 52 -
Ecuación 45	- 52 -
Ecuación 46	- 52 -
Ecuación 47	- 52 -
Ecuación 48	- 52 -
Ecuación 49	- 52 -
Ecuación 50	- 56 -
Ecuación 51	- 56 -
Ecuación 52	- 56 -
Ecuación 53	- 59 -
Ecuación 54	- 60 -
Ecuación 55	- 61 -
Ecuación 56	- 65 -
Ecuación 57	- 65 -
Ecuación 58	- 66 -
Ecuación 59	- 66 -
Ecuación 60	- 66 -
Ecuación 61	- 66 -



Ecuación 62	- 66 -
Ecuación 63	- 66 -
Ecuación 64	- 66 -
Ecuación 65	- 67 -
Ecuación 66	- 67 -
Ecuación 67	- 68 -
Ecuación 68	- 88 -
Ecuación 69	- 103 -
Ecuación 70	- 104 -
Ecuación 71	- 104 -
Ecuación 72	- 105 -
Ecuación 73	- 106 -
Ecuación 74	- 106 -
Ecuación 75	- 106 -
Ecuación 76	- 106 -
Ecuación 77	- 135 -



NOTACIONES Y SÍMBOLOS

C_{max}	Máxima curvatura
t	Espesor
X_{cmax}	Distancia del borde de ataque hasta la máxima curvatura
C_p	Coefficiente de potencia
TSR	Tip Speed Ratio. Coeficiente de velocidad punta
F	Factor de pérdidas
\dot{m}	Caudal másico
A	Área
ρ	Densidad del fluido
V	Velocidad
P_w	Potencia del fluido
α	Ángulo de ataque
V_e	Velocidad efectiva
θ, α_{ve}	Ángulo de velocidad efectiva
ϕ	Ángulo de Twist
V_∞	Componente horizontal de la Velocidad
W	Componente vertical
Ω	Velocidad de rotación
R	Radio
C_D	Coefficiente de arrastre
C_L	Coefficiente de sustentación
λ	Tip Speed Ratio
μ	Viscosidad



Resumen

En el ámbito de las energías renovables, la energía mareomotriz tiene un importante margen de desarrollo. Su coste de funcionamiento, la inversión inicial requerida y el alto impacto ambiental son condicionantes que impiden su progreso. En el presente trabajo fin de master se ha llevado a cabo un estudio para el diseño de una turbina de eje vertical impulsada por energía mareomotriz, la cual constituirá un parque de microgeneración formado por un conjunto de microturbinas. Utilizando datos específicos de velocidad de marea y partiendo de un prototipo de turbina, se proponen una serie de diseños en el programa gratuito de cálculo y simulación basado en la teoría del elemento de pala, QBlade. Una vez se ha procedido a la simulación de las turbinas, se han obtenido resultados satisfactorios de producción de energía, demostrando así la importancia del estudio, el desarrollo y la implantación de sistemas de producción de energía mareomotriz.

Palabras clave: Energía renovable; microgeneración, corrientes de marea, flujo bidimensional; turbina; eje vertical.



Abstract

In the field of renewable energy, the tidal energy has an ample scope for development. There are some determining factors that impede its progress, such as its operating cost, the initial investment required and the high environmental impact. This Master's Degree Final Project includes a study for the design of a vertical axis turbine powered by tidal energy, which will constitute a microgeneration installation consisting of a set of microturbines. By using specific tidal speed data and starting from a turbine prototype, a series of designs have been proposed in the free calculation and simulation software based on the blade element theory, Qblade. Once the turbines have been simulated, satisfactory energy production results have been obtained, thus demonstrating the importance of the study, the developing and the implementation of tidal energy production systems.

Keywords: Renewable energy; microgenerator; tidals currents; stream tube; turbine; vertical axis.



Capítulo 1

Introducción

Caracterización de una turbina mareomotriz de eje vertical



1 Introducción

1.1 Contexto y antecedentes

Se denomina energía como la capacidad que tiene un cuerpo para producir trabajo, ya sea un trabajo de generación de calor, mecánico o emisión de luz. La energía se puede manifestar de diversas formas, existiendo la posibilidad de que se transformen entre sí, respetando siempre el principio de conservación de la energía.

Desde que el hombre vio por primera vez la Tierra desde el espacio, nuestra percepción cambio, el punto azul flotando en el inmenso espacio describe su órbita alrededor de otro punto, el sol, soporte de la vida. La energía del sol es la fuente de energía, toda la vida terrestre, y la mayor parte de la marina, dependen del sol. Mueve la enorme energía de las corrientes oceánicas y la energía eólica es en realidad energía solar. La majestuosa energía de todos los ríos y cascadas viene del sol, dirigiendo el ciclo de la evaporación y la formación de las nubes de lluvia que son transportadas por vientos impulsados igualmente por energía solar. El sol ha sido y será la fuente primaria de energía en la Tierra y nuestro sistema solar.

1.1.1 Evolución histórica

Durante casi toda la historia de la humanidad, el hombre ha utilizado las energías renovables como fuente de energía, no fue hasta después de la revolución industrial cuando se inició una utilización generalizada de los combustibles fósiles. Por lo tanto, es en este último periodo, unos 200 años, el que se ha caracterizado por un consumo creciente e intensivo de energía que prácticamente ha acabado con los combustibles fósiles. Sin embargo, este periodo de tiempo, representa una parte minúscula en el conjunto de la historia de la humanidad. Fue hace unos 2000 años cuando el hombre comienza a utilizar fuentes energéticas basadas en las fuerzas de la naturaleza, como es la del agua y hace unos 1000 años, la del viento.

La fuente del inicio de la revolución industrial fue la energía solar en forma de potencia mecánica, molinos de viento y ruedas hidráulicas las cuales fueron reemplazadas



posteriormente por vapor proveniente de la combustión de la leña. El carbón, petróleo y gas natural se han convertido en portadores primarios de energía durante el último siglo y son formas concentradas de energía solar que ha sido almacenada por más de 500 millones de años; aunque la humanidad en un siglo le basto para acabar con la parte fácilmente accesible de este finito recurso además de una manera ineficiente. Es en base a este recurso finito que se crea una infraestructura significativamente dependiente que abarca desde la exploración del petróleo a su extracción, las refinerías, tuberías, estaciones de servicio y los propios motores de combustión interna.

En la actualidad nuestro sistema energético comercial utiliza recursos concentrados y finitos que están en el poder de unos pocos, la tecnología para explotar estos recursos decrecientes se ha vuelto más barata en el curso del último siglo a través de economías de escala, apoyadas por la protección del gobierno y la inversión en dicha infraestructura.

Con la energía solar, los recursos energéticos renovables son más difusos y se encuentran más uniformemente distribuidos a lo largo del planeta y el coste de su acceso es gratuito. El reto y la principal prioridad para la humanidad es alejarse de dicho sistema e iniciar una transición al uso de las energías renovables.

1.1.2 Futuro energético

Resolver los problemas energéticos del mundo es uno de los grandes temas que actualmente rigen la preocupación social siendo el mismo un tema de preocupación a nivel internacional. Los factores clave del problema energético son el crecimiento demográfico y económico, principal vector de dicha demanda de energía la cual se debe satisfacer en base a una disponibilidad de recursos energéticos, un coste y una seguridad en el suministro; las necesidades sociales y su prioridad y las nuevas tecnologías.

Cada tres años la población mundial se estima que se incrementara en 300 millones de personas, 1% de crecimiento anual promedio. El 95 % del incremento de la población mundial se dará en los países en desarrollo y el crecimiento de la demanda energética,



acompañado de un crecimiento en nivel económico, provendrá fundamentalmente de los países en desarrollo, impulsado por gigantes emergentes como China e India.

Por lo tanto, nos enfrentamos a un suministro energético a futuro que necesita respuesta, dicha respuesta deberá satisfacer la demanda y lo haga respetando el medio ambiente.

En la última década, se ha producido un aumento de la conciencia mundial sobre la conservación del medio ambiente, por lo que se ha producido un mayor auge en el mercado de las energías renovables y la tecnología energética con el fin de reducir la dependencia de los combustibles fósiles.

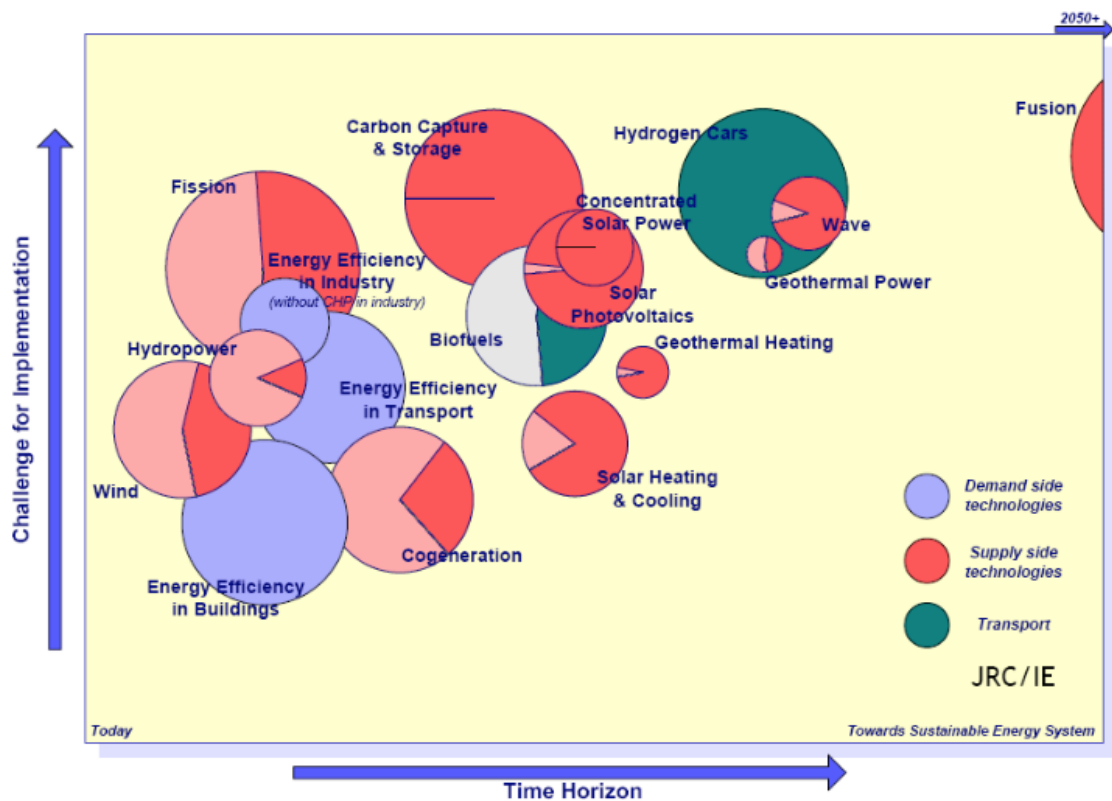


Figura 1: Mapa de tecnologías para el "Strategic Energy Plan"



1.2 Objetivos del proyecto

El presente trabajo fin de master parte como base del estudio de Eduardo Álvarez Álvarez, Antonio Navarro-Manso, Antonio J. Gutiérrez-Trashorras, Joaquín Fernández-Francos y Manuel Rico-Secades, “Microgenerator to obtain renewable energy from tidal currents”, en el cual se realizó un análisis sobre la viabilidad de instalar turbinas en un entorno marino, en este trabajo fin de master se pondrán a prueba dichas turbinas y se valorara su eficiencia como productoras de energía con las corrientes de marea como fuerza generadora.

Para ello se plantean los siguientes objetivos:

1. Revisión bibliográfica.
2. Estudio modelos teóricos bidimensionales de turbinas.
3. Conceptos fundamentales de aerodinámica bidimensional.
4. Aprendizaje manejo del software libre QBlade.
5. Implementación y caracterización de varias turbinas tipo.
6. Caracterización y obtención de curvas de funcionamiento de la turbina en estudio.
7. Evaluación de su funcionamiento en un emplazamiento tipo.
8. Elaboración del documento



Capítulo 2

Fundamentos de la
energía mareomotriz

Caracterización de una turbina mareomotriz de eje vertical



2 Fundamentos de la energía mareomotriz

2.1 Potencial energético

Actualmente, el uso de la energía mareomotriz sigue estando en fases poco desarrolladas, sobre todo si se compara con el aprovechamiento y explotación de otras fuentes de energías. En los océanos disponemos de una fuente de energía renovable inmensa, el potencial global de la energía mareomotriz o energía de las mareas se estima en 700 TWh al año. La demanda y la necesidad de cubrir nuestras necesidades energéticas con fuentes limpias están impulsando nuevos proyectos de investigación para lograr aprovechar recursos hasta ahora fuera del alcance, como la energía mareomotriz.

Las ventajas que nos aporta la energía mareomotriz son múltiples, la principal es que es un recurso renovable; resultado de los campos gravitatorios de la luna y el sol en combinación con la rotación terrestre sobre su eje, ocasionando mareas altas y bajas. Es la diferencia de energía potencial de las mareas la que se puede usar para generar electricidad, sea mediante generadores de corrientes de mareas (Tidal Stream Generator), presas de mareas o energía mareomotriz dinámica (Dynamic Tidal Power). Debemos aprovechar la acción gravitatoria del sol, la luna y la rotación terrestre como energía mareomotriz debido a su carácter limpio y renovable. Una característica más a destacar de las mareas es que son predecibles, sabemos cuándo se van a dar las mareas altas y bajas, el conocimiento de estos ciclos da más facilidad para la construcción de sistemas con las dimensiones adecuadas puesto que sabemos que potencia podemos esperar en dicha ubicación del sistema.

Su eficiencia a bajas velocidades le otorga un carácter a tener en cuenta, la densidad del agua es 1000 veces la del aire por ello con velocidades de 1m/s se puede obtener energía a partir de las mareas.

Sin embargo, cabe destacar que al estar todavía en desarrollo existen muy pocos ejemplos de verdaderas plantas mareomotrices y por lo tanto no podemos saber a ciencia cierta cuáles son sus efectos sobre el fondo marino, flora y fauna oceánica. Su cercanía a tierra también puede suponer un inconveniente, dichas centrales requieren



ser construidas en dichas localizaciones debido a que es donde se producen las diferencias más marcadas entre mareas por lo tanto el impacto visual y ocupación de zona costera es destacable. La tecnología que rodea a la energía mareomotriz es cara, requiere de inversión en investigación y al ser nueva tecnología resultan menos competitivas que otras establecidas y potenciadas desde hace más tiempo por ello la energía resultante es significativamente más cara que la obtenida con otro tipo de centrales.

La energía renovable de los mares y océanos tiene un potencial económico y de producción de electricidad inmenso, se calcula que con la potencia mareomotriz de Europa se producirían unos 150-240 TWh al año. La zona más favorable para la creación de estas plataformas mareomotrices se sitúa en la línea que va desde Escocia hasta Portugal. SETIS (Strategic Energy Technologies Information System), el plan de la unión europea calcula que la potencia mareomotriz podría alcanzar los 0,9 GW en 2020 y 1,7 GW en 2030. Pero si consideramos el gran potencial de la energía de los océanos, estas expectativas podrían verse ampliamente superadas y podrían cubrir las necesidades energéticas de la UE-27 al 0,8 % en 2020 y al 1,1% en 2030.

2.2 Tipos de marea

El tipo de marea se refiere a la forma característica de pleamar o bajamar como lo revela la curva de marea. Aunque la curva de marea para cualquier lugar particular será diferente en algunos aspectos de los de cualquier otro lugar, las curvas de marea se pueden agrupar dentro de tres clases o tipos. Estos tipos son mareas semidiurnas, diurnas o mixtas.

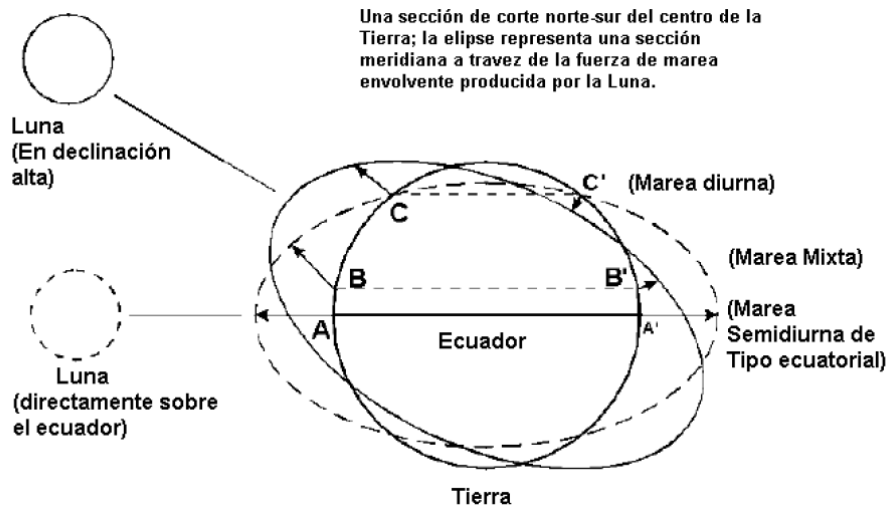


Figura 2: Tipos de marea

En la figura 2 observamos como los puntos A y A' están a lo largo del eje mayor de esta elipse, la altura de la pleamar representada en A es la misma de la que ocurre a medida que este punto rota a la posición A' casi 12 horas más tarde. Cuando la Luna está sobre el ecuador – o cuando la declinación produce efectos similares sobre la fuerza en los puntos A y A', las dos pleamares y las dos bajamares en un día dado son similares en altura en cualquier lugar. La pleamar y la bajamar sucesivas son entonces casi espaciadas igualmente en el tiempo y ocurren uniformemente dos veces al día. Esto es conocido como el tipo de marea semidiurna.

Es aquella en la que el ciclo completo de pleamar y bajamar se completa en medio día. Hay dos pleamares y dos bajamares en un día de 24 horas 50 minutos. Para ser clasificados como la marea semidiurna, los dos ciclos de marea diarios deben parecerse a sí mismos de manera que, aunque no sean idénticos, los dos respectivos pleamares y bajamares no se diferencien mucho.

Sin embargo, con el cambio de la distancia angular de la Luna por encima o por debajo del ecuador (como se muestra en la figura 2), la envolvente de la fuerza de marea producida por la Luna está inclinada, y comienzan a producirse diferencias entre las alturas de las dos mareas diarias. Estas variaciones en las alturas de marea resultan de los cambios en el ángulo de declinación de la Luna y la dirección de la fuerza gravitacional y dan origen a un fenómeno conocido como desigualdad diurna.



En la figura 2, observamos como el punto B está debajo de un abultamiento de la envolvente de la fuerza de marea. Medio día después, en el punto B', se encuentra nuevamente dentro de un abultamiento, pero la altura de la marea no es tan grande como en B. Esta situación produce que dos veces en el día las pleamares o bajamares muestren alturas desiguales. Este tipo de marea, que muestra una fuerte desigualdad diurna, es conocido como marea mixta y se define como el tipo de marea en el que dos pleamares y dos bajamares ocurren cada día, pero en el cual hay marcadas diferencias entre las dos pleamares o entre las dos bajamares del día.

Finalmente, como se muestra en la figura 2, el punto C se ve que está por debajo de una porción de la envolvente de la fuerza de marea. Medio día después, sin embargo, a medida que este punto rota hacia la posición C', se ve que está por encima de la envolvente de la fuerza de marea. En este lugar, sin embargo, las fuerzas de marea presentes producen sólo una pleamar y una bajamar cada día.

El tipo diurno de marea describe aquellas mareas en las que una pleamar y una bajamar ocurren en un día lunar. En este tipo de marea, el período de pleamar, y también el de bajamar, es de aproximadamente 12 horas de forma opuesta a las 6 horas de los períodos de las mareas semidiurnas.

La marea meteorológica es otro tipo de marea que cabe destacar, su componente de marea que tiene origen en las variaciones diarias o estacionales de las condiciones meteorológicas que pueden producirse con cierto grado de periodicidad.

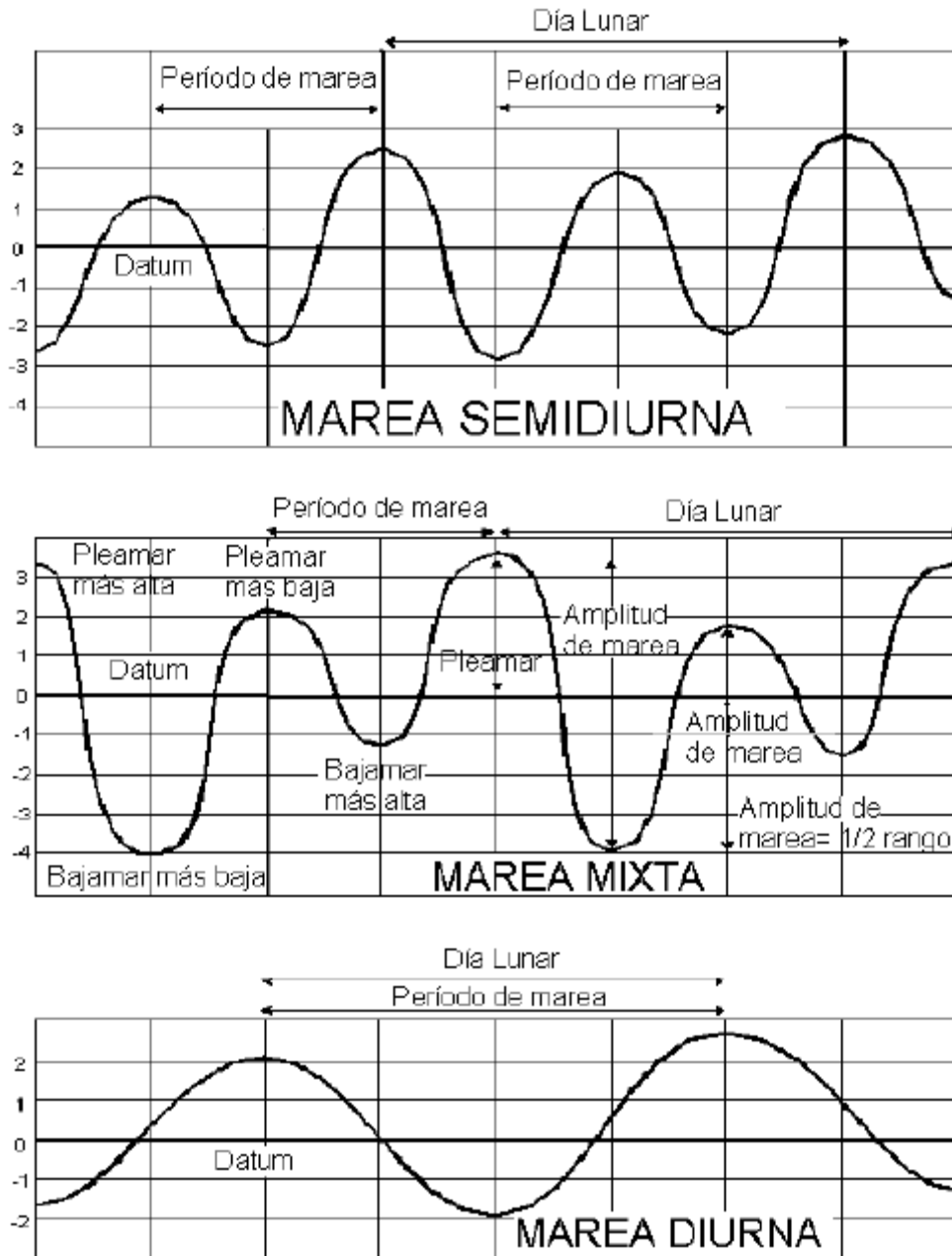


Figura 3: Distribución de las fases de marea (Eje Ordenadas: Altura de marea en pies)

2.3 Amplificación de las mareas

Las máximas mareas se producen en luna nueva y luna llena, lo que corresponde a la máxima y mínima atracción entre astros, y las menores denominadas también como mareas muertas, cuando la luna esta desalineada con el sol en cuarto menguante o cuarto creciente. Sin embargo, existen lugares donde la amplitud de las mareas alcanza



niveles extraordinarios (en Canadá, Bay of Fundy tiene el record de 18 m, Bahía Severn en Bristol, Inglaterra con 15 m, La Rance en Francia con 14 m, Angelmó en Chile 9 m, Golfo de California 7 m). En estos casos se conjugan otros aspectos más bien hidráulicos, que hacen que la marea común se amplifique de manera significativa, son diversos los factores que intervienen, aunque cabe destacar los principales: resonancia hidráulica y la fricción del lecho marino.

Las mareas disponen de un determinado tiempo característico en que se produce la subida y la bajada, dicho tiempo transcurrido entre dos alturas máximas de la marea se denomina periodo y es de aproximadamente 24 horas en mareas diurnas y de 12 horas en semidiurnas. El movimiento del agua al subir la marea avanza como una onda a una velocidad igual a \sqrt{gh} , donde h es la profundidad. Tomando como ejemplo el caso de una marea que va desde su nivel mínimo hasta su máximo en 6 horas (periodo de 12 horas) en una bahía alargada de profundidad de 100 metros, la velocidad de la onda de marea será de 32 m/s (115 km/h). Si la bahía midiera 690 km de largo, la onda llegaría al final de la bahía en las mismas 6 horas en que la marea va subiendo en la entrada y regresaría en 6 horas durante la bajada de la marea en la boca de la bahía. A este factor se le denomina resonancia hidráulica y es el fenómeno que mayor amplificación de la marea produce en la bahía. Si la longitud de la bahía es el doble, es decir 1380 km para nuestro ejemplo, allí la amplificación de la marea no es tan grande, porque la onda va y regresa en el doble del tiempo entrando en resonancia cada dos ciclos de marea.

La fricción del lecho marino amplifica también notablemente la marea. Si tomamos el caso de una bahía que vaya disminuyendo su profundidad, la velocidad de la onda de marea \sqrt{gh} en la parte profunda de 100 m es de 32 m/s, y luego irá disminuyendo al ser la profundidad más pequeña, es decir, la onda de marea se va montando sobre la de adelante, amplificando la marea en esa parte.

2. 4 Tipos de turbinas

Se podría decir que una turbina básicamente es una máquina rotacional en la que el movimiento se produce por la energía cinética del fluido cuando este actúa sobre un



rotor, el movimiento rotacional producido es transmitido y multiplicado mediante un multiplicador de velocidad hasta un generador que es el que se encarga de producir la energía eléctrica. La presencia de la turbina perturba el flujo tanto aguas arriba como aguas abajo, dependiendo de las características del fluido sin perturbar, de la forma geométrica de la turbina y su movimiento como sólido rígido y sólido elástico, por tanto, la energía que se obtiene depende de la potencia del fluido que atraviesa el rotor y es directamente proporcional a la densidad del fluido, la superficie barrida por sus palas y la velocidad del fluido.

Una primera clasificación de turbinas se puede realizar atendiendo a la disposición de su eje de giro, así obtendríamos turbinas con rotor de eje vertical y turbinas con rotor de eje horizontal.

2.4.1 Rotores de eje vertical

Distinguimos las turbinas con rotores de eje vertical por tener la principal ventaja de que no precisan ningún sistema de orientación activo para captar la energía contenida en el fluido. 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.

2.4.1.1 Rotores Darrieus

Las turbinas de eje vertical tipo Darrieus, deben su nombre a una patente americana de 1931 por el ingeniero G.J.M. Darrieus. Su diseño consta de dos o más palas biconvexas dispuestas con la forma que toma una cuerda sujeta por sus extremos y sometida a un movimiento giratorio. Su rendimiento y velocidad de giro son comparables a las turbinas de eje horizontal.

Sin embargo, presenta algunas desventajas como son la ausencia de par de arranque, lo que hace necesario motorizar la turbina para que comience a girar. 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. El efecto sombra se puede definir como el efecto que provoca en el flujo del fluido, la presencia de la torre del generador.

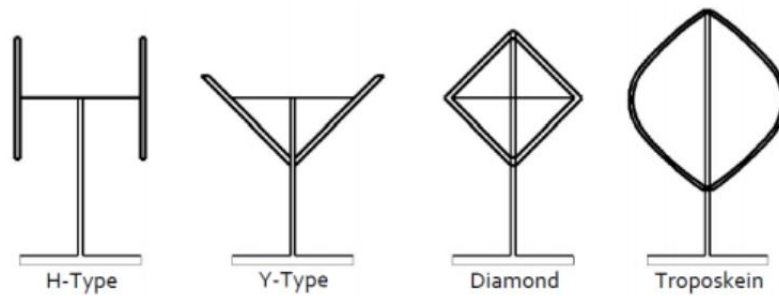


Figura 4: Configuraciones del rotor Darrieus

El rotor Darrieus de álabes recto o tipo H es un tipo de rotor que presenta una modificación proveniente del original Darrieus, los perfiles de los alabes son rectos a lo largo del área de barrido y están sujetos al eje de rotación. Esta configuración de turbina presenta ciertas ventajas relativas respecto de las turbinas de eje horizontal:

- Se pueden diseñar con perfiles aerodinámicos simétricos que facilitan la construcción de los alabes.
- Son sistemas compactos que por lo general no requieren demasiada altura y, por tanto, un mantenimiento riguroso.
- Transmiten menores cargas a la estructura soporte.

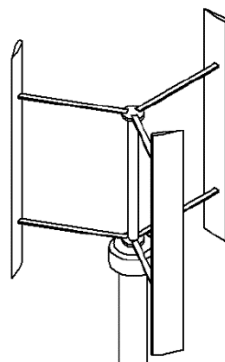


Figura 5: Rotor tipo H

2.4.1.2 Rotor Savonius

En 1922 S.J. Savonius desarrolla un tipo de turbina de eje vertical que lleva su nombre, el rotor tipo Savonius. Aerodinámicamente, son dispositivos de arrastre o resistencia, se



caracteriza por disponer de dos palas que son las mitades de un cilindro cortadas por una generatriz y desplazadas lateralmente, formando la figura de una S. Debido a la curvatura, las palas experimentan menos resistencia cuando se mueven en contra del fluido que a favor de él y es esta diferencia la que hace que la turbina gire. Tienen la ventaja de no necesitar ser orientadas en la dirección del fluido, soportan mejor la turbulencia y ofrecen un par de arranque que les permite empezar a girar con velocidades bajas. Su construcción es sencilla y su coste es bajo, por el contrario, tienen un bajo rendimiento, su velocidad de giro es reducida.

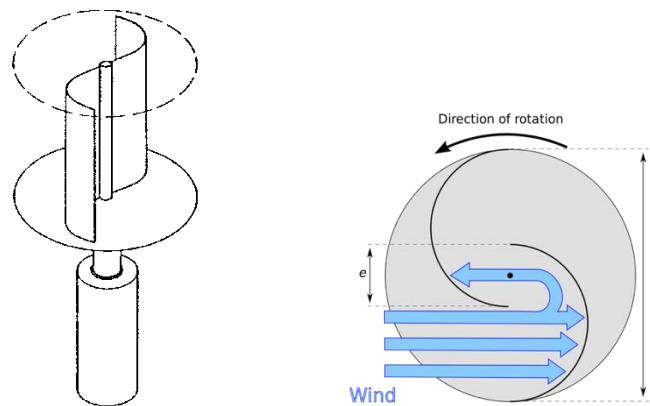


Figura 6: Área barrida por rotor Savonius

2.4.2 Rotores de eje horizontal

Los rotores de eje horizontal se caracterizan porque el giro de sus palas se produce en dirección perpendicular a la velocidad del fluido 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 turbinas lentas y rotor tipo hélice o turbinas rápidas. A continuación, se indican las características básicas y las distintas aplicaciones de los dos tipos de turbinas.



2.4.2.1 Rotores multipala o turbinas 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 fluido 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.

2.4.2.2 Rotores tipo hélice o turbinas rápidas

Los rotores tipo hélice tienen una velocidad de giro 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 fluido incidente en condiciones de diseño. Esta propiedad hace que las turbinas rápidas sean muy apropiadas para la generación de energía eléctrica, ya que el elemento mecánico que condiciona 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. Producen una menor emisión de ruido y un mayor rendimiento frente a los rotores de una o dos palas. La ventaja fundamental de los rotores de dos palas, 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. Como ventajas adicionales presentan también una reducción en el coste de la instalación al emplear menor número de palas y una fácil instalación. 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.



Capítulo 3

Fundamentos
aerodinámicos

Caracterización de una turbina mareomotriz de eje vertical



3 Fundamentos aerodinámicos

Un correcto estudio aerodinámico debe abarcar diferentes sistemas que estudien el rozamiento impuesto por el fluido cuando el sistema está en funcionamiento. De esta forma un buen estudio nos llevara a cumplir correctamente los objetivos, extraer la máxima energía del fluido minimizando el rozamiento impuesto por las condiciones de contorno.

3.1 Perfiles aerodinámicos

El elemento básico de una turbina es el rotor el cual está formado por varias palas, la teoría de sustentación en la que se basa es análoga a la del cálculo elemental de las hélices de avión. Por lo tanto, de la similitud entre dichos perfiles de aviación y los empleados en turbinas se obtienen los siguientes términos:

Extradós: Parte superior del perfil medido desde el borde de ataque hasta el borde de salida.

Intradós: Parte inferior del perfil medido desde el borde de ataque hasta el borde de salida.

Línea de cuerda: Línea recta que une el borde de ataque y el borde de salida del perfil.

Cuerda: Longitud de la línea anterior, las dimensiones de los perfiles se miden en porcentaje de este parámetro.

Línea de curvatura media: Línea media entre el extradós y el intradós.

Curvatura máxima: Distancia máxima entre la línea de curvatura media y la línea de cuerda. Parámetro a tener en cuenta en la determinación de las características aerodinámicas de un perfil.

Espesor máximo: Distancia máxima entre la superficie superior e inferior, es decir entre extradós e intradós.



Radio de la curvatura del borde de ataque: Medida del estrechamiento del borde de ataque. La variación de este parámetro varía entre 0 y 2% de la cuerda, para perfiles supersónicos afilados y perfiles achatados respectivamente.

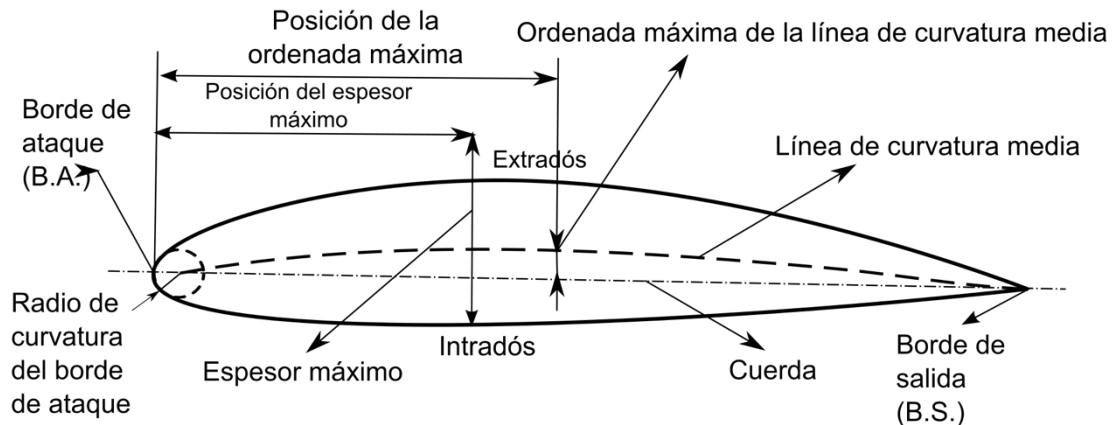


Figura 7: Parámetros de un perfil aerodinámico

Dependiendo de su geometría, los perfiles se pueden denominar de diferente forma, así distinguimos:

- Biconvexos si el intradós y el extradós son ambos convexos
- Plano-convexos si tienen el extradós convexo y el intradós plano
- De doble curvatura si el intradós y el extradós son ambos cóncavos

3.1.1 Clasificación de los perfiles

La mayor parte de la evolución de perfiles ha sido desarrollada en Estados Unidos por el National Advisory Committee of Aeronautics (NACA) precursor de la National Aeronautics and Space Administration (NASA). El fin del desarrollo de dicha serie fue proveer una familia estandarizada de geometrías de perfiles para poder desarrollar estudios aerodinámicos de ingeniería. Los perfiles son generados por polinomios que describen la forma de la línea de curvatura y la distribución de espesor. La línea de curvatura es determinada por polinomios que especifican su distancia desde el punto de cuerda. Las superficies del perfil son calculadas agregando una distribución de grosor a la línea de curvatura, con la distribución de espesor especificada por un polinomio



adicional. El grosor se agrega en una dirección local normal a la línea de curvatura. La máxima curvatura se indica con C_{max} , y el máximo grosor, con t .



