



Universidad de Jaén

Escuela de Doctorado

TESIS DOCTORAL



POTENCIALES ENERGÉTICOS DE TIPO RENOVABLE PENDIENTES DE DESARROLLO

**PRESENTADA POR:
FRANCISCA M^a GUERRERO VILLAR**

**DIRIGIDA POR:
D^a ELOISA TORRES JIMÉNEZ
D. JOSÉ MANUEL PALOMAR CARNICERO**

JAÉN, 10 SEPTIEMBRE 2018

ISBN

ARTÍCULOS Y PATENTES INCLUIDAS EN LA PRESENTE TESIS.

“Development of Vertical Wind Turbines via FDM Prototypes”.

Desarrollo de Turbinas Eólicas Verticales mediante prototipos FDM.

Publicado en la revista científica Procedia Engineering de la editorial Elsevier, disponible en Science Direct con <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.12.482>.

ISSN: 1877-7058

Año 2015

Q2 Scopus: 126/262 General Engineering

<https://www.scopus.com/sources>

“A numerical and experimental study of a new Savonius wind rotor adaptation based on product design requirements”. (3ª autora)

Estudio experimental y numérico de una nueva adaptación del rotor eólico Savonius en base a criterios de producto.

Publicado en la revista científica Energy Conversion and Management de la editorial Elsevier, disponible en Science Direct: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.058>.

ISSN: 0196-8904

ISSNe: 1879-2227

Año 2017

Factor de impacto 2017: 6.377 (Índice JCR)

<http://jcr.incites.thomsonreuters.com> Q1 WOS: 11/97

Estudio mecánico de un Generador Eólico de Eje Vertical basado en análisis dimensional.

Publicado en el Libro de Artículos del XXI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica.

Editorial Universidad Miguel Hernández de Elche

ISBN: 978-84-16024-37-7

Año: 2016

Calibración de la Incertidumbre de un anemómetro de cucharillas.

Publicado en el Libro de actas del XIII Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica.

Editorial FCT Faculdade de Ciências e Tecnologia UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

ISBN: 978-989-95683-4-1

Año: 2017

“New measurement method to decrease wind power density uncertainty via an alternative calibration of a cup anemometer”.

Nuevo método de medida para disminuir la incertidumbre de la densidad de potencia mediante un método alternativo de calibración.

En proceso de revisión en la revista MEASUREMENT de la editorial Elsevier.

ISSN: 0263-2241

Factor de Impacto año 2017: 2.218 (Índice JCR)

<http://jcr.incites.thomsonreuters.com> Q1 WOS: 19/85

PATENTE

Dispositivo para la medición de la viscosidad y densidad del aire ambiente y método de uso.

En proceso de revisión por la OEPM.

Número de patente: P201830873



TABLE OF CONTENTS/ ÍNDICE

Agradecimientos	3
Acknowledgements	3
Resumen	5
Abstract	7
1. Introducción	9
1.1. Energía, medioambiente y políticas energéticas	9
1.2. Datos estadísticos sobre energía renovable	12
1.3. Precios de las tecnologías de energía renovable	15
1.4. Previsiones sobre energías renovables	17
2. Objetivos	23
2.1. Objetivo preliminar	23
2.1.1. Líneas de investigación resultantes	24
2.2. Objetivos tecnológicos	25
3. La energía eólica como centro de la presente investigación (objetivo preliminar)	27
3.1. Metodología	27
3.2. Resultados	28
3.2.1. La energía eólica marina “offshore”	35
3.2.2. Energía eólica (Estado del arte)	38
3.3. Conclusiones	55
4. Teoría aerodinámica de álabes que rotan paralelamente al eje azimutal (objetivo 1º)	57
4.1. Metodología	58
4.2. Resultado	62
4.2.1. Pitch y ángulo de ataque adecuado a cada posición del álabe según la coordenada azimutal	67
4.2.2. Coeficiente de momento, CM, y Coeficiente de potencia, CP	71
4.2.3. Validación con datos experimentales	78
4.3. Conclusiones	79
5. Mecanismo centrífugo para la regulación del Pitch de las S-VAWT (objetivo 2º)	81
5.1. Metodología	81
5.2. Resultados	82
5.2.1. Mecanismos de regulación de Pitch existentes	82
5.2.2. Análisis del Pitch optimizado	86
5.2.3. Emulando el Pitch óptimo	90
5.2.4. Posibles nuevos mecanismos	93
5.2.5. Resultados de la regulación centrífuga	98
5.2.6. Ecuaciones dinámicas y cinemáticas	101
5.3. Conclusiones	103
6. Diseño y construcción de prototipos S-VAWT con regulación del Pitch. Fabricación de álabes con técnicas FDM (objetivo 3º)	105
6.1. Metodología	106
6.2. Resultados	107

6.2.1. Sobre la fabricación de álabes	107
6.2.2. Resultados etapa de diseño	125
6.2.3. Resultados etapa de fabricación	129
6.3. Conclusiones	136
6.4 Agradecimientos etapa fabricación	138
7. Ensayo de prototipos en túnel de viento: medidas de potencia en función de la regulación (objetivo 4º)	139
7.1. Metodología	139
7.2. Resultados	148
7.2.1. Análisis dimensional para detectar variables de influencia	149
7.2.2. Curvas de Potencia	151
7.3. Conclusiones	156
7.4. Agradecimientos etapa ensayos	158
8. Ensayo de prototipos en espacios exteriores: Preparación de equipos, análisis influencia de parámetros ambientales (objetivo 5º)	159
8.1. Metodología	160
8.2. Resultados	164
8.2.1. Calibración del anemómetro de cucharillas a densidad constante	165
8.2.2. Calibración del anemómetro de cucharillas teniendo en cuenta el efecto de las condiciones ambientales	167
8.2.3. Cálculo de potencia entregada por una turbina en emplazamientos exteriores	171
8.2.4. Cálculo de la probabilidad de viento de un emplazamiento concreto	173
8.2.5. Cálculo de la AEP genérica y específica	175
8.3. Conclusiones	179
9. Conclusiones generales	181
General conclusions	184
10. Futuras líneas	187
Referencias	189
Anexo I_ Proyectos de eólica marina flotante (FOWT) en desarrollo a nivel mundial	195
Anexo II_ Artículo “Procedia Engineering”	201
Anexo III_ Artículo “Energy conversion and management”	211
Anexo IV_ Artículo XXI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica	237
Anexo V_ Artículo XIII Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica	247
Anexo VI_ Artículo “Measurement”	257
Anexo VII_ Patente	275

Agradecimientos

Agradezco a mis padres todas las oportunidades de formación que me han brindado a lo largo de los años; y especialmente les dedico a ellos este trabajo, porque gracias a su apoyo he podido compaginar las muchas horas de investigación con mis responsabilidades familiares.

Apenas soy capaz de describir la increíble satisfacción que es explorar más allá de los límites del conocimiento escrito; esa sensación que solo otros investigadores pueden comprender se la dedico a mis directores, porque me han guiado con paciencia en tan complicado proceso, y por la confianza que han depositado en mí.

Doy gracias al Beato e ingeniero D. Álvaro del Portillo, al que me encomendé al comienzo de la tesis, porque he tenido la suerte de encontrar atisbos de luz entre tinieblas; a cambio de dicha fortuna he ofrecido a Dios el esfuerzo de articular lo hallado, a sabiendas de que sin su beneplácito nada se habría descubierto.

Acknowledgements

I thank to mi parents all the training opportunities, that they have offer me over the years; and I dedicate them this work, because with them support I have had the chance to conciliate a huge of study hours with the family tasks.

Hardly I am able to describe the amazing satisfaction of exploring outside the written knowledge limits; I wish dedicate this sensation, that only other researchers can understand, to my directors, because they have driven me patiently in such difficult process, and for the trust placed in me.

I am grateful to the Blessed and engineer D. Alvaro del Portillo, whom I entrust myself at the Ph.D. starting, because I have got the luck to glimpse light inside the dark; in account to this fortune I have offer Good the effort to translate to papers the researching results, knowing that without His approval nothing would be discovered.



Resumen

En los primeros capítulos se ponen a disposición del lector los últimos datos publicados sobre capacidad de potencia renovable, tanto nueva instalación como acumulada; se analizan datos de energía generada según el tipo de tecnología, así como valores actualizados de costes de producción. Se ofrece un estudio completo de la situación presente y futura de la energía renovable.

Dentro de la visión global de la energía renovable, destaca la eólica marina modalidad flotante; la cual se está configurando según muchos expertos, como la energía del futuro. Numerosos países realizan en la actualidad proyectos demostrativos a escala real; se resumen en el Anexo I.

Los generadores eólicos de tipo vertical podrían ser una mejor opción en emplazamientos marinos, pero hay muchas incógnitas sin resolver sobre los mismos. Por ello, en el capítulo 4 se plantea un completo estudio teórico sobre aerodinámica de turbinas eólicas de eje vertical con álabes rectos (S-VAWT), validado con datos experimentales de la presente tesis, y con casos a escala real publicados por otros autores.

Con dicho estudio se comprenden y deducen muchos aspectos de las S-VAWT, hasta ahora desconocidos, especialmente en lo relativo al proceso de puesta en marcha; los detalles se encuentran en el capítulo 5. En dicho capítulo además de proponer una variación del Pitch, que optimiza la potencia de las S-VAWT, se ha ideado un sencillo mecanismo que regula la posición de los álabes. Esto en sí es una gran novedad, pues desde el Cyclogiro desarrollado en 1977 con una patente de 1936, no se ha materializado ninguna propuesta alternativa para la regulación de estas turbinas.

En el capítulo 6 se indaga sobre la posibilidad de aplicar técnicas de impresión 3D, para construir varios prototipos del nuevo mecanismo de regulación propuesto. Con dichos prototipos se realizan sendos experimentos en varios túneles de viento; los resultados se analizan en el capítulo 7, donde también se puede consultar un elaborado

procedimiento para determinar curvas características en laboratorio. En el anexo IV, se deducen fórmulas para extrapolar los datos de laboratorio a escalas mayores.

Como colofón se estudia la operativa para realizar medidas de potencia en campo de los prototipos eólicos. Para ello en el capítulo 8, se propone la medición de viento usando anemómetros de cucharillas, con novedosas técnicas de calibración que reducen la incertidumbre del cálculo de la producción anual de energía.

El estudio de los experimentos de calibración, revela el efecto de las variables ambientales (densidad del aire y viscosidad cinemática), en la rotación del anemómetro de cucharillas cuando el viento es constante. Este importante hallazgo no solo mejora las mediciones de velocidad del viento y potencia eólica, sino que además brinda la oportunidad de patentar un nuevo dispositivo para medir físicamente la densidad y viscosidad de aire húmedo (Anexo VIII). Esta patente podría suponer un patrón metrológico de primer nivel para ambas magnitudes.

Los hallazgos revelados en la presente disertación se han divulgado a través de 3 artículos de investigación JCR-Q1, uno de ellos ya publicado y dos de ellos en revisión; 1 artículo publicado en una revista revisada por pares, 2 documentos de conferencias internacionales, 1 documento de conferencia nacional y 1 patente.



Abstract

The present doctoral dissertation starts with a state of art regarding renewable energy. This energy is analysed according to the type of technology and updated values of production costs. A prediction of future of the renewable energy is also included.

Among the renewables energies studied, the floating offshore wind energy stands out as clean and sustainable energy. Researchers claim that wind energy is the energy of the future, what has currently encouraged countries to carry out real scale demonstrations projects for research purposes (see Annex I).

Vertical axis wind turbines are proposed as an optimal option for offshore locations, but there are still many challenges facing this project. In order to overcome some of these challenges, chapter 4 deals with a complete theoretical study on the aerodynamics of straight- bladed vertical axis wind turbines (S-VAWT), which has been validated by means of experimental tests obtained in the present work and using the data provided by previous researchers who tested real-scale turbines.

Chapter 4 allows understanding aspects of the behaviour of S-VAWT hitherto unknown, in particular those related to the start process of the turbine. Chapter 5 shows the details of this process and a proposal to optimize the turbine power via the Pitch variation. This variation is achieved by means of a novel and simple mechanism, which regulates the blades position. The novelty of this mechanism is highlighted because no other regulation systems have been developed since 1977 when a patent written in 1936 was built.

Chapter 6 deals with the possibility to apply 3D printing techniques to build several wind turbine prototypes, which include the new regulatory mechanism. Those mechanism has been tested in two different wind tunnels. The results obtained are provided and analysed in chapter 7 together with a detailed description of the procedure to determine the experimental characteristic curves. Annex IV shows a

description of the formulation to extrapolate the data obtained from testing a prototype at the laboratory to greater scale wind turbines.

Finally, the in-field testing procedure to determine power from the proposed prototypes is studied. Chapter 8 shows how to measure wind speed via a cup anemometer applying a novel calibration technique that decreases the uncertainty of the Annual Energy Production estimation.

The study performed about the calibration tests reveals the effect of ambient variables (air density and kinematic viscosity) on the anemometer rotation when the wind speed remains constant. This important finding not only improves the measurements of wind speed and power, but also provides the opportunity to patent a new device the density and viscosity of moist air (see Annex VIII). This patent could be a metrological pattern of first level for both magnitudes.

The findings revealed in the present dissertation have been disseminated through 3 research papers JCR-Q1, one of them already published and two of them under review, 1 paper published in a peer review journal, 3 international/national conference papers and 1 patent.

1. Introducción

Se revisa en este apartado la energía renovable en su conjunto, mediante una recopilación de los últimos datos publicados por distintas instituciones gubernamentales y prensa especializada.

La información recabada, se analiza con la intención de comparar y tener una visión global del potencial de las tecnologías más relevantes en la generación de energía renovable.

1.1. Energía, medioambiente y políticas energéticas

El consumo de energía es sin duda uno de los aspectos más relevantes del mundo actual, característico de un estilo de vida moderno, y motor de la economía, pues evoluciona paralelamente al PIB de los países desarrollados.

En contrapartida es igualmente notable el impacto del consumo energético en el medio ambiente, por una parte está la problemática del agotamiento de los recursos energéticos fósiles, y por otra parte la contaminación de recursos naturales como son suelos y ríos. Sin embargo hay que destacar el impacto del consumo energético en el medioambiente a escala global: cambio climático, lluvia ácida y la destrucción de la capa de ozono; problemáticas que son el centro de alianzas políticas internacionales.

Una de las principales causas del cambio climático, es el conocido como efecto invernadero; refiriéndose al calentamiento de la biosfera como consecuencia de la emisión a la atmósfera de compuestos resultantes de la actividad humana (antropogénicos), que retienen las radiaciones de onda larga en la misma, elevando su temperatura como si de un invernadero se tratara.

Son varios los gases antropogénicos de efecto invernadero, pero el que más contribuye al mismo según datos de la EPA-2018 [1], en una proporción del 81.5%, es el dióxido de carbono, CO₂.

Según dicho informe [1], el 93.5% de las emisiones de CO₂ (en USA durante 2016) proceden del uso de combustibles fósiles.

Por otra parte, el Foro internacional del G20¹, contabiliza el 80% del consumo total de energía en el mundo, el 80% del PBI y cerca del 65% de la población mundial; de tal modo que esta hegemonía tuvo en 2015 una contribución del 81% a las emisiones de CO₂ por combustibles fósiles

¹ Foro internacional del G20: Argentina, Australia, Brasil, Canadá, China, India, Indonesia, Japón, Corea del Sur, México, Federación Rusa, Arabia Saudita, Sudáfrica, Turquía, Estados Unidos, la Unión Europea-28.

[2], siendo especialmente significativas las partidas correspondientes a China (28%), USA (15,5%), Unión Europea-28 (10%) e India (6,4%); aunque la previsión de India para 2040 es que suba al 11%.

Ante el reto que supone el cambio climático, 195 países negociaron en 2015 el marco del “Acuerdo de París”, durante la XXI Conferencia sobre Cambio Climático (COP 21). El objetivo principal de dicho acuerdo es mantener el aumento de la temperatura media mundial muy por debajo de 2 °C con respecto a los niveles preindustriales; su aplicabilidad comenzaría en el año 2020, momento en el que finaliza la vigencia del Protocolo de Kioto. El acuerdo se ha ratificado por la mayoría de los participantes, aunque Estados Unidos abandonó el mismo el 1 de junio de 2017.

Debido al peso que tienen los combustibles fósiles en el calentamiento global, la transición hacia energías de tipo renovable es el principal mecanismo para superar esta problemática mundial. Pero la ambición no es solamente descarbonizar, si no lograrlo de forma sostenible.

La Unión Europea está reconocida a nivel mundial como líder en políticas públicas (directivas y mecanismos de promoción), para la reducción de gases de efecto invernadero, siendo su último planteamiento regulatorio el denominado “Paquete de Energía Limpia de la Comisión Europea”, presentado el 30 de noviembre de 2016, con tres objetivos fundamentales: dar prioridad a la eficiencia energética, convertir a Europa en líder mundial de energías renovables y ofrecer un trato justo a los consumidores (que particulares paguen precios más bajos, y empresas sean competitivas energéticamente). La propuesta ambiciosa para el año 2030 una reducción del 40% de los gases de efecto invernadero, mejora de al menos el 27% de la eficiencia energética, alcanzar el 35% de contribución de las energías renovables a energía final, incrementar hasta el 50% la penetración de energías renovables en el sector eléctrico, y lograr el 15% de las interconexiones. En el sector transporte, se propone que los proveedores de combustibles suministren al mercado biocarburantes avanzados² (de 0,5% en 2021 a 3,6% en 2030), y electricidad renovable para automoción (de 1% en 2021 hasta por lo menos el 3,2% en 2030); se limita el papel de los biocarburantes producidos a partir de cultivos alimentarios (especialmente oleaginosos), reduciendo su contribución del 7% en 2021 al 3,8% en 2030. En conjunto para el año 2050 se prevé una reducción de emisiones entre el 80% y el 95%. Los estados miembro tienen de plazo hasta el 1 de enero de 2019, para presentar los planes nacionales integrados de energía y clima 2021-2030. [3]

² Insumos energéticos no alimenticios de naturaleza sostenible.

La anterior Directiva de Energías Renovables de 2009, ya puso a la Unión Europea a la vanguardia para combatir el cambio climático, fijó como objetivo para el 2020, que el 20% del consumo energético fuese de tipo renovable y que el 10% de los carburantes utilizados fuesen biocarburantes, aunque posteriormente la directiva UE 2015/1513, conocida como directiva ILUC, reajustó el límite de biocarburantes al 7%. En concreto en España la Directiva del 2009, se planificó a través del Plan de Acción Nacional de Energías Renovables, PANER 2011-2020, con el objetivo nacional de que las renovables alcancen el 22,7% en la matriz energética global, y tengan una contribución del 42% en la matriz eléctrica [4].

Como resultado de la Directiva de Energía Renovables del 2009, y de su antecesora conocida como “Libro Blanco” de 1997 [5], el balance de emisiones de CO₂ por combustibles fósiles en la Unión Europea-28 respecto a 1990, ha sido una reducción del 20.5% registrada al cierre de 2015 [2].

Por considerarse el dato anterior un caso de éxito en políticas energéticas, el Consejo de Medio Ambiente de la Unión Europea, subraya en base a su experiencia, que para alcanzar el objetivo del “Acuerdo de París”, las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero deben alcanzar sus valores máximos en 2020, reducirse al menos un 50 % en 2050 en comparación con 1990, y aproximarse a cero o estar por debajo de cero en 2100 como muy tarde [6].

En este sentido, AIE, Agencia Internacional de la Energía, e IRENA, Agencia Internacional de Energías Renovables, han publicado recientemente un estudio sobre las “Perspectivas de la Transición Energética 2017: Inversión necesaria para un Sistema Energético bajo en Carbono” [7], el estudio augura una probabilidad del 66% en cuanto a lograr la meta del Acuerdo de París; remarcando la importancia de la implicación de los países del G20, y teniendo en cuenta la diversidad de circunstancias de los países integrantes. Ambas agencias establecen en dicho estudio, las siguientes premisas:

- o Una fuerte fijación de precios de carbono, a través de medios tales como el comercio de emisiones o un impuesto sobre el carbono.
- o La mayor parte de reducción de las emisiones hasta 2050 se podría obtener de las energías renovables y la eficiencia energética.
- o Deberán tenerse en cuenta la tecnología de captura y almacenamiento de carbono (CCS) y la nuclear, ya que tendrán un papel complementario en la transición.
- o Alrededor del 70% del mix de suministro de energía global, en 2050 debería ser bajo en carbono.

Por tanto la energía renovable juega un papel primordial, siendo una pieza clave dentro de las políticas energéticas de índole mundial, como pieza clave en el reto de reducir las emisiones de CO₂.

La Agencia Internacional de la Energía, AIE, en su estudio “World Energy Outlook” [8], coincide en que es fundamental la implicación de China, India y EEUU, en la consolidación de las energías renovables, especialmente solar y eólica. También se prevé que Europa se afianzará en la energía eólica, mejorando además la garantía de suministro. También se destaca en dicho estudio que las energías renovables se están convirtiendo en la forma más barata de generación eléctrica; desde 2010 los costes de solar fotovoltaica han disminuido un 70%, los de eólica un 25%, y las baterías han bajado un 40%.

Otra información de interés analizada por la AIE [8], es el significativo aumento de la electricidad en la matriz de usos finales de la energía: en 2016, los gastos de los consumidores de todo el mundo en electricidad alcanzaron casi la paridad con sus gastos en productos derivados del petróleo. Previsiblemente representará el 40% del aumento de aquí al 2040, sobre el consumo final de energía; esto facilita la transición a las energías renovables, ya que el destino del 50% de las instalaciones de energía renovable establecidas en países desarrollados es producir electricidad.

1.2. Datos estadísticos sobre energía renovable

A continuación se presenta la matriz energética, del suministro global de energía primaria a nivel mundial en 2016 (Fig. 1).

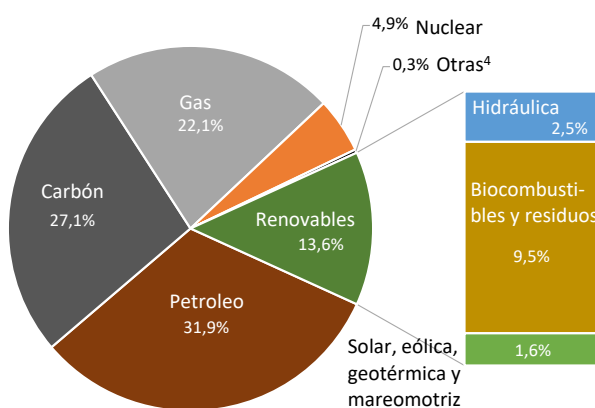


Figura 1. Partidas del suministro global de energía primaria (TPES³) en el mundo, 2016.⁵

³ TPES, acrónimo en inglés de “Total Primary Energy Supply”, cuantifica energía.

⁴ No incluidas en otras partidas, por ejemplo celdas de combustible.

⁵ Elaboración propia, con datos de la AIE “Renewables information: overview” edición de 2018 [9]

La partida de biocombustibles y residuos es con diferencia la más cuantiosa dentro del capítulo de energía renovable, esto es debido al extendido uso de biomasa y carbón vegetal en países en vías de desarrollo, donde esta energía es utilizada para calefacción y preparación de alimentos en el ámbito no comercial. Biocombustibles líquidos, solar, eólica, geotérmica, biogases, residuos municipales y mareomotriz, son partidas minoritarias en comparación con la anterior; obsérvese la Fig. 2.

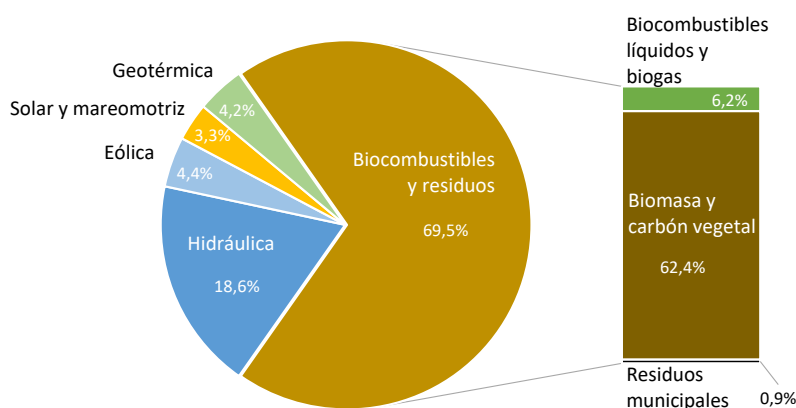


Figura 2. Partidas del suministro de energía renovable en el mundo, 2016.⁵

De tal forma que la cuota de biomasa en países no pertenecientes a la OCDE⁶ supone el 84% (del cual el 33,2% atañe a África); si además se tiene en consideración que el 65,2 % de la energía hidráulica corresponde a estos países (concretamente el 28,6% compete a China), se

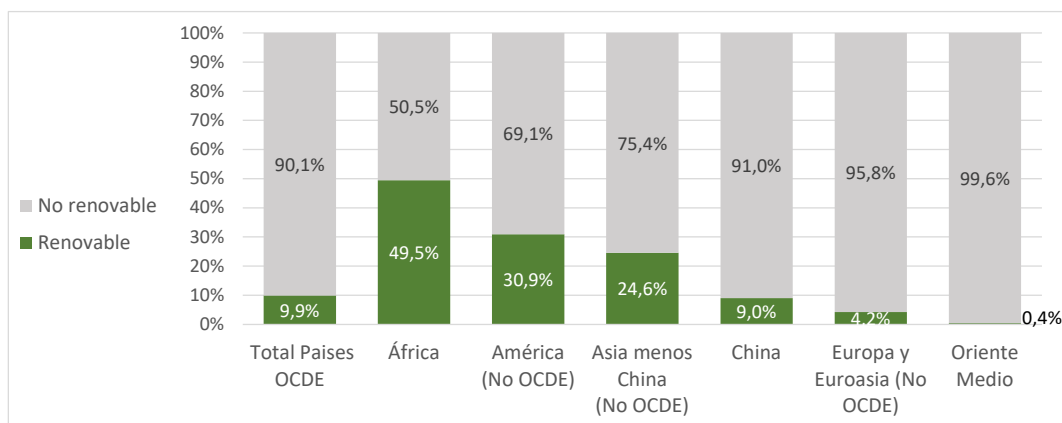


Figura 3. Cuotas de renovable respecto al suministro total de energía primaria por regiones.⁵

⁶ OCDE, acrónimo en español de Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos (OECD en inglés). Es un foro de países que se auto describe como un comité para la democracia y la economía de Mercado. La mayoría de sus miembros tienen adecuados índices económicos, y cuentan con buenos indicadores sobre derechos humanos, se consideran en general países desarrollados. Engloba el 42.8% del PIB mundial. Hasta la fecha lo integran 34 países: (1961) Alemania, Austria, Bélgica, Canadá, Dinamarca, España, Estados Unidos, Francia, Grecia, Irlanda, Islandia, Luxemburgo, Noruega, Países Bajos, Portugal, Reino Unido, Suecia, Suiza, Turquía, Italia; (1964) Japón, (1969) Finlandia, (1971) Australia, (1973) Nueva Zelanda, (1994) México, (1995) República Checa; (1996) Corea, Hungría, Polonia, (2000) República Eslovaca; (2010) Chile, Israel, Eslovenia y Estonia.

comprende que: los países en vías de desarrollo tengan una destacada cuota de renovable en sus matrices energéticas, en comparación con los países pertenecientes a la OCDE, tal y como se observa en la Fig. 3.

Para tener una visión más amplia de la situación a futuro, es necesario examinar la cuota de crecimiento de la energía renovable respecto al suministro global de energía (Fig. 4), donde claramente se observa el esfuerzo de las políticas energéticas en los países OCDE, que no solo aumentan su partida de renovables, sino que reducen el consumo de energía primaria.