Figura 8: Logotipo de la National Advisory Comitee for Aeronautics

Los perfiles son nombrados por un conjunto de números que definen su geometría, inicialmente se estudiaron las series de cuatro dígitos. Estos cuatro dígitos están basados en criterios de geometría que definen una característica según el valor y la posición que ocupe.

- El primer dígito indica la máxima flecha de la línea media de la cuerda en porcentaje, proporcionando la máxima curvatura C_{max}
- El segundo dígito indica la distancia desde el borde de ataque, hasta la posición de la máxima flecha de la línea media o máxima curvatura X_{cmax}
- Los dos últimos dígitos representan el espesor relativo máximo en % respecto a la cuerda. El perfil se obtiene mediante dos parábolas tangentes en el punto de máxima línea media.

Pongamos un ejemplo, el perfil NACA 2412 tiene la curvatura máxima del 2%, situada en el punto del 40% de la cuerda (medido desde el borde de ataque) y con un espesor máximo del 12% de la cuerda. Por lo tanto, nuestro perfil NACA 0012 es un perfil simétrico, su curvatura es 0 y su espesor máximo es 12% de la cuerda del perfil.

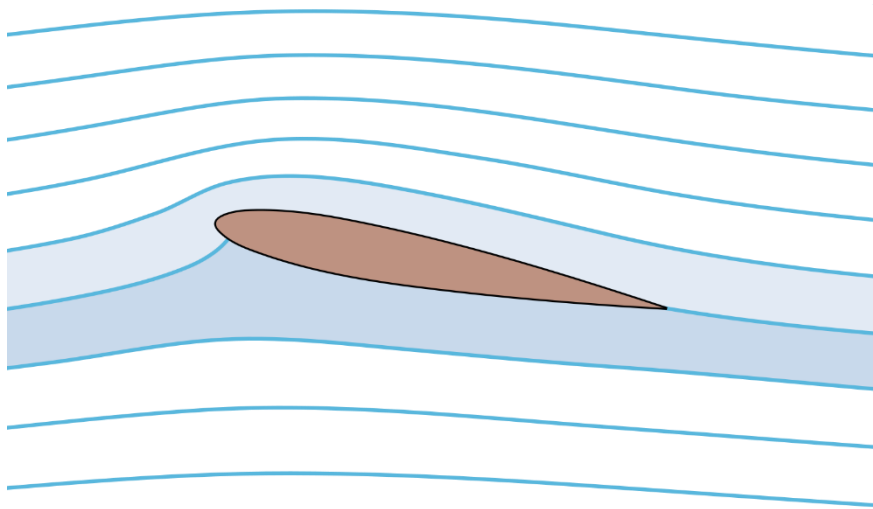


Figura 9: Líneas de corriente alrededor del perfil NACA 0012

3.2 Coeficientes adimensionales

Definimos el coeficiente de potencia C_p como la relación de la potencia extraída al fluido con respecto a la potencia del fluido que atraviesa la superficie del rotor de la turbina.

$$C_p = \frac{P_a}{P_w} = \frac{P_a}{\frac{1}{2} \rho A V^3}$$

Ecuación 1

Definimos TSR (Tip-Speed Ratio) coeficiente de velocidad en punta, como la relación entre la velocidad de la punta de la pala y la velocidad del fluido perpendicular al disco rotor aguas arriba del mismo. Es decir, la relación entre la velocidad tangencial de la punta de una pala y la velocidad real del fluido.

$$\lambda = \frac{\Omega \times R}{V} = \frac{\Omega \times D}{2V} = \frac{N \text{ (rpm)} \times \pi \times D}{60 V}$$

Ecuación 2



3.3 Teoría del disco actuador (ADT). Cantidad de movimiento axial

La teoría del disco actuador se centra en recurrir a un modelo simplificado de rotor para explicar cómo y por qué se produce un intercambio de energía cuando el fluido atraviesa la turbina. Por tanto, consideramos una turbina ideal, con un número infinito de palas y representada por un disco de espesor nulo y área igual a la barrida por las palas al girar, este disco de espesor nulo será nuestro disco actuador.

Consideramos:

- El generador es un “disco” que intercambia energía solo mediante una fuerza axial.
- Suponemos que toda la energía cedida por el fluido es aprovechada sin tener en cuenta el diseño del rotor, etc.
- Suponemos uniforme la velocidad en cada sección.
- Despreciamos esfuerzos viscosos en el perímetro del tubo de corriente escogido como volumen de control escogido.

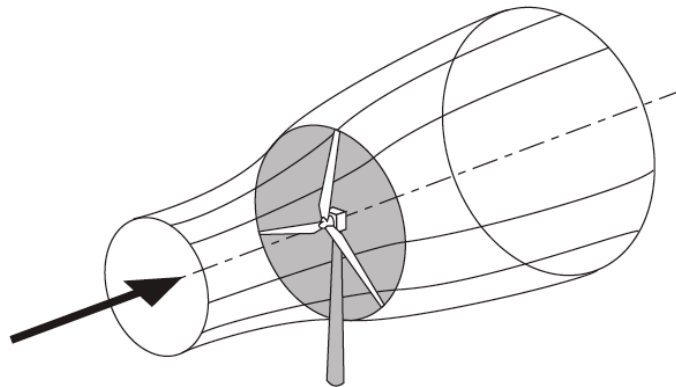


Figura 10: Volumen de control del disco actuador

El diferencial de masa que atraviesa la sección del disco actuador se calcula como:

$$dm = \rho AU dt$$

Ecuación 3

Energía cinética del fluido, energía extraíble por el rotor:



$$dE_c = dm \frac{U^2}{2} = \frac{1}{2} \rho A U^3 dt$$

Ecuación 4

Potencia total del fluido:

$$P_V = \frac{DE_c}{dt} = \frac{1}{2} \rho A U^3$$

Ecuación 5

Consideramos un flujo que se desplaza uniformemente dentro de un tubo que contiene al disco actuador, la sección del tubo es menor a la entrada que a la salida y a medida que el fluido atraviesa el tubo, va perdiendo velocidad a consecuencia del cambio de sección. Aplicando la ley de conservación de masa en distintas secciones de dicho tubo podemos calcular el gasto producido.

$$g = \rho A_1 u_1 = \rho A_2 u_2 = \rho A_3 u_3 = \rho A_4 u_4$$

Ecuación 6

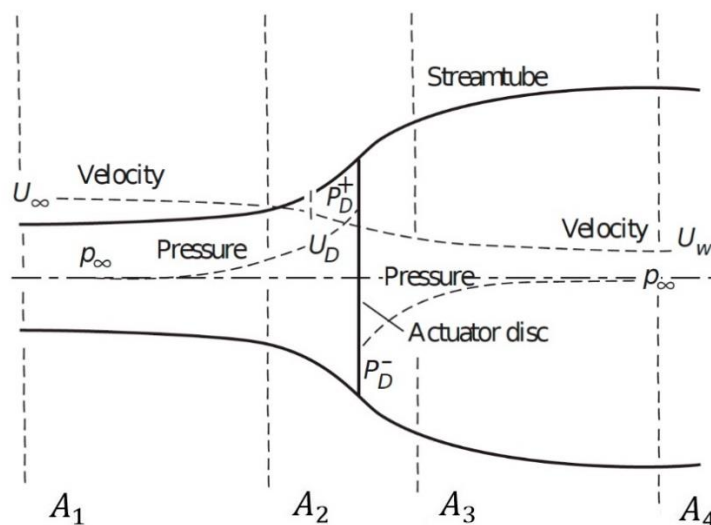


Figura 11: Velocidad del fluido y presión en las partes del tubo de corriente

Partimos sabiendo que $A_2 = A_3$, por lo tanto, la velocidad del fluido se verá inalterada en su paso por la turbina $u_2 = u_3$ y la ecuación de cantidad movimiento para el tubo de corriente, según la dirección del eje de la turbina es:

$$F = (\rho A_1 u_1) u_1 - (\rho A_4 u_4) u_4 = G(u_1 - u_4)$$

*Ecuación 7*

El fluido al verse frenado por el cambio de sección ejerce sobre el disco actuador una fuerza y se produce por tanto un intercambio de energía. Por otro lado, la fuerza ejercida por el fluido sobre el disco actuador y en definitiva sobre el rotor se puede calcular a partir de la diferencia de presión del fluido en cuestión antes y después de la turbina.

$$F = A_2(p_2 - p_3)$$

Ecuación 8

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre la sección de entrada y la cara frontal del disco, y entre la cara posterior del disco actuador y la sección de salida, se puede calcular la presión del aire antes y después del rotor.

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho u_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho u_2^2$$

Ecuación 9

$$p_3 + \frac{1}{2}\rho u_3^2 = p_4 + \frac{1}{2}\rho u_4^2$$

Ecuación 10

Teniendo en cuenta que: $p_1 = p_4 = p_a$

Se obtiene una nueva expresión de la fuerza del fluido sobre la turbina.

$$F = A_2(p_2 - p_3) = \frac{1}{2}\rho A_2(u_1^2 - u_4^2)$$

Ecuación 11

Igualando la nueva expresión de fuerza a la que se ha obtenido aplicando la teoría de la cantidad de movimiento tenemos:

$$\frac{1}{2}\rho A_2(u_1^2 - u_4^2) = \rho A_2 u_2 (u_1 - u_4)$$

Ecuación 12

Con lo que se deduce que la velocidad del fluido en la sección del disco actuar se corresponde con:

$$u_2 = u_3 = \frac{u_1 + u_4}{2}$$



El fluido pierde la mitad de la velocidad inicial antes de alcanzar la turbina y el resto una vez el rotor es atravesado.

3.3.1 Coeficientes aerodinámicos

Se definen los coeficientes aerodinámicos que serán útiles a la hora de calcular y definir la geometría de las palas del rotor.

3.3.1.1 Coeficiente de velocidad inducida axial “a”

Mediante este coeficiente estimamos la disminución de la velocidad axial del fluido al alcanzar la turbina, es adimensional.

$$a = \frac{u_1 - u_2}{u_1}$$

3.3.1.2 Coeficiente de empuje

El coeficiente de empuje caracteriza el esfuerzo o empuje axial que el fluido ejerce sobre el rotor, es adimensional.

En la ecuación:

$$F = \frac{1}{2} \rho A (u_1^2 - u_4^2)$$

sustituimos el coeficiente a , sabiendo que:

$$u_2 = u_3 = \frac{u_1 + u_4}{2}$$

así, obtenemos:



$$F = \frac{1}{2} \rho A U^2 4a (1 - a)$$

Ecuación 17

donde:

$$U = u_1$$

Ecuación 18

El coeficiente de empuje es igual a:

$$C_T = \frac{F}{\frac{1}{2} \rho A U^2} = 4a (1 - a)$$

Ecuación 19

por lo que la expresión de la fuerza de empuje del fluido sobre el rotor quedaría:

$$F = C_T \frac{1}{2} \rho A U^2$$

Ecuación 20

3.3.1.3 Coeficiente de potencia

Una vez conocemos la ecuación del empuje, calculamos la potencia mecánica que se transmite a la turbina:

$$P = F u_2 = (\rho u_2 A_2) \left(\frac{1}{2} u_1^2 - \frac{1}{2} u_4^2 \right)$$

Ecuación 21

En la primera parte de la ecuación, $(\rho u_2 A_2)$, se representa la cantidad del fluido en términos de masa que circula a lo largo del rotor.

En la segunda parte, $\left(\frac{1}{2} u_1^2 - \frac{1}{2} u_4^2 \right)$, se muestra la energía cinética por unidad de masa que pierde el fluido debido a la presencia de la turbina.



Por lo tanto, podemos concluir que cuanto mayor sea el efecto que produzca el rotor sobre la velocidad del fluido, mayor será la diferencia entre la energía cinética a la entrada y a la salida y tanto mayor será la segunda parte de la ecuación, no obstante, si esto ocurre, la velocidad del fluido en el rotor será más pequeña y el primer paréntesis, correspondiente a la primera parte de la ecuación, se hará menor. Se alcanzará así, un régimen de velocidades hasta que la potencia sea máxima.

Sabiendo que la potencia del fluido es:

$$P_f = \frac{1}{2} \rho A U^3$$

Ecuación 22

Sustituimos en la ecuación número 20 el coeficiente de velocidad inducida axial:

$$P = F u = \frac{1}{2} \rho A U^3 4a (1 - a)^2 = P_f 4a (1 - a)^2$$

Ecuación 23

De tal forma que el coeficiente de potencia, se puede definir como la relación entre la potencia transmitida a la turbina y la potencia del fluido.

$$C_p = \frac{P}{P_f} = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho A U^3} = 4a (1 - a)^2$$

Ecuación 24

finalmente obtenemos:

$$P = C_p \frac{1}{2} \rho A U^3 = C_p P_f$$

Ecuación 25

Debido a que C_p únicamente depende de a , al derivar C_p e igualarlo a cero obtenemos el valor de la velocidad inducida axial a , valor que hace máximo el coeficiente de potencia C_p :



$$a = \frac{1}{3}$$

Ecuación 26

Obtenido el valor de velocidad inducida axial máximo, calculamos el valor máximo de C_p :

$$C_p \text{ max} = \frac{16}{27} \approx 0,593$$

Ecuación 27

Por lo tanto, en las mejores circunstancias un generador podría extraer como máximo un 59,30 % de la potencia total del fluido. Es a esta limitación del coeficiente de potencia a la que se le conoce como límite de Betz, formulada en 1926 por Albert Betz.

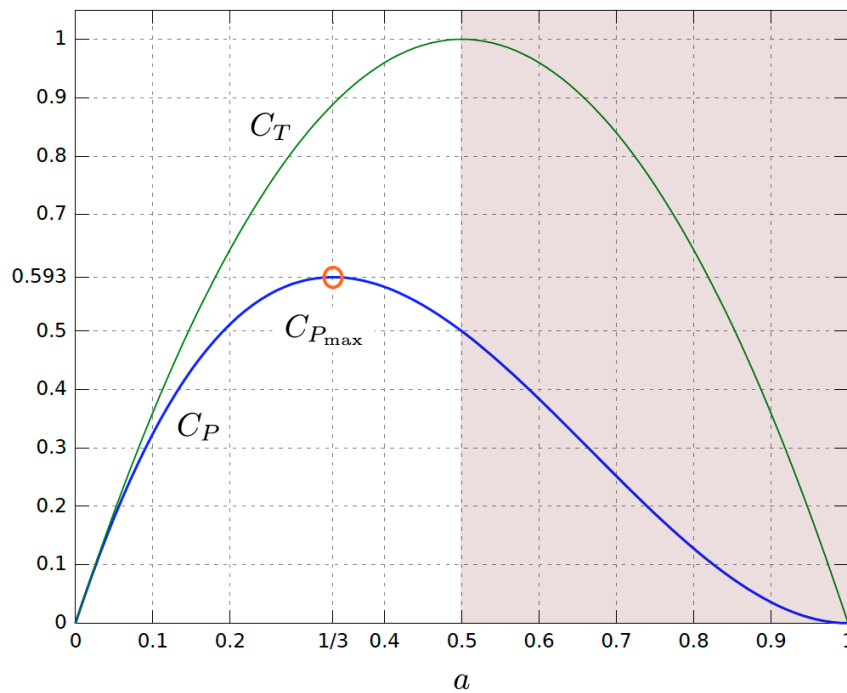


Figura 12: Variación de los coeficientes de potencia y empuje con el coeficiente de velocidad inducida axial

3.4 Teoría del disco rotor. Cantidad de movimiento y momento cinético

La teoría del disco rotor, o disco actuador con estela giratoria, se trata de una corrección al modelo anterior que contempla el efecto giratorio que produce la turbina sobre la estela. Debido a que el intercambio de energía entre el fluido y la turbina se realiza por medio del giro, según la teoría de conservación del momento cinético, el par ejercido por el fluido sobre el rotor será igual y de sentido contrario al generado por la turbina sobre las partículas del fluido.

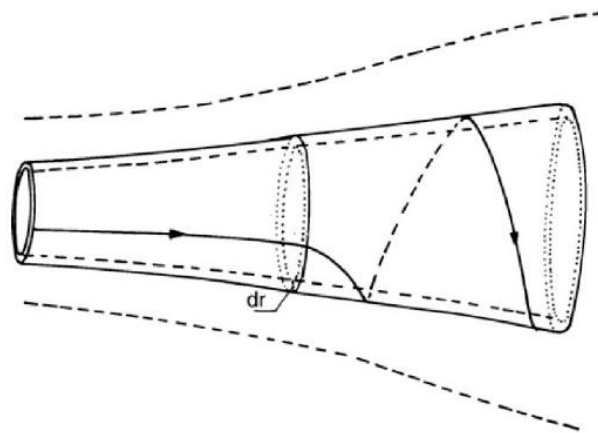


Figura 13: Tubo de corriente y disco actuador con estela giratoria

En este caso, puesto que se tiene en cuenta que el rotor está girando, las leyes de conservación se deberán aplicar sobre un anillo del tubo de corriente de espesor diferencial y área $2\pi r dr$. Este nuevo volumen de control se basa en que, dado que las condiciones aerodinámicas varían con el radio, las ecuaciones de par, empuje y potencia, también lo harán.

$$dm = 2\pi\omega\rho U (1 - a)r^3 dr$$

Ecuación 28

$$dF = 4a (1 - a) \pi r\rho U^2 dr$$

Ecuación 29

$$dP = dM\Omega = 2 \pi \omega \Omega \rho U (1 - a) r^3 dr$$

Ecuación 30



3.4.1 Coeficientes aerodinámicos

3.4.1.1 Coeficiente de velocidad inducida angular

Forma adimensional de estimar la magnitud de la componente tangencial de la velocidad del fluido en función del régimen de giro de la turbina.

$$a' = \frac{\omega}{2\Omega}$$

Ecuación 31

La relación entre la velocidad tangencial de la punta del rotor y la velocidad del fluido, se denomina, velocidad específica de punta de pala:

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U}$$

Ecuación 32

Al particularizar cualquier sección de la pala, obtenemos:

$$\lambda_r = \frac{\Omega r}{U}$$

Ecuación 33

El coeficiente de potencia varía con el radio, esto es debido a que las condiciones del fluido varían a lo largo de la pala.

$$C_{Pr} = 4a'(1 - a)\lambda_r^2$$

Ecuación 34

De esta nueva ecuación extraemos que la potencia de la turbina es:

$$P = 4\pi \rho \Omega^2 U \int_0^R a'(1 - a)r^3 dr$$

Ecuación 35

Por lo que el coeficiente de potencia global queda:

$$C_p = \frac{8}{\lambda^2} \int_0^\lambda a'(1 - a)\lambda_r^3 dr$$

Ecuación 36



Se puede ver que el coeficiente de potencia ya no solo depende de a , sino también de a' y λ_r . La aparición de una componente tangencial en la velocidad del fluido, tras atravesar la turbina, supone un incremento en la energía cinética total de la estela y que, por tanto, el porcentaje de energía extraíble del fluido es inferior al límite de Betz.

3.5 Método Blade Element Momentum "BEM"

El elemento de pala es la superficie de espesor diferencial obtenida al realizar un corte transversal a las palas. Las teorías anteriores contemplaban al rotor como un disco plano, sin importar su forma geométrica ni su comportamiento particular de cara al fluido.

El método BEM fue desarrollado por Glauert y Betz y consiste en un proceso de cálculo que pretende determinar cómo afecta la forma geométrica de una pala a su funcionamiento. Dicho método debe su origen a la unión de la teoría de cantidad de movimiento y de la teoría del elemento de pala, permitiendo establecer una relación entre los coeficientes de velocidades inducidas y las fuerzas que actúan sobre los perfiles aerodinámicos.

La teoría del elemento pala asume que, en el momento de fuerzas causantes del giro del rotor, solo contribuye el flujo de aire que atraviesa las palas en la dirección axial y no participa por tanto la masa de aire que circula en la dirección radial. De esta forma, cada uno de los elementos o perfiles bidimensionales en los que se divide la pala, contribuirá al par de giro de manera independiente.

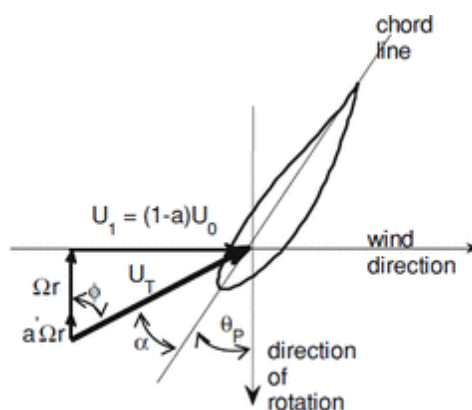


Figura 14: Fuerzas, ángulos y velocidades en el elemento pala



Igualando a las ecuaciones de empuje y par producido según la teoría del disco actuador y según la teoría del elemento pala, se obtiene:

$$\frac{a}{1-a} = \frac{cNC_n}{8\pi r \sin^2 \phi}$$

Ecuación 37

$$\frac{a'}{1+a'} = \frac{cNC_t}{8\pi r \sin \phi \cos \phi}$$

Ecuación 38

Definimos la solidez de la pala σ como un parámetro que relaciona el área total que ocupan las palas y el área barrida por las mismas. Puesto que la longitud de cuerda varía con el radio de la pala, calculamos la solidez para cada elemento de la pala.

$$\sigma(r) = \frac{Nc(r)}{2\pi r}$$

Ecuación 39

Sustituyendo y despejando las velocidades inducidas a y a' :

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma C_n}{4 \sin^2 \phi}, \quad a = \left(\frac{4 \sin^2 \phi}{\sigma C_n} + 1 \right)^{-1}$$

Ecuación 40

$$\frac{a'}{1-a'} = \frac{\sigma C_t}{4 \sin \phi \cos \phi}, \quad a' = \left(\frac{4 \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_t} - 1 \right)^{-1}$$

Ecuación 41

Las condiciones aerodinámicas en la pala son muy distintas a lo largo de toda su envergadura, por tanto, si se busca optimizar la potencia de la turbina; la forma, tamaño y posición de sus perfiles deberá variar también con el radio.



El método divide la longitud total de la pala en una serie de elementos y procediendo de manera iterativa permite obtener la forma adecuada de cada perfil para que el total de la pala sea lo más eficiente posible.

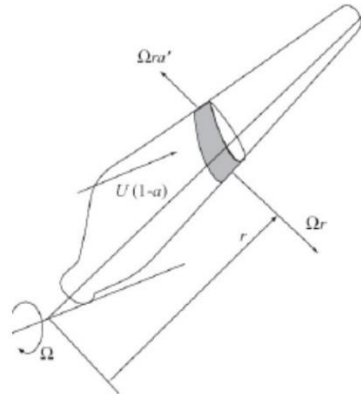


Figura 15: División de la pala en elementos

3.5.1 Correcciones al método BEM

3.5.1.1 Número finito de palas

Con la intención de corregir la trayectoria de las partículas de aire que atraviesan el rotor y poder modelizar la estela de la turbina, Prandtl introdujo un factor (F) conocido como factor de pérdidas en la punta de pala, de manera que la trayectoria de las partículas se aproximara aún más a la realidad. El factor (F) se incluye directamente en las ecuaciones de empuje, par y potencia, para así poder caracterizar la disminución de la fuerza que experimenta cada sección de la pala.

$$F = \frac{2}{\pi} \arccos(\exp^{-f})$$

Ecuación 42

$$f = \frac{N(R - r)}{2 \pi \sin \phi}$$

Ecuación 43



$$dF_n = \frac{1}{2} \rho F \omega^2 c N (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) dr$$

Ecuación 44

$$dM = \frac{1}{2} \rho F \omega^2 c N (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) r dr$$

Ecuación 45

$$dP = \frac{1}{2} \rho \omega^2 \Omega c N (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) r dr$$

Ecuación 46

3.5.1.2 Rotor muy cargado

En caso de superar la velocidad inducida axial un valor de $a = 0,4$; el modelo del disco actuador carece de validez, eso se debe a que la velocidad del aire tras atravesar el rotor es muy pequeña y el área en la sección de salida del tubo de corriente se hace demasiado grande. Por lo tanto, se considera que una turbina se encuentra muy cargada cuando $a > 0,5$ ya que si se diera esa situación la velocidad a la salida del tubo sería negativa y el rotor actuaría como un disco sólido impidiendo una circulación libre del fluido a través de él.

Para solucionarlo, Glauert introduce un factor de corrección aplicado sobre el coeficiente de empuje, dicho factor actúa cuando la velocidad inducida axial supera un cierto valor crítico.

$$a_c \approx 0,2$$

Ecuación 47

$$4a(1-a)F \quad a \leq a_c$$

Ecuación 48

$$4[a_c^2 + (1-2a_c)a]F \quad a \leq a_c$$

Ecuación 49



3.6 Múltiples tubos de corriente (Double Multiple Stream)

Este modelo ha sido desarrollado por Ion Paraschivoiu para analizar el rendimiento de los rotores tipo Darrieus, es en gran medida una derivación de la teoría del disco actuador y la teoría del elemento pala. El tubo de corriente que se desplaza a través del rotor vertical se divide a su vez en un conjunto de tubos de corriente más pequeños. Las palas del rotor pasan por cada uno de estos tubos en sus 360 grados y extraen energía del fluido mediante la reducción de velocidad. Por ello, la teoría del disco actuador estándar se puede aplicar para cada tubo de corriente de manera particular. Debido a la trayectoria circular de una pala de generador de eje vertical también denominado VAWT (del inglés, Vertical Axis Wind Turbine), pasa cada tubo de corriente dos veces.

Estos dos pasos de extracción de energía son tomados en consideración en el modelo DMS dividiendo el rotor en dos partes, aguas arriba y aguas abajo. Cada uno está representado por un disco de rotor separado, actuando como dos actuadores individuales. El algoritmo de interacción posterior se ejecuta por lo tanto dos veces para cada tubo de corriente y además el algoritmo DMS se ejecuta para cada posición de altura donde el fluido fluye a través de la sección de pala respectiva.

Un rotor está compuesto por varias secciones de pala, por lo tanto, de acuerdo al número seleccionado de elementos, las secciones intermedias de pala se interpolan en base a la geometría dada. Todas las secciones se pueden tratar como láminas 2D independientes que producen elevación y arrastre como una función de su ángulo de ataque local α . La fuerza total resultante en una pala la obtenemos integrando en toda su longitud. Los modelos de tubos de corriente combinan los enfoques anteriores de la teoría del disco actuador y el método del elemento de pala al equilibrar iterativamente la conservación de momento y las fuerzas en las palas del rotor hasta que se alcanza la convergencia del sistema.

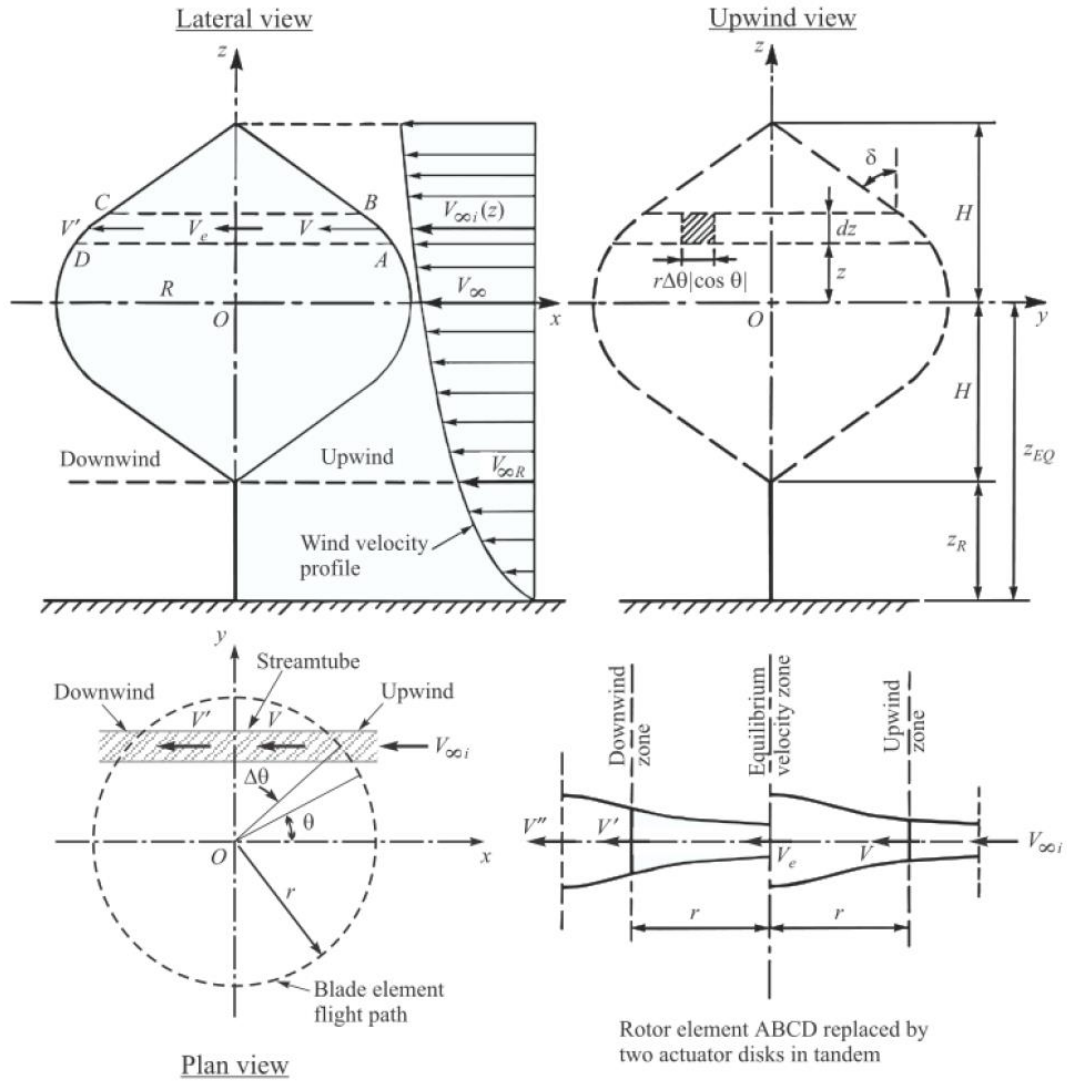


Figura 16: Definición de la geometría del rotor VAWT y los discos actuadores



Capítulo 4

Características del perfil
aerodinámico

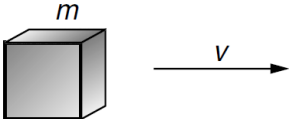
Caracterización de una turbina
mareomotriz de eje vertical



4 Características del perfil aerodinámico

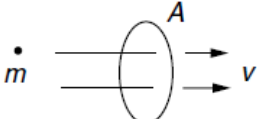
Consideramos un paquete de fluido con una masa (m) moviéndose a una velocidad (v).

Su energía cinética viene dada por:


$$E_c = \frac{1}{2}mv^2$$

Ecuación 50

Como la potencia es energía por unidad de tiempo, la potencia representada por una masa de aire moviéndose a la velocidad (v) a través del área (A) será:


$$\text{Potencia a traves de } A = \frac{\text{Energia}}{\text{Tiempo}} = \frac{1}{2} \left(\frac{\text{Masa}}{\text{Tiempo}} \right) v^2$$

Ecuación 51

El caudal másico (\dot{m}) a través del área (A), es el producto de la densidad del aire (ρ), velocidad (v) y área de sección transversal A :

$$\frac{\text{Masa pasando a traves de } A}{\text{Tiempo}} = \dot{m} = \rho Av$$

Combinando la ecuación 50 con la 51 encontramos una relación importante:

$$P_w = \frac{1}{2} \rho A v^3$$

Ecuación 52

En unidades del sistema internacional, P_w es la potencia del fluido en (vatios); ρ es la densidad del aire (kg/m^3), A (m^2) es el área transversal que atraviesa el fluido y v es la velocidad del fluido (m/s).



En el siguiente gráfico podemos observar la representación de la ecuación 52 en función de una tabla de valores. La potencia mostrada es por cada metro cuadrado de sección transversal, una cantidad que se llama potencia específica o densidad de potencia. En el viento, la potencia aumenta a al cubo de la velocidad del fluido, significa que doblar la velocidad del fluido aumenta la potencia ocho veces. Poniendo un ejemplo, podemos decir que la energía contenida en 1 hora de 8,94 m/s es la misma que la contenida en 8 horas de 4,47 m/s.

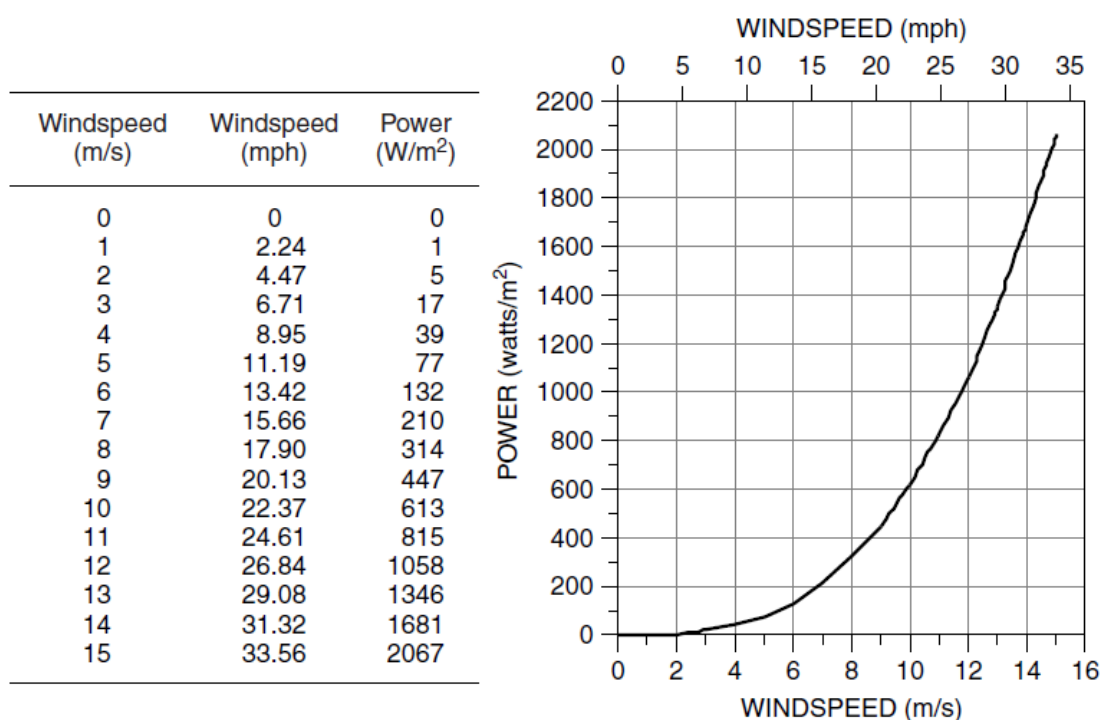


Figura 17: Potencia del viento por metro cuadrado de sección transversal

4.1 Área barrida

En la ecuación número 52, podemos observar que la energía del fluido es proporcional al área barrida por el rotor de la turbina. Para una turbina de eje horizontal convencional, el área A es, $A = \frac{\pi}{4} D^2$, entonces la energía del fluido es proporcional al cuadrado del diámetro de la pala. Doblar el diámetro aumenta la potencia disponible por un factor de cuatro. Esa simple observación ayuda a explicar las economías de escala que van con turbinas de viento más grandes. El costo de una turbina aumenta aproximadamente en proporción al diámetro de la pala, pero la potencia es



proporcional al diámetro al cuadrado, por lo que maquinas más grandes demuestran ser más rentables.