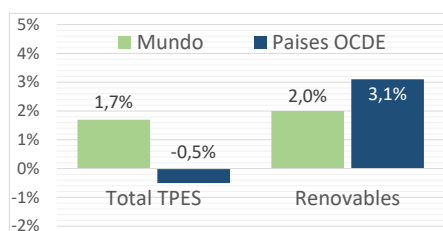


Figura 4. Crecimiento medio anual de renovable respecto al suministro total de energía primaria desde 1990 a 2016.⁷

También es interesante la evolución de la cuota de las distintas renovables, ver Fig. 5, y tener en cuenta que desde 1990, el ratio de crecimiento medio anual de consumo de biomasa, es comparable entre países pertenecientes a la OCDE y no pertenecientes.

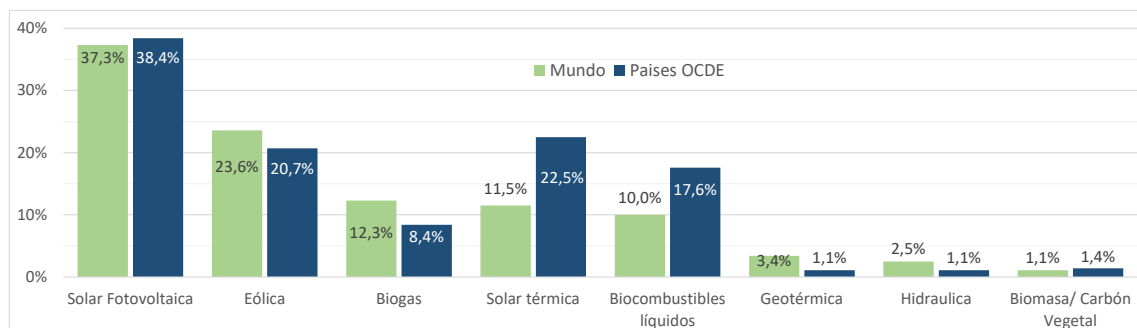


Figura 5. Crecimiento medio anual del suministro de energía renovable desde 1990 a 2016.⁷

En la Fig. 5 se comprueba que las nuevas tecnologías crecen más en la zona OCDE.

También se observa en la Fig. 5 el importante crecimiento de la partidas suministradas por solar fotovoltaica y eólica. Para comprender estas tasas tan elevadas, se analiza el antes y el después de la producción de electricidad a partir de renovables: en 1990 el actor principal era la energía hidroeléctrica, que con el paso de los años ha compartido participación con otras tecnologías, llegando a la paridad en 2017, ver Fig. 6 y 7.

⁷ Elaboración propia, con datos de AIE "Renewables information: overview" edición de 2018 [9]

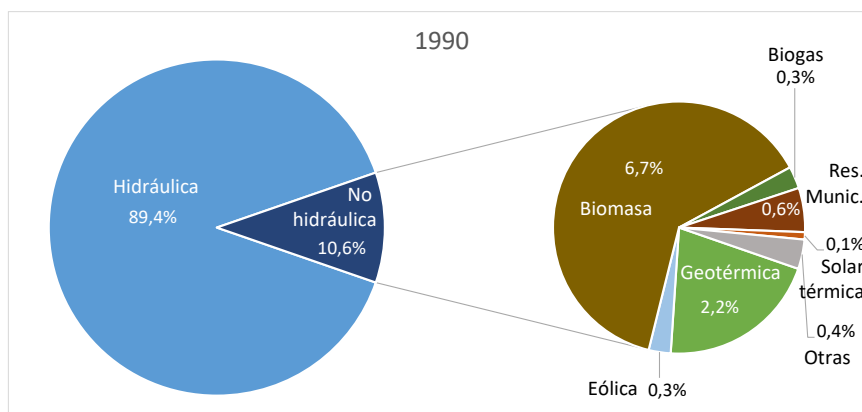


Figura 6. Producción de electricidad con energía renovable en países OCDE (1990).⁸

Según el informe sobre electricidad de la AIE [10], en 2017, la partida de renovables supone una cuarta parte de la producción eléctrica, tanto si el estudio se realiza a nivel mundial, como si se centra en países OCDE. Y los datos del informe de perspectiva energética de la AIE [8], apuntan a que en 2040 la partida de renovables habrá ascendido al 40% de la producción mundial de energía eléctrica.

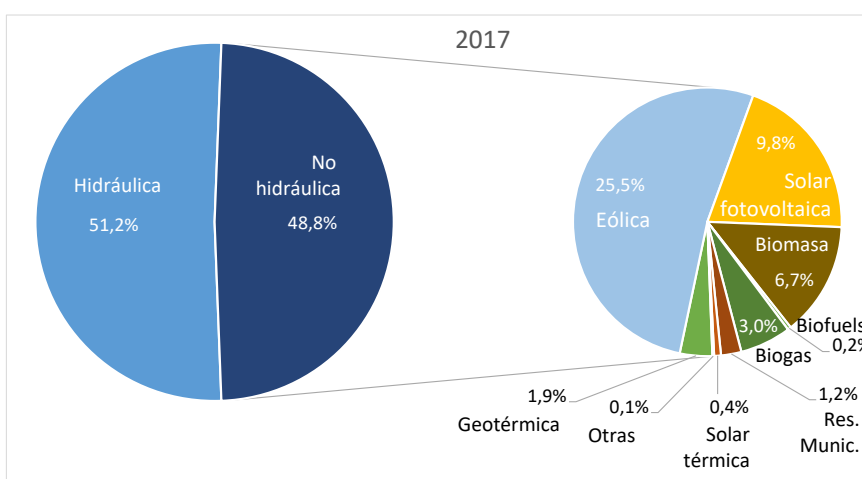


Figura 7. Producción de electricidad con energía renovable en países OCDE (2017).⁸

1.3. Precios de las tecnologías de energía renovable

Según el informe de IRENA editado en 2018 sobre costes de generación de energía renovable [7], los costes de producción de electricidad con fuentes renovables continúan bajando; por ello, tras años de reducción constante las tecnologías renovables son cada vez más competitivas como vía para atender la demanda creciente de electricidad.

⁸ Elaboración propia, con datos de AIE "Renewables information: overview" edición de 2018 [9]

El ratio LCOE⁹, es la relación de los costes totales de instalación y explotación durante la vida útil, frente a la capacidad de generación también durante la vida útil. El promedio de LCOE de las nuevas plantas hidráulicas, inauguradas en 2017, resultó ser aproximadamente 0.05 USD¹⁰ por kWh; mientras que las explotaciones eólicas terrestres tienen un LCOE promedio (también para 2017) de 0.06 USD/kWh. Los nuevos proyectos de bioenergía y geotérmica rondan una tasa LCOE promedio de 0.07 USD/kWh.

También es remarcable la bajada de costes que desde el 2010 ha experimentado la solar fotovoltaica (FV), principalmente debida a la reducción del 81% en el precio de los módulos fotovoltaicos; resultando una reducción del 73% en el LCOE entre 2010 y 2017, quedando para este último año en 0.10 USD/kWh los costes de la solar FV.

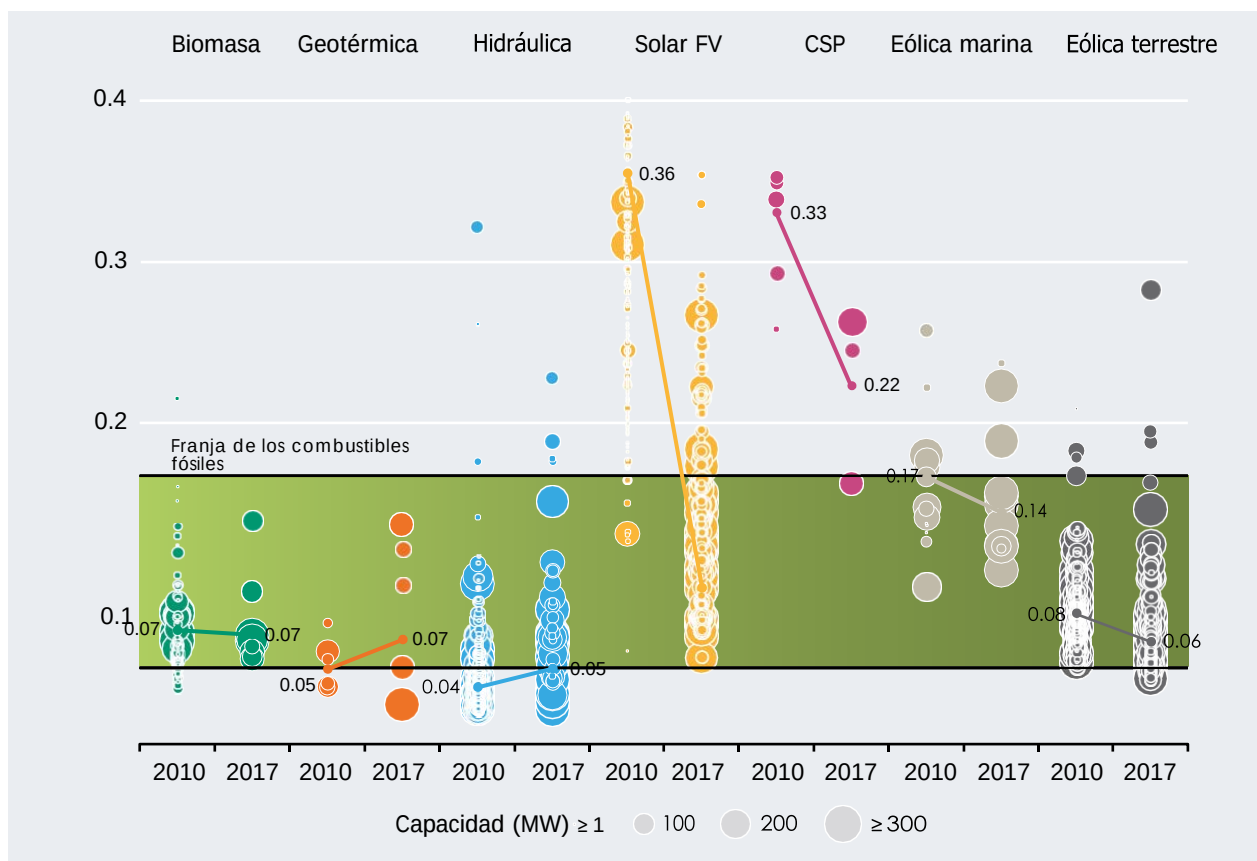


Figura 8. Coste ponderado de cada una de las tecnologías renovables de generación de energía eléctrica¹¹.

⁹ LCOE, acrónimo en inglés de “Levelized Cost Of Energy”, se calcula trasladando los datos a la misma anualidad con una TIR de 7.5% para países OCDE y China, y 10% para el resto.

¹⁰ USD, acrónimo en inglés de “USA Dollars”, dólares estadounidenses.

¹¹ Traducción de la Figura ES.1 del informe de IRENA 2018 [7]

La eólica marina¹² y la energía solar de concentración, también conocida como solar térmica o en siglas CSP¹³; aunque aún están en la infancia de su desarrollo, están reduciendo sus costes: situándose en 2017 en una tasa LCOE de 0.14 USD/kWh de media para los proyectos inaugurados de eólica “offshore” y 0.22 USD/kWh para CSP. Aunque los proyectos en construcción que serán inaugurados en 2020, apuntan a tasas dentro del rango 0.06 y 0.10 USD/kWh.

Del análisis de los proyectos con tecnologías renovables, planteados para los próximos años, se infiere que los costes de todas las tecnologías comentadas anteriormente, seguirán bajando hasta al menos el 2020.

En conclusión la electricidad procedente de energías renovables pronto será más económica que la producida con combustibles fósiles. En la Fig. 8 se observa como todas las tecnologías renovables en uso comercial conocidas hasta la fecha, entrarán en 2020 en la franja económica de las tecnologías de las centrales térmicas basadas en combustibles fósiles. De tal forma que actualmente algunas explotaciones renovables han alcanzado e incluso sobrepasado el límite inferior.

1.4. Previsiones sobre energías renovables

Según el informe de la AIE sobre previsiones energéticas a nivel mundial “World energy Outlook 2017” [7]:

- o Las energías renovables representarán para el año 2040 el 40 por ciento de la generación total de energía eléctrica, con la energía solar como la mayor fuente de energía baja en carbono del planeta. De hecho se espera, que entre 2017 y 2040, la tasa promedio anual de crecimiento de esta tecnología llegue a 74 GW, en comparación con los 50 GW de crecimiento medio anual previsto para la eólica, y 36 GW de crecimiento medio para el resto de tecnologías renovables.
- o Debido a la fuerte influencia de China, es interesante analizar su actual posición en cuanto a energía renovable, ya que la alta tasa de polución ha reorientado su política energética hacia las energías renovables, las redes inteligentes¹⁴, el gas natural y la energía nuclear.

¹² Eólica marina, conocida también como eólica “offshore”, en contrapartida a la eólica terrestre “onshore”

¹³ CSP, acrónimo de la expresión inglesa “Concentrated Solar Power”

¹⁴ Programación de las nuevas redes de transporte de electricidad que minimizarán la problemática de conectividad de las renovables, y del ajuste entre oferta/demanda; mediante por ejemplo logística de baterías de apoyo, y centrales de bombeo para paliar la intermitencia de las energías renovables.

También está haciendo uso de la eficiencia energética, para frenar la demanda, que se prevé solo aumentará un 1% anual de media hasta el 2040. Precisamente el rápido crecimiento de la cuota de la solar fotovoltaica instalada, se debe a la apuesta de China e India por esta tecnología, que está llamada por tanto a imponerse en cuanto a capacidad instalada.