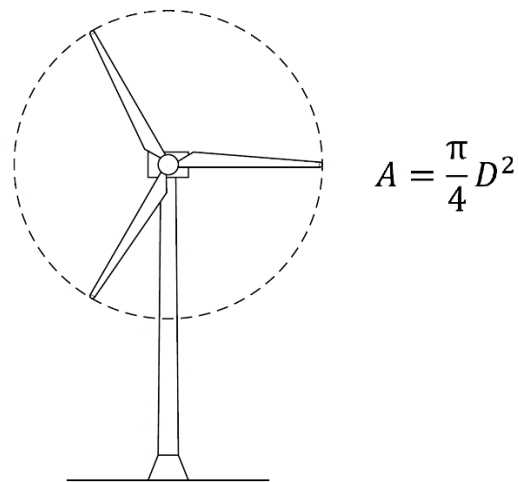


Figura 18: Área barrida por un rotor horizontal

El área barrida por un rotor Darrieus de eje vertical es un poco más complicado de evaluar. Una aproximación del área es que se trata de dos tercios del área de un rectángulo con ancho igual al máximo ancho y alto del rotor igual a la extensión vertical de las palas, tal y como vemos en la figura 19.

Dado que la relación entre la potencia y la velocidad del fluido no es lineal, no podemos usar simplemente un promedio de velocidad de fluido en la ecuación 52 para predecir la energía total disponible.

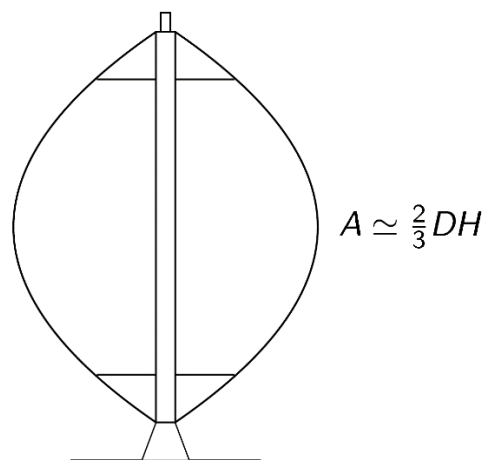


Figura 19: Área barrida por rotor de eje vertical



Es esta aproximación de área la utilizada por el software QBlade, $A = \frac{8}{3} H R$, donde H es la mitad de la altura y R el radio. Sustituyendo:

$$H_{Qblade} = \frac{H}{2} \quad R_{Qblade} = \frac{D}{2}$$

$$A = \frac{8}{3} \frac{H}{2} \frac{D}{2} = \frac{2}{3} DH$$

Ecuación 53

4.2 Fuerzas sobre el perfil

Un objeto situado en el seno de una corriente de aire presenta una resistencia al avance, esto depende de la forma del objeto y de su posición con relación a la dirección del fluido. Cuando ese fluido se mueve en capas, sin que partículas de unas capas pasen a otras, se dice que el movimiento del fluido es laminar. Sin embargo, cuando, cuando las partículas se mueven en todas las direcciones entrecruzándose unas con otras, se dice que el movimiento es turbulento.

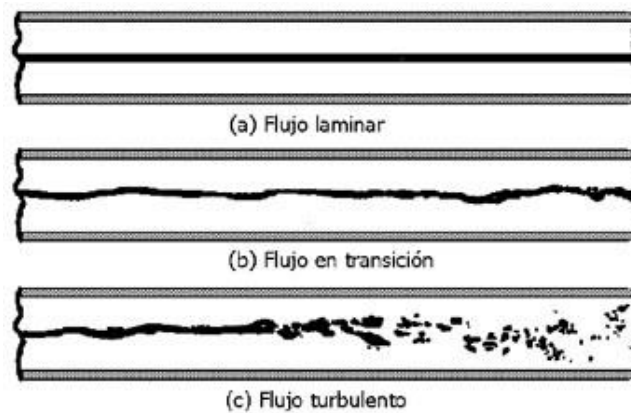


Figura 20: Tipos de flujo

El diseño de las palas, la velocidad de giro de la máquina, velocidad del fluido y el parámetro que incluye (λ), tienen una gran influencia en el comportamiento. Estos se incluyen en la teoría del momentum y del elemento de pala (BEM), en la cual se van analizando secciones anulares cilíndricas alrededor de la turbina (y troncocónicas aguas arriba y debajo de la turbina), incorporando ya los efectos de la geometría de las palas. En esa geometría diferenciaremos las siguientes partes:

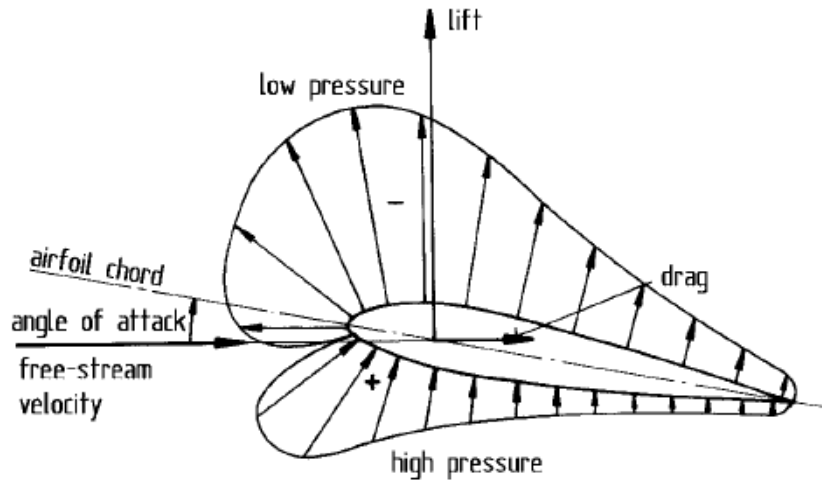


Figura 21: Fuerzas aerodinámicas que actúan sobre una superficie

Como podemos observar en la figura anterior un perfil de un generador está definido mediante 3 ángulos, que son:

-Ángulo de ataque α , que se puede definir como el ángulo formado entre la cuerda del perfil, y la velocidad efectiva V_e . Este ángulo tiene gran importancia, ya que es el ángulo con el que incide el flujo de aire sobre el perfil.

- Ángulo de Velocidad efectiva θ , o también llamado α_{ve} , es el ángulo de la velocidad efectiva, y está formado entre la horizontal y la velocidad efectiva V_e .

-Ángulo de Twist ϕ , se define como el ángulo que forma la horizontal con la cuerda del perfil. Es la suma del ángulo de ataque α y ángulo de la velocidad efectiva θ . Este es un ángulo asociado al tipo de perfil, es decir, no es un ángulo geométrico que se pueda variar en el funcionamiento del rotor. Ya que este ángulo se fija en la fabricación de la pala.

$$\phi = \theta + \alpha$$

Ecuación 54

El ángulo de twist se podría decir, que es el ángulo de torsión de la pala. La función de este, es la de crear el desprendimiento de la capa laminar en la pala, para una velocidad del fluido definida, es decir, producir la pérdida aerodinámica o Stall para una cierta velocidad, y así proteger el generador de velocidades altas.



Las componentes de la velocidad que aparecen reflejadas en la figura son las siguientes: V_{∞} es la componente horizontal de la velocidad que se define como la velocidad del fluido.

La componente vertical W , es la velocidad lineal en ese punto de la sección de la pala, se define matemáticamente como:

$$w = \Omega r$$

Ecuación 55

Donde:

Ω es la velocidad de rotación del eje del generador en radianes/segundo

r , es el radio de la sección de la pala a estudiar.

El vector velocidad efectiva V_e , es la suma de la velocidad del fluido V_{∞} y la velocidad de rotación W . Siendo esta velocidad efectiva, la componente de la velocidad que se enfrenta a la pala del aerogenerador. Al moverse un objeto inmerso en un fluido este experimenta una fuerza que suele separarse en una componente en la misma dirección, pero sentido opuesto al movimiento relativo en el fluido, llamada fuerza de arrastre (Drag), y otra normal al movimiento, llamada fuerza de sustentación (Lift). El punto de aplicación de estas fuerzas se sitúa $C/4$ del borde de ataque, siendo C la cuerda de la pala, tal y como se puede observar en la siguiente figura.

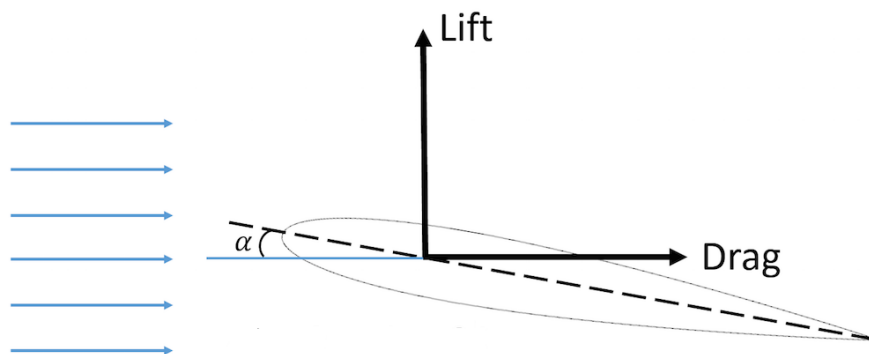


Figura 22: Punto de aplicación del Lift y Drag

La fuerza de arrastre o Drag siempre aparece, debido al rozamiento, pero la sustentación solo aparece si se forma un ángulo de ataque α determinado. Este ángulo de ataque α



se puede definir como el ángulo formado entre la velocidad del fluido efectiva y la cuerda del perfil, tal y como se ha dicho anteriormente.

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 salida y por un punto de la línea de curvatura próximo a su máximo.

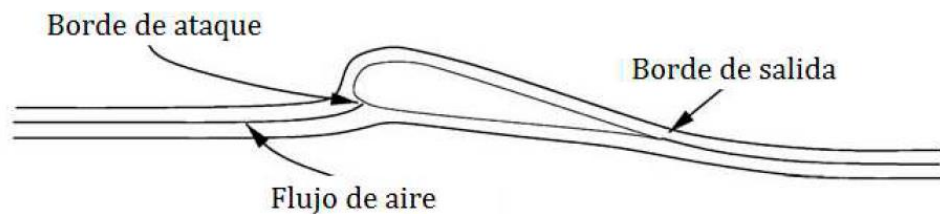


Figura 23: Perfil en contacto con el fluido

4.2.1 Fuerza de sustentación

Todo cuerpo que se desplaza a través de un fluido es susceptible de experimentar el fenómeno de la sustentación. Será su forma, posición y régimen de giro del objeto en movimiento quien determine su sustentación.

Por lo tanto, definimos el fenómeno de la sustentación como el producto de la resultante de la distribución de presión a lo largo del ala por el área del ala. Al aplicar una presión en un área determinada, se genera una fuerza. Por lo tanto, se debe integrar las distribuciones de presión relativas a lo largo de las superficies superior e inferior del perfil para obtener la resultante neta de presión. Multiplicando la presión neta resultante por el área del perfil, se obtiene la fuerza aerodinámica de sustentación, esta fuerza actúa en un punto de la cuerda llamado, “centro de presión”. Cuando el ángulo de ataque cambia, el centro de presión se mueve de un lado a otro a lo largo de la cuerda.



Casos en los que aparece la sustentación:

Perfil asimétrico y ángulo de ataque igual a cero: Al entrar en contacto con el perfil, las partículas de aire se separan y debido a la forma irregular del perfil respecto al plano de desplazamiento, la velocidad de las partículas que circulan por la parte superior será mayor que la velocidad de las partículas que se desplazan por la parte inferior; pues el camino que deben recorrer es mayor en el borde superior. La diferencia de velocidades generará una diferencia de presiones y aparecerá una fuerza vertical ascendente.

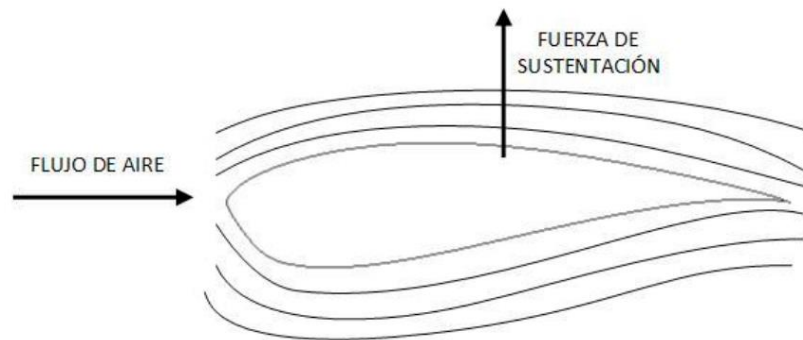


Figura 24: Fuerza de sustentación sobre un perfil asimétrico

Perfil simétrico y ángulo de ataque distinto de cero: Aunque el perfil sea simétrico respecto a su cuerda, no lo es respecto al plano de desplazamiento, y, por tanto, el resultado es el mismo que en el caso anterior.

Efecto Magnus: La superficie gira sobre sí misma. En función del sentido de giro, el fluido se verá frenado en una de sus caras y acelerado en la otra. Es un caso particular de sustentación que aparece habitualmente en deportes como el tenis, los jugadores al golpear la pelota imprimen sobre ella un giro que unido al desplazamiento genera una trayectoria en forma de parábola.

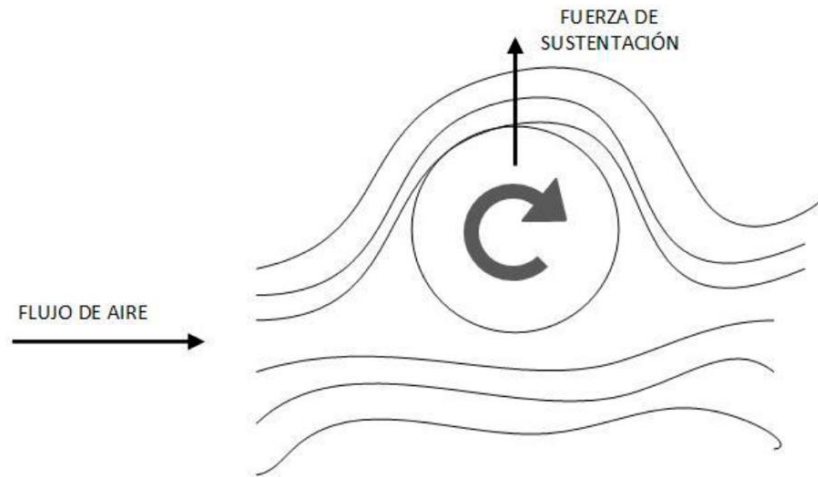


Figura 25: Efecto Magnus

La fuerza de sustentación juega un papel fundamental permitiendo que un avión pueda despegar y mantenerse en el aire, incluso si el motor fallara, el avión podría planear suavemente hasta el suelo. En definitiva, La forma geométrica del rotor de un generador busca provocar sobre el fluido una gran diferencia de presiones que haga que la fuerza de sustentación sea la mayor posible.

4.2.2 Fuerza de arrastre

La fuerza de arrastre actúa en sentido opuesto al movimiento del cuerpo. La presencia de viscosidad en los fluidos hace que aparezca una componente de fricción que frenara el movimiento del objeto que lo atraviese. Los antiguos molinos de viento se servían de la fuerza de arrastre para girar; las turbinas actuales utilizan la fuerza de sustentación para mover su hélice.

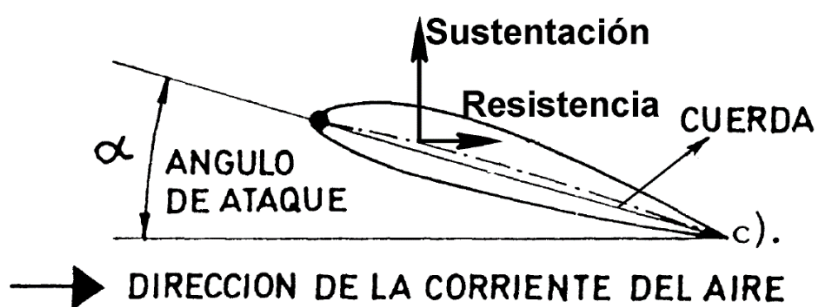


Figura 26: Fuerza de arrastre



Dicha fuerza de arrastre tiene un carácter negativo sobre la producción de potencia en generadores, por eso es importante dotar a las palas de una forma aerodinámica con tal de minimizar dicho efecto.

4.2.3 Geometría de fuerzas

Si recurrimos a la trigonometría es posible establecer relaciones entre las componentes de las fuerzas de sustentación y arrastre que afectan a un elemento concreto de la pala; de manera que, si se conoce el ángulo de incidencia del fluido, su intensidad, y las características geométricas del perfil, es posible determinar el par y la potencia que provocara el fluido sobre el rotor.

Los coeficientes aerodinámicos de un perfil concreto vienen dados por su forma y varían con el ángulo de ataque. Los datos son calculados en ensayos y proporcionados en tablas por los fabricantes, en dichas tablas se recogen los valores para cada tipo de perfil y ángulo de ataque.

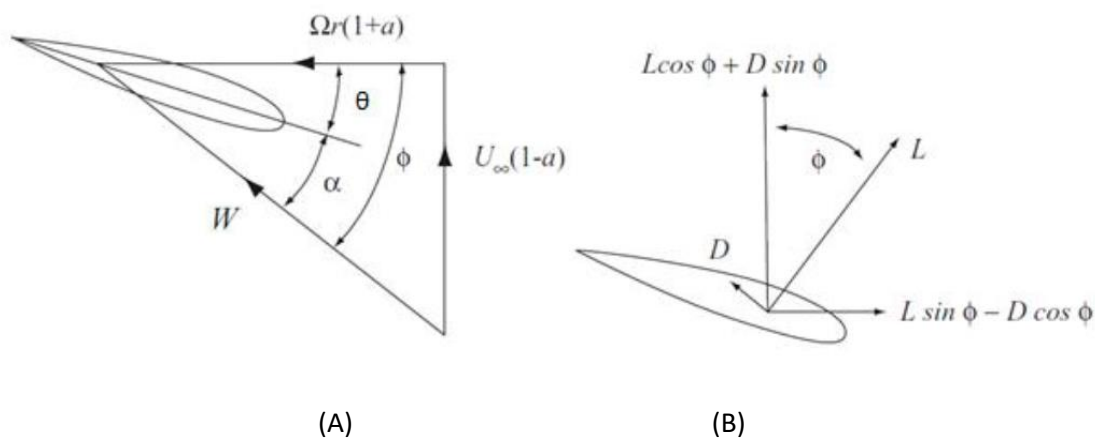


Figura 27: (A) Velocidad del fluido y sus componentes sobre el perfil. (B) Fuerzas de sustentación y arrastre y sus componentes sobre el perfil.

$$\sin \phi = \frac{U(1-a)}{\omega}$$

Ecuación 56

$$\cos \phi = \frac{\Omega r(1+a')}{\omega}$$

Ecuación 57



Sumando las componentes tangencial y normal de las fuerzas que actúan sobre los perfiles de radio dr y multiplicando por N palas:

$$dF_n = (L + \cos \phi + D \sin \phi)Ndr$$

Ecuación 58

$$dF_t = (L + \sin \phi + D \cos \phi)Ndr$$

Ecuación 59

Por otro lado, si se expresan las fuerzas de sustentación y arrastre en función de sus coeficientes adimensionales que como se ha dicho dependen del ángulo de ataque, se tiene:

$$L(\alpha) = \frac{1}{2} \rho c \omega^2 C_L(\alpha)$$

Ecuación 60

$$D(\alpha) = \frac{1}{2} \rho c \omega^2 C_D(\alpha)$$

Ecuación 61

Sustituyendo:

$$dF_n = \frac{1}{2} \rho c \omega^2 N (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi)dr$$

Ecuación 62

$$dF_t = \frac{1}{2} \rho c \omega^2 N (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi)dr$$

Ecuación 63

el par que ejercen los elementos de radio dr sobre el rotor es:

$$dM = \frac{1}{2} \rho \omega^2 cN (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) r dr$$

Ecuación 64

y finalmente la potencia se puede calcular como:



$$dP = \frac{1}{2} \rho \omega^2 \Omega c N (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) r dr$$

Ecuación 65

4.3 Coeficientes aerodinámicos

De la teoría del elemento pala, se desprenden los coeficientes aerodinámicos que, como se ha dicho, permitirán determinar la magnitud de las fuerzas que actúan sobre los perfiles aerodinámicos, y, en definitiva, sobre el total de la pala.

4.3.1 Coeficiente de sustentación

Depende en gran medida del ángulo de ataque del perfil. El valor de C_L aumenta linealmente con α hasta alcanzar el ángulo crítico a partir del cual se dice que el perfil ha entrado en pérdida. Al entrar en pérdida la fuerza de sustentación que actúa sobre el perfil decrece a medida que α aumenta.

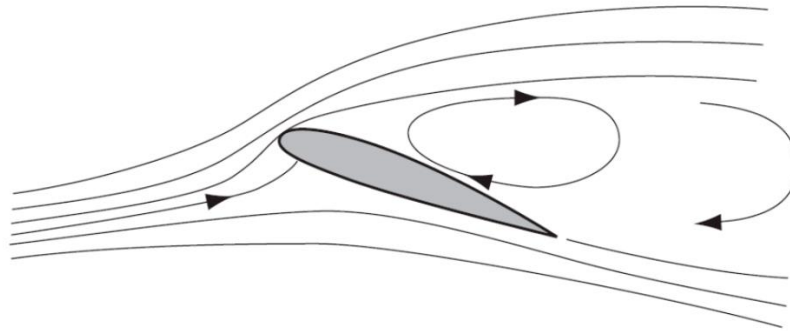


Figura 28: Flujo sobre un perfil orientado con un ángulo de ataque superior al crítico

4.3.2 Coeficiente de arrastre

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho U^2 c}$$

Ecuación 66



Es necesario minimizar el efecto del arrastre sobre el rotor para hacer más efectiva la captación de energía, por lo que en el diseño de perfiles aerodinámicos se tiene a buscar coeficiente de arrastre relativamente bajos. El coeficiente de arrastre será pequeño mientras el ángulo de ataque también lo sea. Al entrar en pérdida, la fuerza de arrastre sobre el perfil aumenta rápidamente y el perfil deja de ser efectivo.

Un factor usual para determinar la calidad aerodinámica de un perfil es el cociente:

$$E = \frac{C_D}{C_L}$$

Ecuación 67

El cociente ronda el valor de $E = 0,01$ en los buenos perfiles.

4.4 Comportamiento real y número de palas

En la práctica, solo suelen alcanzarse $\eta_{wt} \approx 80\%$, es decir que los valores máximos de C_p se encuentran alrededor de 0.45 – 0.50. En las curvas podemos ver que hay un λ_{opt} que se corresponde con dicho valor $C_{p_{max}}$, y que estaría relacionado con el α_{opt} del límite de Betz. Para cada velocidad de fluido V podríamos estimar Ω_{opt} a partir de la expresión del coeficiente de velocidad en punta. Esto se debe a que en las teorías de las que puede obtenerse el límite de Betz, se han ignorado las pérdidas por la resistencia aerodinámica de las palas, por efectos tridimensionales, así como del desprendimiento de la capa límite.

Para valores mayores de λ tienden a crecer las pérdidas por resistencia y para valores menores de λ tienden a dominar las pérdidas por desprendimiento de capa. Podemos ver el comportamiento de un generador típico de 3 palas en la figura siguiente:

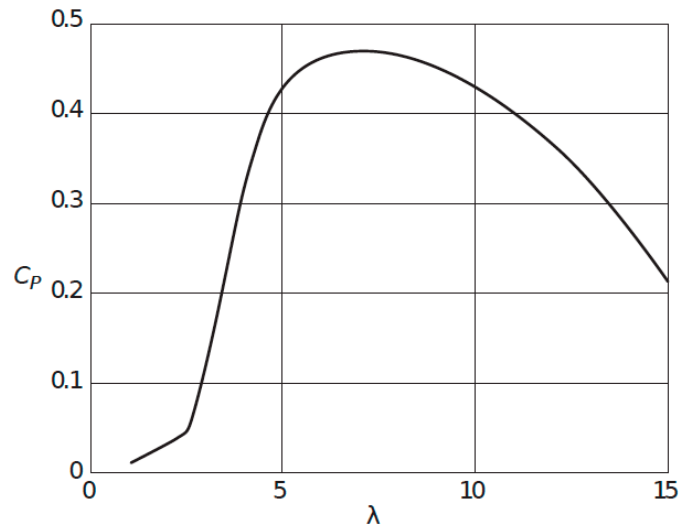


Figura 29: Comportamiento generador de tres palas

Si cambiamos el número de palas, cambiará el valor de λ_{opt} :

Si el número de palas disminuye entonces λ_{opt} aumenta, lo que provocaría un aumento de las pérdidas por resistencia aerodinámica dando lugar a una curva más plana.

Si el número de palas aumenta entonces λ_{opt} disminuye, por tanto, bajan las pérdidas por resistencia y pasan a ser dominantes las debidas al desprendimiento. Por otro lado, obtendremos un aumento del coste de la turbina. En la siguiente figura podemos observar el comportamiento de un generador con distinto número de palas.

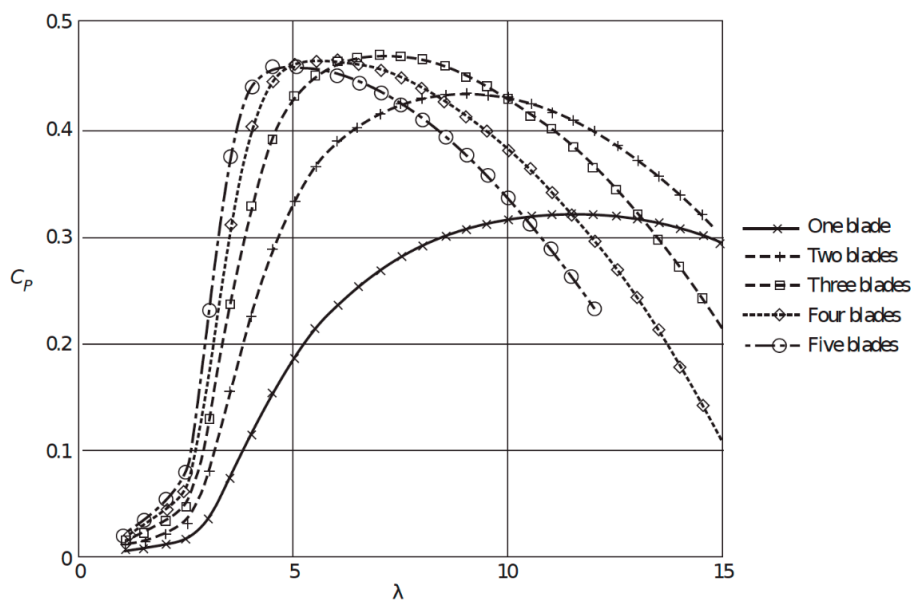


Figura 30: Diferencia de generadores con distinto número de palas



El número de palas igual a tres se ha elegido tradicionalmente como una solución de compromiso entre el rendimiento a velocidades de giro limitadas (ruido, coste), el coste económico de las palas y la limitación de la fatiga (efecto torre, etc.) Hay aplicaciones donde la necesidad de pares mayores hace recomendable incrementar el número de palas.

La curva de potencia relaciona la potencia eléctrica media producida por un generador con la velocidad media aguas arriba del mismo en un intervalo de 10 minutos.

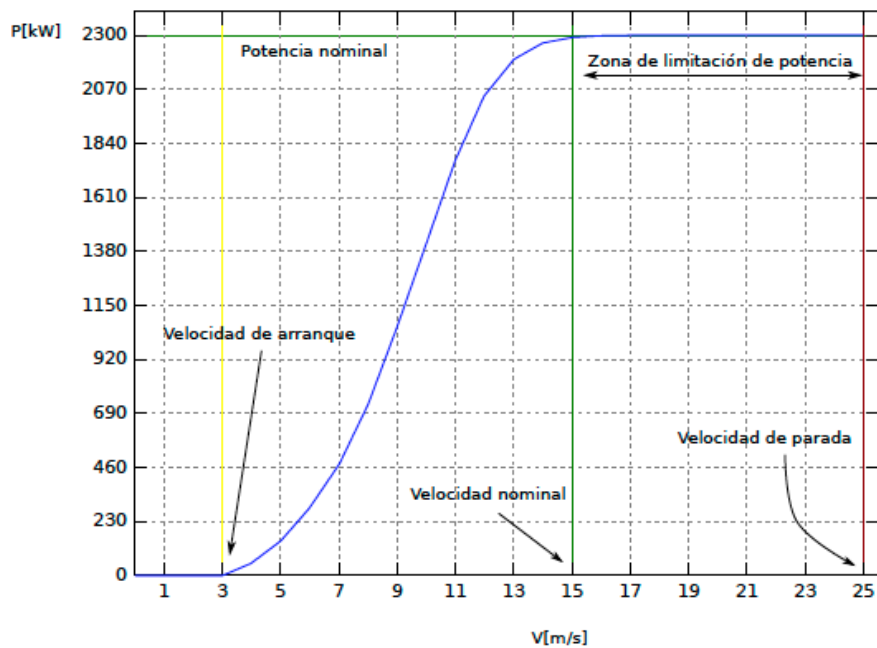


Figura 31: Relación de velocidad y potencia en un generador

Conociendo el funcionamiento básico del control de potencia de la turbina, puede construirse a partir de la curva $CP(\lambda, \theta_p)$.

Según la tecnología eléctrica del generador, podemos tener velocidad variable o velocidad fija. Además, el ángulo de pala "pitch" puede ser controlable o fijo. En el caso de los generadores, los considerados de nueva generación o modernos suelen tener velocidad variable y ángulo de pala controlable.

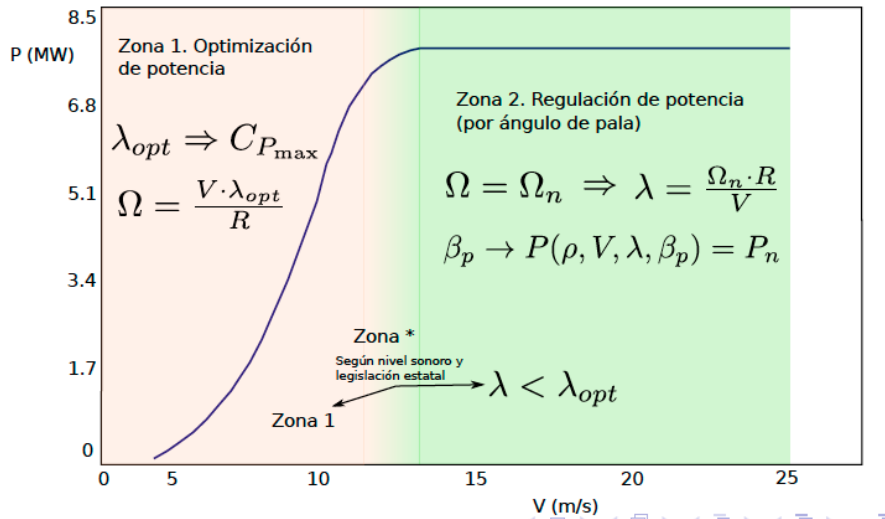


Figura 32: Control de potencia en generadores de velocidad fija y ángulo de pala controlable

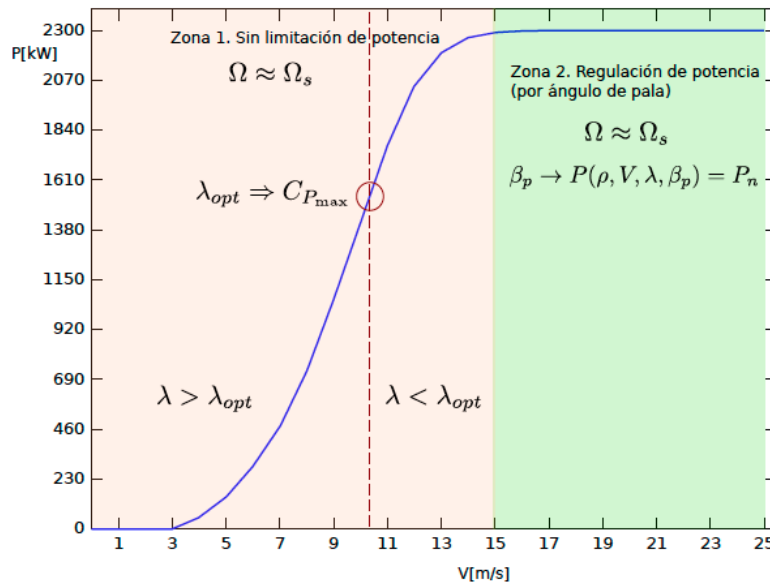


Figura 33: Velocidad y ángulo de pala fijos, limitación de potencia por desprendimiento "Stall"

4.5 Control de potencia en turbinas

En el diseño de una pala de la turbina se tiene en cuenta la pérdida de aerodinámica cuando dicha turbina no va a disponer de un sistema de freno, o control de potencia para proteger a dicho elemento de las velocidades excesivas de fluido.



La protección de la turbina puede venir dada por diferentes métodos: Control mediante la regulación por cambio del ángulo de paso o pitch, cambio de orientación del aerogenerador (YAW Control), control de la pérdida aerodinámica (Stall Control).

4.5.1 Control mediante la regulación por cambio del ángulo de paso o pitch

La regulación se realiza mediante control electrónico, así se controla la velocidad de giro del rotor. Una vez que la velocidad supera el límite previamente establecido, en función de la resistencia de la pala, actúa el sistema que se encarga de girar las palas con respecto a su eje longitudinal, desviándolas del flujo incidente.

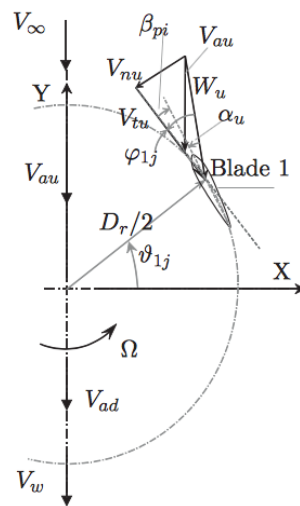


Figura 34: Diagrama de velocidades en la pala del rotor VAWT

Mediante la regulación del ángulo pitch, se realiza un control del ángulo de ataque α , consiguiendo una regulación de la potencia de salida de la turbina. Al aplicar un ángulo de pitch, este ángulo se suma al twist ya existente. Así, si se nombra al ángulo de twist como ϕ y se aplicará un pitch de 30° , el ángulo de twist pasa a ser $\phi + 30$. Con dicho aumento y según la ecuación $\alpha = \alpha_{ve} - \phi$, se deduce que reduciendo el pitch se reducirá el ángulo de ataque α .

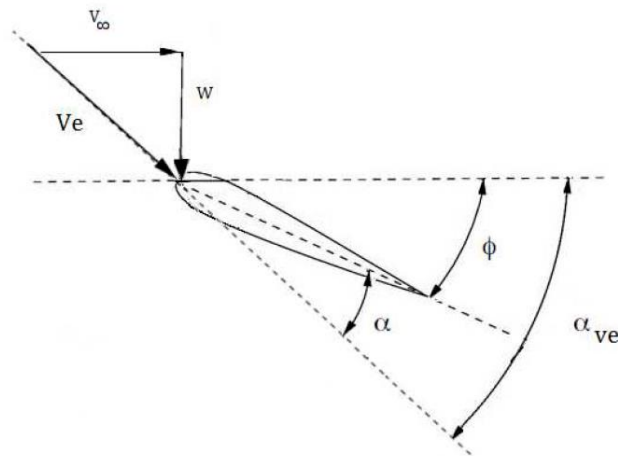


Figura 35: Ángulos del perfil

La forma de actuación normal es reducir el ángulo de ataque, aunque también es posible incrementar el ángulo de la misma forma que el anterior, pero reduciendo el ángulo de pitch en lugar de aumentarlo. De esta forma se fuerza a llegar a la pérdida aerodinámica o Stall.

4.5.2 Cambio de orientación del aerogenerador (YAW Control)

En las turbinas de alta potencia de eje horizontal es común tener un control automático de la orientación de la góndola, pudiendo así orientar la turbina hacia una dirección donde el fluido incidente sea menor.

4.5.3 Control de la pérdida aerodinámica (Stall Control)

Es posible bajar la velocidad de giro de la turbina mediante la aerodinámica si se diseña la pala para que se produzca la pérdida de aerodinámica a una cierta velocidad de fluido, previniendo así posibles daños.

Este diseño se consigue mediante la variación del ángulo de twist a lo largo de la longitud de la pala, produciendo así la pérdida aerodinámica. Las turbinas con dicho diseño funcionan a una velocidad de rotación constante, el ángulo aumenta conforme crece la velocidad del fluido hasta llegar a la pérdida aerodinámica, consiguiendo por tanto la disminución de la fuerza de sustentación y el incremento de la fuerza de arrastre.



Capítulo 5

Proceso de cálculo y
modelización

Caracterización de una turbina mareomotriz de eje vertical



5 Proceso de cálculo y modelización

Con tal de obtener datos suficientemente precisos para calcular la geometría de la turbina se va recurrir a herramientas informáticas de modelización, que por otro lado resultan muy útiles para realizar gran cantidad de cálculos en poco tiempo.

5.1 Descripción del entorno de modelización

La caracterización de la turbina mareomotriz se realizará mediante el programa de código abierto, QBlade, software desarrollado como proyecto del grupo de energía eólica del Departamento de Fluidomecánica Experimental de la Universidad Técnica de Berlín el cual permite el cálculo de turbinas. Se integra perfectamente en XFOIL, una herramienta de diseño y análisis de perfil aerodinámico, dicha integración en XFOIL permitirá diseñar rápidamente perfiles aerodinámicos y calcular sus polares, extrapolar los datos polares a 360° e integrarlos directamente en una simulación de la turbina.

5.2 Procedimiento para la simulación

A continuación, se describen brevemente los pasos a seguir a la hora de realizar el diseño y análisis mediante QBlade, programa basado en la teoría del elemento de pala (Blade Element Momentum).

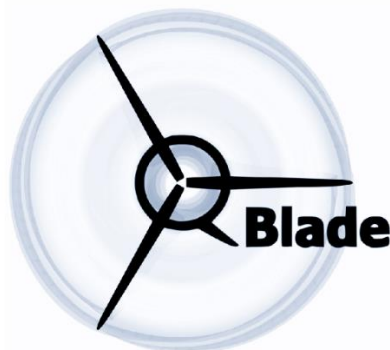


Figura 36: Logo software QBlade



Elegiremos el modo del programa que necesitemos en función de la turbina que estemos estudiando, esta puede ser tanto de eje horizontal también denominado HAWT (del inglés, Horizontal Axis Wind Turbine), como de eje vertical También denominado VAWT (del inglés, Vertical Axis Wind Turbine), en nuestro caso elegimos el modo vertical y pasamos a elegir el perfil aerodinámico de nuestra turbina.

5.2.1 Selección del perfil aerodinámico

Para comenzar el diseño del perfil aerodinámico, empezaremos introduciendo un perfil NACA. En la sección Airfoil Design seleccionamos el perfil que corresponda a nuestra pala, dicho perfil se introduce pulsando el botón derecho del ratón, dentro de Foil y pulsando sobre NACA Foils para nuestro ensayo hemos utilizado un perfil NACA 0012, el cual es un perfil simétrico con una curvatura igual a 0 y un espesor máximo de 12% de la cuerda del perfil.

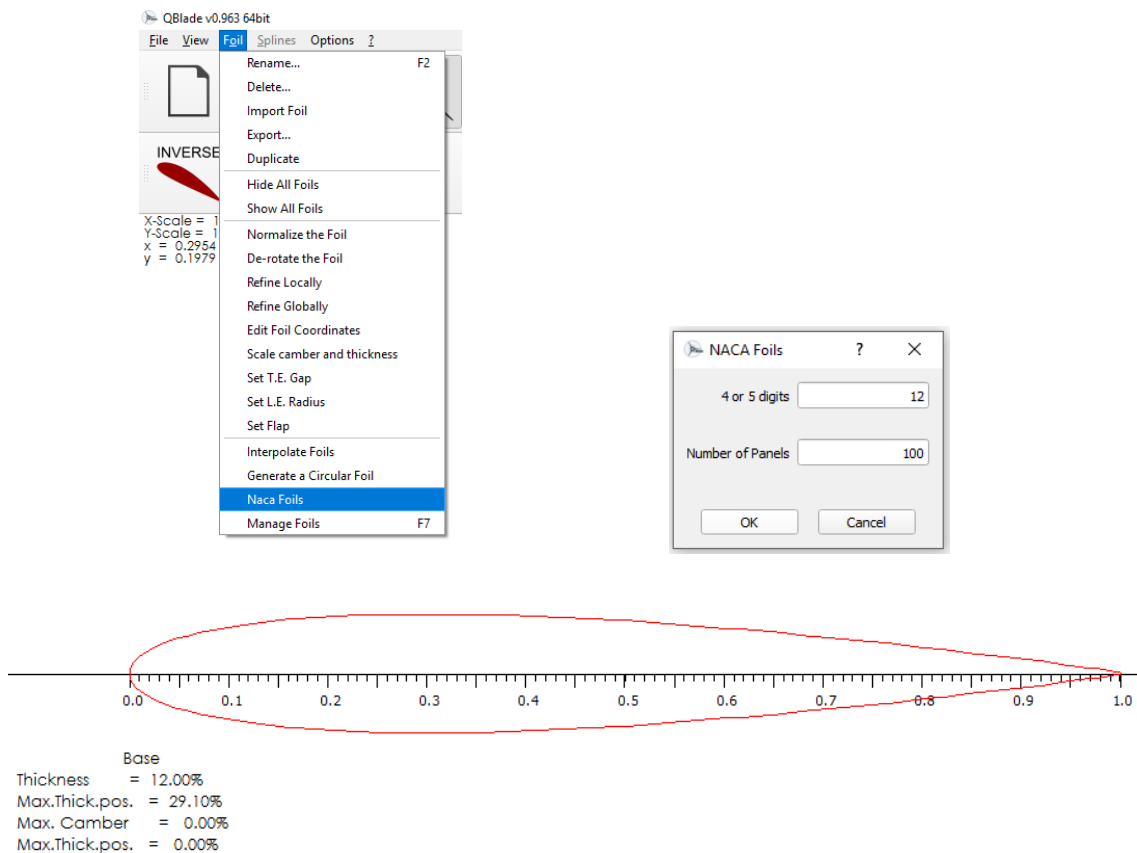


Figura 37: Selección del perfil NACA 0012



Partiendo como base de este perfil NACA, se pueden realizar modificaciones de la curvatura (Camber) y del espesor (Thickness), en función de la cuerda del perfil. Estos cambios se pueden ver en la tabla inferior, en función del tanto por ciento de la cuerda del perfil. Para acceder a la modificación de la curvatura y el espesor, se ha de pulsar el botón secundario del ratón encima de la tabla inferior, donde aparecen los perfiles introducidos en el análisis. El perfil NACA, también se puede modificar mediante coordenadas.

The image shows three windows from the XFOIL software. The top window is the 'Afoil' table, which lists two profiles: 'Spline foil' and 'NACA 0012'. The 'NACA 0012' profile has a thickness of 12.00% at 29.10% of the chord, with 0.00% camber. The middle window is the 'Foil Geometry' dialog, showing sliders for 'Camber' and 'Thickness'. The 'Thickness' is set to 12% at 29.1% of the chord. The bottom window is the 'Foil Coordinates' dialog, showing a table of 25 points with X and Y coordinates.

Name	Thickness (%)	at (%)	Camber (%)	at (%)	Points	TE Flap (deg)	TE XHinge	TE YHinge	Show	Points	Centerline	Style
1 Spline foil	9.03	31.20	0.00	0.00	60	0.00	0.00	0.00	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
2 NACA 0012	12.00	29.10	0.00	0.00	99	0.00	0.00	0.00	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	

X	Y
1 1.00000	0.00126
2 0.99280	0.00227
3 0.97989	0.00405
4 0.96352	0.00627
5 0.94455	0.00878
6 0.92350	0.01151
7 0.90075	0.01438
8 0.87658	0.01735
9 0.85123	0.02038
10 0.82489	0.02343
11 0.79774	0.02648
12 0.76991	0.02950
13 0.74154	0.03248
14 0.71275	0.03539
15 0.68365	0.03821
16 0.65434	0.04093
17 0.62492	0.04354
18 0.59547	0.04600
19 0.56607	0.04832
20 0.53680	0.05047
21 0.50774	0.05245
22 0.47895	0.05422
23 0.45050	0.05578
24 0.42246	0.05712
25 0.39488	0.05822

Figura 38: Modificación del perfil NACA 0012

5.2.2 Análisis XFOil

Una vez hemos seleccionado nuestro perfil de estudio, pasamos al análisis del mismo mediante la herramienta XFOIL Direct Analysis. En este apartado del programa podemos realizar una simulación del perfil elegido, a partir de la cual se obtendrán las gráficas de los coeficientes de sustentación y arrastre. Las coordenadas polares se pueden crear utilizando los algoritmos XFOIL y definir el análisis de la coordenada polar, para ello seleccionamos la opción definir en el cuadro de dialogo del margen derecho, una vez dentro podemos elegir el número de Reynolds y Mach, así como el número de iteraciones y paso del análisis a realizar.

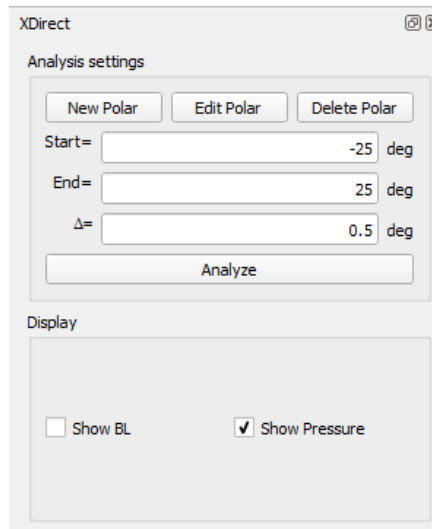


Figura 39: Opciones previo al análisis

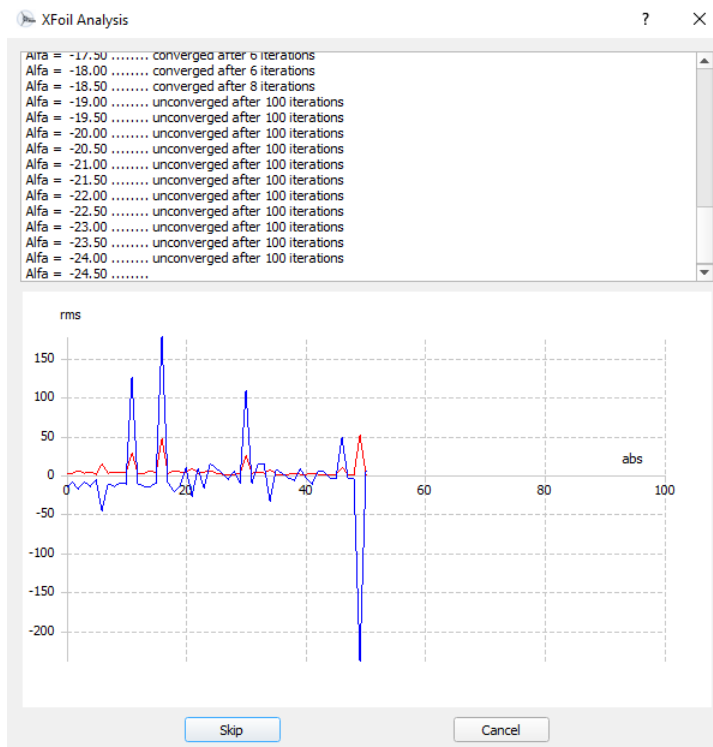


Figura 40: Iteraciones durante el Xfoil Análisis

5.2.3 Análisis Batch foil

Disponemos de la ventana de opciones del analysis batch, mediante ella se pueden marcar los límites de la simulación, es decir, podemos realizar una simulación para varios valores de Reynolds o simplemente fijarlo. También se puede establecer el rango de ángulos α , para los que queremos hacer la simulación. Una vez introducidos todos estos



datos, analizamos nuestro perfil y obtendremos las gráficas de resultados correspondientes a nuestro caso de estudio.

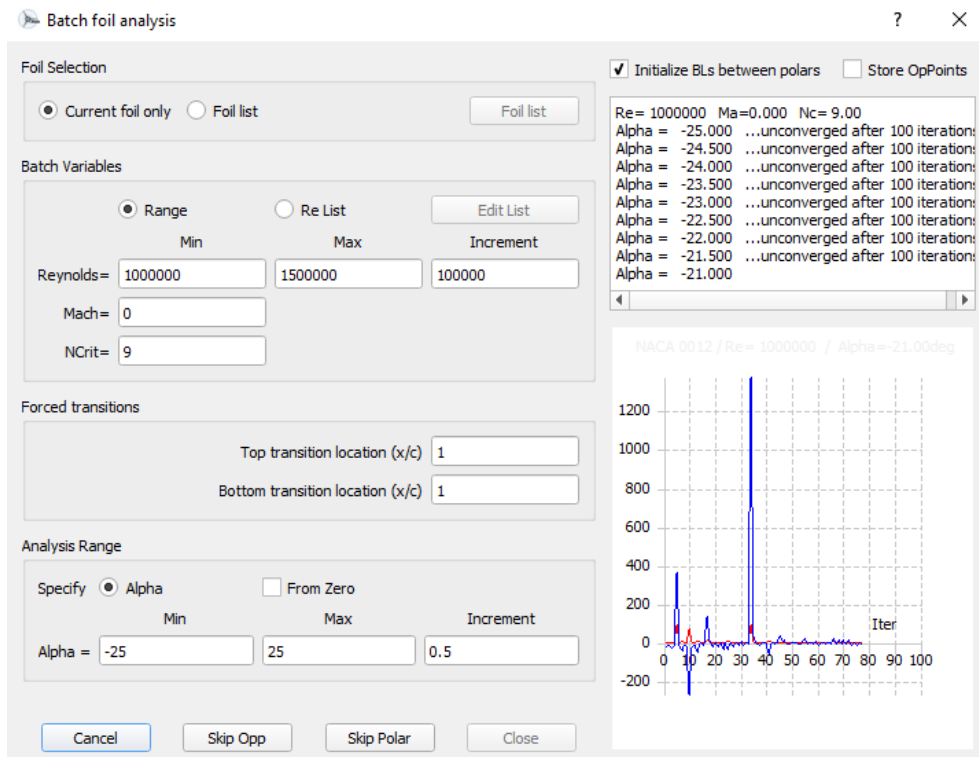


Figura 41: Batch foil analysis

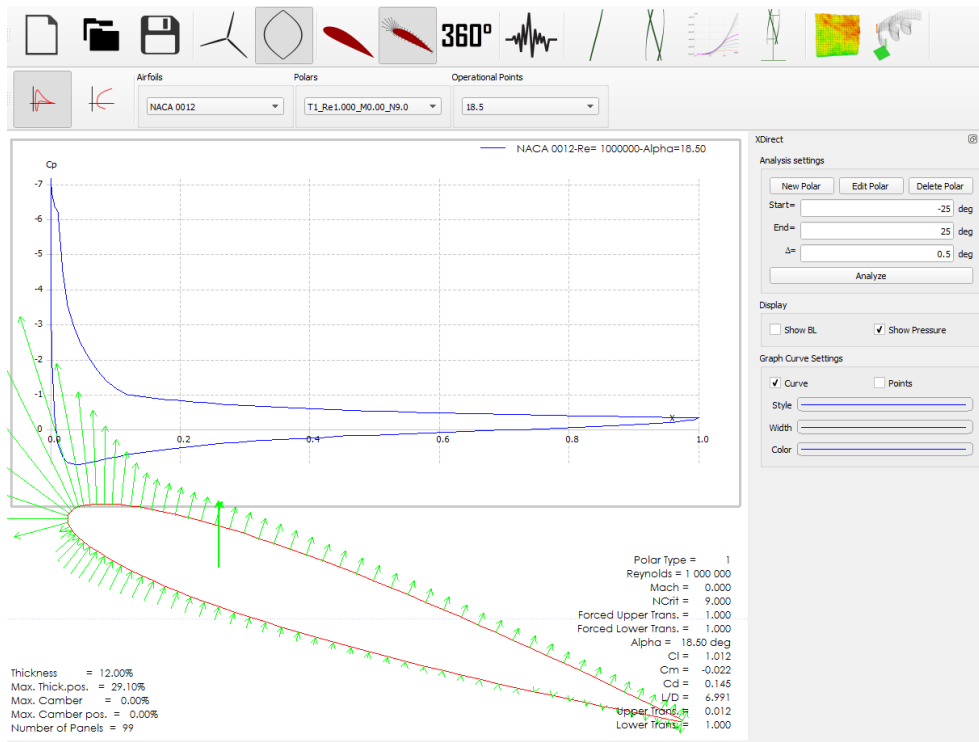


Figura 42: Resultados del XFOil Análisis (1)



Observamos en la figura número 34 el comportamiento que va a tener el perfil aerodinámico elegido, según el rango de ángulos de ataque insertados en el análisis podemos ver la disposición de la fuerza de sustentación.

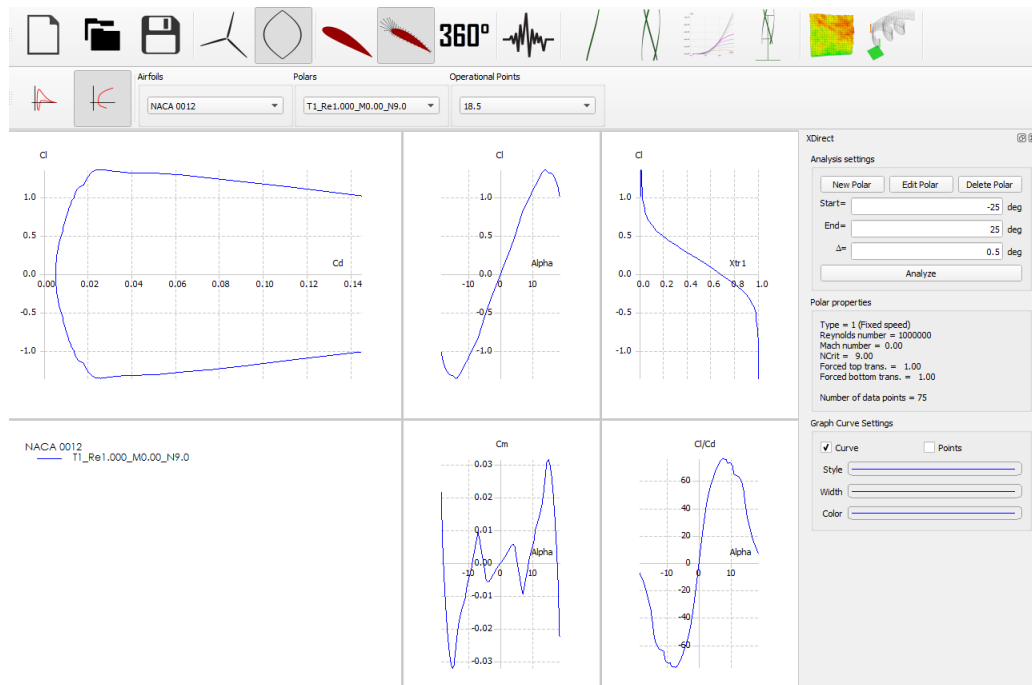


Figura 43: Resultados del XFOIL análisis (2)

5.2.4 Análisis del perfil en 360°

En la simulación con XFOIL normalmente las medidas polares del perfil aerodinámico están limitadas por ángulos de entrada pequeños y medios, del orden de un valor de (-20° a +20°), sin embargo, las cuchillas tanto de VAWT como de HAWT a menudo operan con ángulos de entrada elevados, por ese motivo, para que las rutinas BEM converjan y produzcan resultados razonables, es esencial que las coordenadas polares de rendimiento aerodinámico (coeficientes de elevación, arrastre y momento) sean extrapoladas a un ángulo de entrada de 360°.

Para realizar este proceso disponemos de dos métodos, Montgomerie y Viterna. El método Viterna tradicionalmente ha sido muy utilizado para este propósito, sin embargo, en el programa QBlade, se incluye un segundo método de extrapolación polar para aplicaciones de turbinas eólicas, Montgomerie, el cual fue desarrollado por Björn Montgomerie, de la agencia sueca de investigación de defensa. De esta forma la



elección del método queda a disposición del usuario final del programa, dicha elección entre un método u otro provoca una diferencia en la validez y precisión de los resultados de la simulación, lo que nos da a entender la importancia de la extrapolación realizada por ambos métodos.

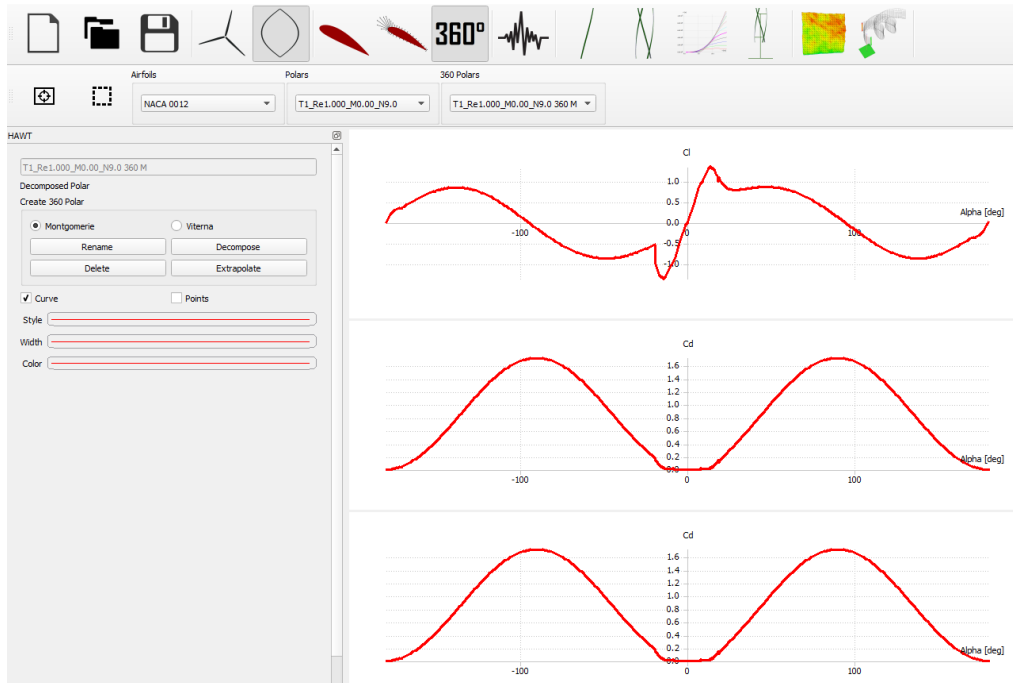


Figura 44: Resultados obtenidos de la extrapolación a 360°

5.2.5 PNoise

The screenshot shows the 'Noise Simulation' control panel on the left and a '2D Noise Simulation' dialog box in the center. The dialog box has 'Parameters' and 'Op. Points' tabs. Under 'Simulation Parameters', there are fields for Name of Simulation, Length of wetted Trailing-Edge (l) [m], Distance from observer to TE (re) [m], Original flow velocity (U) [m/s], Original airfoil Chord length (C) [m], Original flow Mach Number (M), D* at chord station, D* scaling factor, Eddy Convection Mach number [%], Directivity angle Be [deg], and Directivity angle we [deg]. On the right, there is a diagram of an airfoil in a coordinate system (xe, ye) with a 'Stationary observer' and 'Plane moves at velocity U'. Below the diagram, there are checkboxes for 'TE noise source contributions': 'Separated flow on the suction side (high Reynolds flow)', 'Suction side of airfoil (attached flow)', and 'Pressure side of airfoil (attached flow)'. The 'Create' button is at the bottom right.

Missing Objects:
 - No Noise Simulation in Database
 >>> Click 'New' to create a new Noise Simulation



Figura 45: Parámetros del análisis de ruido

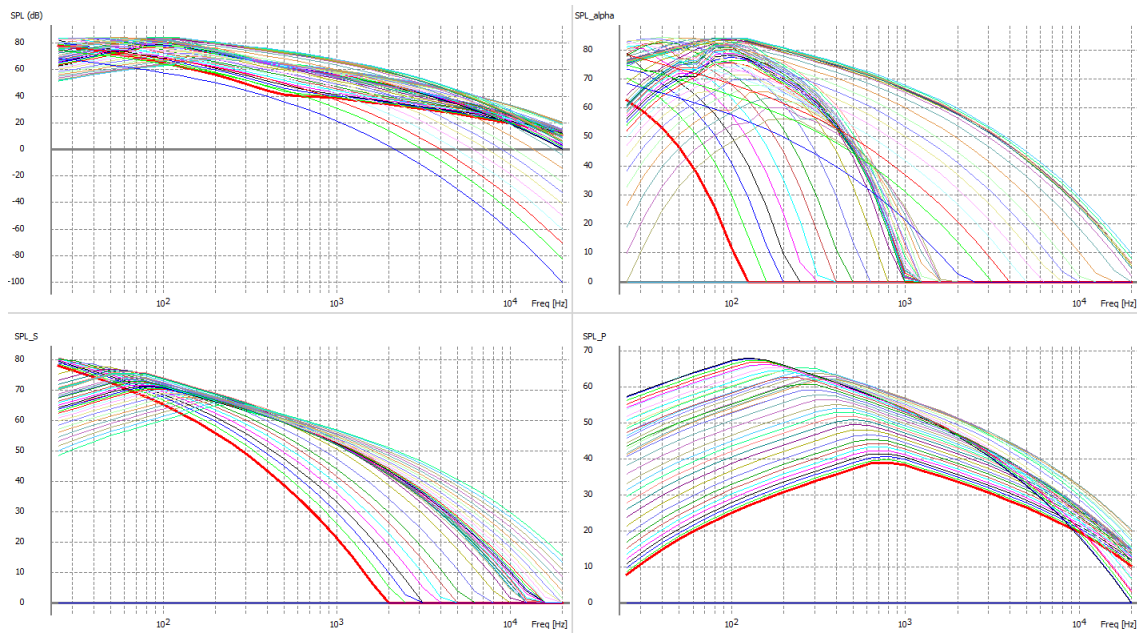


Figura 46: Resultados del análisis de ruido

5.2.6 Modelado del Rotor

En este apartado procedemos al diseño del rotor y simulación del rotor, podemos visualizar en tres dimensiones la forma final que tendrá el diseño que se ha realizado de la pala. Se pueden crear diferentes secciones en la pala para poder modificarlas, pudiendo cambiar a cada una de ellas diferentes valores tales como la cuerda, twist o el ángulo de pitch de la pala completa.

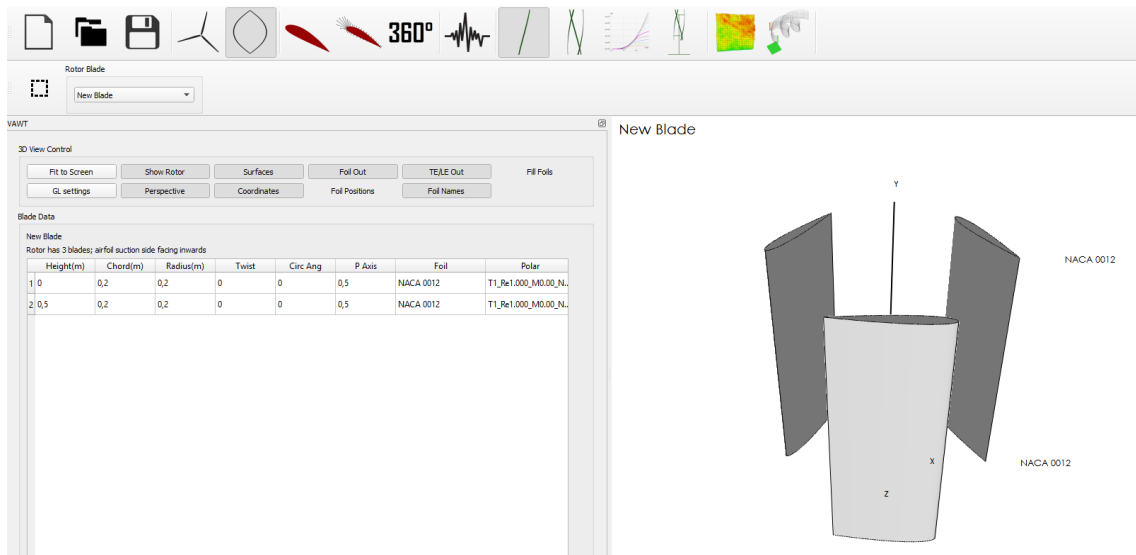


Figura 47: Diseño del rotor

5.2.7 Simulación del rotor mediante el método BEM

En este apartado pasamos a la representación gráfica de los coeficientes de potencia y de fuerza mediante la simulación a partir del método BEM.

En la simulación del rotor solo aparecen variables adimensionales como la relación de velocidad punta o el coeficiente de potencia. Se debe definir un rango de velocidades punta o velocidad del fluido antes de iniciar la simulación.

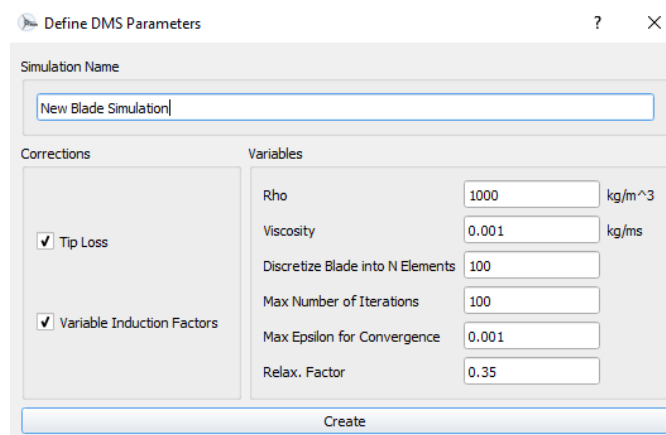


Figura 48: Definición de parámetros en la simulación

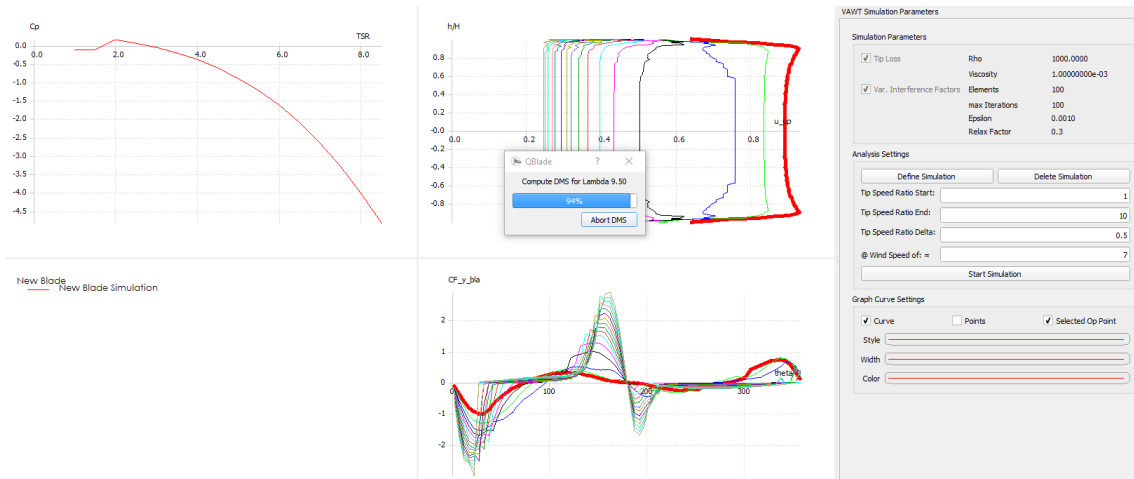


Figura 49: Gráficas obtenidas tras la simulación

5.2.8 Simulación multiparámetro DMS

Una simulación multiparamétrica consiste en una simulación de un rango de velocidades de fluido, velocidades de rotación y ángulos de inclinación. Antes de definir una simulación, se debe establecer el rango para cada parámetro, los cuales también se pueden seleccionar como fijos para una simulación particular.

Cada gráfico del módulo puede trazar graficas sobre una variable principal y un parámetro libre, estos se pueden establecer en los menús secundarios. Así el parámetro fijo de cada grafico (velocidad del fluido, velocidad de rotación y ángulo de pitch) tiene el valor que es seleccionado en dicho menú. Una vez tengamos seleccionados los parámetros del análisis, procederemos a la simulación del caso.