- o En Europa las renovables representan el 80% de la nueva capacidad instalada; y en base a los ratios de crecimiento de la energía eólica tanto “onshore” como “offshore”, previsiblemente se convertirá en 2030 en la principal fuente de electricidad.
- o El reforzamiento de las iniciativas industriales y políticas de apoyo (incluidas las recientes decisiones de los gobiernos de Francia y el Reino Unido, de eliminar progresivamente las ventas de vehículos convencionales de gasolina y diésel para 2040), eleva las previsiones de flota mundial de vehículos eléctricos hasta los 280 millones para 2040, desde los 2 millones actuales.

Los datos de capacidad de generación de potencia eléctrica instalada en los países OCDE son bastante esclarecedores en cuanto al presente y futuro de las renovables.

Renovable	34,6%	Hidraulica	16,6%		489,2	GW	1.019,2 GW
		Eólica	9,0%		264,0	GW	
		Solar FV	6,4%		189,7	GW	
				Biomasa	1,1%	32,1 GW	
				Biogas	0,5%	14,7 GW	
		Combustión renovable	2,2%	Residuos municipales	0,4%	13,2 GW	
				Biocombust. Liquid.	0,1%	2,3 GW	
				Otros	0,1%	2,4 GW	
		Geotérmica	0,2%		5,9	GW	
		CSP y mareas	0,2%		5,7	GW	
Térmicas	55,1%						1.623,1 GW
Nuclear	10,2%						300,5 GW
TOTAL	100%						2.945,7 GW

Tabla 1. Capacidad de generación eléctrica instalada en países OCDE en 2016, datos en gigavatios¹⁵.

Tal y como se aprecia en la Tab. 1, el 34.6% de la potencia de generación de los países OCDE disponible en 2016 era renovable. De hecho en 2016, los mayores aumentos de capacidad se registraron en Solar y Eólica, con 28.2 GW y 25.3 GW respectivamente; datos similares a los aumentos de capacidad de estas tecnologías en 2015, con 28.6 GW solar y 24.6 GW eólica. Como dato interesante, la partida de centrales térmicas (generación basada en combustibles fósiles) experimentó en el conjunto de países de la OCDE una reducción de 13.4 GW en 2016, y 27.6 GW

¹⁵ Elaboración propia, con datos de AIE “Renewables information: overview” edición de 2018 [9]

en 2015. El detalle de los aumentos de capacidad en renovables, según los países OCDE más implicados se puede consultar en la Tab. 2.

Nueva generación eólica				Nueva generación solar fotovoltaica			
	2015		2016		2015		2016
USA	8,3 GW	33,7%	8,7 GW 34,4%	USA	6,8 GW	23,8%	11,3 GW 40,1%
Alemania	5,5 GW	22,4%	5 GW 19,8%	Japón	10,8 GW	37,8%	7,9 GW 28,2%
Reino Unido	0,4 GW	1,6%	1,9 GW 7,5%	Reino Unido	3,8 GW	13,3%	2,4 GW 8,5%
...				Turquía	0,05 GW	0,2%	0,6 GW 2,1%
Resto OCDE	10 GW	42,3%	9,7 GW 38,3%	...			
Resto OCDE	7,15 GW	25,0%	6,0 GW 21,1%	Resto OCDE	7,15 GW	25,0%	6,0 GW 21,1%
TOTAL	25 GW	100,0%	25,3 GW 100,0%	TOTAL	28,6 GW	100,0%	28,2 GW 100,0%

Tabla 2. Aumentos de capacidad más destacados en países OCDE, datos en gigavatios¹⁶.

Aunque es determinante comparar la evolución de la potencia instalada no solo entre países OCDE, sino ampliar el punto de vista a otras potencias económicas; por tanto para analizar los ratios de crecimiento de estas tecnologías a nivel mundial, hay que considerar que China ha aumentado su capacidad de generación eólica en aproximadamente 20 GW/año desde 2010.

La Fig. 9, compara el grado de implantación de las tres energías renovables más habituales, mostrando los países con más potencia instalada de cada tecnología a nivel mundial.

Este gráfico coincide con las previsiones de crecimiento de eólica (50 GW/año), estimadas por la AIE para los próximos años. Destaca China con un nivel de implantación de 24 GW en 2016, y 19 GW en 2017. USA también persigue aumentar su capacidad en energía eólica a un ritmo de 7 GW durante los últimos años. India, ha añadido 13 GW durante el bienio 16-17, siendo la previsión mantener este ritmo, para contar con un parque eólico de 100 GW en 2022¹⁷. España es la quinta en el ranking en cuanto a capacidad instalada, aunque el aumento en los dos últimos años es inapreciable. Reino Unido ha dado también un impulso a este tipo de energía, con 5 GW desde el cierre de 2015 a 2017, en este caso la mayoría de los nuevos emplazamientos son de eólica marina, probablemente a finales de 2018 haya superado a España en capacidad instalada.

También se observa el impresionante incremento de instalaciones solares fotovoltaicas en China, con un crecimiento de 34 GW en 2016 y 53 GW a lo largo de 2017. USA también aumenta su capacidad a razón aproximada de 13 GW/años. Japón es el tercer país a nivel de implantación de solar fotovoltaica, con una media 7.5 GW de crecimiento en los dos años analizados. Alemania tiene una tasa de crecimiento más moderada con 1 ó 2 GW/año, en quinto lugar Italia

¹⁶ Elaboración propia, con datos de [9], más fuentes gubernamentales: Fraunhofer, gov.uk

¹⁷ La información de este país se basa en noticias difundidas por publicaciones económicas especializadas en renovables, "pv magazine"; ya que los últimos datos publicados por fuentes del gobierno Indio (www.cipri.in) son de noviembre de 2015.

mantiene su capacidad casi constante desde 2015. India ha despegado de forma espectacular en cuanto a solar fotovoltaica, pues habiendo cerrado 2015 con 5 GW, al finalizar 2017 contaba con 19 GW, casi igualando el nivel de potencia de Italia, por tanto es previsible que para finales de 2018, ocupe la quinta posición en el TOP mundial de potencia fotovoltaica instalada.

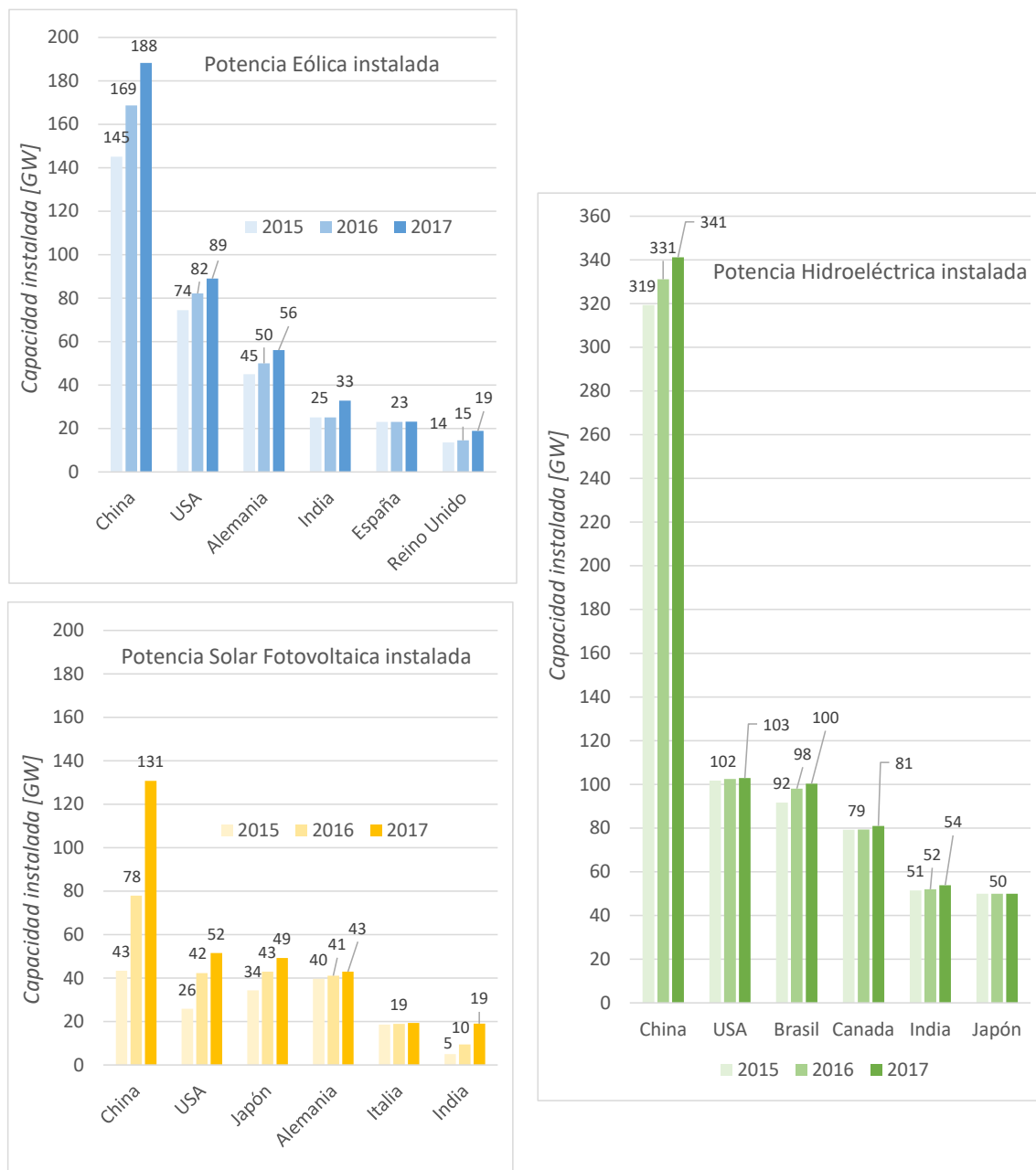


Figura 9. Comparativa de potencia instalada entre las tecnologías renovables líderes, nivel de implantación en los tres últimos años. Los 6 países con más potencia acumulada.¹⁸
(Hidroeléctrica incluye centrales de almacenamiento por bombeo)

¹⁸ Elaboración propia, con datos publicados en los informes anuales de distintas agencias especializadas [11, 12, 13]

El dato de crecimiento previsto por la AIE (74 GW/año) para la solar fotovoltaica, está más que justificado observando el gráfico de la Fig.9; si bien dependerá fundamentalmente de que China mantenga el espectacular ritmo de crecimiento.

Se observa claramente como algunas potencias mundiales apuestan por la solar fotovoltaica y la eólica al unísono, mientras que en otros casos como el de Japón parecen centrar su interés en la solar. Aunque en cuanto a previsiones, según datos publicados en 2014, GE (General Electric) afirma que Japón tiene más potencial para aprovechar la energía eólica, pues se estiman viables 144 GW eólicos en tierra y 608 GW en alta mar.

Es visible la preponderancia de la energía hidráulica, pero su crecimiento es modesto, siendo China y Brasil, los que hacen aumentos significativos en la cuota de capacidad. Probablemente porque el proceso constructivo de las presas ralentiza la implantación. De nuevo China domina el ranking, con una cifra impresionante de 341 GW, y la Asociación Internacional Hidroeléctrica (IHA) estima que solo está usando el 40% de su potencial hidráulico. También en esta modalidad USA es el siguiente en cuota de capacidad y según las estimaciones de IHA actualmente utiliza el 51% de su potencial, lo cual no se refleja en su grado de potencia hidroeléctrica instalada.

Es importante señalar que el crecimiento de las renovables no se limita al sector eléctrico, el uso directo de las mismas para suministrar calor o para el transporte también se está duplicando, aunque se parte de ratios menores.

La Fig. 3, analiza la cuota de renovables en las distintas zonas geográficas del mundo, África destaca con una proporción de casi el 50%, debido tal y como se ha comentado al elevado uso de biomasa, cuya recogida requiere varios millones de horas. Debe en este punto considerarse la información de acceso a la energía [8], porque de los 1100 millones de personas, que en el mundo no disponen de ningún tipo de energía (el 14% de la población mundial), el 90% se localiza en el África subsahariana. Se espera que en 2030 el volumen de personas en esta situación se reduzca un 40%.

Por ello, América del Sur en unión a Centro América, es considerada actualmente la región más renovable del planeta, con una cuota cercana al 30% de renovables en su matriz energética (22% hidráulica); si se compara con la cuota de renovables respecto a TPES a nivel mundial (Fig1), se comprende el liderazgo de Latinoamérica en lo que a tasa de renovables se refiere. En cuanto a la matriz eléctrica conjunta Latinoamericana, la tasa de renovables en 2016 supone el 54% de

la misma (50% hidráulica y 4% biocombustibles) [14]; que contrasta con la tasa del 25% a nivel mundial.

El país más renovable según datos de 2017, es Brasil; con una tasa de energía renovable del 35% (29% hidráulica y 6% resto de renovables) respecto a su suministro global de energía primaria, y espera alcanzar el 45% en 2040. Su partida de hidráulica en la matriz eléctrica es aproximadamente el 70% [14].

2. Objetivos.

Tal y como se ha clarificado en la introducción, la ENERGÍA RENOVABLE supone actualmente una fuente complementaria cada vez más en auge, que interesa a numerosos gobiernos por dos motivos principales:

- o El primero, en relación con el medioambiente, pues como se ha detallado en el apartado anterior, la energía renovable conlleva la reducción de emisiones de CO₂ y de otros contaminantes responsables, entre otros problemas, del efecto invernadero.
- o El segundo relacionado con la política económica internacional, ya que las renovables reducen la dependencia de los combustibles derivados del petróleo, y por tanto estabilizan los mercados, dotándolos de mayor independencia frente a posibles inestabilidades de suministros energéticos internacionales.

Por tanto las renovables han gozado de un gran respaldo en las últimas tres décadas [3], gracias a lo cual ha ido avanzando y mejorando desde un punto de vista tecnológico.

Si bien las tecnologías renovables están sometidas a continua adaptación, en la búsqueda de la solución más idónea para unas necesidades, unas circunstancias y unos recursos renovables determinados; condicionados estos últimos por peculiaridades geográficas y climatológicas.

El objetivo preliminar de la tesis consistió en analizar el estado de evolución de las distintas tecnologías renovables, para centrarse en la búsqueda de las últimas tendencias del sector a nivel internacional, y dentro de dichas tendencias enfocar la investigación en aquellas con más potencial de cara a su futura aplicabilidad.