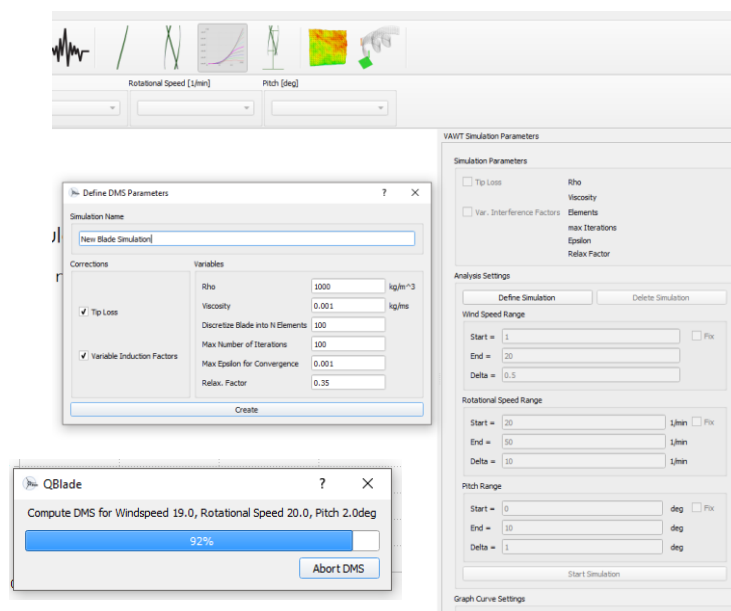




Figura 50: Selección de parámetros de simulación

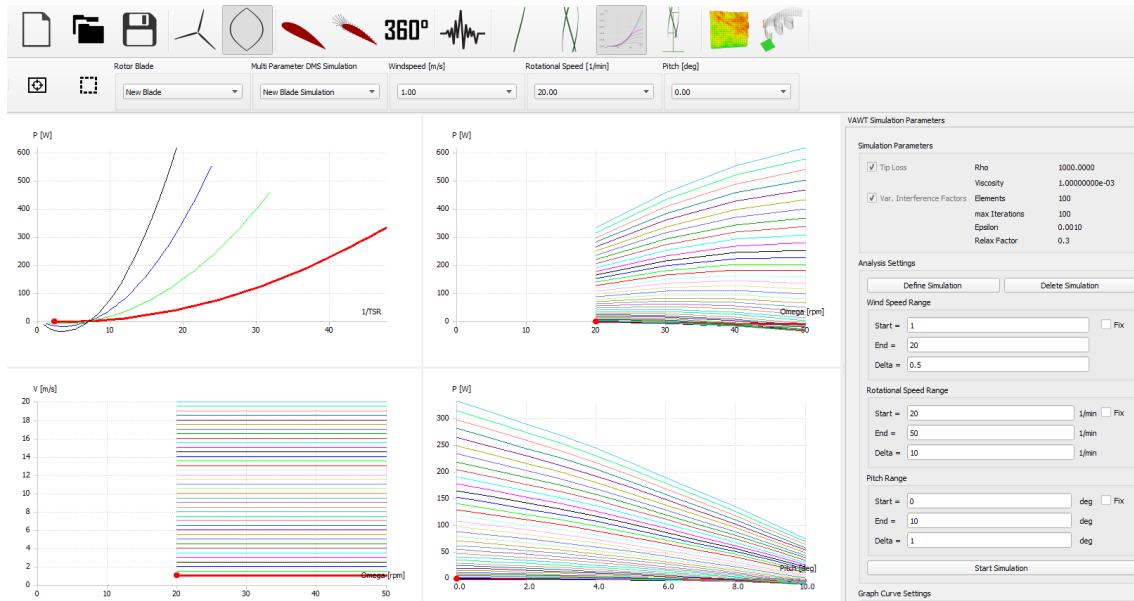


Figura 51: Resultados simulación DMS

Tras proceder a la simulación podemos visualizar los datos de potencia y par asociados al diseño que hemos desarrollado para nuestro estudio.



Capítulo 6

Resultados y discusión

Caracterización de una turbina mareomotriz de eje vertical



6 Resultados y discusión

6.1 Características del diseño

6.1.1 Geométricas

- El diámetro de la hélice es el círculo máximo que describen los extremos de las palas en su rotación. Por lo tanto, el radio es la mitad de dicha distancia.
- La línea de cuerda es la línea recta que une el borde de ataque y el borde de fuga del perfil por tanto la cuerda de un perfil es la longitud de la línea de cuerda, las dimensiones de los perfiles se miden en porcentaje de este parámetro.
- La altura de la pala se corresponde con la altura del rotor, es decir, la altura del cilindro.

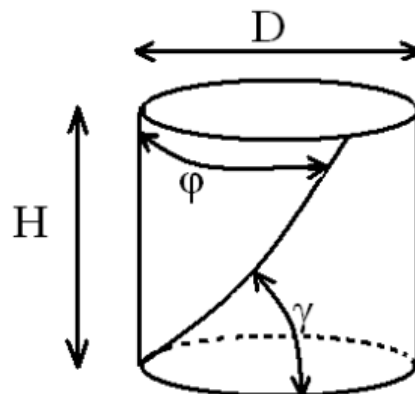


Figura 52: Esquema geométrico de la arquitectura de rotor

- El área utilizada en el cálculo de los diferentes diseños, es la barrida por las palas del rotor, como se ha comentado anteriormente en el capítulo de características del perfil aerodinámico, capítulo 4. Dicha área es un poco más complicada de evaluar que en un rotor de eje horizontal, por lo tanto, se realiza una aproximación siendo la definida por dos tercios del área de un rectángulo con



ancho igual al máximo ancho y alto del rotor igual a la extensión vertical de las palas.

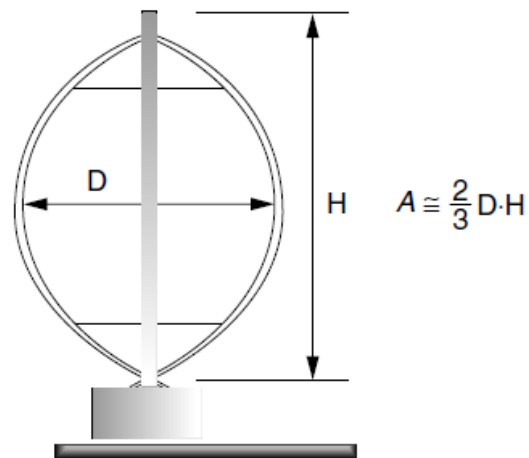


Figura 53: Área barrida por rotor de eje vertical

6.1.2 Twist

Se define como el ángulo que forma la horizontal con la cuerda del perfil. Es la suma del ángulo de ataque α y ángulo de la velocidad efectiva θ . Es un ángulo asociado al tipo de perfil, es decir, no es un ángulo geométrico que se pueda variar en el funcionamiento del rotor. Ya que este ángulo se fija en la fabricación de la pala.

$$\phi = \theta + \alpha$$

El ángulo de twist se podría decir, que es el ángulo de torsión de la pala, el alabeo. La función de este, es la de crear el desprendimiento de la capa laminar en la pala, para una velocidad del fluido definida, es decir, producir la pérdida aerodinámica o Stall para una cierta velocidad, y así proteger el generador de velocidades altas.

Ecuación 68

6.1.3 Ángulo circular

El ángulo circular se define al desplazar uno de los extremos de la pala dentro del perímetro barrido, el otro queda fijo en su posición original mientras la parte desplazada ocupa una nueva posición. De esta forma se generan dos posiciones diferentes entre la parte superior e inferior de la pala. Definiendo este movimiento de traslación a lo largo del recorrido de la turbina se genera una curvatura a lo largo de la pala que podemos apreciar en la siguiente figura.

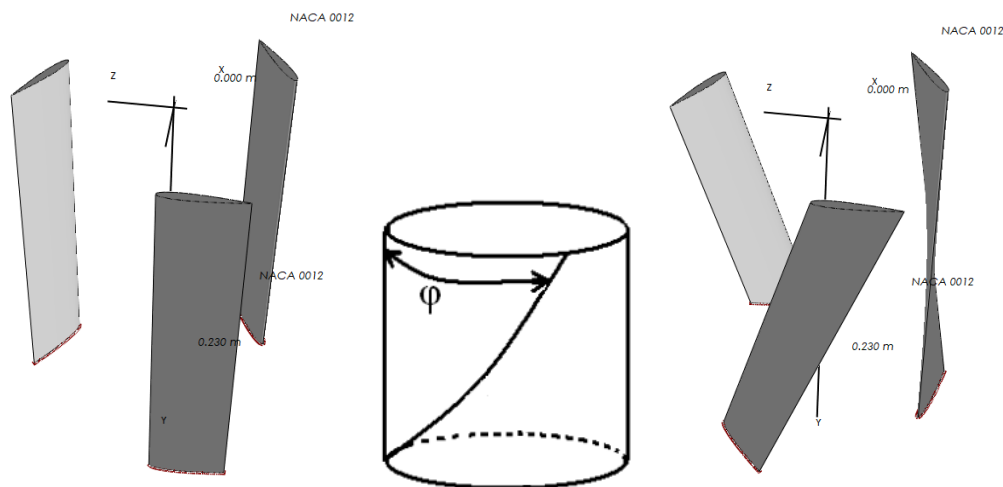


Figura 54: Comparación de ángulo circular 0 y 50

6.2 Perfil de estudio

Para el desarrollo de los tres tipos de turbinas, hemos elegido un perfil de pala concreto, el perfil NACA 0012. Citando de nuevo lo comentado en el capítulo 3 de fundamentos aerodinámicos los perfiles son nombrados por un conjunto de números que definen su geometría. Nuestro perfil consta de cuatro dígitos, estos cuatro dígitos están basados en criterios geométricos que definen una característica según el valor y la posición que ocupa.

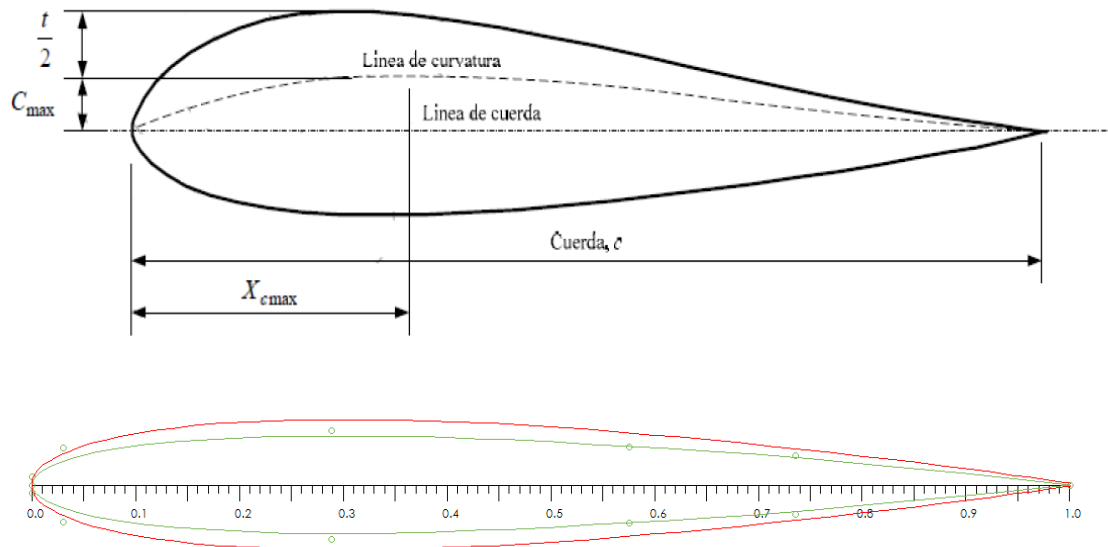


Figura 55: Características perfil NACA 0012

- El primer dígito indica la máxima flecha de la línea media de la cuerda en porcentaje, proporcionando la máxima curvatura C_{max} (x1%)
- El segundo dígito indica la distancia desde el borde de ataque, hasta la posición de la máxima flecha de la línea media o máxima curvatura X_{cmax} (x10%)
- Los dos últimos dígitos representan el espesor relativo máximo en % respecto a la cuerda. El perfil se obtiene mediante dos parábolas tangentes en el punto de máxima línea media.

Por lo tanto, nuestro perfil NACA 0012 es un perfil simétrico, su curvatura es 0 y su espesor máximo es 12% de la cuerda del perfil.



Figura 56: Perfil NACA 0012



6.2.1 Análisis directo mediante Xfoil

La viscosidad dinámica es necesaria para calcular el número local Reynolds a lo largo de la pala durante una simulación de la turbina. Durante dicha simulación todas las variables son adimensionales y solo depende de la relación del Tip Speed Ratio.

$$Re(r) = \frac{V_{rel}(r)c(r)\rho}{\mu}$$

Viscosidad dinámica del agua a 20° C es ($\mu = 0,001$) y su densidad $\rho = 1.000 \text{ g/cm}^3$

Realizamos una comparación del número de Reynolds en base a dos velocidades diferentes. Adoptamos un convertidor electrónico con 1 par de números de polo y otro convertidor con 6 pares de números de polo para así poder calcular las velocidades correspondientes. Elegimos la frecuencia en Europa, es decir, 50 Hz. Pasamos de velocidad de giro en rad/s a velocidad nominal en rpm:

$$\Omega = \frac{2\pi f}{n_{polos}} \quad \Omega = \frac{2\pi 50}{n_{polos}}$$

$$\Omega_1 = \frac{2\pi 50}{1} = 314,16 \text{ rad/s}$$

$$Re(\Omega_1) = \frac{314,16 \times 0,05 \times 1000}{0,001} = 15,7 \times 10^6$$

$$\Omega_2 = \frac{2\pi 50}{6} = 52,35 \text{ rad/s}$$

$$Re(\Omega_2) = \frac{52,33 \times 0,05 \times 1.000}{0,001} = 2,62 \times 10^6$$

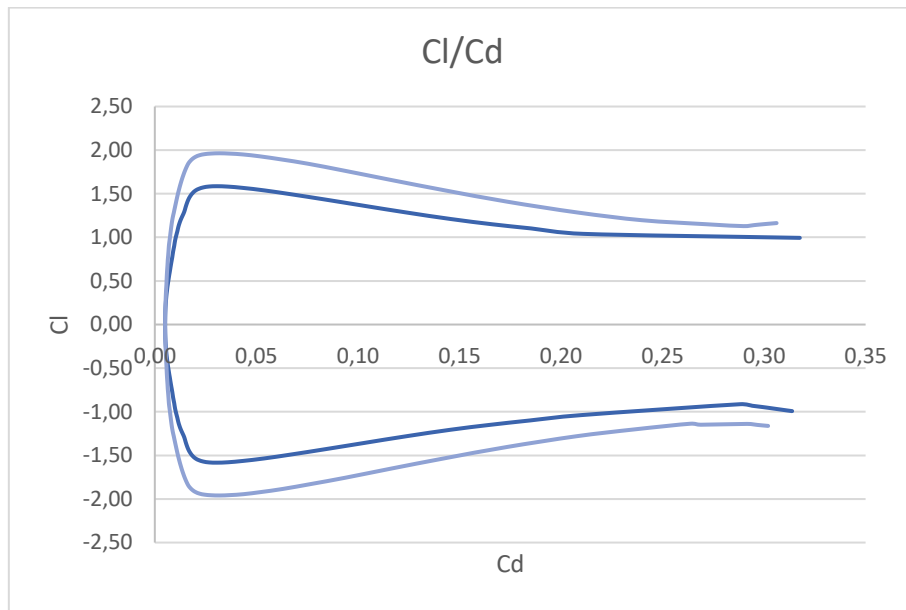


Figura 57: Comparación Cl vs Cd con diferentes números de Re

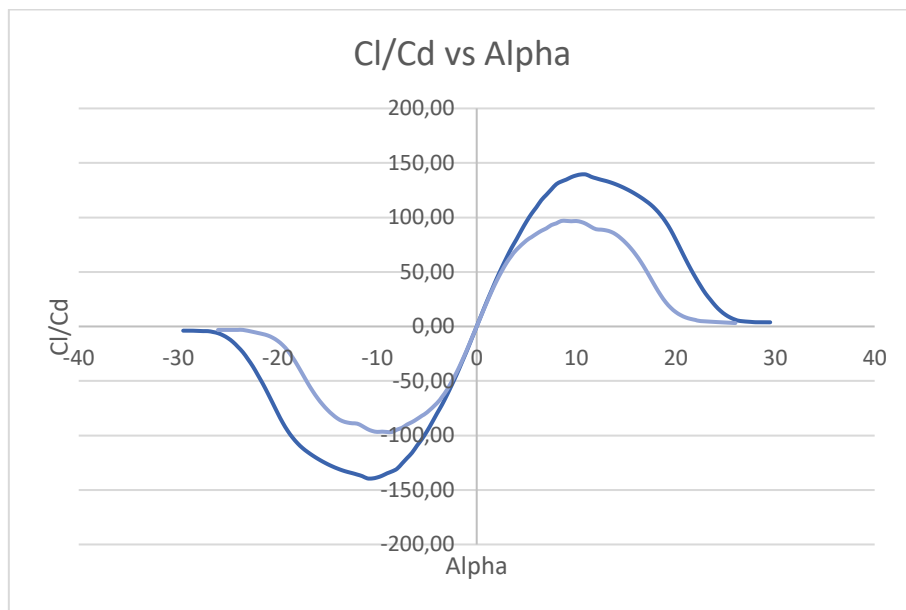


Figura 58: Comparación Cl/Cd vs Alpha con diferentes números de Re

Realizada la comparación entre el coeficiente de sustentación frente al coeficiente de resistencia y el cociente de ambos frente a distintos ángulos alpha, para distintos valores del número de Reynolds, se observa la similitud entre las dos hipótesis y nos disponemos a tomar un valor de referencia igual a 9×10^6 .



6.2.1.1 Propiedades polares

Reynolds: 9×10^6	Match: 0	NCrit= 9.00
Forced top trans= 1.00	Forced bottom trans= 1.00	

Tabla 1: Propiedades del análisis

6.2.1.2 Análisis Xfoil

START= -50	END= 200	$\Delta=0.5$
------------	----------	--------------

Definimos el paso del análisis y el número de iteraciones.

Tabla 2: Condiciones del análisis

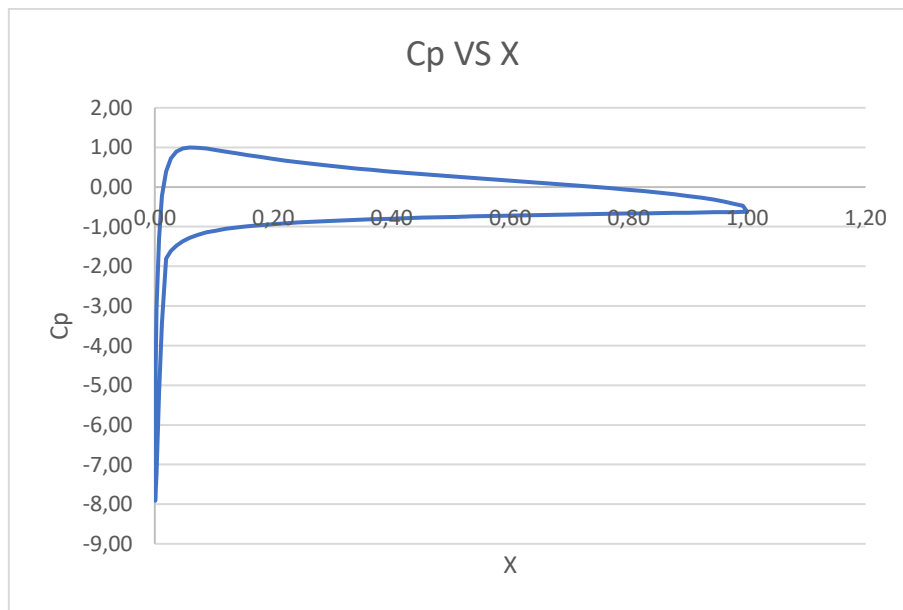


Figura 59: C_p vs x

Observamos la gráfica y el esquema de fuerzas debido al coeficiente de presiones (C_p) actuando sobre el perfil. En la parte superior del perfil NACA 0012 encontramos un mayor efecto de presión, alcanza su valor máximo al comienzo del mismo y disminuye hasta alcanzar valores de presión negativa al final de su estructura.

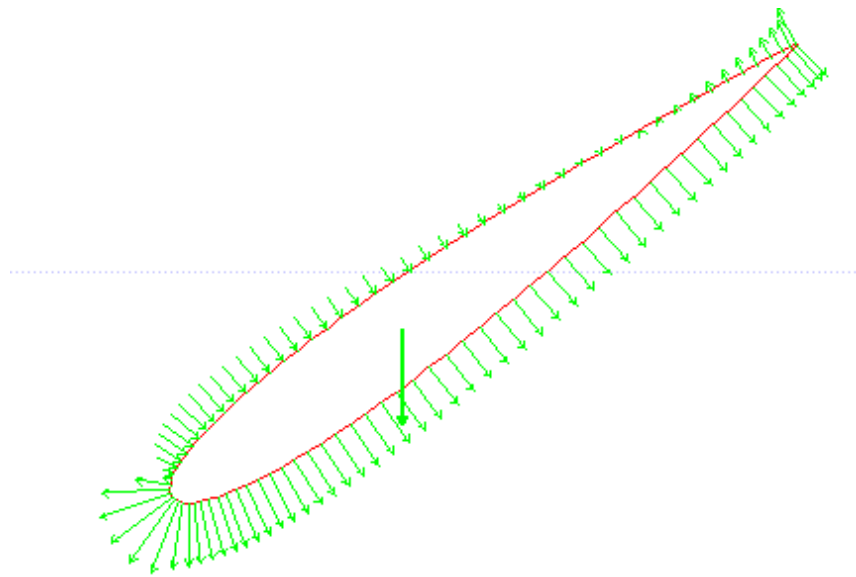


Figura 60: Esquema de fuerzas sobre el perfil

En la siguiente gráfica se observa como el coeficiente de sustentación (C_l) va aumentando hasta que se produce el desprendimiento de la capa límite, llegando hasta valores de α igual a 20° . La simetría de la gráfica obtenida es debido a la elección del perfil, el NACA 0012 es un perfil simétrico por tanto la sustentación del mismo en todos los ángulos es simétrica.

La figura número 62 representa la gráfica obtenida de la bibliografía y que traza la sustentación del perfil elegido para nuestro estudio, NACA 0012, frente a los diferentes ángulos de ataque. Como podemos observar, al comparar la figura número 61 y número 62 nos damos cuenta de la similitud, lo que refleja el correcto funcionamiento de la simulación en el software QBlade.

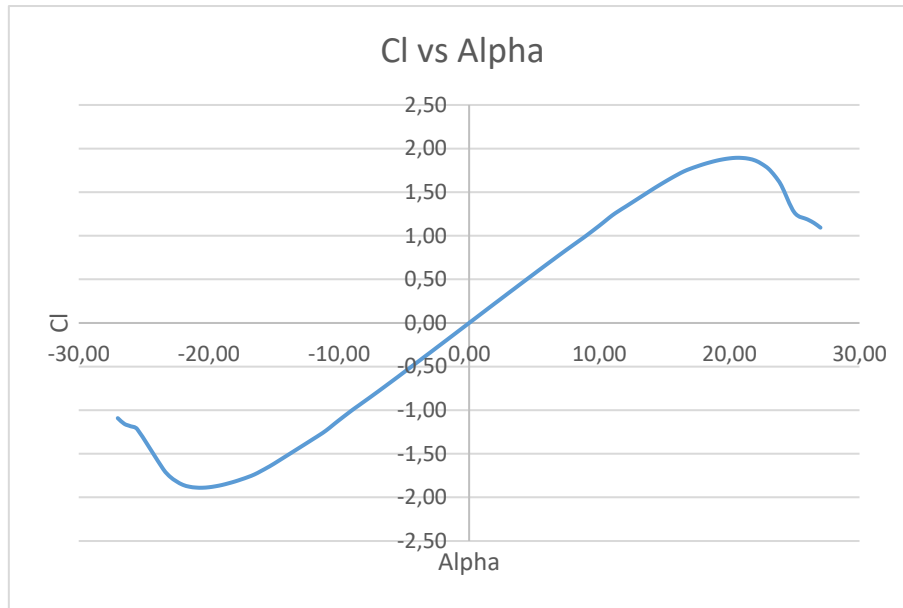


Figura 61: Curva Cl vs Alpha

Gráfica obtenida de la bibliografía, (Kutta Yukoski), en la que se traza la sustentación del perfil NACA 0012, frente a los diferentes ángulos de ataque.

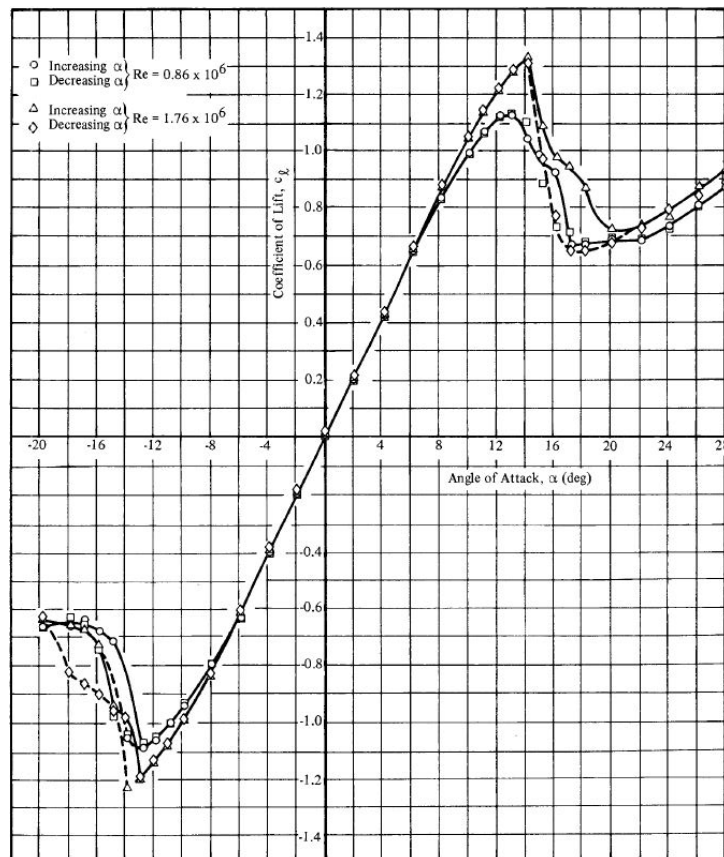


Figura 62: Curva Cl vs Alpha de Bibliografía

$$m = 2 \pi \alpha$$



$$\alpha = \text{Ángulo de ataque}$$

Definido el cociente entre el coeficiente de sustentación C_l y el coeficiente de resistencia en función del ángulo. Dicho cociente aumenta hasta que se produce el desprendimiento de la capa límite en valores de α igual a 15 grados.

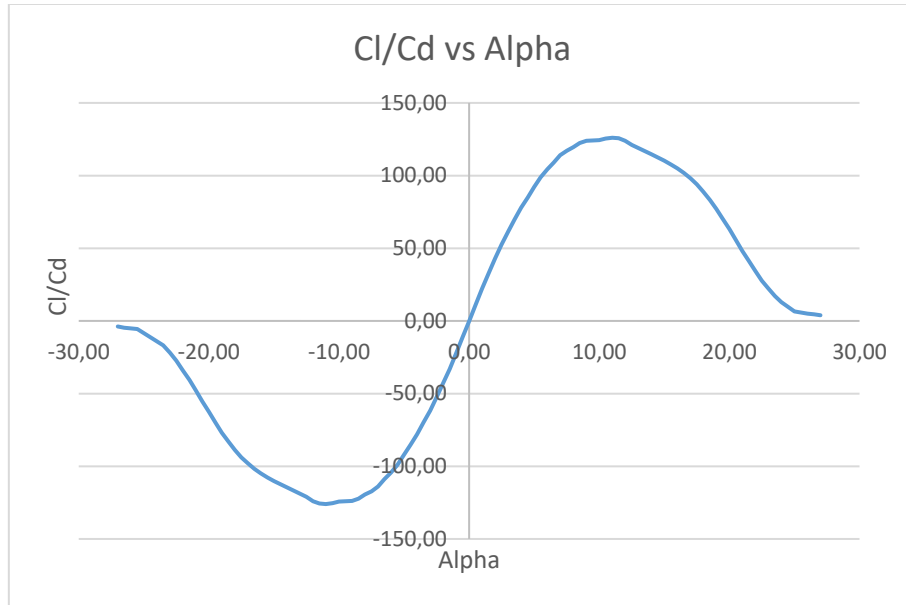


Figura 63: Curva C_l/C_d vs Alpha

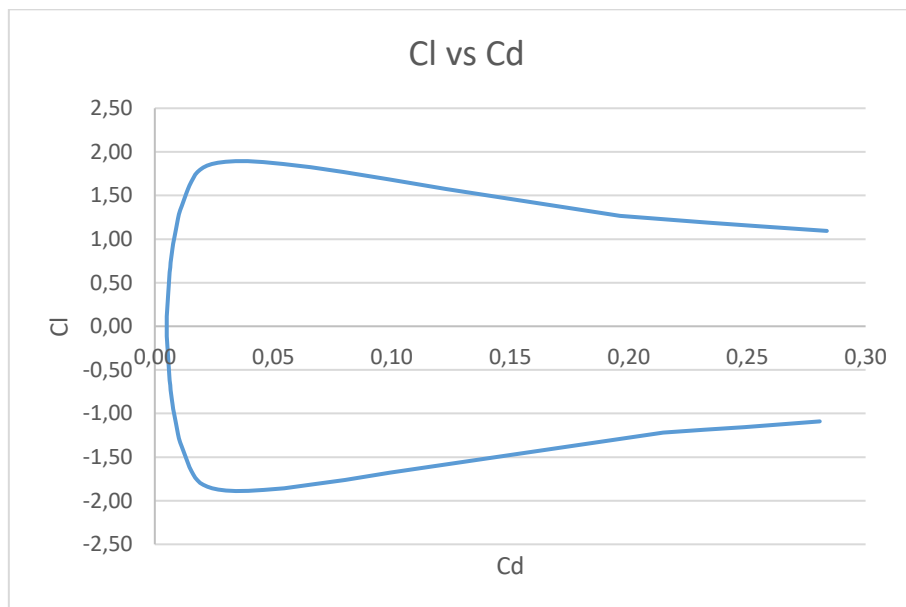


Figura 64: Curva C_l vs C_d

Observamos el comportamiento entre el coeficiente de sustentación C_l y el coeficiente de resistencia C_d , una vez que el coeficiente de sustentación alcanza su valor máximo el



coeficiente de resistencia se mantiene constante hasta la caída del coeficiente de sustentación. Es decir, el valor de la resistencia tiende a cero cuando la sustentación disminuye.

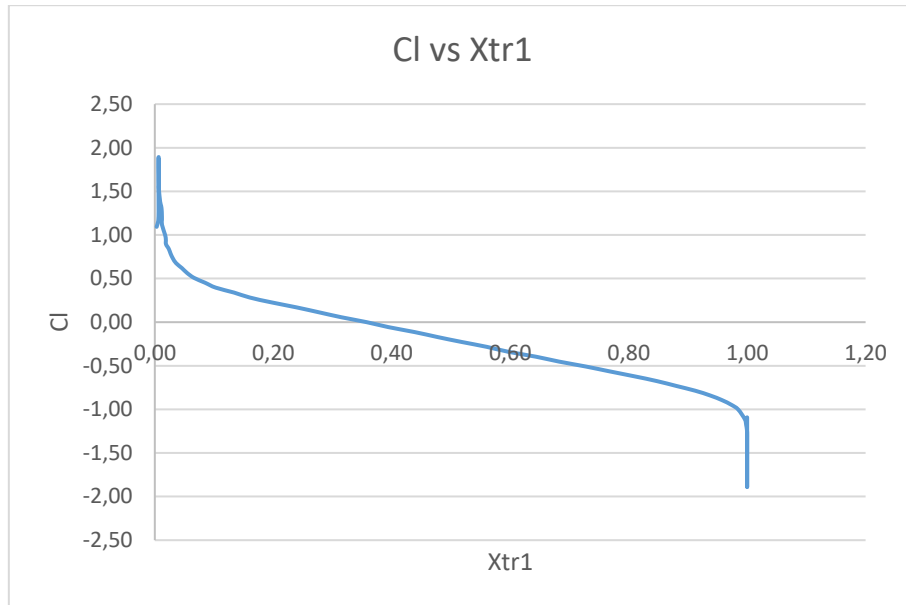


Figura 65: Curva Cl vs Xtr1

En la figura 65 se representa el coeficiente de sustentación Cl a medida que va avanzando a lo largo del borde superior del perfil. El coeficiente de sustentación va disminuyendo a medida que el fluido va acercándose al borde de salida del perfil.

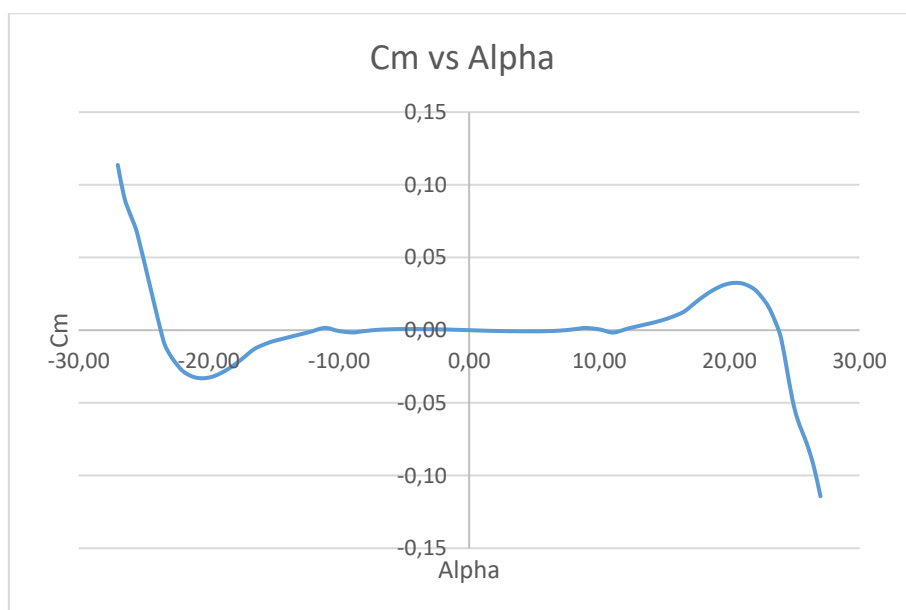


Figura 66: Curva Cm vs Alpha



6.2.2 Extrapolación polar a 360°

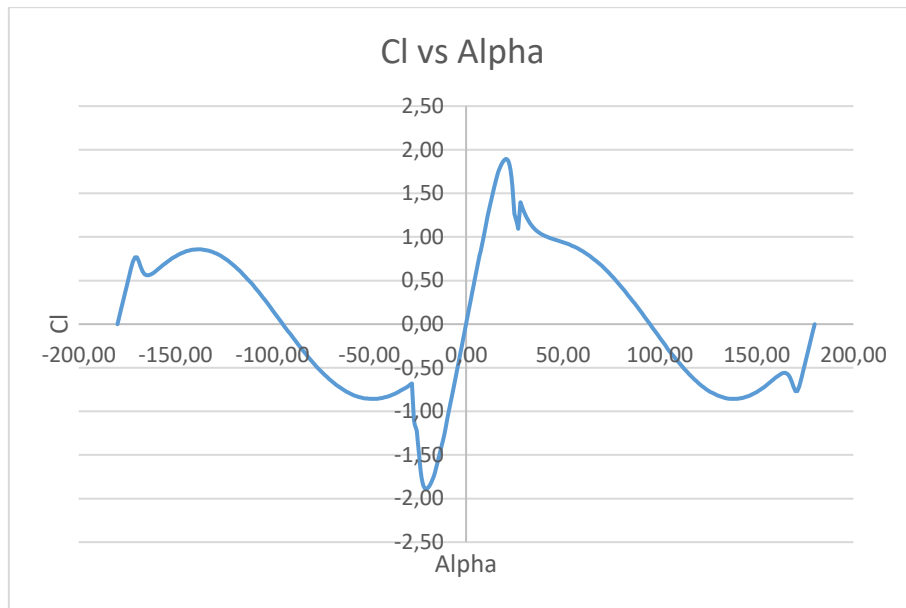


Figura 67: C_l vs α

En la extrapolación polar a los 360° podemos observar cómo ambas figuras, la 68 representada por el coeficiente de resistencia frente al ángulo de ataque y la 67 representada por el coeficiente de sustentación versus ángulo de ataque, tienen una simetría debido al perfil NACA 0012. También se refleja un cambio en la tendencia, provocado por el desprendimiento de la capa límite.

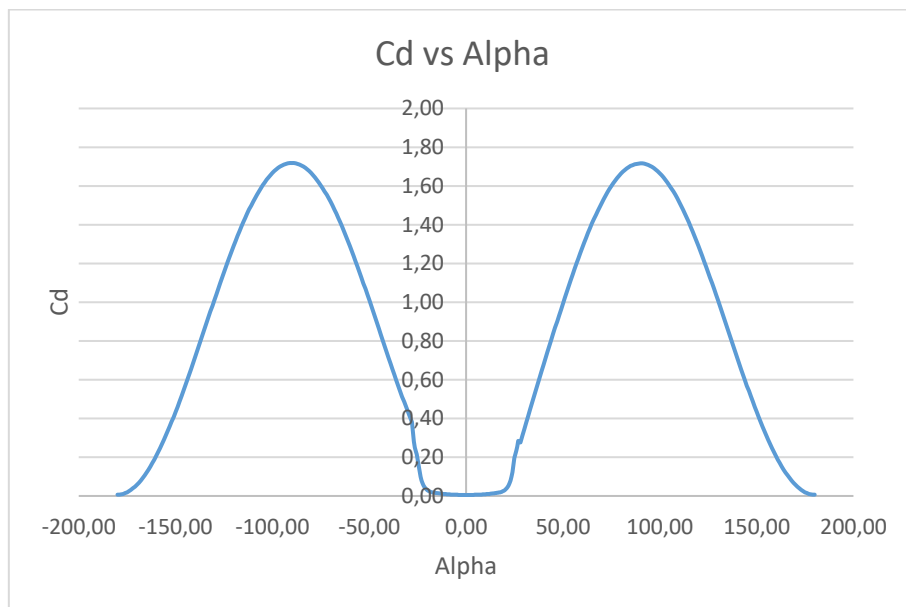


Figura 68: C_d vs α

6.3 Diseños realizados

A continuación, se exponen los diseños y resultados de las tres turbinas de eje vertical sometidas a estudio en el presente trabajo fin de master. En el primer estudio (A) se analiza una turbina de palas rectas sin ningún tipo de curvatura, en el segundo caso (B) se introduce una curvatura en las palas mediante un valor de ángulo circular y en el tercer estudio (C) mantenemos los valores de la curvatura del anterior diseño y modificamos las dimensiones de la turbina aumentando tanto el radio como la altura. Los tres diseños son estudiados simulando su funcionamiento en condiciones de trabajo reales.

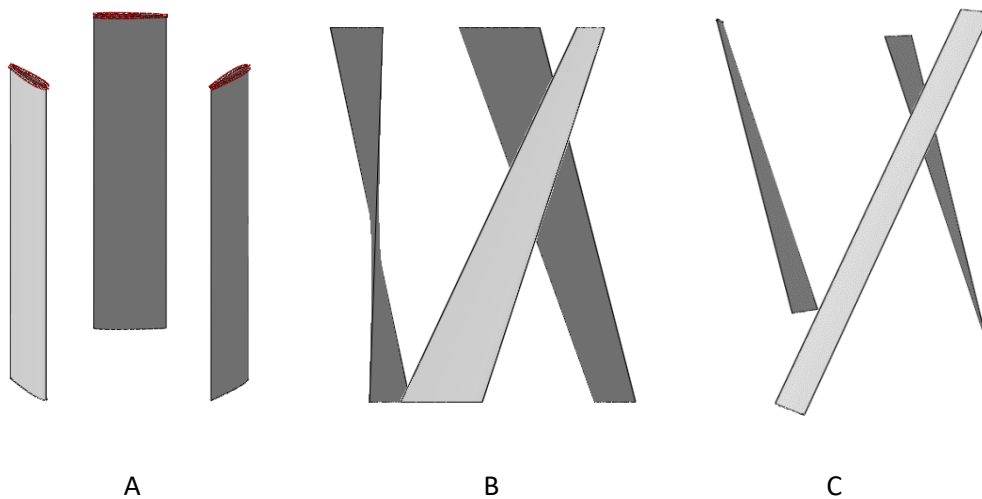


Figura 69: Diseños de rotor analizados

6.4 Ensayo de turbina de palas rectas

Para este primer estudio procederemos a realizar un diseño de rotor Giromill o H-Darrieus, cuya geometría consiste en un rotor VAWT de álabes rectos, es decir, las secciones de su perfil aerodinámico tienen el mismo radio y posición en la circunferencia.

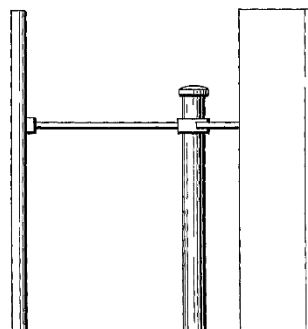




Figura 70: Rotor H-Darrieus

6.4.1 Diseño de las palas del rotor (VAWT Rotor Blade Design)

Procedemos al estudio de la turbina de palas rectas, sus medidas son veintitrés centímetros de altura y ocho centímetros de radio. El Twist es 0 y la curvatura de sus palas es nula. Su paso de hélice es de 69 cm, el cual se mantendrá constante en el estudio de los tres casos.

Altura de la Turbina	23 cm
Cuerda	5 cm
Radio de Turbina	8 cm
Twist	0
Circ Ang	0-0
P. Axis	0
Paso de Hélice	69 cm

Tabla 3: Características de la turbina de estudio

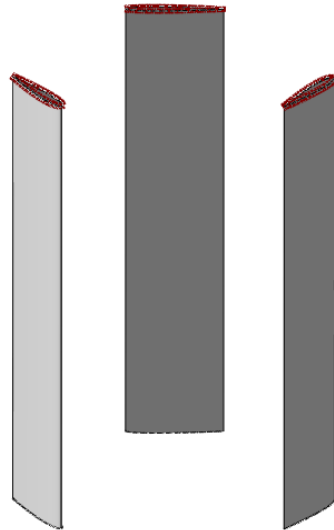


Figura 71: Rotor VAWT alzado

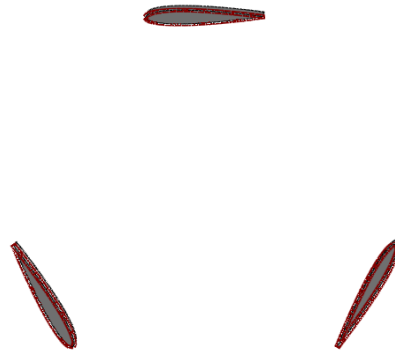


Figura 72: Rotor VAWT planta

6.4.2 Simulación del rotor DMS

6.4.2.1 Definición de parámetros DMS

Rho	1.000 kg/m ³
Viscosidad	0,001 kg/ms
Tip Loss	Si
Variable Induction Factors	No
Elementos a discretizar en	40
Máximo N.º de iteraciones	100

Tabla 4: Definición parámetros DMS



6.4.2.2 Definición parámetros simulación VAWT

Tip Speed Ratio Start:	1
Tip Speed Ratio End	10
Tip Speed Ratio Delta	0,5
Velocidad del Fluido:	1-2 (1,5)

Tabla 5: Definición parámetros VAWT

6.4.2.3 Elementos a discretizar

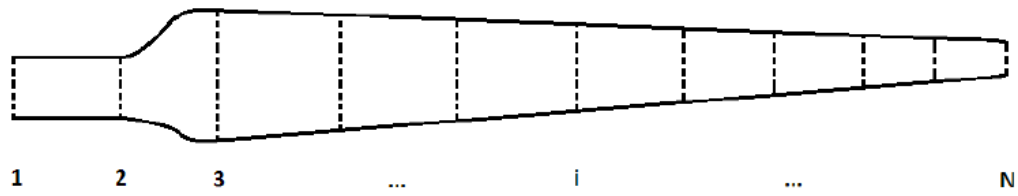


Figura 73: Elementos a discretizar en la pala

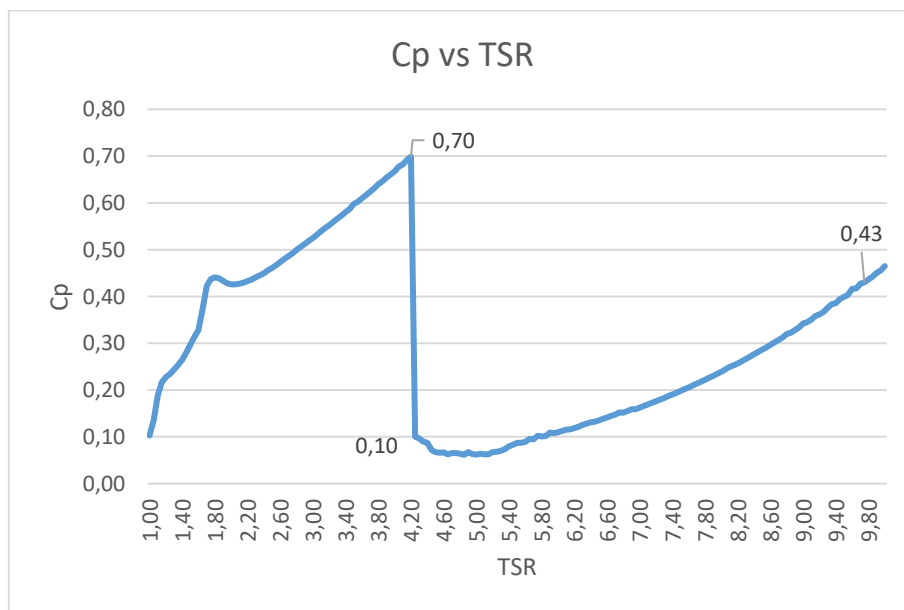


Figura 74: Curva Cp vs TSR



Una vez hemos definido los parámetros DMS y las características de simulación, obtenemos la curva del coeficiente de potencia frente al Tip Speed Ratio. El máximo valor del coeficiente es 0,7 a un TSR igual a 4,20. Alcanzado ese valor, el coeficiente de potencia cae hasta 0,10 y lentamente recupera llegando hasta 0,43 como último valor en TSR igual a 10. En el apartado (3.3.1.3 Coeficiente de potencia) perteneciente a (3. Fundamentos Aerodinámicos) se menciona el límite máximo que se podría extraer de un generador (59,30%), es decir, la limitación del coeficiente de potencia conocido como límite de Betz. No obstante, se ha demostrado que para una turbina de flujo cruzado dicho límite es ligeramente superior y así podemos observarlo en los cálculos obtenidos. Este valor ligeramente superior es obtenido debido a la doble contribución del fluido al giro del rotor, es decir, al atravesar la turbina, el fluido desplaza la primera pala a la entrada del rotor y una vez se dispone a salir vuelve a contribuir al giro.

6.4.3 Hipótesis 1. Generador síncrono (PMSG) con variador de frecuencia

Control del sistema compuesto por una turbina de velocidad variable acoplada directamente al eje de un generador sincrónico de imán y permanente múltiplo (PMSG). Dado que en este caso el controlador puede fijar la velocidad de rotación (Ω), ésta se establecerá de forma que se optimice el coeficiente de potencia ($TSR = TSR_{opt}$), es decir:

$$\lambda_{opt} = \frac{\Omega_{opt} \cdot R}{V} \quad \Omega_{opt} = \frac{\lambda_{opt} \cdot V}{R}$$

Ecuación 69

$$\lambda_{opt} = 4,20 \quad R = 0,08 \text{ m}$$

Tip Speed Ratio (λ_{opt})

$R = \text{Radio}$



$$1 \text{ rpm} = \frac{2 \pi \text{ rad}}{60 \text{ s}}$$

Ecuación 70

Utilizamos la ecuación ya mencionada anteriormente (52) con la que obtendremos la potencia de la turbina para esa velocidad.

$$P_w = C_p \frac{1}{2} \rho A v^3$$

Ecuación 71

El área utilizada es la barrida por las palas del rotor, dicha área es un poco más complicada de evaluar que en un rotor de eje horizontal, por lo tanto, se realiza una aproximación siendo la definida por dos tercios del área de un rectángulo con ancho igual al máximo ancho y alto del rotor igual a la extensión vertical de las palas.

$$\text{Área} = \frac{2}{3} D H$$

A continuación, se detallan los resultados obtenidos en el cálculo de la hipótesis 1 anteriormente planteada:

Intervalo de Velocidad 0,1 – 1 m/s										
V (m/s)	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
Ω_{opt}	5,25	10,50	15,75	21,00	26,25	31,50	36,75	42,00	47,25	52,50
Ω_{opt} rpm	50,13	100,27	150,40	200,53	250,67	300,80	350,94	401,07	451,20	501,34
P(W)	0	0	0	1	1	2	3	4	6	9
Intervalo de Velocidad 1,1 – 2,0 m/s										
V (m/s)	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
Ω_{opt}	57,75	63,00	68,25	73,50	78,75	84,00	89,25	94,50	99,75	105,00
Ω_{opt} rpm	551,47	601,60	651,74	701,87	752,00	802,14	852,27	902,40	952,54	1002,67
P(W)	11	15	19	24	29	35	42	50	59	69
Intervalo de Velocidad 2,1 – 3,0 m/s										
V (m/s)	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0



Ω_{opt}	110,25	115,50	120,75	126,00	131,25	136,50	141,75	147,00	152,25	157,50
$\Omega_{opt} \text{ rpm}$	1052	1102	1153	1203	1253	1303	1353	1403	1453	1504
P(W)	79	91	104	119	134	151	169	188	209	231

Tabla 6: Valores de potencia en función de la velocidad

Al graficar los valores de potencia obtenidos frente a la velocidad, observamos la curva de potencia que nuestro modelo de turbina puede generar en dicho rango de velocidades simuladas en el cálculo. La potencia máxima alcanzada es de 231 W a los 3 m/s.

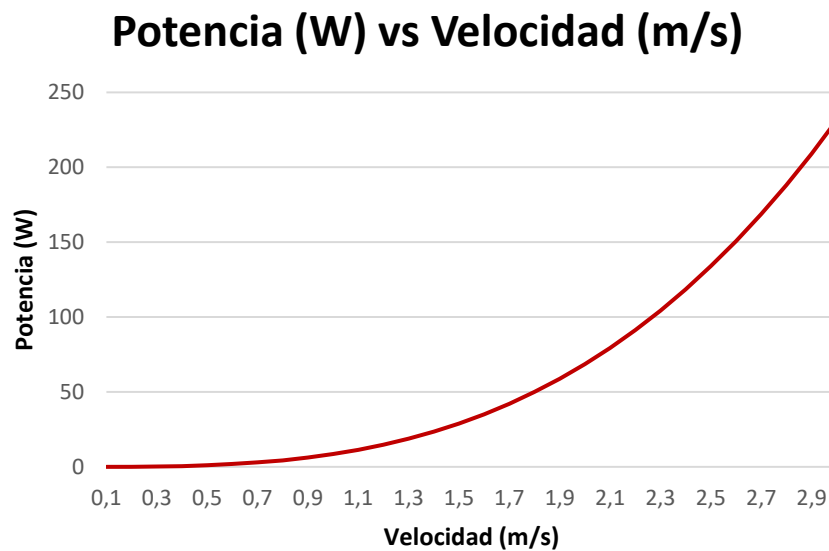


Figura 75: Potencia (W) VS Velocidad (m/s)

6.4.4 Hipótesis 2. Generador síncrono (PMSG) sin variador de frecuencia

$$\Omega = \frac{2\pi f}{n_{polos}} \qquad \Omega = \frac{2\pi 50}{n_{polos}}$$

Ecuación 72

Elegimos la frecuencia en Europa, es decir, 50 Hz. Pasamos de velocidad de giro en rad/s a velocidad nominal en rpm:



$$1 \text{ rpm} = 1 \frac{r}{\text{min}} = \frac{2 \pi \text{ rad}}{60 \text{ s}}$$

Ecuación 73

$$\Omega = \frac{2\pi f}{n_{\text{polos}}} \times \frac{60}{2\pi} \quad \Omega = \eta = \frac{60 \cdot f}{n_{\text{polos}}}$$

Ecuación 74

$$\eta = \frac{60 \cdot 50}{n_{\text{polos}}} = \frac{3000}{n_{\text{polos}}}$$

Ecuación 75

$$\lambda = \frac{\eta \cdot R}{V}$$

Ecuación 76

Se proponen 3 pares de polos diferentes para nuestro convertidor electrónico:

$$\begin{array}{ccc} n_{\text{polos}} = 7 & n_{\text{polos}} = 8 & n_{\text{polos}} = 9 \\ \eta = 428,5 \text{ rpm} & \eta = 272,7 \text{ rpm} & \eta = 187,5 \text{ rpm} \end{array}$$

A continuación, se detallan los resultados obtenidos en el cálculo de la hipótesis 2 anteriormente planteada, para cada uno de los polos propuestos:

Propuesta $n_{\text{polos}} = 7$

Intervalo de Velocidad 0,1 – 1 m/s										
V (m/s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
λ	0,00	0,00	0,00	8,97	7,18	5,98	5,13	4,49	3,99	3,59
Cp	0	0	0	0,33	0,17	0,11	0,06	0,07	0,66	0,60
P(W)	0	0	0	26,2	26,5	28,6	26,4	45,6	590,6	739,3
Intervalo de Velocidad 1,1 – 2,0 m/s										
V (m/s)	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
λ	3,26	2,99	2,76	2,56	2,39	2,24	2,11	1,99	1,89	1,79
Cp	0,56	0,52	0,49	0,47	0,45	0,43	0,43	0,43	0,44	0,44
P(W)	913,5	1099,8	1326,8	1571,2	1842,6	2175,1	2573,5	3063,2	3691,3	4292,5
Intervalo de Velocidad 2,1 – 3,0 m/s										
V (m/s)	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
λ	1,71	1,63	1,56	1,50	1,44	1,38	1,33	1,28	1,24	1,20



Cp	0,42	0,33	0,31	0,28	0,26	0,25	0,24	0,23	0,23	0,22
P(W)	4797,2	4287,1	4690,0	4752,5	5068,0	5486,4	5897,7	6304,7	6798,7	7147,8

Tabla 7: Valores de potencia en función de la velocidad $n_{polos} = 7$ Propuesta $n_{polos} = 8$

Intervalo de Velocidad 0,1 – 1 m/s										
V (m/s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
λ	0,00	0,00	0,00	7,85	6,28	5,23	4,49	3,93	3,49	3,14
Cp	0	0	0	0,23	0,12	0,07	0,07	0,65	0,59	0,54
P(W)	0	0	0	17,8	18,6	17,9	30,5	410,7	525,3	661,9
Intervalo de Velocidad 1,1 – 2,0 m/s										
V (m/s)	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
λ	2,85	2,62	2,42	2,24	2,09	1,96	1,85	1,74	1,65	1,57
Cp	0,51	0,47	0,45	0,43	0,43	0,43	0,44	0,42	0,37	0,31
P(W)	826,2	1004,2	1212,1	1457,2	1762,2	2151,4	2657,2	3021,0	3142,3	3083,7
Intervalo de Velocidad 2,1 – 3,0 m/s										
V (m/s)	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
λ	1,50	1,43	1,37	1,31	1,26	1,21	1,16	1,12	1,08	1,05
Cp	0,28	0,26	0,25	0,24	0,23	0,23	0,22	0,19	0,13	0,10
P(W)	3183,8	3453,7	3798,0	4142,1	4487,5	4899,5	5210,7	5078,7	4017,6	3416,4

Tabla 8: Valores de potencia en función de la velocidad $n_{polos} = 8$ Propuesta $n_{polos} = 9$

Intervalo de Velocidad 0,1 – 1 m/s										
V (m/s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
λ	0,00	0,00	0,00	6,98	5,58	4,65	3,99	3,49	3,10	2,79
Cp	0	0	0	0,16	0,09	0,06	0,66	0,59	0,54	0,49
P(W)	0	0	0	12,5	13,4	16,6	277,9	369,0	482,5	603,9
Intervalo de Velocidad 1,1 – 2,0 m/s										
V (m/s)	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
λ	2,54	2,33	2,15	1,99	1,86	1,74	1,64	1,55	1,47	1,40
Cp	0,46	0,44	0,43	0,43	0,44	0,42	0,33	0,31	0,28	0,25
P(W)	752,8	934,7	1150,8	1441,3	1816,3	2121,8	1978,1	2248,0	2358,1	2497,2
Intervalo de Velocidad 2,1 – 3,0 m/s										



V (m/s)	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
λ	1,33	1,27	1,21	1,16	1,12	1,07	1,03	1,00	0,96	0,93
Cp	0,24	0,23	0,23	0,22	0,19	0,13	0,10	0	0	0
P(W)	2774,9	3058,1	3391,7	3659,7	3614,9	2895,3	2490,6	0	0	0

Tabla 9: Valores de potencia en función de la velocidad $n_{polos} = 9$

Volvemos a graficar los valores de potencia obtenidos frente a la velocidad, observamos cada una de las curvas de potencia que nuestro modelo de turbina puede generar en dicho rango de velocidades simuladas en el cálculo para cada par de polos propuesto en esta segunda hipótesis.

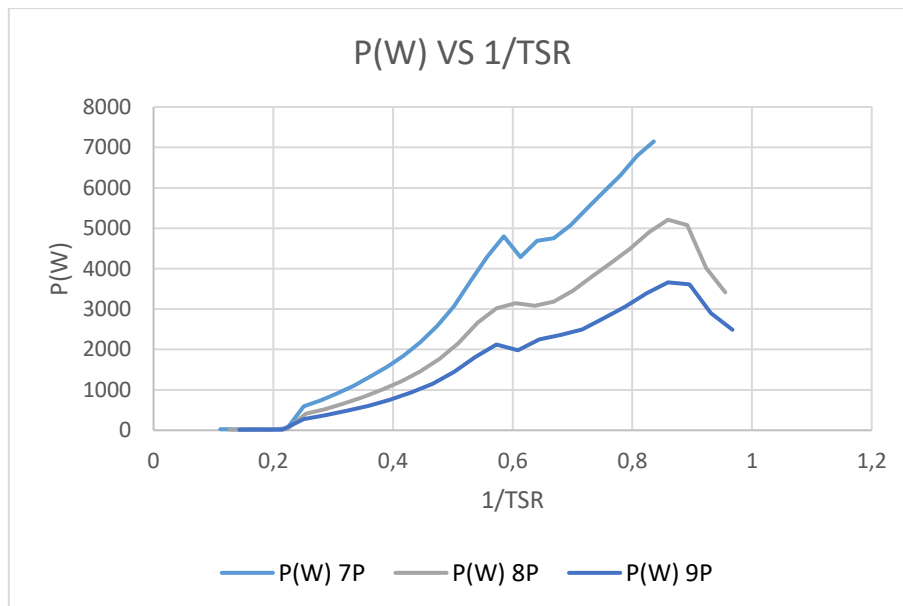


Figura 76: Potencia (W) VS Velocidad (m/s)

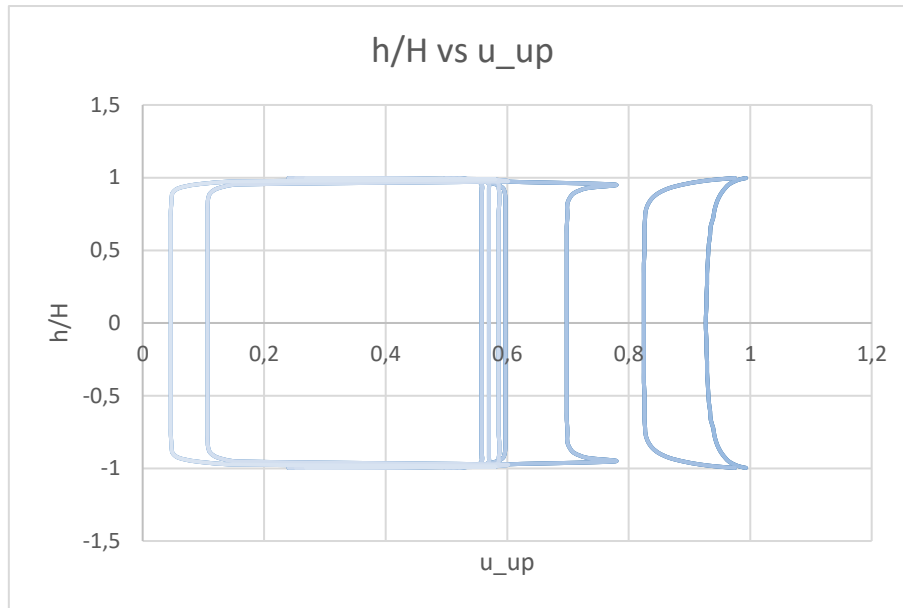


Figura 77: h/H vs u_{up}

Velocidad inducida ($U_{\infty} = (1 - a)$) en función de la altura de la turbina para cada Tip Speed Ratio (TSR) en la que se observa la simetría del perfil.

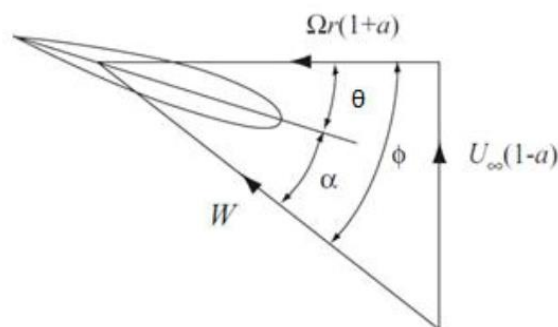


Figura 78: Velocidad del fluido y sus componentes sobre un perfil aerodinámico

En la siguiente figura podemos observar el coeficiente de fuerza respecto al ángulo desde 0 a 360 grados, para cada Tip Speed Ratio (TSR). Las curvas representan las tensiones del elemento pala así mismo podemos observar, el cambio a largo del entre esfuerzos positivos y negativos dependiendo del ángulo en el que se encuentre el elemento.

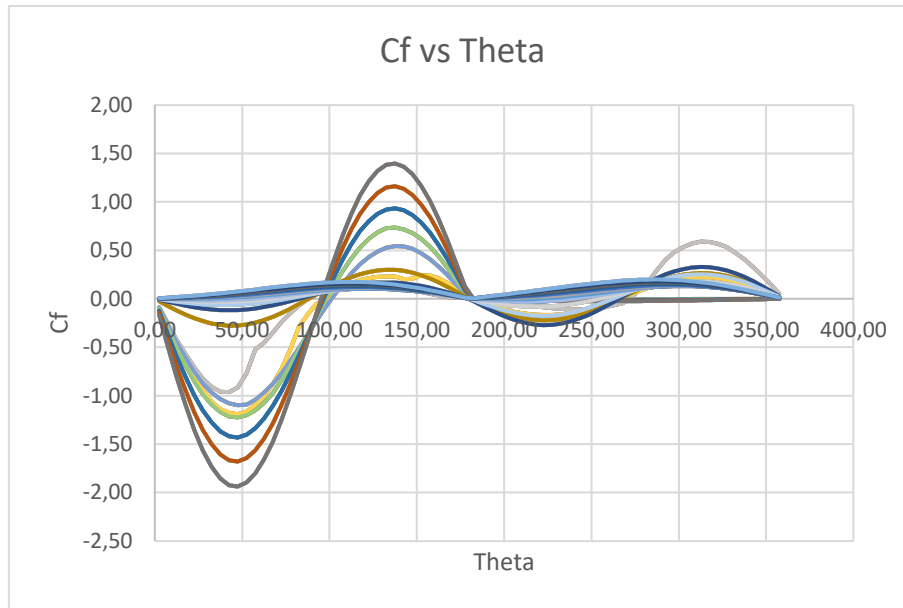


Figura 79: Cf VS theta

6.4.5 Multi Parameter DMS Simulation

6.4.5.1 Parámetros de simulación VAWT

Wind Speed Range		
Start: 1	End: 3	Delta:0,1
Rotational Speed Range		
Start: 200	End: 500	Delta: 100
Pitch Range		
Start: 0	End: 10	Delta: 1
Define DMS Parámetros		
Tip Loss: Si	Variable Induction F: No	

Tabla 10: Parámetros de simulación VAWT

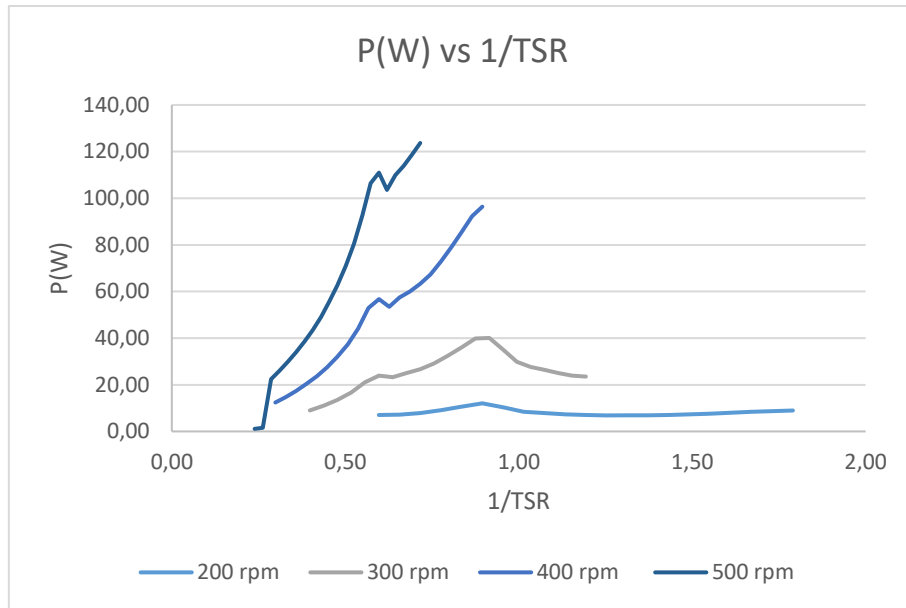


Figura 80: $P(W)$ VS $1/TSR$ (QBlade)

Observamos la potencia de la turbina de estudio frente a la inversa del Tip Speed Ratio (TSR), para una velocidad de rotación distinta. A una mayor velocidad de rotación se obtiene un mayor valor de potencia.

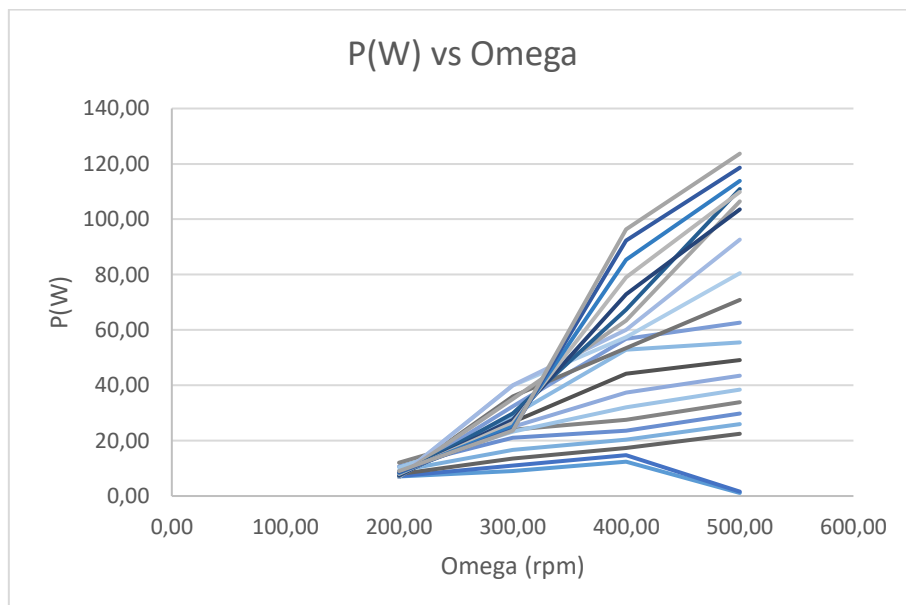


Figura 81: $P(W)$ VS Ω (rpm)



En la gráfica de potencia frente a velocidad de giro, observamos como aumenta la potencia a medida que la turbina aumenta su velocidad, cada línea de la figura representa una velocidad del fluido, variando desde 1 a 3 cada 0.10 m/s.

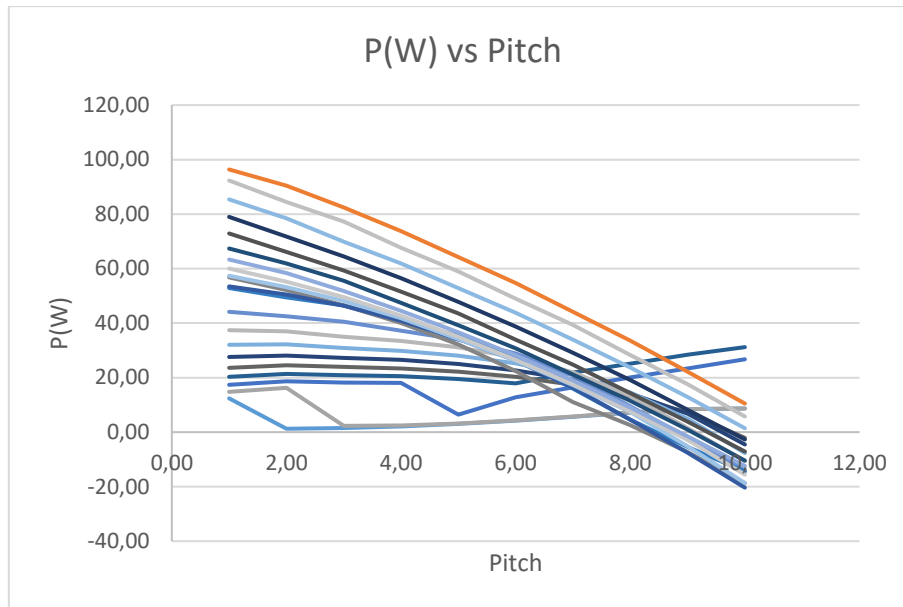


Figura 82: P(W) VS Pitch

De la gráfica de potencia frente a pitch observamos que al aumentar el pitch la potencia se ve disminuida, esto ocurre al desviar el flujo incidente sobre nuestra pala. En ciertas ocasiones puede ser útil, por ejemplo; si la velocidad supera un límite previamente establecido sería necesario controlar el flujo incidente mediante el pitch para preservar así la resistencia de la pala.

El sistema actúa girando las palas con respecto a su eje longitudinal desviándolas así del flujo incidente.

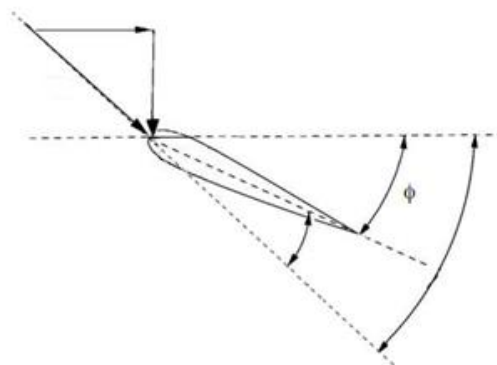




Figura 83: Ángulo pitch del perfil

6.5 Ensayo turbina Smart Smile a escala

En el segundo estudio, tomamos una turbina con las palas en disposición helicoidal. Las secciones de su perfil aerodinámico tienen el mismo radio, pero diferente posición en la circunferencia. Alternando dicha posición, la producción de par se distribuye uniformemente a lo largo de la pala en su revolución.

Los ángulos circulares de una hoja helicoidal se pueden definir para una sección de inicio y fin, mientras que los ángulos intermedios son derivados de una interpolación lineal.