De ahí el título de la tesis “POTENCIALES ENERGÉTICOS RENOVABLES PENDIENTES DE DESARROLLO”

De los resultados del objetivo preliminar, nacen los siguientes objetivos, que podrían llamarse objetivos tecnológicos.

2.1. Objetivo preliminar

Revisar el conjunto de las tecnologías renovables más implantadas, elegir la de mayor potencial, y en alguna de sus áreas de conocimiento más relevantes, centrar el estudio del estado del arte, con la intención final de detectar mejoras pendientes de desarrollo.

Aunque el desarrollo del objetivo preliminar se aporta en los resultados y conclusiones del presente documento, se expone a continuación la esencia de dichos resultados, pues es origen de los objetivos planteados a continuación.

2.1.1. Líneas de investigación resultantes.

En la introducción de este documento ya se aprecia la importancia de la energía eólica; si se continúa explorando en la información publicada por agencias e investigadores, tal y como se detalla en los resultados del objetivo preliminar de esta tesis, se comprueba finalmente el gran potencial de la misma a nivel mundial. Por tanto se elige como energía de mayor potencial en la que centrar el presente estudio: LA ENERGÍA EÓLICA.

Dentro de las distintas áreas de trabajo de la energía eólica, una de las que suscita más interés internacional es la eólica marina, especialmente porque numerosas regiones demandan soluciones en zonas de aguas profundas. Así surge la línea de investigación “floating offshore wind”¹⁹ [15].

Esta línea a su vez ha dado lugar al renacimiento del interés en las turbinas eólicas de eje vertical, VAWT²⁰. Los generadores tipo VAWT surgieron como concepto en 1926 [16], y en torno en los años 80 se hicieron proyectos demostrativos a diversas escalas [17,18], aunque las dificultades de estos generadores en el proceso de arranque, desvió la atención a los generadores de eje horizontal que eclipsaron durante muchos años la atribuciones de las fuentes de financiación y gran parte de la atención los investigadores.

Al amparo de la línea de investigación “floating offshore wind”, los generadores VAWT suponen una importante simplificación del dispositivo global aerogenerador-plataforma flotante [19], alternador y caja de cambios se situarían bajo el nivel del agua, bajando la altura del centro de esfuerzos; por ello son números los estudios recientes que centran su interés en estos dispositivos.

Además los generadores VAWT también están valorados en aplicaciones de menor rango de potencia, como las que surgen al amparo de las tendencias “smart city” y “smart grid”, por sus ventajas acústicas y mejor comportamiento en flujos de viento con dirección oscilante [20-22].

¹⁹ Energía eólica marina sin cimentación, es decir flotante en la superficie. “floating offshore wind”

²⁰ VAWT, acrónimo en inglés de “Vertical Axis Wind Turbine”, turbinas eólicas de eje vertical.

El análisis del estado del arte, sitúa el foco de interés en la regulación de la posición de los álabes de estos generadores (en adelante PITCH²¹), como vía de mejora del rendimiento de las VAWT. Paraschivoiu [23] y otros investigadores trabajan en esta línea, tal y como se detalla en el objetivo preliminar.

2.2. Objetivos tecnológicos.

Dentro del escenario descrito en el objetivo preliminar, y las líneas resultantes del mismo, la **hipótesis de partida-tesis** sería la siguiente:

El rendimiento de los generadores eólicos de eje vertical de palas rectas podría mejorar, regulando adecuadamente el PITCH a lo largo de la trayectoria circular de los álabes rectos, pudiendo incluso con la regulación adecuada mejorar el proceso de arranque de estos dispositivos.

Por tanto, **el objetivo general consiste en optimizar el potencial energético de los generadores de eje vertical de palas rectas con Pitch variable**, para lo cual se plantean los siguientes objetivos específicos:

1º_ Planteamiento teórico sobre la aerodinámica de los generadores eólicos de eje vertical o dicho de otro modo: Teoría aerodinámica de álabes que rotan paralelamente al eje azimutal.

2º_ Propuesta de un mecanismo novedoso para regular el Pitch de un generador de eje vertical según los criterios teóricos del punto anterior.

3º_ Diseño y construcción de prototipos que faciliten el estudio del mismo permitiendo distintas configuraciones de los parámetros influyentes.

3.1- Fabricación de álabes por medio de las nuevas técnicas de prototipado rápido.

4º_ Ensayo de los prototipos en túnel de viento, como paso indispensable para los siguientes objetivos:

4.1- Análisis cinemático del mecanismo, valoración de los parámetros influyentes en la regulación del mecanismo.

4.2- Medición de potencia de las distintas configuraciones.

²¹ "PITCH", expresión en inglés utilizada para indicar que una bola de béisbol es lanzada con efecto (inclinación); aquí se refiere a la inclinación de la cuerda del álabe vertical respecto a la dirección tangente de la trayectoria circular del mismo.

5º_ Ensayo de los prototipos en espacios exteriores.

5.1- Preparación de equipos para la medición de potencia instantánea, concretamente mediante la calibración de un anemómetro de cucharillas para medir presión dinámica y velocidad de viento instantánea.

5.2- Análisis de la influencia de los parámetros ambientales en las lecturas de los anemómetros de cucharilla, para mejorar los cálculos de las curvas de potencia de los generadores eólicos medidas en exterior, así como mejorar la intercomparación de las estimaciones de AEP²² específica.

²² AEP, acrónimo en inglés de “Annual Energy Production”, se refiere a la estimación anual de la energía producida por un determinado generador en emplazamientos genéricos, o en localizaciones establecidas, en cuyo caso se añade el calificativo de AEP específica. El uso de estas estimaciones está muy extendido no solo para determinar la viabilidad financiera de futuras implantaciones, sino para evaluar el volumen de kWh que se ofertan al “Pool” eléctrico en emplazamientos en operación.

3. La energía eólica como centro de la presente investigación (objetivo preliminar)

El objetivo preliminar consiste en: **revisar el conjunto de las tecnologías renovables más implantadas, elegir la de mayor potencial, y en alguna de sus áreas de conocimiento más relevantes: centrar el estudio del estado del arte, con la intención final de detectar mejoras pendientes de desarrollo.**

3.1. Metodología

Para comparar las distintas modalidades de energía renovable, se han consultado publicaciones realizadas por distintas Agencias intergubernamentales con reconocimiento a nivel mundial. La mayoría de los casos son informes que se reeditan cada año en el primer trimestre para reflejar los resultados de cierre del año anterior.

La información sobre producción de energía y capacidad de potencia instalada, se ha conseguido recopilando datos de fuentes especializadas, y a su vez se ha contrastado con los valores totalizados que ofrecen otras instituciones. Se han editado los últimos datos.

La información ha sido recopilada, analizada, y presentada en formatos que permiten la comprensión de los resultados que competen al presente estudio; y por ese motivo se presentan de una forma adaptada a dicho objetivo, que difiere del formato de los documentos originales, donde aparece de forma disgregada. En cada gráfica se facilita la procedencia de los datos.

Cuando hay alguna diferencia no justificada por redondeo de las cantidades en la cuantificación de algún parámetro por distintas agencias, por ejemplo potencia instalada, se ha indagado en el origen de la misma, y se ha clarificado en el momento de exponer los datos.

En cuanto al sondeo del estado del arte, ha sido especialmente útil la base de datos de WOS²³, a la que se puede acceder desde la página de la biblioteca de la Universidad de Jaén, previa acreditación como estudiante perteneciente a la Universidad.

También se ha utilizado SCOPUS, Google Académico; y en cuanto a búsquedas de patentes las herramientas principales han sido ESPACENET y Google Patents.

²³ WOS, acrónimo de Web Of Science

3.2. Resultados

Tras analizar los datos publicados por distintas agencias intergubernamentales, la energía eólica destaca por los siguientes aspectos:

- o El crecimiento previsto a nivel mundial para los próximos años, en cuanto a nueva potencia disponible con generadores eólicos, se estima en 50 GW/año. En Europa se prevé representará el 80% de la nueva capacidad instalada (“onshore” y “offshore”), de tal forma que en 2030 podría ser la principal fuente de energía eléctrica. [8]
- o De hecho, según datos de instalaciones inauguradas: la capacidad de potencia eólica instalada en países OCDE, fue 24.6 GW en 2015 y 25.3 en 2016 (siendo USA, Alemania y Reino Unido, los más destacados) [9]. Mientras tanto China viene instalando 20 GW de eólica al año desde 2010²⁴, India 4 GW/año y Brasil 2GW/año. [11]
- o En cuanto a volumen total de instalaciones existentes a cierre del 2017, China contaba con 188 GW, Estados Unidos con 89 GW, India 32.8 GW, Alemania con 56 GW, España con 23 GW y Reino Unido con 18.8 GW, siendo los líderes en energía eólica a día de hoy. [11]
- o Aunque en 2016 China aumentó su capacidad solar fotovoltaica en un 80%, lo cual supone una capacidad de crecimiento sorprendente; a cierre de 2016 contaba con 77 GW de Solar fotovoltaica frente a 149 GW de eólica. Por tanto su capacidad de eólica casi duplica a la solar. [12,24]
- o Japón no destaca a día de hoy en cuanto a capacidad eólica instalada, si bien sería un candidato propicio, pues tiene potencial eólico con viabilidad estimada hasta 144 GW (considerando solo “onshore”)²⁵ y cuatro vez más considerando “offshore”.
- o La energía eléctrica producida en instalaciones eólicas terrestres “onshore”, inauguradas en 2017, tiene un coste promedio verdadero (LCOE²⁶) de 0.06 USD/kWh, es decir 0.07 €/kWh. Este precio supone una reducción del 25% respecto a valores del 2010. [7]
- o La energía eléctrica producida en instalaciones eólicas de alta mar “offshore”, tiene un coste promedio (LCOE) igual a 0.14 USD/kWh, es decir 0.16 €/kWh, un 17% menos respecto a precios de 2010. [7]

²⁴ China Electricity Council. <http://english.cec.org.cn/>

²⁵ Publicado en 2014, en “Blomber energy news” por C. Watanabe.

²⁶ LCOE, acrónimo en inglés de “Levelized Cost Of Energy”, se calcula trasladando los datos a la misma anualidad con una TIR de 7.5% para países OCDE y China, y 10% para el resto.

- o Según los expertos en renovables, la eólica marina está en la infancia de su desarrollo, por tanto es de suponer que el precio seguirá evolucionando hacia cifras menores. Se estima que en 2020 sea de 0.10 USD/kWh (en el caso más desfavorable); es decir 0.12 €/kWh. [7]

Como es sabido las explotaciones eólicas se utilizan para producir energía eléctrica, y por ello se analiza comparándola con otras modalidades de renovables que producen electricidad. Sin embargo debe señalarse que una de las líneas de investigación detectada se ocupa de estudiar la utilización la energía eólica para sintetizar hidrógeno u otros combustibles [25], [26].

La energía eólica compite con la energía solar, especialmente porque los criterios de mercado se imponen a la hora de planificar la financiación de los proyectos, y los precios kWh de esta última son ligeramente menores.

Aunque deberían tenerse en cuenta el propio impacto ambiental de ambos sistemas, valorando no solo criterios energéticos, sino por ejemplo impacto visual, impacto en la fauna, contaminación acuática, ruido y agotamiento de otros recursos. Para ello es útil el estudio

Impactos / Sist. Energéticos	Lignito	Carbón	Petróleo	Gas natural	Nuclear	Fotovoltaico	Eólico	Minihidráulica
Calentamiento global	135,00	109,00	97,00	95,80	2,05	15,40	2,85	0,41
Disminución capa de ozono	0,32	1,95	53,10	0,86	4,12	3,66	1,61	0,05
Acidificación	920,00	265,00	261,00	30,50	3,33	97,00	3,49	0,46
Eutrofización	9,83	11,60	9,76	6,97	0,28	1,97	0,27	0,06
Metales pesados	62,90	728,00	244,00	46,60	25,00	167,00	40,70	2,58
Sustancias carcinógenas	25,70	84,30	540,00	22,10	2,05	75,70	9,99	0,76
Niebla de invierno	519,00	124,00	135,00	3,08	1,50	53,30	1,48	0,15
Niebla fotoquímica	0,49	3,05	36,90	3,47	0,32	3,03	1,25	0,06
Radiaciones ionizantes	0,02	0,05	0,02	0,00	2,19	0,12	0,01	0,00
Residuos	50,90	12,90	0,62	0,58	0,28	1,84	0,29	0,52
Residuos radiactivos	5,28	10,60	7,11	1,34	565,00	34,90	1,83	0,32
Agotamiento recursos energéticos	5,71	5,47	13,60	55,80	65,70	7,06	0,91	0,07
TOTAL	1.735,16	1.355,92	1.398,11	267,11	671,82	460,98	64,687	5,43

Tabla 3. Comparativa del impacto ambiental de 8 sistemas energéticos, medidos en puntos de penalización ambiental²⁷

²⁷ Fuente: Estudio de Impacto Ambiental, publicado por IDAE en 2000

realizado en el año 2000 por el IDAE²⁸, en el que se compara el impacto ambiental producido por ocho sistemas de producción de energía. Los resultados finales del estudio se presentan en puntos de penalización ambiental y quedan reflejados en el cuadro adjunto (ver Tab. 3).

La producción de los paneles solares conlleva como subproducto el tetracloruro de silicio, este compuesto se produce a razón de 3 Tn por cada Tn de Silicio. El tetracloruro libera ácido clorhídrico si se mezcla con agua, por ello los vertidos acidifican el entorno acuático. En conjunto, se observa en la Tab. 3 que la generación de energía basada en solar fotovoltaica tiene siete veces más incidencia ambiental que la generación eólica.

Por otra parte hay que tener en cuenta los datos de potencia a nivel mundial, tal y como se observa en la Fig. 10. La potencia eólica total instalada en 2017, tanto “onshore”, como “offshore” asciende a 540 GW [11]. La potencia solar fotovoltaica total instalada en 2017 asciende a 404.5 GW [12].