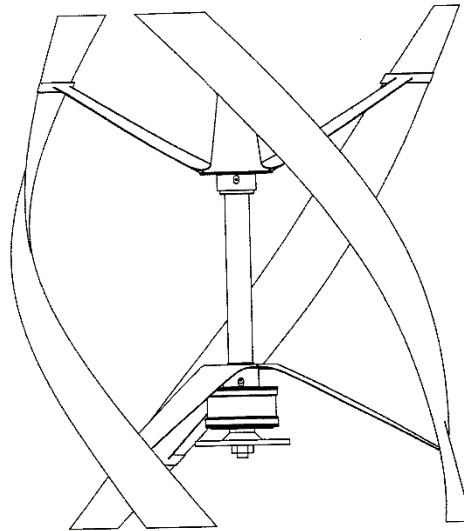


Figura 84: Rotor helicoidal

6.5.1 Diseño de las palas del rotor

Procedemos al segundo estudio en el cual lleva a cabo la simulación de una turbina de palas con curvatura con medidas de veintitrés centímetros de altura y ocho centímetros de radio. El Twist es 0 y la curvatura de sus palas es varía desde 0 a 70. Su paso de hélice es de 69 cm, el cual se mantiene constante.

Altura de la Turbina	23 cm
Cuerda	5 cm
Radio de Turbina	8 cm
Twist	0
Circ Ang	0-70
P. Axis	0
Paso de Hélice	69 cm

Tabla 11: Características de la turbina de estudio

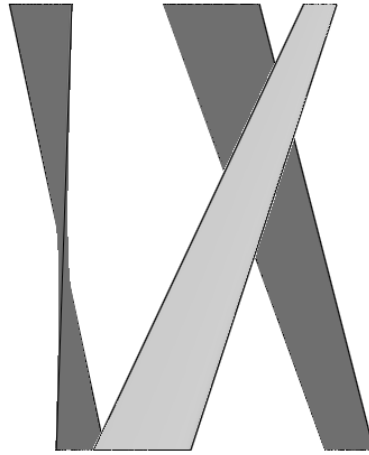


Figura 85: Alzado rotor VAWT

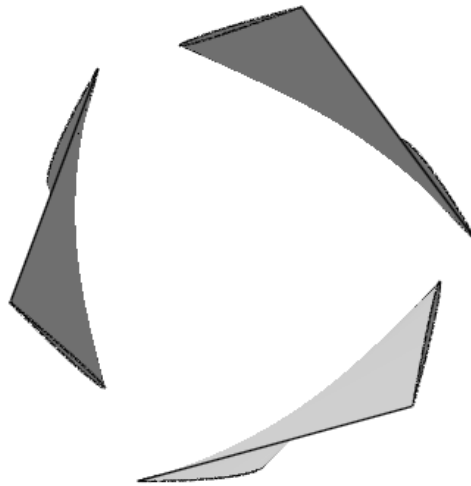


Figura 86: Planta rotor VAWT

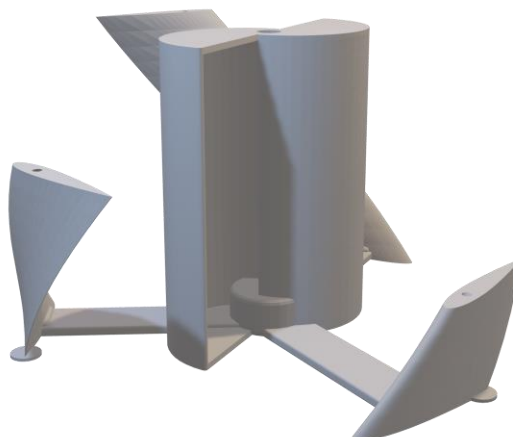




Figura 87: Modelado 3D rotor con

6.5.2 Simulación DMS

6.5.2.1 Definición de parámetros DMS

Rho	1.000 kg/m ³
Viscosidad	0,001 kg/ms
Tip Loss	Si
Variable Induction Factors	No
Elementos a discretizar en	40
Máximo N.º de iteraciones	100

Tabla 12: Definición parámetros DMS

6.5.2.2 Parámetros para la simulación VAWT

Tip Speed Ratio Start:	1
Tip Speed Ratio End	10
Tip Speed Ratio Delta	0,5
Velocidad del Fluido:	1-2 (1,5)

Tabla 13: Definición parámetros VAWT

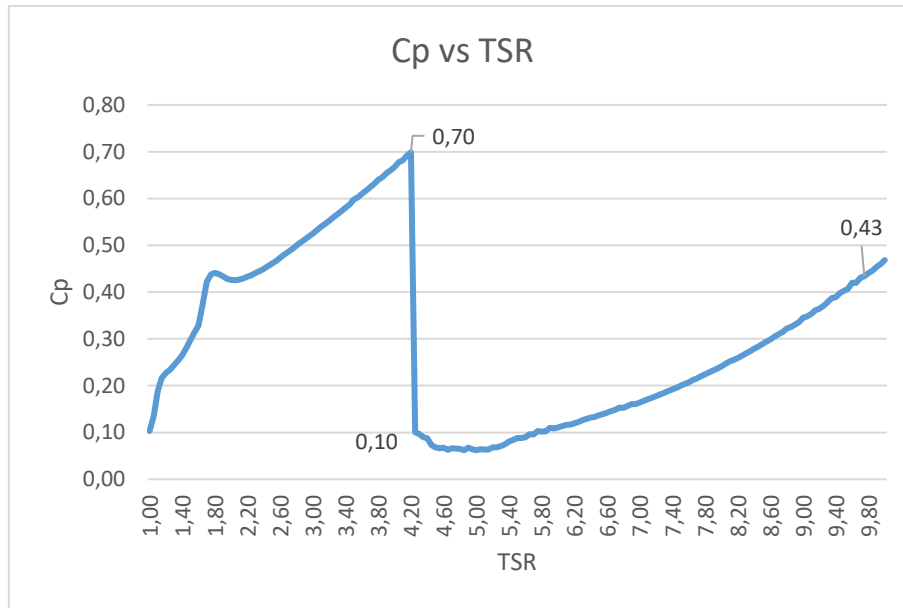


Figura 88: Curva CP vs TSR

En la simulación de la turbina Smart Smile a escala se obtiene la misma curva de potencia frente al Tip Speed Ratio. El máximo valor del coeficiente es 0,7 a un TSR igual a 4,20. Alcanzado ese valor, el coeficiente de potencia cae hasta 0,10 y lentamente recupera llegando hasta 0,43 como último valor en TSR igual a 10. Este valor es debido a que el radio, cuerda y altura de las dos turbinas no ha cambiado. Igualmente, el límite de Betz es superado.

6.5.3 Hipótesis 1. Generador síncrono (PMSG) con variador de frecuencia

Control del sistema compuesto por una turbina de velocidad variable acoplada directamente al eje de un generador síncrono de imán y permanente múltiple (PMSG). Dado que en este caso el controlador puede fijar la velocidad de rotación (Ω), ésta se establecerá de forma que se optimice el coeficiente de potencia ($TSR = TSR_{opt}$).

A continuación, se detallan los resultados obtenidos en el cálculo de la hipótesis 1 anteriormente planteada:



Intervalo de Velocidad 0,1 – 1 m/s										
V (m/s)	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
Ω_{opt}	5,25	10,50	15,75	21,00	26,25	31,50	36,75	42,00	47,25	52,50
Ω_{opt} rpm	50,13	100,27	150,40	200,53	250,67	300,80	350,94	401,07	451,20	501,34
P(W)	0	0	0	1	1	2	3	4	6	9
Intervalo de Velocidad 1,1 – 2,0 m/s										
V (m/s)	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
Ω_{opt}	57,75	63,00	68,25	73,50	78,75	84,00	89,25	94,50	99,75	105,00
Ω_{opt} rpm	551,47	601,60	651,74	701,87	752,00	802,14	852,27	902,40	952,54	1002,67
P(W)	11	15	19	24	29	35	42	50	59	69
Intervalo de Velocidad 2,1 – 3,0 m/s										
V (m/s)	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
Ω_{opt}	110,25	115,50	120,75	126,00	131,25	136,50	141,75	147,00	152,25	157,50
Ω_{opt} rpm	1052	1102	1153	1203	1253	1303	1353	1403	1453	1504
P(W)	79	91	104	119	134	151	169	188	209	231

Tabla 14: Valores de potencia en función de la velocidad

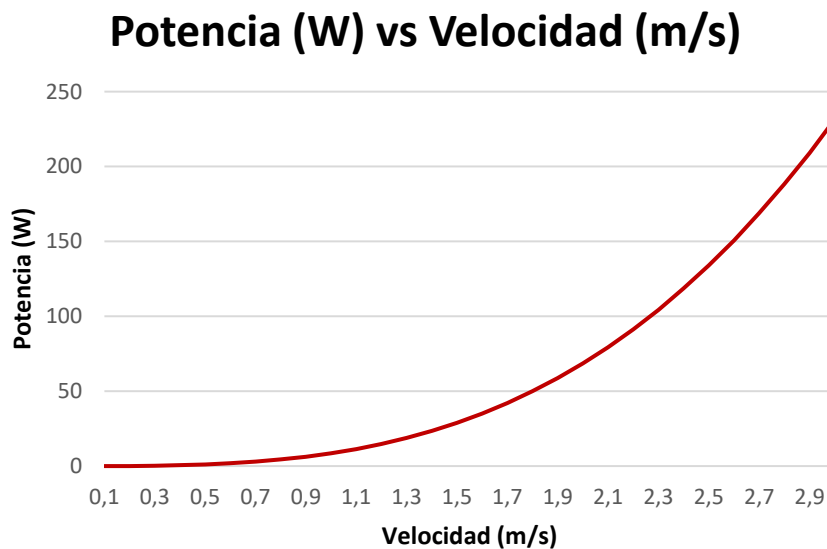


Figura 89: Potencia (W) VS Velocidad (m/s)

Obtenemos la misma curva de potencia que nuestro modelo de turbina anterior. La potencia máxima alcanzada es de 231 W a los 3 m/s.



6.5.4 Hipótesis 2. Generador síncrono (PMSG) sin variador de frecuencia

Se proponen 3 pares de polos diferentes para nuestro convertidor electrónico:

$$\begin{array}{ccc}
 n_{\text{polos}} = 7 & n_{\text{polos}} = 8 & n_{\text{polos}} = 9 \\
 \eta = 428,5 \text{ rpm} & \eta = 272,7 \text{ rpm} & \eta = 187,5 \text{ rpm}
 \end{array}$$

A continuación, se detallan los resultados obtenidos en el cálculo de la hipótesis 2 anteriormente planteada, para cada uno de los polos propuestos:

Propuesta $n_{\text{polos}} = 7$

Intervalo de Velocidad 0,1 – 1 m/s										
V (m/s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
λ	0,00	0,00	0,00	8,97	7,18	5,98	5,13	4,49	3,99	3,59
Cp	0	0	0	0,33	0,17	0,11	0,06	0,07	0,66	0,60
P(W)	0	0	0	26,2	26,5	28,6	26,4	45,6	590,6	739,3
Intervalo de Velocidad 1,1 – 2,0 m/s										
V (m/s)	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
λ	3,26	2,99	2,76	2,56	2,39	2,24	2,11	1,99	1,89	1,79
Cp	0,56	0,52	0,49	0,47	0,45	0,43	0,43	0,43	0,44	0,44
P(W)	913,5	1099,8	1326,8	1571,2	1842,6	2175,1	2573,5	3063,2	3691,3	4292,5
Intervalo de Velocidad 2,1 – 3,0 m/s										
V (m/s)	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
λ	1,71	1,63	1,56	1,50	1,44	1,38	1,33	1,28	1,24	1,20
Cp	0,42	0,33	0,31	0,28	0,26	0,25	0,24	0,23	0,23	0,22
P(W)	4797,2	4287,1	4690,0	4752,5	5068,0	5486,4	5897,7	6304,7	6798,7	7147,8

Tabla 15: Valores de potencia en función de la velocidad $n_{\text{polos}} = 7$

Propuesta $n_{\text{polos}} = 8$

Intervalo de Velocidad 0,1 – 1 m/s										
V (m/s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
λ	0,00	0,00	0,00	7,85	6,28	5,23	4,49	3,93	3,49	3,14
Cp	0	0	0	0,23	0,12	0,07	0,07	0,65	0,59	0,54
P(W)	0	0	0	17,8	18,6	17,9	30,5	410,7	525,3	661,9



Intervalo de Velocidad 1,1 – 2,0 m/s										
V (m/s)	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
λ	2,85	2,62	2,42	2,24	2,09	1,96	1,85	1,74	1,65	1,57
Cp	0,51	0,47	0,45	0,43	0,43	0,43	0,44	0,42	0,37	0,31
P(W)	826,2	1004,2	1212,1	1457,2	1762,2	2151,4	2657,2	3021,0	3142,3	3083,7
Intervalo de Velocidad 2,1 – 3,0 m/s										
V (m/s)	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
λ	1,50	1,43	1,37	1,31	1,26	1,21	1,16	1,12	1,08	1,05
Cp	0,28	0,26	0,25	0,24	0,23	0,23	0,22	0,19	0,13	0,10
P(W)	3183,8	3453,7	3798,0	4142,1	4487,5	4899,5	5210,7	5078,7	4017,6	3416,4

Tabla 16: Valores de potencia en función de la velocidad $n_{polos} = 8$ Propuesta $n_{polos} = 9$

Intervalo de Velocidad 0,1 – 1 m/s										
V (m/s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
λ	0,00	0,00	0,00	6,98	5,58	4,65	3,99	3,49	3,10	2,79
Cp	0	0	0	0,16	0,09	0,06	0,66	0,59	0,54	0,49
P(W)	0	0	0	12,5	13,4	16,6	277,9	369,0	482,5	603,9
Intervalo de Velocidad 1,1 – 2,0 m/s										
V (m/s)	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
λ	2,54	2,33	2,15	1,99	1,86	1,74	1,64	1,55	1,47	1,40
Cp	0,46	0,44	0,43	0,43	0,44	0,42	0,33	0,31	0,28	0,25
P(W)	752,8	934,7	1150,8	1441,3	1816,3	2121,8	1978,1	2248,0	2358,1	2497,2
Intervalo de Velocidad 2,1 – 3,0 m/s										
V (m/s)	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
λ	1,33	1,27	1,21	1,16	1,12	1,07	1,03	1,00	0,96	0,93
Cp	0,24	0,23	0,23	0,22	0,19	0,13	0,10	0	0	0
P(W)	2774,9	3058,1	3391,7	3659,7	3614,9	2895,3	2490,6	0	0	0

Tabla 17: Valores de potencia en función de la velocidad $n_{polos} = 9$

Los valores de potencia obtenidos frente a la velocidad vuelven a ser los mismos que en la turbina de palas rectas, observamos cada una de las curvas de potencia que nuestro



modelo de turbina puede generar para cada par de polos propuesto en esta segunda hipótesis sin variador de frecuencia.

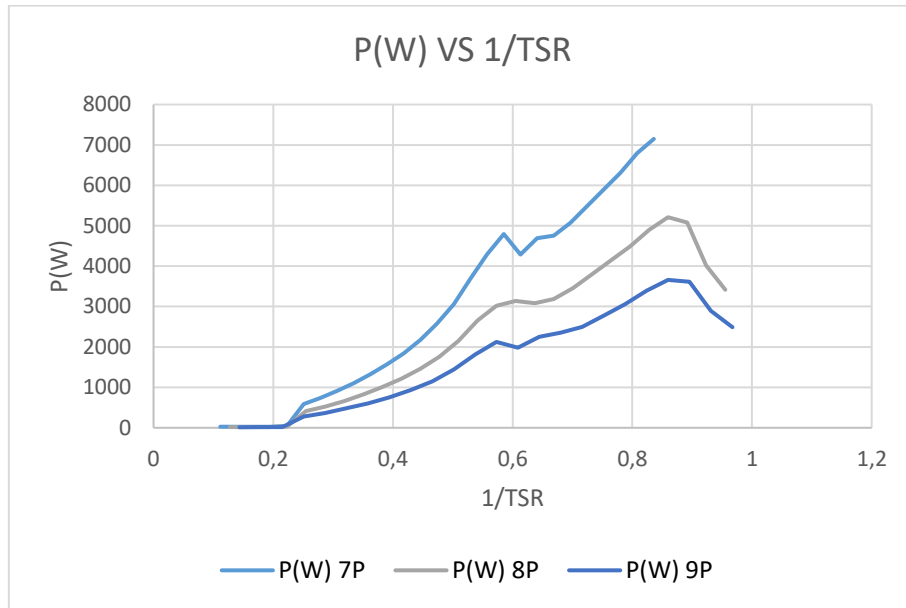


Figura 90: Potencia (W) VS Velocidad (m/s)

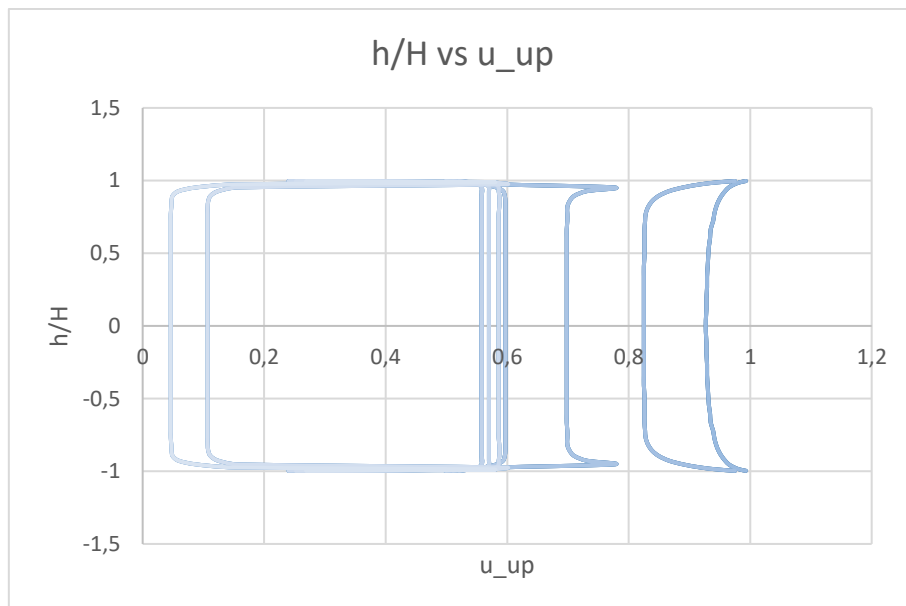


Figura 91: h/H vs u_{up}

Velocidad inducida ($U_{\infty} = (1 - a)$) en función de la altura de la turbina para cada Tip Speed Ratio (TSR) en la que se observa la simetría del perfil.

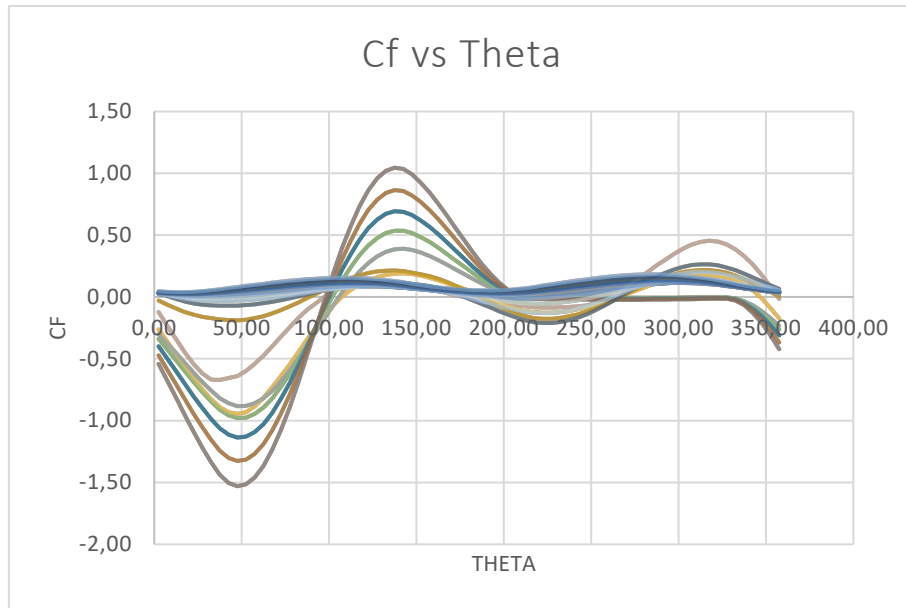


Figura 92: Cf VS theta

Al comparar las turbinas de palas rectas y la turbina Smart smile a escala observamos el mejor comportamiento de la turbina Smart smile frente a los esfuerzos, su forma helicoidal genera menores esfuerzos en el elemento pala.

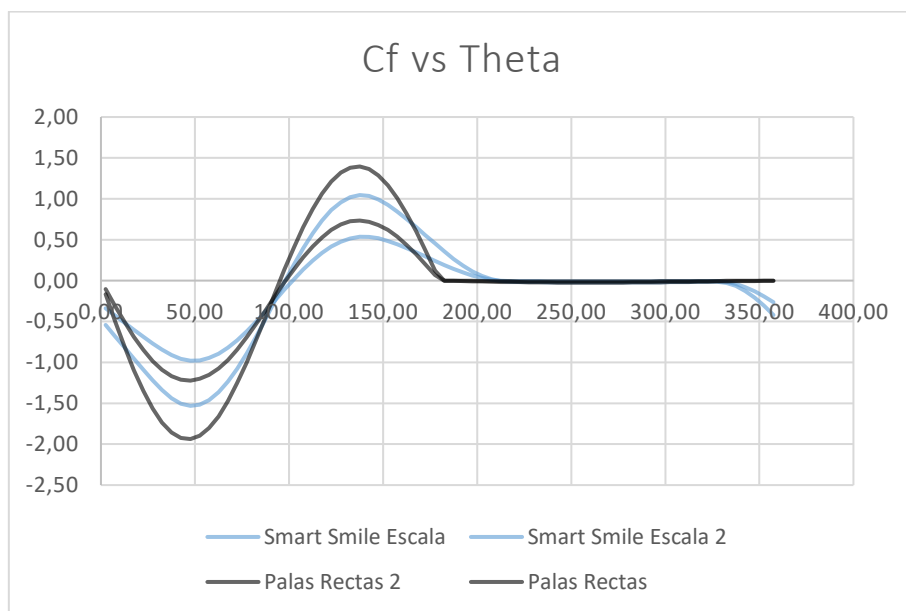


Figura 93: Comparación (Cf vs theta) para dos palas diferentes



6.5.5 Simulación multiparámetro DMS

6.5.5.1 VAWT Simulation Parameters

Wind Speed Range		
Start: 1	End: 20	Delta:0,5
Rotational Speed Range		
Start: 200	End: 500	Delta: 100
Pitch Range		
Start: 0	End: 10	Delta: 1
Define DMS Parámetros		
Tip Loss: Si	Variable Induction F: No	

Tabla 18: Parámetros de simulación

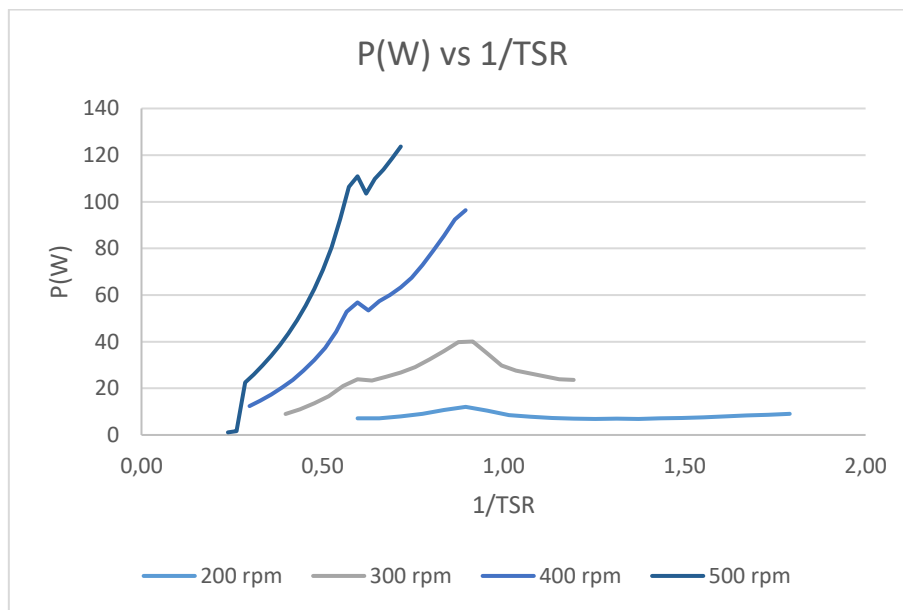


Figura 94: P(W) VS 1/TSR

En la turbina Smart smile a escala volvemos a observar los mismos resultados que en la turbina de estudio anterior, para una velocidad de rotación distinta la potencia obtenida por la turbina es proporcional a la velocidad de rotación.

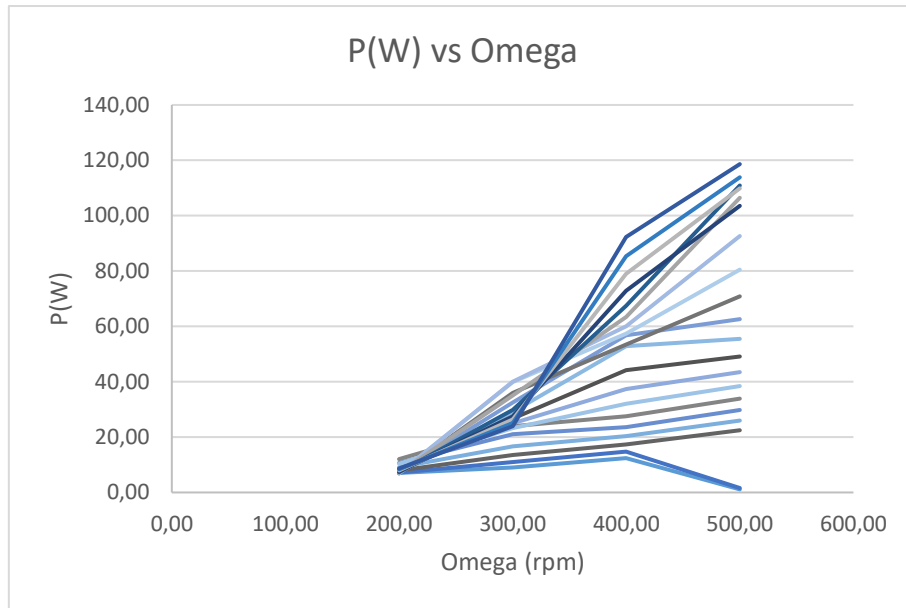


Figura 95: $P(W)$ VS Ω (rpm)

En la gráfica de potencia frente a velocidad de giro, observamos como aumenta la potencia a medida que la turbina aumenta su velocidad.

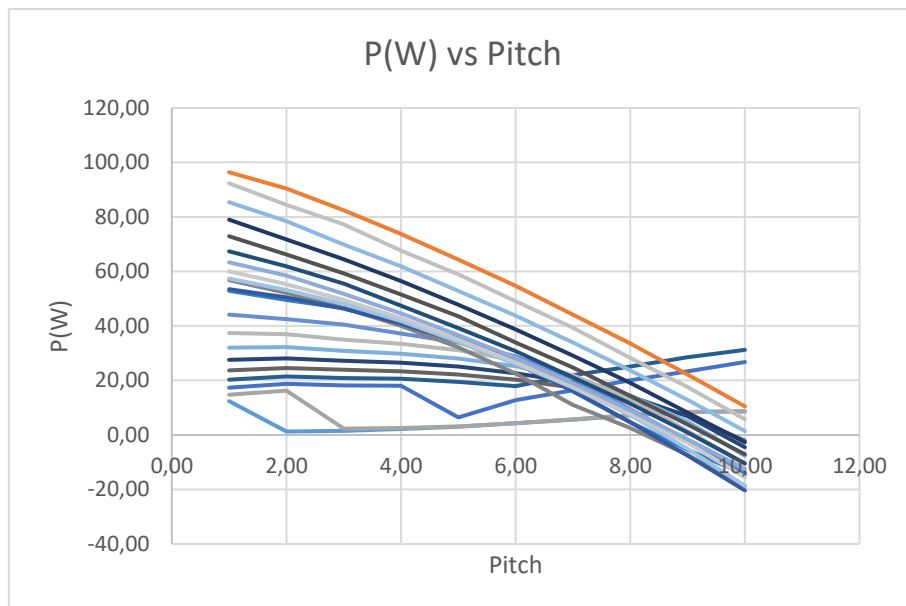


Figura 96: $P(W)$ VS Pitch

De la gráfica de potencia frente a pitch observamos que al aumentar el pitch la potencia se ve disminuida, esto ocurre al desviar el flujo incidente sobre nuestra pala.



6.6 Ensayo turbina Smart Smile

6.6.1 Diseño de las palas del rotor

Procedemos al tercer estudio, se trata de la misma simulación anterior cambiando las medidas de la turbina. Sus medidas son cincuenta centímetros de altura y veinte centímetros de radio, el Twist es 0 y la curvatura de sus palas varía desde 0 a 70. Su paso de hélice es de 69 cm, el cual seguimos manteniendo constante.

Altura de la Turbina	50 cm
Cuerda	5 cm
Radio de Turbina	20 cm
twist	0
Circ Ang	0-70
P. Axis	0
Paso de Hélice	69 cm

Tabla 19: Características de la turbina de estudio

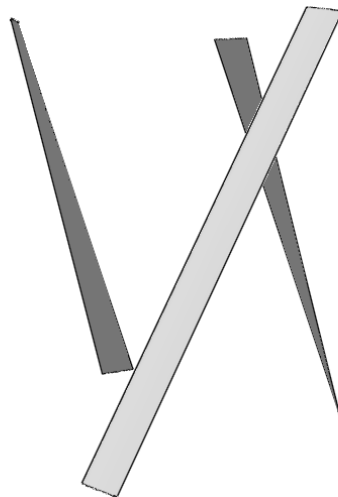


Figura 97: Alzado del rotor VAWT

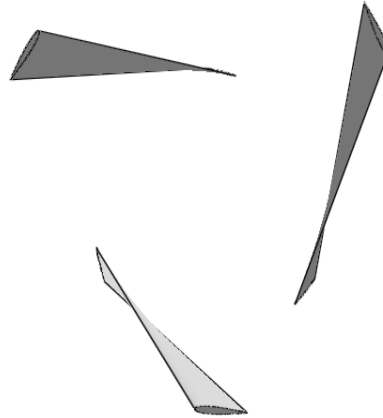


Figura 98: Planta del rotor VAWT

6.6.2 Rotor DMS Simulación

6.6.2.1 Definición de parámetros DMS

Rho	1.000 kg/m ³
Viscosidad	0,001 kg/ms
Tip Loss	Si
Variable Induction Factors	No
Elementos a discretizar en	40
Máximo N.º de iteraciones	100

Tabla 20: Definición parámetros DMS

6.6.2.2 Definición parámetros simulación VAWT

Tip Speed Ratio Start:	1
Tip Speed Ratio End	10
Tip Speed Ratio Delta	0,05
Velocidad del Fluido:	1-2 (1,5)

Tabla 21: Definición parámetros VAWT

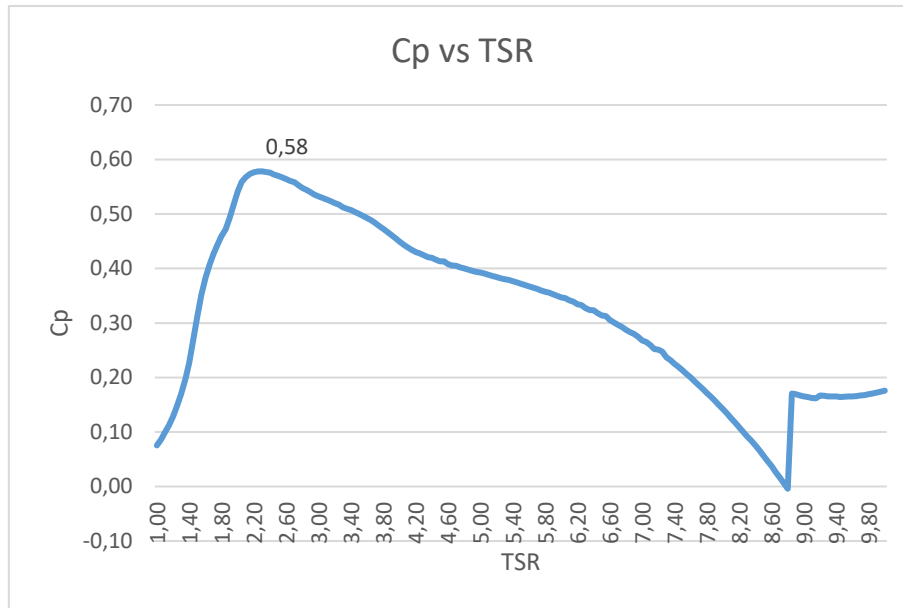


Figura 99: Curva Cp vs TSR

Una vez hemos definido los parámetros DMS y las características de simulación, obtenemos la curva del coeficiente de potencia frente al Tip Speed Ratio. El máximo valor del coeficiente es 0,58 a un TSR igual a 2,25. Alcanzado ese valor, el coeficiente de potencia cae hasta 0, vuelve a subir hasta 0,18 manteniéndose relativamente constante hasta finalizar la simulación en TSR igual a 10.

6.6.3 Hipótesis 1. Generador síncrono (PMSG) con variador de frecuencia

Control del sistema compuesto por una turbina de velocidad variable acoplada directamente al eje de un generador síncrono de imán y permanente múltiplo (PMSG). Dado que en este caso el controlador puede fijar la velocidad de rotación (Ω), ésta se establecerá de forma que se optimice el coeficiente de potencia ($TSR = TSR_{opt}$).

A continuación, se detallan los resultados obtenidos en el cálculo de la hipótesis 1 anteriormente planteada:



Intervalo de Velocidad 0,1 – 1 m/s										
V (m/s)	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
Ω_{opt}	1,13	2,25	3,38	4,50	5,63	6,75	7,88	9,00	10,13	11,25
Ω_{opt} rpm	10,74	21,49	32,23	42,97	53,71	64,46	75,20	85,94	96,69	107,43
P(W)	0	1	4	10	19	32	51	77	109	150
Intervalo de Velocidad 1,1 – 2,0 m/s										
V (m/s)	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
Ω_{opt}	12,38	13,50	14,63	15,75	16,88	18,00	19,13	20,25	21,38	22,50
Ω_{opt} rpm	118,17	128,92	139,66	150,40	161,14	171,89	182,63	193,38	204,12	214,86
P(W)	200	259	330	412	506	614	737	875	1029	1200
Intervalo de Velocidad 2,1 – 3,0 m/s										
V (m/s)	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
Ω_{opt}	23,63	24,75	25,88	27,00	28,13	29,25	30,38	31,50	32,63	33,75
Ω_{opt} rpm	225,60	236,34	247,09	257,83	268,57	279,32	290,06	300,80	311,55	322,29
P(W)	1389	1597	1825	2074	2344	2636	2952	3293	3658	4050

Tabla 22: Valores de potencia en función de la velocidad

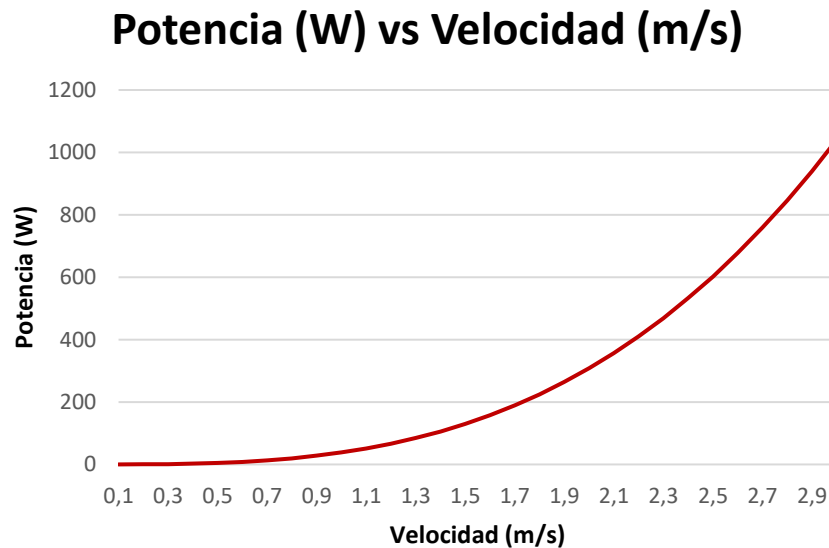


Figura 100: Potencia (W) VS Velocidad (m/s)

Los resultados de potencia obtenidos en la turbina Smart smile son superiores a los diseños anteriores. Al graficar los valores, observamos la curva de potencia que nuestro



modelo de turbina puede generar en dicho rango de velocidades simuladas en el cálculo. La potencia máxima alcanzada es de 4050 W a los 3 m/s.