Por tanto con datos de 2017 la energía eólica lidera el campo de las renovables, desde el punto de vista de la potencia instalada. Aunque como los ratios de crecimiento de solar fotovoltaica registrados en 2016 y 2017, son más elevados que los de eólica, se prevé que la solar iguale o supere en capacidad total instalada a la eólica antes del 2030.

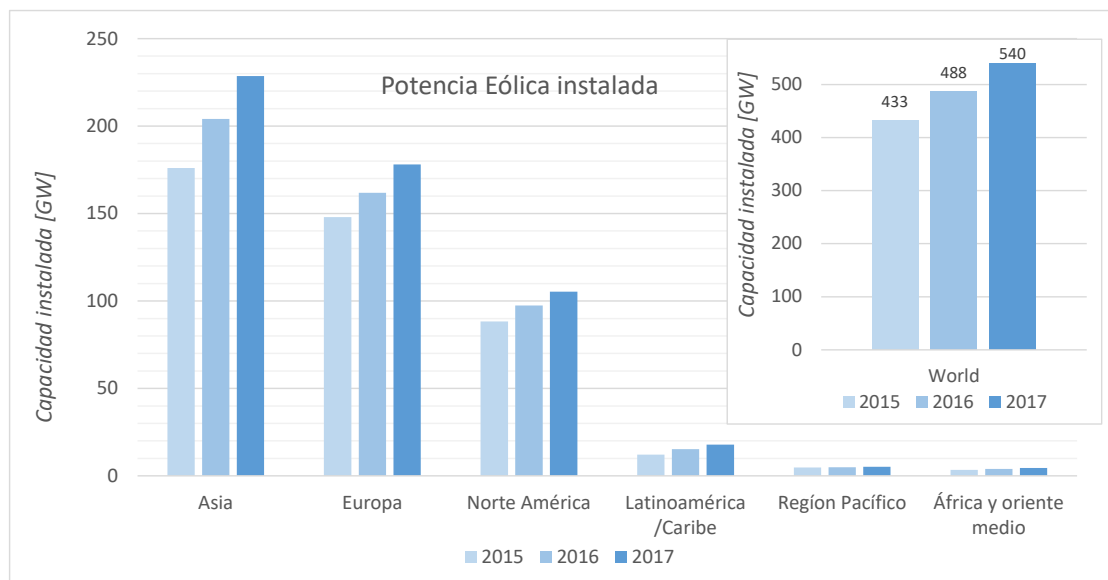


Fig. 10 Evolución de la capacidad de potencia eólica instalada a nivel mundial y por regiones.²⁹

²⁸ Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), ente ligado al gobierno estatal de España

²⁹ Elaboración propia, con datos de AIE “Global Wind Statistics” edición 2017 y 2018. [11, 24]

En la Fig. 10 se observa el gran volumen de energía eólica existente en Asia, con China (188 GW) a la cabeza e India (32.8 GW) tras ella; en Europa: Alemania (56 GW) tiene la cuota más alta, seguida de España (23,2 GW), aunque la cuota de crecimiento (4 GW/año) de Reino Unido (18.9 GW totales), apunta a que en poco tiempo superará la capacidad de potencia eólica instalada de España. En Norte América USA (89 GW) lidera el volumen de gigavatios eólicos instalados. En Latinoamérica/Caribe destaca Brasil (12.7 GW); en África es líder Sudáfrica (2 GW), aunque también cuentan con instalaciones eólicas otros países de la zona norte. Por último en la zona del Pacífico: Australia tiene 4 GW instalados, y Nueva Zelanda 0.6 GW. Otros países que cuentan con parte de producción de energía eólica en su mix energético se pueden distinguir en la Fig.11.

La energía eólica en Europa tienen una tasa de crecimiento media desde 1990 de 25.7%, según datos de la IEA [9].

En Europa es una energía muy repartida, reflejo de las políticas de renovables [5], comentadas en la introducción del presente documento.

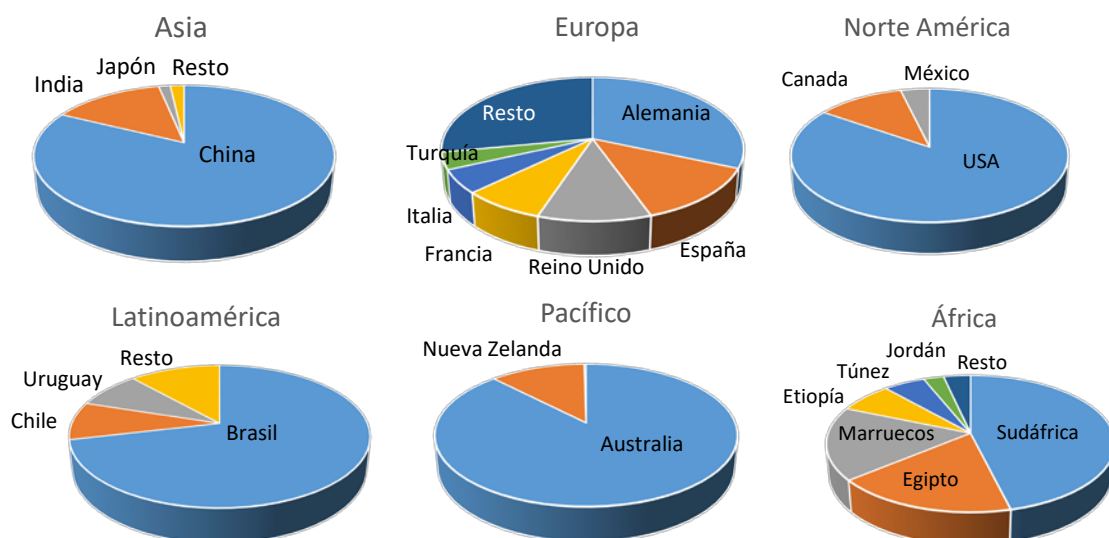


Fig. 11 Reparto de la potencia eólica instalada en 2017 en las distintas regiones del planeta.³⁰

En África, aunque el grado de implantación es muy bajo en comparación con otras regiones, se plantea como una opción válida para numerosas naciones.

En cuanto a datos de energía producida en 2017 se obtuvieron 696.9 TWh en el bloque OCDE [9]. USA 257.2 TWh, Alemania 106.6 TWh, Reino Unido 49.6 TWh [9], España 47 TWh³¹;

³⁰ Elaboración propia, con datos de AIE "Global Wind Statistics" edición 2018. [11]

³¹ Publicado en enero 2018, España energía eólica en 2017 y previsiones para 2018. Factor CO₂. <https://www.factorco2.com>

de forma global en Europa se produjeron 336 TWh [27]. China produjo en 2017 305.7 TWh³². En todo el mundo se han producido en 2017 más de 1000 TWh eólicos [28].

En la Tab. 4 se comparan los datos de capacidad y energía producida en España y Reino Unido, llama la atención que con menos capacidad instalada Reino Unido tiene mayor producción de energía eólica.

2017	Energía producida	Capacidad eólica instalada	De la cual eólica marina
España	47000 GWh	23.2 GW	0%
Reino Unido	49600 GWh	18.9 GW	37%

Tabla 4. Comparativa de Capacidad y producción anual de energía, entre España y Reino Unido [11]³³

La generación de cada GW instalado es un 30% más productivo en Reino Unido; sería interesante comprender las causas de esta diferencia.

En cuanto a producción de energía eólica, en 2016 a nivel mundial se produjeron 958 TWh, frente a los 292 TWh producidos en el mismo año con energía solar fotovoltaica [28]. En la Tab.5 se compara la producción anual de las distintas energías renovables. El volumen de energía eólica producida casi triplica a la de origen solar fotovoltaico.

Mundo	2016	Capacidad instalada	Energía producida
Energía Hidroeléctrica *		1 130 GW	4 048.2 TWh
Energía Eólica **		467 GW	957.9 TWh
Energía solar Fotovoltaica		292 GW	317.6 TWh
Energía eléctrica Biomasa		75 GW	321.0 TWh
Energía eléctrica Biogas		16 GW	87.5 TWh
Energía Geotérmica		12 GW	82.6 TWh
Residuos Municipales		10 GW	51.4 TWh
Energía Solar Concentración		5 GW	11.0 TWh
Energía eléct. Biocombustibles líquidos		2 GW	5.5 TWh
Energía Mareomotriz		0.5 GW	1.0 TWh
Total energía renovable		2010 GW	5 885 TWh
Energía eléctrica de cualquier origen			24 816 TWh

*Excluidas las centrales hidroeléctricas de bombeo. **Incluida eólica marina

Tabla 5. Comparativa de capacidad y producción de las distintas tecnologías renovables a nivel mundial. Datos de 2016.³⁴

³² Publicado por: China Energy Portal, el 24 de enero de 2018. Power Production stats (preliminary). <https://chinaenergyportal.org/en/2017-power-production-stats-preliminary/>

³³ Elaboración propia, datos de energía recabados de "Renewables" publicados online en OurWorldInData.org. Retrieved from: 'https://ourworldindata.org/renewables'

³⁴ Elaboración propia, con datos de la Agencia Internacional de Energía Renovable (IRENA) [17], contractados con datos del Consejo Mundial de Energía [29-34]. Existe un descuadre de 5% entre los datos

Otro aspecto interesante es la disponibilidad de la energía eólica; de la Tab. 5 se deduce que 2051 GWh son producidos anualmente por cada GW eólico instalado, es un valor de disponibilidad elevado en comparación con la energía solar; en el caso de la energía solar es del orden de la mitad, con 1087 GWh/año por GW fotovoltaico instalado.

En cualquier caso, hay que tener en cuenta que a nivel mundial la disponibilidad hidráulica es muy superior a la eólica, aunque dependerá del equilibrio hídrico de cada país, es decir puede diferir mucho de unos países a otros en función de su hidrología.

En el Tab. 5 además aparece la producción mundial de energía eléctrica, de tal forma que en 2016 la partida de renovable es el 23,7 % de la misma. Las previsiones de la Agencia Internacional de la Energía (IEA) es que llegue al 40% en 2040.

En la Tab. 6 se compara la evolución de la producción de los dos últimos años, aunque solo se dispone de datos de 2017 para los países OCDE, publicados por la IEA en su revisión sobre renovables lanzada a primeros de 2018 [9]. Se observa que la producción de hidroeléctrica es función de las circunstancias hidrológicas de cada año, y que 2017 ha sido más seco que 2016. También se presenta en la Tab. 6 el porcentaje de producción de los países OCDE respecto a la producción mundial, de tal forma que la aportación de hidráulica es 1/3. Para el resto de las energías (eólica, solar, biomasa y geotérmica), la aportación es del orden de 2/3. El Biogás en su mayoría se produce en países OCDE 9/10.

Países OCDE	Energía producida /año	
	2016	2017
Energía Hidroeléctrica *	1 401.9 TWh (34.6%)	1398.1 TWh
Energía Eólica **	599.4 TWh (62.6%)	696.9 TWh
Energía solar Fotovoltaica	218.3 TWh (68.3%)	268.8 TWh
Energía eléctrica Biomasa	184.3 TWh (57.4%)	183.5 TWh
Energía eléctrica Biogás	81.3 TWh (92.9%)	81.2 TWh
Energía Geotérmica	51.8 TWh (62.7%)	51.8 TWh
Residuos Municipales	32.8 TWh (63.8%)	33.3 TWh
Energía Solar Concentración	11.0 TWh (100%)	11.3 TWh
Energía eléct. Biocombustibles líquidos	5.5 TWh (100%)	5.6 TWh
Energía Mareomotriz	1.0 TWh (100%)	0.9 TWh

*Excluidas las centrales hidroeléctricas de bombeo. **Incluida eólica marina

Tabla 6. Producción de las distintas tecnologías renovables en países OCDE. Datos de 2016.³⁵

de capacidad eólica publicados por IRENA, y publicados por GWEC [11]. Parece deberse a que IRENA cuantifica instalaciones inauguradas y GWEC instalaciones en operación.

³⁵ Elaboración propia, datos de la Agencia Internacional de la Energía (IEA), edición 2017 y 2018 [17]

En la Tab. 6 se clarifica que algunas tecnologías renovables son exclusivas de los países OCDE: Solar de Concentración, Mareomotriz, y producción de electricidad con biocombustibles líquidos. De hecho la energía solar por técnicas de concentración tiene como usuarios muy igualados a USA (5.9 TWh), y España (5.4 TWh, con un crecimiento del 27,7% anual desde 2007). La Mareomotriz es usada por Corea y Francia principalmente, también por Canadá y Reino Unido en menor medida.

Haciendo un inciso, viene al caso comentar, que según los datos de la agencia independiente “World Energy Council”, se desaprovechan recursos hídricos en el conjunto del planeta cuantificados en 10000 TWh/año [13], aunque no existe consenso con esta cifra. La agencia IEA, en su estudio [9] indica que la mayoría de países OCDE están llegando al límite de posibilidades del recurso hidráulico; siendo principalmente minihidráulica (instalaciones de menos de 10 MW), el tipo de implantaciones que podrían sumarse a futuro.

La Tab. 7, es una lista elaborada por WEC; muestra los veinte países del mundo con mayor potencial hidráulico desaprovechado, está encabezada por Rusia.

	Potencia hidráulico desaprovechado GWh/año	Potencial hidráulico Total GWh/año	Grado de utilización actual
Federación Rusa	1 509 829	1 670 000	10%
China	1 013 600	2 140 000	41%
Canadá	805 111	1 180 737	32%
India	540 000	660 000	21%
Brasil	435 542	817 600	48%
Indonesia	388 289	401 646	3%
Perú	369 058	395 118	6%
RD Congo	306 512	314 381	2%
Tayikistán	299 269	317 000	5%
USA	278 775	528 923	52%
Nepal	205 777	209 338	2%
Venezuela	181 163	260 720	31%
Pakistán	172 820	204 000	14%
Noruega	161 000	300 000	45%
Turquía	149 100	216 000	27%
Colombia	151 000	200 000	22%
Angola	147 048	150 000	3%

Tabla 7. Los veinte países del mundo con mayor potencial hidráulico desaprovechado.³⁶

³⁶ Datos del World Energy Council (WEC), [29]

Por tanto, a pesar de que no hay consenso sobre estas cifras, se supone un gran potencial de crecimiento de la energía hidráulica, tal y como se observa en la Tab. 7.