6.6.4 Hipótesis 2. Generador síncrono (PMSG) sin variador de frecuencia

Se proponen 3 pares de polos diferentes para nuestro convertidor electrónico:

$$\begin{array}{ccc}
 n_{\text{polos}} = 7 & n_{\text{polos}} = 8 & n_{\text{polos}} = 9 \\
 \eta = 428,5 \text{ rpm} & \eta = 272,7 \text{ rpm} & \eta = 187,5 \text{ rpm}
 \end{array}$$

Propuesta $n_{\text{polos}} = 7$

Intervalo de Velocidad 0,1 – 1 m/s										
V (m/s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
λ	0	0	0	22,43	17,94	14,95	12,82	11,21	9,97	8,97
Cp	0	0	0	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,17	0,17
P(W)	0	0	0	0,7	1,5	2,5	4,0	6,0	8,4	11,1
Intervalo de Velocidad 1,1 – 2,0 m/s										
V (m/s)	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
λ	8,16	7,48	6,90	6,41	5,98	5,61	5,28	4,98	4,72	4,49
Cp	0,12	0,22	0,28	0,32	0,35	0,37	0,38	0,39	0,40	0,42
P(W)	10,4	25,2	41,0	59,2	78,7	100,3	125,1	153,0	185,0	221,9
Intervalo de Velocidad 2,1 – 3,0 m/s										
V (m/s)	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
λ	4,27	4,08	3,90	3,74	3,59	3,45	3,32	3,20	3,09	2,99
Cp	0,43	0,44	0,46	0,48	0,50	0,50	0,51	0,52	0,53	0,54
P(W)	264,1	315,1	374,4	445,6	517,0	590,0	672,5	760,8	860,9	963,8

Tabla 23: Valores de potencia en función de la velocidad $n_{\text{polos}} = 7$

Propuesta $n_{polos} = 8$

Intervalo de Velocidad 0,1 – 1 m/s										
V (m/s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
λ	0,00	0,00	0,00	19,63	15,70	13,08	11,21	9,81	8,72	7,85
Cp	0	0	0	0,18	0,18	0,18	0,18	0,17	0,02	0,16
P(W)	0	0	0	0,7	1,5	2,5	4,0	5,8	0,8	11,0
Intervalo de Velocidad 1,1 – 2,0 m/s										
V (m/s)	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
λ	7,14	6,54	6,04	5,61	5,23	4,91	4,62	4,36	4,13	3,93
Cp	0,26	0,31	0,35	0,37	0,38	0,40	0,41	0,42	0,44	0,46
P(W)	23,1	36,1	50,8	67,2	86,4	108,0	133,7	163,6	200,7	246,1
Intervalo de Velocidad 2,1 – 3,0 m/s										
V (m/s)	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
λ	3,74	3,57	3,41	3,27	3,14	3,02	2,91	2,80	2,71	2,62
Cp	0,48	0,50	0,51	0,52	0,53	0,53	0,54	0,55	0,56	0,56
P(W)	298,5	352,3	411,1	476,7	548,5	623,4	708,7	801,3	907,5	1015,7

Tabla 24: Valores de potencia en función de la velocidad $n_{polos} = 8$ Propuesta $n_{polos} = 9$

Intervalo de Velocidad 0,1 – 1 m/s										
V (m/s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
λ	0,00	0,00	0,00	17,44	13,96	11,63	9,97	8,72	7,75	6,98
Cp	0	0	0	0,18	0,18	0,18	0,17	0,02	0,18	0,27
P(W)	0	0	0	0,7	1,5	2,5	4,0	0,6	8,7	18,3
Intervalo de Velocidad 1,1 – 2,0 m/s										
V (m/s)	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
λ	6,34	5,81	5,37	4,98	4,65	4,36	4,10	3,88	3,67	3,49
Cp	0,33	0,36	0,38	0,39	0,41	0,42	0,44	0,47	0,49	0,50
P(W)	29,1	41,1	55,5	72,0	91,3	114,9	143,8	181,6	223,2	268,6
Intervalo de Velocidad 2,1 – 3,0 m/s										
V (m/s)	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
λ	3,32	3,17	3,03	2,91	2,79	2,68	2,58	2,49	2,41	2,33
Cp	0,51	0,52	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,57	0,58	0,58
P(W)	316,4	371,6	431,6	497,8	576,1	656,5	743,7	837,8	935,9	1040,4

Tabla 25: Valores de potencia en función de la velocidad $n_{polos} = 9$



Volvemos a graficar los valores de potencia obtenidos frente a la velocidad en este caso para la segunda hipótesis, observamos cada una de las curvas de potencia que nuestro modelo de turbina puede generar en dicho rango de velocidades simuladas en el cálculo para cada par de polos propuesto. Obteniendo diferencias notables de potencia respecto los anteriores diseños.

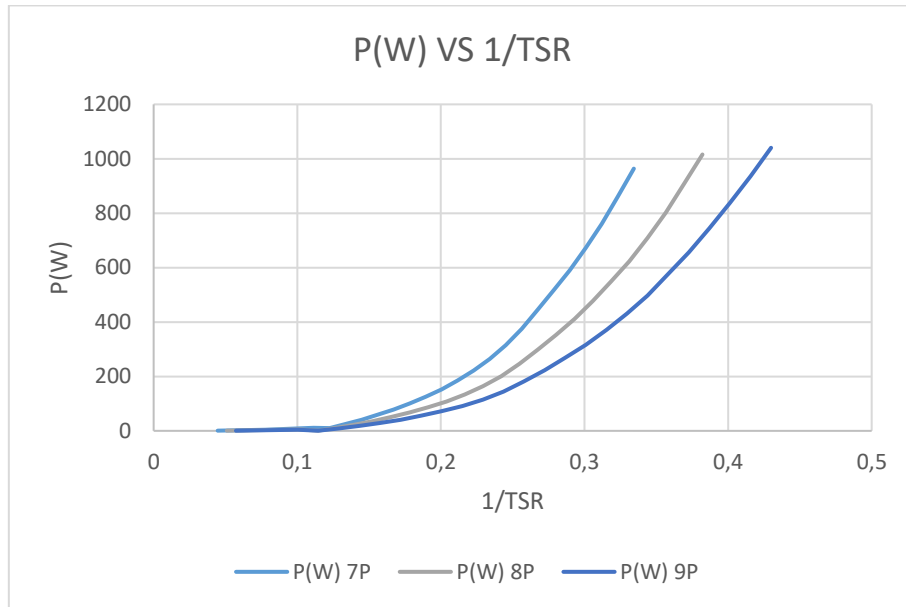


Figura 101: Potencia (W) VS Velocidad (m/s)

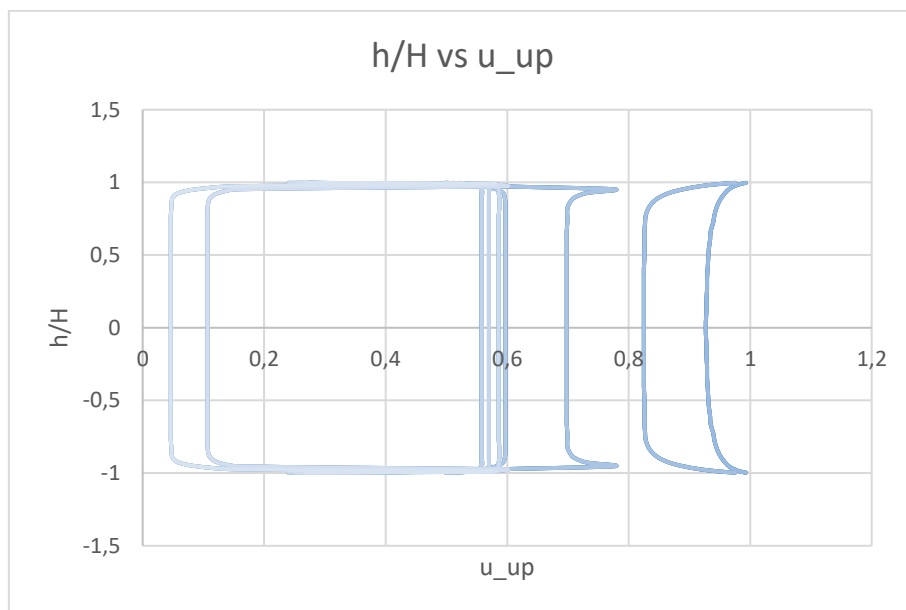


Figura 102: h/H vs u_up



Velocidad inducida ($U_{\infty} = (1 - a)$) en función de la altura de la turbina para cada Tip Speed Ratio (TSR) en la que se observa la simetría del perfil.

En la siguiente observamos el coeficiente de fuerza respecto al ángulo desde 0 a 360 grados, para cada Tip Speed Ratio (TSR). Las curvas representan las tensiones del elemento pala así mismo podemos observar, el cambio a largo del entre esfuerzos positivos y negativos dependiendo del ángulo en el que se encuentre el elemento.

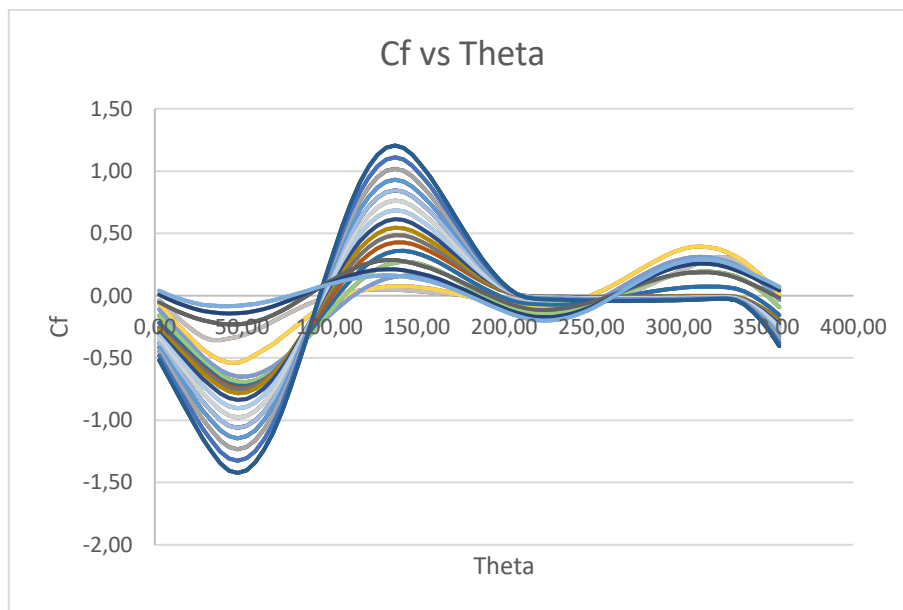


Figura 103: Cf vs theta

6.6.5 Simulación multiparámetro DMS

6.6.5.1 VAWT Simulation Parameters

Wind Speed Range		
Start: 1	End: 20	Delta: 0,5
Rotational Speed Range		
Start: 200	End: 500	Delta: 100
Pitch Range		
Start: 0	End: 10	Delta: 1
Definición de parámetros DMS		
Tip Loss: Si	Variable Induction F: No	

Tabla 26: Parámetros de simulación



Observamos la potencia de la turbina de estudio frente a la inversa del Tip Speed Ratio (TSR), para una velocidad de rotación distinta. A una mayor velocidad de rotación se obtiene un mayor valor de potencia siendo 1400 W la máxima potencia obtenida para 400 rpm.

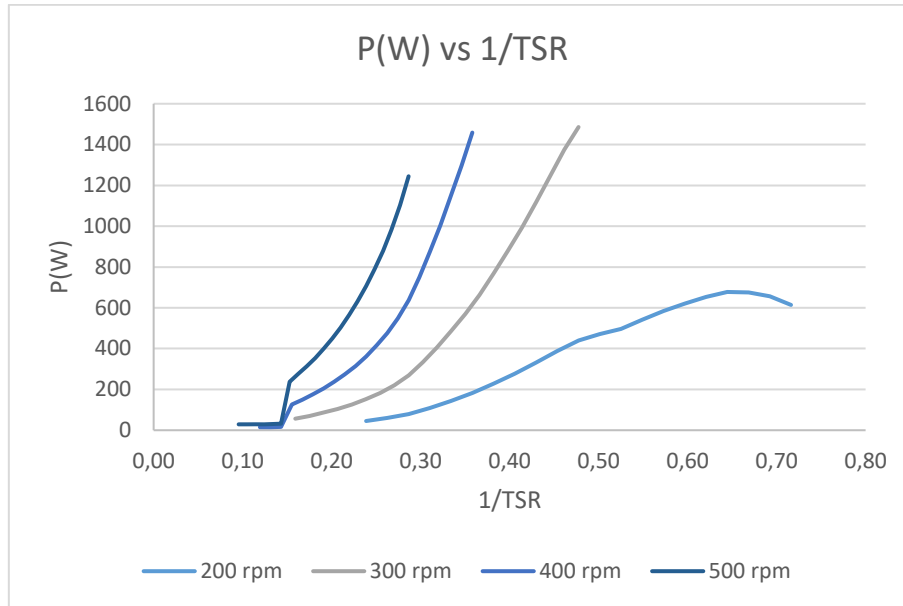


Figura 104: P(W) VS 1/TSR (QBlade)

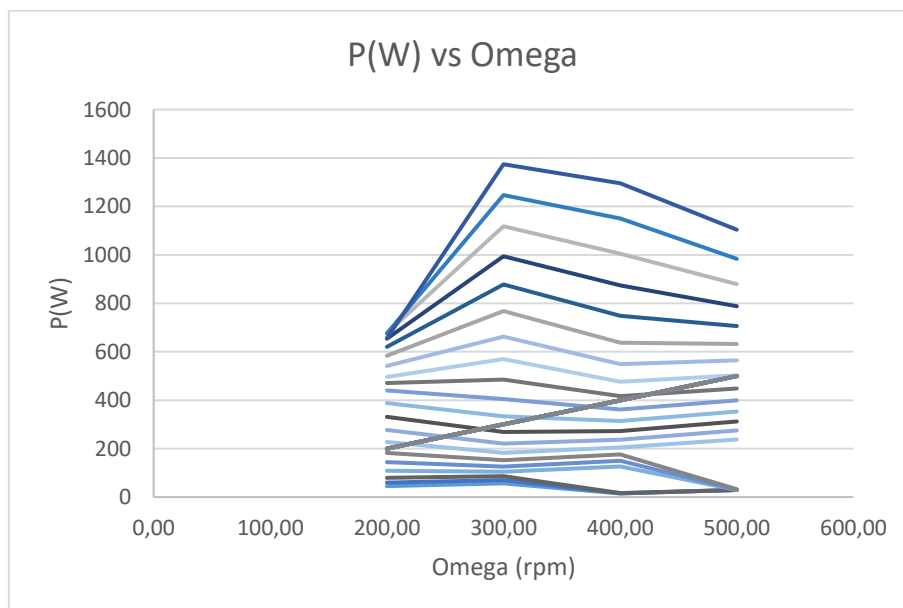


Figura 105: P(W) VS Omega (rpm)



En la gráfica de potencia frente a velocidad de giro figura 105, observamos como aumenta la potencia a medida que la turbina aumenta su velocidad, cada línea de la figura representa una velocidad del fluido, variando desde 1 a 3 cada 0.10 m/s.

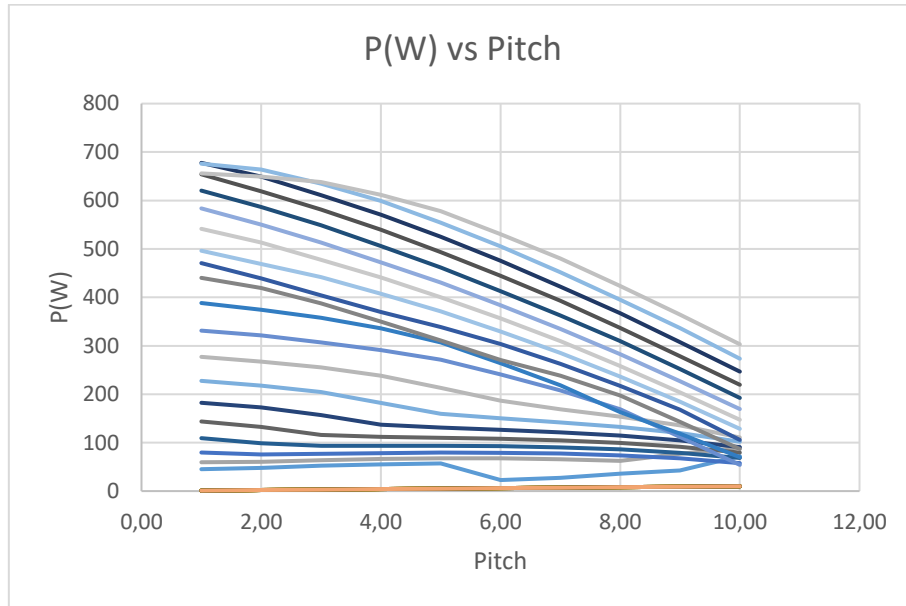


Figura 106: P(W) VS Pitch

De la gráfica de potencia frente a pitch observamos que al aumentar el pitch la potencia se ve disminuida, esto ocurre al desviar el flujo incidente sobre nuestra pala.



6.6.6 Energía anual

Para el cálculo de la energía anual previamente se debe realizar un análisis de armónicos, siendo este el más práctico para el estudio de la marea astronómica. Dicho análisis está basado en que la marea observada está formada por un número de componentes armónicas cuyos periodos han sido perfectamente establecidos y que coinciden con los períodos de algunos de los movimientos astronómicos relativos entre tierra-sol-luna.

Table 1		
Principal tidal constituents (Defant 1961)		
Name	Symbol	Period, solar hr
Principal lunar	M ₂	12.42
Principal solar	S ₂	12.00
Larger lunar elliptic	N ₂	12.66
Luni-solar semidiurnal	K ₂	11.97
Larger solar elliptic	T ₂	12.01
Smaller solar elliptic	L ₂	12.19
Lunar elliptic second order	2N ₂	12.91
Larger lunar evectional	v ₂	12.63
Smaller lunar evectional	λ ₂	12.22
Variational	μ ₂	12.87
Luni-solar diurnal	K ₁	23.93
Principal lunar diurnal	O ₁	25.82
Principal solar diurnal	P ₁	24.07
Larger lunar elliptic	Q ₁	26.87
Smaller lunar elliptic	M ₁	24.84
Small lunar elliptic	J ₁	23.10
Lunar fortnightly	Mf	327.86
Lunar monthly	Mm	661.30
Solar semiannual	Ssa	2191.43

Figura 107: Principales componentes armónicos

En la figura 107 podemos observar el periodo de la principal componente armónica lunar, $M_2=12,42$ h, es decir 12 h y 25 min; y el periodo mensual de la fase lunar, $M_m=661,30$ h, aproximadamente 28 días.

Definidas las componentes armónicas, realizamos el cálculo del ciclo lunar mediante la siguiente ecuación:

$$1,5 + 1,5 \cos\left(\frac{2\pi}{t_{M_m}} t\right) \sin\left(\frac{2\pi}{t_{M_2}} t\right)$$

Ecuación 77



El primer término $1,5 + 1,5 \cos\left(\frac{2\pi}{t_{Mm}} t\right)$ corresponde a la amplitud y el segundo término $\sin\left(\frac{2\pi}{t_{M_2}} t\right)$ a la oscilación diaria. Una vez damos valores a t (min) y fijadas las componentes armónicas obtenemos el ciclo de marea para un periodo dado.

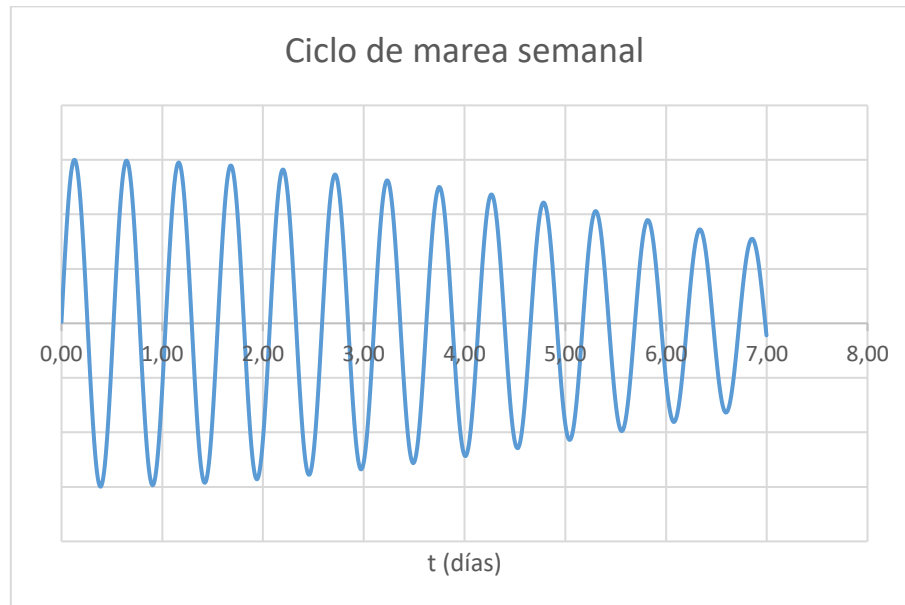


Figura 108: Fase de marea

A partir del ciclo de marea podemos obtener la distribución del conjunto de datos de velocidades de marea en una localización tipo mediante un histograma, observando la información reflejada vemos como la concentración de velocidad oscila en gran medida en los 1,5 m/s, el rango desde los 1,4 a 1,8 m/s es el que se repite en mayor número a lo largo del periodo de marea, es decir durante un mes lunar. Por lo tanto, a efectos de cálculo es correcto tomar como referencia de velocidad igual a 1,5 m/s ya que la turbina de estudio trabajara en gran medida en ese rango de velocidades.

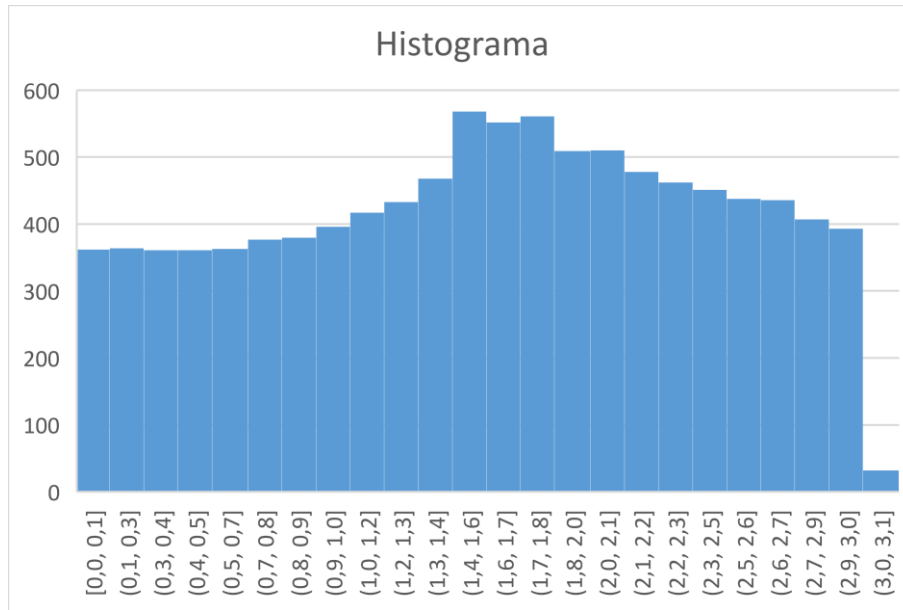


Figura 109: Histograma de marea

Una vez obtenido el ciclo de marea, podemos calcular la potencia generada por una turbina concreta durante este ciclo. Con la ecuación 52 anteriormente descrita calculamos la curva de potencia de la turbina Smart Smile desarrollada en el presente trabajo fin de master que obtuvo un coeficiente de potencia de 0,58. De dicha curva podemos obtener la potencia generada a partir de una velocidad de fluido, como anteriormente hemos podido comprobar en la distribución del conjunto de datos de velocidad, el rango de funcionamiento de la turbina estará localizado en torno a los 1,5 m/s por ello nuestra potencia generada estará en el orden de los 140 W.

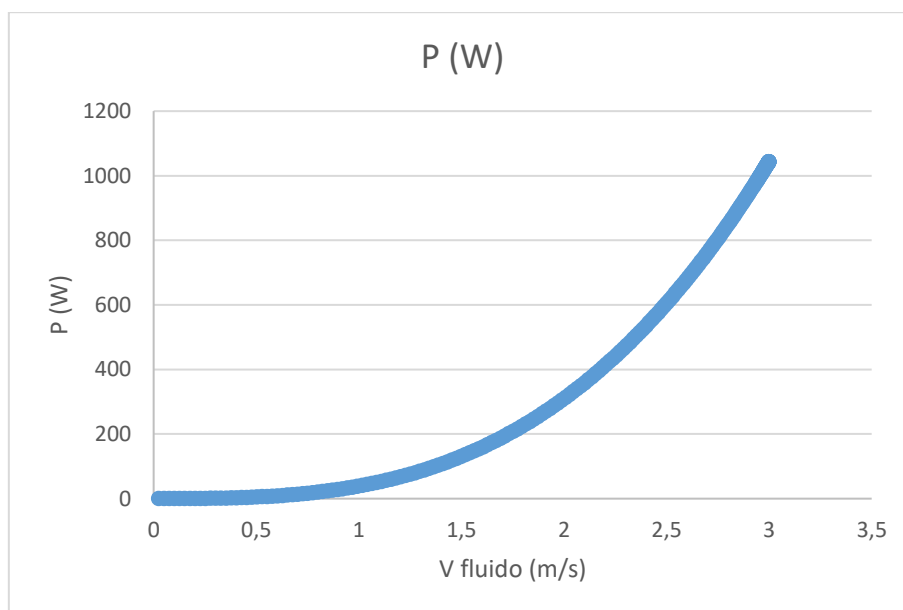


Figura 110: Potencia (W) vs V(m/s)



6.6.7 Límites de Betz

Según Betz, existe un límite teórico a la cantidad de energía que se puede extraer de un fluido sin límites físicos. En el caso de un disco actuador, una turbina de flujo axial, por ejemplo, el límite sería de 59% (Betz, 1920) (Lanchester, 1915). No obstante, se ha demostrado que el límite correspondiente para una turbina de flujo cruzado es ligeramente superior, 64% (Newman, 1983) y puede ser mayor, alcanzando un límite general del 66,6% para una gran cantidad de turbinas (Newman, 1986). Dichos límites teóricos son generalmente válidos para las turbinas eólicas, pero no para las turbinas submarinas por la suposición poco realista de un flujo ilimitado (Garrett & Cummins, 2004), la proximidad del lecho marino y la superficie libre del mar que si influyen en la restricción del flujo (Ian G. Bryden et al., 2007) (Whelan, Graham, & Peiró, 2009). Resultado de ello, en relación a su entorno las turbinas de mareas que son de un tamaño significativo, pueden exhibir valores de C_p que superan ampliamente los límites de Lanchester-Betz.

En los ensayos realizados en este trabajo fin de master se obtienen para dos de los diseños de turbinas, valores de C_p superiores al límite de Betz no debido a las condiciones del emplazamiento de la turbina sino a la doble contribución del fluido al giro del rotor, es decir, al atravesar la turbina, el fluido desplaza la primera pala a la entrada del rotor y una vez se dispone a salir vuelve a contribuir al giro. Por tanto tenemos dos etapas en las que el fluido aporta movimiento a su paso por el rotor, generando así un coeficiente de potencia mayor. A continuación se exponen los valores que se han alcanzado del coeficiente de potencia:

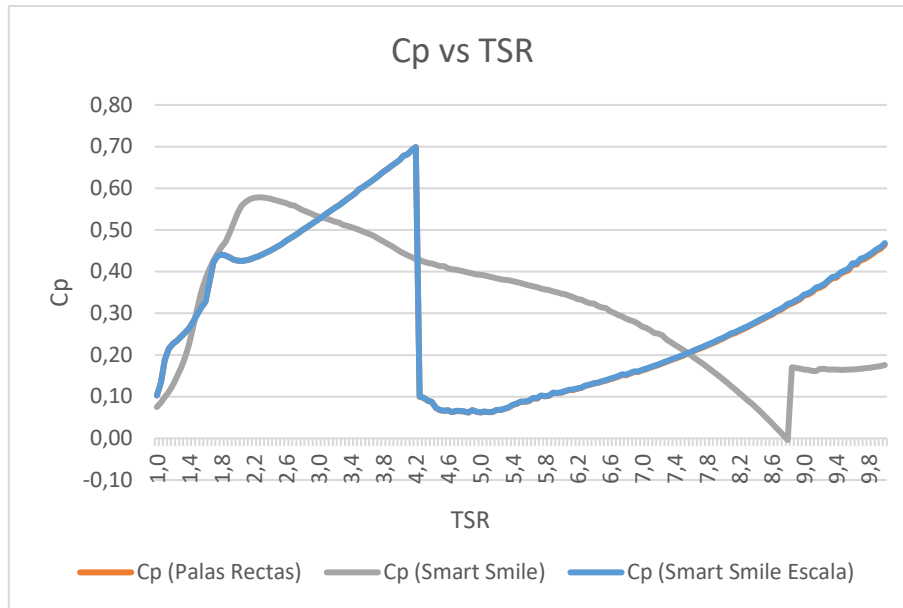


Figura 111: $P(W)$ vs fase de marea

Las turbinas de estudio 1. Palas rectas y 2. Smart smile escala, trazan una curva de coeficiente de potencia idéntica. Mientras que la turbina 3. Smart smile alcanza un menor valor del coeficiente de potencia, pero por el contrario no cae tan rápido como las dos anteriores. Es en las dos primeras turbinas donde se supera el límite de Betz y aunque existen multitud de publicaciones en donde se analiza superar dicho límite (Vennell, 2013) (Takafumi Nishino, 2013), no se considera un concepto correcto, ya que en aquellos casos donde el flujo esté confinado y presente su correspondiente bloqueo, no aprovecha únicamente energía cinética, sino también aquella motivada por la variación de la superficie libre. Este efecto, conocido como bloqueo, es más notorio en los canales de marea donde el flujo está limitado no solo por el lecho marino y la superficie, sino también por las paredes del canal.



Capítulo 7

Conclusiones

Caracterización de una turbina mareomotriz de eje vertical



7 Conclusiones

Este trabajo fin de master nace con el afán de desarrollar y dar viabilidad técnica, mediante la caracterización de varias turbinas, a un proyecto de energía renovable. Su objetivo es fomentar la construcción, investigación y puesta en marcha de estaciones de energía mareomotriz demostrando su viabilidad energética. Para ello se han desarrollado tres diseños diferentes de turbinas mediante un programa de cálculo y una vez han sido expuestos los resultados, se ha concluido cuál de los tres diseños se adapta mejor a las condiciones de marea con las que se han trabajado.

En base a los resultados obtenidos, tales como coeficientes aerodinámicos frente a velocidad, curvas de potencia, ángulo o pitch, se concluye:

- Aportando un ángulo circular en las palas del rotor los esfuerzos de resistencia en el elemento son menores; esto es debido a un mejor comportamiento en el paso del fluido entre las palas del rotor.
- Una turbina a con ángulo circular en sus palas genera la misma potencia que una turbina con palas rectas; por tanto, es más económico fabricar una turbina de palas rectas.
- Queda demostrado la posibilidad de superar ligeramente el límite de Betz debido a la doble contribución del fluido al giro del rotor.
- Es viable la obtención de energía a partir de las turbinas de estudio, en concreto la turbina Smart Smile, su diseño presenta un buen comportamiento frente a los esfuerzos generados en las palas del rotor y a su curva de potencia.
- La construcción de un parque de microgeneración formado por un conjunto de microturbinas es un proyecto energéticamente viable.

A continuación, se realiza una síntesis del proceso de estudio y caracterización de las turbinas de eje vertical donde se citan los objetivos alcanzados.

- Revisión bibliográfica, análisis de información
- Estudio de los diferentes modelos teóricos bidimensionales de turbina, así como los conceptos fundamentales de aerodinámica bidimensional.
- Caracterización e implementación de varias turbinas tipo a desarrollar.



- Aprendizaje, manejo e interpretación de curvas de funcionamiento obtenidas mediante el software libre QBlade.
- Evaluación de su funcionamiento en un emplazamiento tipo.
- Viabilidad técnica demostrada a través de
- Descripción del proceso de cálculo, redacción, análisis y síntesis del trabajo realizado.

Cabe destacar las líneas de mejora del presente trabajo fin de master centradas en realizar un análisis experimental en el laboratorio mediante la fabricación de una turbina a escala.



Capítulo 8

Bibliografía

Caracterización de una turbina mareomotriz de eje vertical



8 Bibliografía

- [1] http://benasque.org/2009fronterasenergia/talks_contr/064ERP-Problema_Ener.pdf
- [2] Dieter Holm, D.Arch. *Renewable energy future for the developing world.*
http://mba.americaeconomia.com/sites/mba.americaeconomia.com/files/paper_iser_dieter_holm.pdf
- [3] <http://www.energiasrenovablesinfo.com/oceanica/energia-mareomotriz-ventajas-inconvenientes/>
- [4] Gilbert M. Masters (2004) Stanford University. *Renewable and Efficient Electric Power Systems" G. Masters*
- [5] Erich Hau. (2000) *Wind Turbines Fundamentals, Technologies, Application, Economics*
- [6] *Aeronáutica general. Capítulo II. Instituto Universitario Aeronáutico*
- [7] Anderson, J. (1999). *Aircraft Performance and Design.* New York: McGraw-Hill.
- [8] Anderson, J. (2001). *Fundamentals of Aerodynamics.* New York: McGraw-Hill.
- [9] Abbot & Doenhoff (1949). *Theory of Wing Sections.* New York: Dover Publications.
- [10] Bertin, John J. (2002) *Aerodynamics for Engineers, p. 160.* New Jersey: Prentice Hall.
- [11] Carmona, A. (1999). *Aerodinámica y Actuaciones del Avión.* Madrid: Thomson Paraninfo.
- [12] Raymer, D. (1999). *Aircraft Design: A Conceptual Approach.* Reston. American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc.
- [13] *Power Generating System Including Modular Wind Turbine-Generator Assembly*
- [14] David Marten. (2014). *QBlade Short Manual v08.*
- [15] David Marten. Juliane Wendler. (2013). *QBlade guidelines v06.*