La cuestión es que en gran medida las causas de esta infrautilización son: condiciones de mercado, aspectos financieros, elevado nivel de inversión con recuperación a muy largo plazo, políticas gubernamentales, equilibrios de poder, impuestos al uso del agua, permisos asociados al uso de los recursos hídricos, y deslocalización respecto a los núcleos de consumo industrial.

El bajo ratio de crecimiento de la energía hidráulica, cuya media anual desde 1990 es 0.6%, no está relacionado con el nivel de desarrollo de la tecnología en cuestión, sino que es más bien un dilema de coyuntura socio-político-económica, y por ello sale del ámbito de investigación de la doctoranda (la ingeniería); motivo por el cual se descartó en la fase preliminar.

Como curiosidad (basada en el estudio de proyectos de esta naturaleza) comentar, que muchos ciudadanos parecen desconocer que el agua no se contamina por el hecho de circular a través de una turbina, de hecho la turbina desde ese punto de vista, le puede hacer al agua lo mismo que cualquier sistema de bombeo empleado comúnmente en su abastecimiento

3.2.1. La energía eólica marina “offshore”

Dentro de la eólica, es interesante analizar la evolución de la conocida como eólica marina o eólica “offshore”. El estudio del investigador Perveen analiza las oportunidades y retos tecnológicos que suponen las explotaciones eólicas en el mar [35], siendo un aspecto muy tenido en cuenta el estudio de cargas de la cimentación [36].

En 2017 se instalaron en todo el mundo 4.3 GW de nueva capacidad eólica marina, sumando al cierre de 2017, una cifra de capacidad mundial instalada igual a 18.8 GW.

De todas las instalaciones eólicas marinas el 84% se encuentran en costas de países Europeos. El ratio de eólica offshore instalada por países puede consultarse en la Fig. 12. China también tiene una posición destacada; Liu et al analizan en su investigación el desarrollo de esta energía en el gigante asiático [37].

El 0.1% de la partida de resto corresponde a países con instalaciones piloto, entre ellos España con un aerogenerador de 5 MW instalado por Gamesa al este de la isla de Gran Canaria.

Otros países con pruebas piloto son Taiwan con 8 MW, Noruega con 2 MW, y Francia con 2 MW, en este último caso se trata de un generador tipo “floating”, es decir montado en una plataforma flotante. La consultora Main International recopiló en su estudio del 2013 los

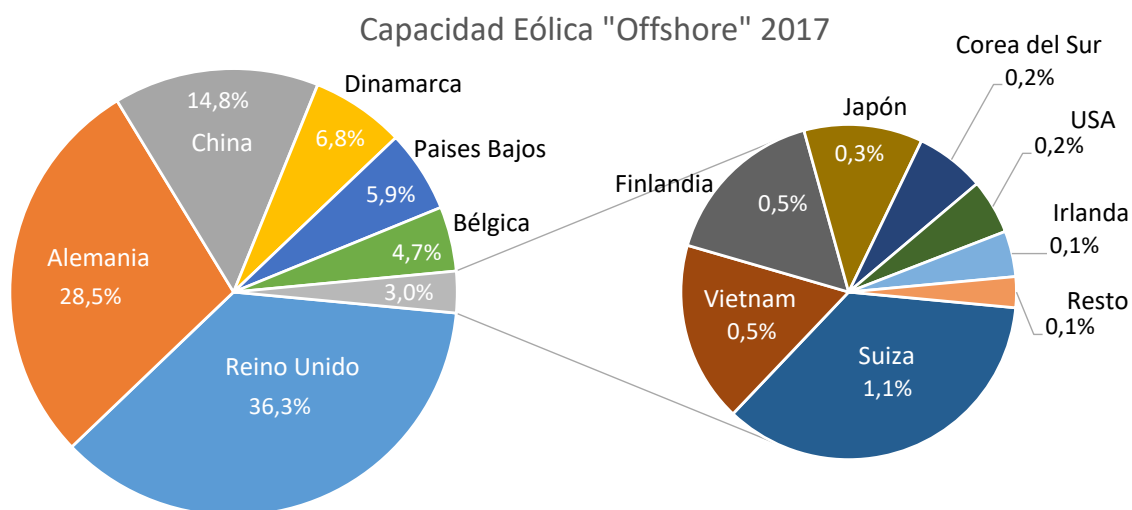


Fig. 12 Reparto de la capacidad eólica "offshore" en el mundo, cierre 2017.³⁷

numerosos proyectos de eólica flotante de Europa, USA y Japón [38], y Butterfield analiza los retos de esta variante de eólica marina [15].

Como se indicó en la introducción, la eólica marina es una tecnología en etapa de maduración, y por ello aún queda mucho recorrido de reducción de costes (ver Fig. 8). Especialmente los costes económicos de la eólica marina flotante constituyen una activa línea de investigación; son representativos los trabajos de Castro-Santos [39] y Myhr [40].

La eólica marina es especialmente interesante por los ratios de disponibilidad, es decir produce muchos más energía anual por MW de potencia instalado, esto se puede comprobar con los datos de la Tab. 8.

Europa	Capacidad	Producción	Disponibilidad
2017	GW	GWh/año	GWh/GW anuales
Onshore	153.0	292 000	1 900
Offshore	15.8	43 000	2 721

Tabla 8. Capacidad versus Producción. Capacidad eólica en Europa a cierre de 2017, producción del año 2017.³⁸

Se obtienen más GWh con un GW instalado en mar abierto que con la media de los emplazamientos terrestres, del orden de un 50% más. Según EWEA la eficacia media anual de

³⁷ Elaboración propia, con datos de GWEC (Global Wind Energy Industry) editados en 2018, [41]

³⁸ Elaboración propia, datos de WindEurope editados en 2018, [27]

los equipos “onshore” es el 24% de la potencia máxima teórica, frente al 41% registrado para los equipos “offshore” [42]. Probablemente por este motivo la eólica marina ha experimentado altas tasas de crecimiento en los últimos años, ver Fig. 13.

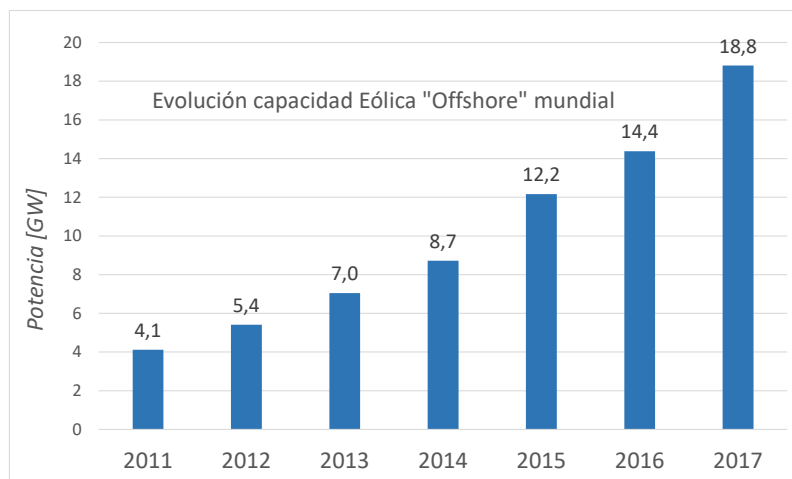


Fig. 13 Reparto de la capacidad eólica “offshore” en el mundo, cierre 2017.³⁹

La opción “offshore”, representa el 20% de la capacidad anual instalada en Europa. La mitad (53%) de las nuevas implantaciones marinas de 2017 tuvieron lugar en el Reino Unido, incluida la inauguración de la primera granja flotante en Escocia (denominada “Hywind”), con el fondo marino entre 95 y 120 m. Otros proyectos importantes tuvieron lugar en Alemania (denominados “Veja Mate” y “Wikinger”).

Proyectos interesantes a nivel mundial son “Forward” (flotante) y “NEDO” en Japón, y pruebas piloto flotantes en Portugal y Francia. El estudio de Maine facilita detalles de todos ellos [38].

Es habitual en los informes de las agencias internacionales, encontrar comentarios sobre la eólica marina, que la plantean como la energía del futuro. Por ejemplo GWEC, [24], en la página 54 de su estudio realizado en 2018 afirma: “Offshore Wind is taking shape as a mainstream energy source”, es decir “La eólica marina se está configurando como una fuente de energía fundamental”. Ya en 2003 Henderson en su estudio sobre estado del arte auguró la importancia de esta modalidad de energía eólica [43].

En general la eólica “offshore”, está en la infancia de su desarrollo con multitud de propuestas técnicas, tal y como se puede comprobar en la revisión del estado del arte que se analiza en el siguiente apartado. Las investigaciones son muy numerosas, especialmente en la

³⁹ Elaboración propia, con datos de GWEC (Global Wind Energy Industry) editados en 2018, [41]

línea de FOWT⁴⁰ (emplazamientos flotantes) [44-48]. Los proyectos de pruebas reales de turbinas flotantes se enumeran en el **Anexo I**.

Una de las corrientes de pensamiento es reconfigurar la tipología de la propia turbina: considerándose que las de eje vertical se adaptan mejor a las exigencias de los emplazamientos flotantes; así lo explica Chay et al. [19].

3.2.2. Energía eólica (Estado del arte)

Se expone a continuación una revisión de todas las publicaciones científicas consultadas, visualizando de ese modo los límites del conocimiento en los que establecer líneas de investigación concretas.

Aunque algunos artículos son más generales, la mayoría participan en el estado del arte en tres aspectos fundamentales dentro del ámbito de los objetivos de la presente tesis:

- a) Eólica Flotante. Turbinas de eje vertical. Regulación del Pitch. (Objetivos 1º, 2º)
- b) Fabricación de álabes de turbinas eólicas. Prototipado rápido. (Objetivo 3º)
- c) Medición de curvas de potencia y AEP⁴¹. Medida de velocidad de viento. Anemómetro de cucharillas. (Objetivos 4º, 5º)

El primero se detecta como línea de trabajo con potencial en cuanto se toma contacto con los artículos de eólica marina. El conocimiento del estado del arte en esta área es clave para plantear la hipótesis de partida de la presente tesis.

El segundo surge dentro de las exigencias metodológicas de la hipótesis de la tesis, pues la fabricación de álabes a pequeña escala, con el acabado adecuado y a bajo coste, ha supuesto en si una línea de trabajo que explorar.

El tercero también es una exigencia metodológica derivada de la hipótesis de la tesis, ya que es fundamental evaluar las cualidades de las turbinas (curvas de potencia) y poder establecer comparaciones entre las mismas. Una de las ventajas de este punto es que los resultados de anemometría y la medición de potencia son útiles para cualquier tipo de turbina eólica.

⁴⁰ FOWT, acrónimo en inglés de “Floating Offshore Wind Turbine”, eólica marina flotante.

⁴¹ AEP, acrónimo en inglés de “Annual Energy Production”, se refiere a la estimación anual de la energía producida por un determinado generador en emplazamientos genéricos, o en localizaciones establecidas, en cuyo caso se añade el calificativo de AEP específica.

Las siguientes tablas resumen el contenido de las publicaciones consultadas en las tres categorías comentadas, se considera el modo más adecuado de exponer el estado del arte en el marco de los objetivos de la tesis.

Tabla 9. Revisión del estado del arte: eólica flotante, turbinas de eje vertical y regulación Pitch

	Palabras clave	Autores	Titulo/ resumen español	Publicación/ [Nº referencia en esta tesis]
0.	FORWARD- Japón HYWIND, WINDSEE- Noruega Blue H- Países Bajos WINFLO-Francia WINDFLOAT-USA	Main(e) International Consulting LLC	Floating offshore wind foundations: Industry consortia and projects in the United States, Europe and Japan. An Overview. Se trata de un informe cuyo propósito es presentar el creciente número de proyectos eólicos con plataforma flotante alrededor del mundo, remarcando el crecimiento del mercado potencial para este tipo de tecnología. Describiendo de forma real los proyectos anunciados y en desarrollo.	Mayo 2013 www.maine-intl-consulting.com [38]
1.	Cost Breakdown structure (CBS) Floating offshore wind farm Marine renewable energy Life-cycle cost	Castro-Santos L. Díaz-Casas V.	Life-cycle cost analysis of floating offshore wind farms Estudio de tres tipos de plataformas flotantes. Sobre los costes más importantes y como reducirlos.	Renewable Energy 66 (2014) 41-48 [39]
2.	Hywind II TLB WindFloat LCOE LCA Floating wind turbines	Myhr A. Bjerkseter C. Agotnes A. Nygaard T.A.	Levelized cost of energy for offshore floating wind turbines in a life cycle perspective LCOE de cinco sistemas de turbinas flotantes, formando una granja de 100 turbinas de 5MW considerando el coste de vida útil en el emplazamiento.	Renewable Energy 66 (2014) 714-728 [40]
3.	Offshore wind farm Converters VSC-HVDC Submarine cable	Perveen R. Kishor N. Mohanty S.R.	Off-shore wind farm development: Present status and challenges Resalta el presente escenario y los retos de la energía eólica marina: nuevas oportunidades y retos tecnológicos.	Renewable and Sustainable Energy Reviews 29 (2014) 780-792 [35]
4.	Control-oriented modelling Offshore wind turbines Pitch control Tension leg platforms (TLPs)	Betti G. Marcello F. Guagliardi G. A. Marzorati A. Scattolini R.	Development of a Control-Oriented Model of Floating Wind Turbines Estudio de la dinámica de la turbina y la plataforma, teniendo las variaciones de empuje según el Pitch.	IEEE Transactions on control systems technology 22 (2014) 69-82 [44]
5.	Vertical axis wind turbine (VAWT) Blade element momentum (BEM) Aerodynamic model Dynamic stall	Shires A.	Development and Evaluation of an Aerodynamic Model for a Novel Vertical Axis Wind Turbine Concept Nuevo concepto de turbina en el eje vertical con rotor en V, y su estudio aerodinámico mediante la teoría de "tubos de corriente".	Energies 6 (2013) 2501-2520 [59]
6.	Offshore wind Hydrogen Electrolysis Proton Exchange membrane electrolysis PEM Solid Oxygen Electrolysis cell SOEC	Meier K.	Hydrogen production with sea water electrolysis using Norwegian offshore wind energy potentials Cálculo técnico-económico para la producción de hidrógeno basado en eólica marina, aproximación al estado del arte de la tecnología, y los costes por kg de hidrógeno.	Int. J Energy Environ. Eng. 5:104 (2014) [25]

7.	Floating offshore High Temperature superconductor	Feng Yang Sheng-shan Li Lei Wang Shan Zuo Qing-wang Song	Adaptive Backstepping Control Based on Floating Offshore High Temperature Superconductor Generator for Wind Turbines Super generador par inducción, más eficiente, ligero y fiable. Regulando la velocidad del rotor optimizar el rendimiento turbina-generador.	Hindawi Publishing Corporation Abstract and Applied Analysis ID 139752 (2014) [45]
8.	China Offshore wind power Wind turbines Reliability Failure rate Downtime	Liu T.Y. Tavner P.J. Feng Y. Qiu Y.N.	Review of recent offshore wind power developments in China En 2009 China inauguró la primera granja offshore. El estudio revisa el presente y el futuro de la eólica offshore en China, en comparación con el resto del mundo. Se resaltan 6 aspectos: Económico, geográfico, red eléctrica, desarrollo tecnológico, medioambiente, y marco político.	Wind Energy 16 (2013) 786-803 [37]
9.	Offshore floating wind farm	Cahay M. Luquiau E. Smadja C. Silvert F.	Use of a Vertical Wind Turbine in an Offshore Floating Wind Farm Los costes de cimentación son el 50% de los presupuestos de las granjas eólicas marinas, y solo si la profundidad es menor a 30 m. Los emplazamientos flotantes son la alternativa. Interesantes esquemas de escala de las turbinas VAWT y HAWT, de 2.3 MW.	Offshore Technology Conference (2011) OTC 21705 [19]
10.	Wind turbine fuel cell systems	Cater W. Diong B.M.	Model of a Regenerative Fuel Cell-Supported Wind Turbine AC Power Generating System Describe el desarrollo y la simulación del modelo de un prototipo a pequeña escala de una turbina con célula de combustible.	IEEE IAS 7803-8486 (2004) 2778-2785 [26]
11.	Ships and offshore structures Loads Fluid flexible structure interactions Ice loads Fatigue loads Model tests Full scale measurements Uncertainties	Hirdaris S.E. Bai W. Dessi D. Ergin A. Gu X. Hermundstad O.A. Huijsmans R. Lijima K. et al.	Loads for use in the design of ships and offshore structures Predicción del movimiento y las cargas inducidas por las olas a una cimentación flotante de turbina eólica, mediante programas y estimaciones estadísticas aplicadas en barcos.	Ocean Engineering 78 (2014) 131-174 [36]
12.	Offshore wind turbine Floating model development Model verification Aero-hydro-servo-elastic analysis	Jonkman J.M.	Dynamics of Offshore Floating Wind Turbines-Model Development and Verification Simulación mediante un modelo acoplado hidrodinámica/eólica. Comprobación con modelos desacoplados. Comparar distintas tecnologías eólicas flotantes.	Wind Energy 12 (2009) 459-492 [46]
13.	Offshore Floating wind turbine Integrated design tools State of the art Numerical simulation Testing Validation	Cordle A. Jonkman J.	State of the Art in Floating Wind Turbine Design Tools Presentación de las herramientas informáticas disponibles para el desarrollo de estudios relacionados con la energía eólica en emplazamientos flotantes.	Conference Paper NEREL/CP-5000- 50543 (2011) Presented at the 21 st International Offshore and Polar Engineering Conference [47]

14.	Offshore wind turbine Floating Spar buoy Aero-hydro-servo-elastic analysis Code verification	Jonkman J. Larsen T. Hansen A. Nygaard T. Maus K. et al.	Offshore Code Comparison Collaboration within IEA Wind Task 23: Phase IV Results Regarding Floating Wind Turbine Modelling Simulaciones de una turbina de 5 MW, con cimentación tipo boya instalada en mar con 320 m de profundidad.	Conference Paper NEREL/CP-500-47534 (2010) Presented at European Wind Energy Conference [48]
15.	Blade element momentum theory BEM Generalized dynamic wake theory GDW	Fanzhong Meng Masarati P. Tooren M.	Free/Open Source Multibody and Aerodynamic Software for Aeroelastic Analysis of Wind Turbines Código abierto para la simulación aerodinámica de turbinas, mediante una herramienta desarrollada por NEREL, validada por los autores para turbinas de eje horizontal.	
16.	Wind Turbine VAWT, Vertical Axis Wind Turbine Giromill Turbine performance Power coefficient	El-Samanoudy M. Ghorab A.A.E. Youssef Sh.Z.	Effect of some design parameters on the performance of a Giromill vertical axis wind turbine Estudia el efecto de algunos parámetros de diseño en una VAWT Giromill. Coeficiente de potencia del 25%, turbina de 4 álabes de 15cm de cuerda, y 0,8 m de diámetro; con un NACA 0024 y 10° de Pitch. Mejor perfiles simétricos. Cp 0.25 TSR 1.25	Ain Shams Engineering Journal 1 (2010) 85-95
17.	Wind turbine VAWT HAWT Wind Tunnel CFD	Howell R. Qin N. Edwards J. Durrani N.	Wind tunnel and numerical study of a small vertical axis wind turbine Maqueta con 2 y 3 álabes NACA 0022, de 100mm de cuerda y 300 mm de radio, y 400 mm de esbeltez. Obtienen Cp del orden de 0.25 y TSR del orden de 2.4 para 2 álabes y de 2.7 para 3 álabes.	Renewable Energy 35 (2010) 412-422
18.	Variable Pitch angle CARDAAV (numerical tool) Double-Multiple Streamtube	Paraschivoiu I. Trifu O. Saeed F.	H-Darrieus Wind Turbine with Blade Pitch Control Mediante una herramienta basada en la teoría de tubo de corriente analizan una turbina 7 kW que en su día analizó Sandia con Pich cero. Dos álabes NACA0015, de 0.61 m de cuerda y 17 m de diámetro, ídem esbeltez, gira a TSR 6 y Cp 0.4 Prueban dos variaciones de Pich, una senoidal y otro trapezoidal (este último mejoras del 30%)	Hindawi Publishing Corporation Abstract and Applied Analysis ID 505343 (2009) [51]
19.	Floating Offshore Wind Challenges	Butterfield S. Musial W. Jonkman J. Sclavounos P.	Engineering Challenges for Floating Offshore Wind Turbines La idea fue introducida por el profesor W.E. Heronemus. Cimentaciones limitadas a 20- 30 m de profundidad. Las estructuras flotantes han demostrado solvencia en explotaciones petrolíferas. Se listan condicionantes de diseño.	Conference Paper NEREL/CP-500-38776 (2007) Presented at Offshore Wind Conference [15]
20.	Vertical axis wind turbine analysis techniques VAWT	Aslam Bhutta M. Hayat N. Uzair Farooq A.U. Zain A. Jamil S. Hussain Z.	Vertical axis wind turbine- A review of various configurations and design techniques. Ventajas e inconvenientes de las VAWT: revisando distintas opciones de diseño.	Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (2012) 1926-1939 [49]

21.	Wind turbine Wind Energy Blade Vertical-Axis Wind Turbine Variable-Pitch Linkage Mechanism Power Coefficient Tip Speed Ratio	Kiwata T. Yamada T. Kita T. Takata S. Komatsu N. Kimura S.	Performance of a Vertical Axis Wind Turbine with Variable-Pitch Straight Blades utilizing a Linkage Mechanism Experimento en túnel de viento. Con dos maquetas tipo Giromill. D 300mm H 230mm c 70mm y D 800mm H 800mm c 200, entre 3-5 álabes. Con distintas perfiles y variaciones del mecanismo. Pich senoidal, Alfa llega a 50º. Cp máximo 0.20. TSR máximo 1.5 Mejor perfiles simétricos.	Journal of Environment and Engineering 5-1 (2010) 213-225 [52]
22.	Variable Pitch CARDAV CODE Stream tube	Saeed F. Paraschivoiu I. Staelens Y.	A Straight-Bladed Variable-Pitch VAWT concept for improved power generation. Plantea idea de Pitch que consiga alfa con perfil sin pérdida. Pero aproxima el Pitch de dos formas asumibles mecánicamente. V 13.6m/s TSR: 2.9 (w=13,9 rad/s). El Pitch ideal planteado similar al obtenido con la teoría propuesta para TSR 3, pero deducido de otro modo. S-VAWT D 6m H 6m c 0.2m, 2 álabes NACA0015 C _M 0.16 Similar la forma doble montaña del coeficiente de par. Por mis cálculos C _{Mmax} 0.2	Proceedings of WIND 524 (2003) [23]
23.	Straight-type Darrieus VAWT Multi-stream tube method Momentum theory Blade element method Blade profile Reynolds number Solidity Power coefficient	Roh S.C. Kang S.H.	Effects of a blade profile, the Reynolds number, and the solidity on the performance of a straight bladed vertical axis wind turbine Esquema de la teoría MSM. Plantea ecuación de alfa. No variación Pitch. Validan con datos experimentales de Sandia Darrieus-Troposkien (Cp 0.35, TSR 5) Comprueban diversos álabes simétricos (+ gruesos mejor BSR<3), Re altos mejora CP Si la solidez aumenta, se reduce el BSR, y aumenta CM.	Journal of Mechanical Science and Technology 27-11 (2013) 3299-3307 [53]
24.	Cyclogiro	Wheatley J.B.	Simplified aerodynamic analysis of the Cyclogiro rotating-wing system El mecanismo Giromill es idéntico al cyclogiro inventado en 1937, como un sistema de sustentación de aeronaves	NACA. National Advisory Committee for Aerodynamics. Technical note 467 (1937) [65]
25.	Cyclogiro	Iosilevskij G. Yuval L.	Experimental and Numerical Study of Cyclogiro Aerodynamics Estudio de las ventajas e inconvenientes del mecanismo de 4 barras (Cyclogiro). Giromill basada en Cyclogiro.	AIAA Journal 44-12 (2006)
26.	S-VAWT Double Disk Multiple Streamtube Model Cycloturbine (Pinson) Mass-saturated system Aeropitch Pitch control	Lazauskas L.	Three Pitch Control Systems for Vertical Axis Wind Turbine Compared Método Double Disk Multiple Streamtube Model. <u>Compara tres regulaciones de Pitch:</u> Cycloturbine (Pitch senoidal) Sistema de masas estabilizadas (equilibrio de dos momentos en el álabe) Aeropitch: Control teórico basado en la velocidad relativa del alabe. R 3m, c 0.4m, 3 álabes simétricos. TSR=2 y 3. Re 80000 El Pitch teórico para TSR=2 se parece.	Wind Engineering 16-5 (1992) 269-282 [50]

27.	Renewable energy Vertical axis wind turbine Dynamic Stall Zero-net mass flux actuation ZNMF	Yen J. Ahmed N.	Improving safety and performance of small-scale vertical axis wind turbines Enumera ventajas de las VAWT para usos urbanos (no necesitan orientación) pero inconvenientes (sin Pitch control necesitan ser lanzadas a elevados TSR). Alfa coincide NACA0020 c=207mm H=300mm V=10m/s Se ensaya sin montar en turbina a BSR entre 1.5-3 ZNMF aeronaves retrasa perdida, pero en VAWT no se aprecia demasiada mejora.	Procedia Engineering 49 (2012) 99-106
28.	Vertical-axis wind turbine Pitch control Wind tunnel experiment Numerical simulation DMS Method	Miau J.J. Liang S.Y. Yu R.M. Hu C.C. Leu T.S. Cheng J.C. Chen S. J.	Design and Test of a Vertical-Axis Wind Turbine with Pitch Control Pitch variable mejora el par de arranque y la aerodinámica a bajos TSR. DMS+Tunnel+Fluent S-VAWT D: 0.9m H: 0.54m c:90mm 3 álabes NACA0015, Pitch varía servomotor+encoder. Pitch cero, y Pitch equivalente a teta-delta TSR:1,2 TSR:6 DMS misma tendencia CM, pero *3 CM experimental. Comprueba experimentalmente que Pitch +amplitud bajos TSR y –amplitud altos TSR (Pitch variable muy importante arranque) Dice que Pitch debe depender de TSR.	[20] Applied Mechanics and Materials 225 (2012) 338-343
29.	Wind Turbine Actuator Disk Momentum Model Stream Tube VAWT CFD	Habtamy Beri Yingxue Yao	Double Multiple Stream Tube Model and Numerical Analysis of Vertical Axis Wind Turbine DMST se ha usado para comprobar un NACA0018 con la posibilidad de curvarse. Se ha contrastado el resultado con técnicas CFD (Gambit+Fluent) Explica bien los antecedentes de las técnicas de tubos de corriente. D=4m,c=0.2m,Pitch=0,V=4m/s,3*NACA0018 TSR=0.5, 1, 1.5,...,6. $C_{pmax}=0.35$ a TSR=4	[60] Energy and Power Engineering 3 (2011) 262-270
30.	Straight-bladed vertical axis wind turbine Pitch angle Numerical simulation Self-starting Power coefficient	Zhang L. Liang Y. Liu X. Guo J.	Effect of blade pitch angle on aerodynamic performance of straight-bladed vertical axis wind turbine. Modelo matemático para establecer el Pitch que optimiza el par. Con técnicas CFD se compara el resultado de Pitch fijo y variable. Se obtiene aumento del 19% en CP, y mejora del proceso de arranque. El Pitch teórico que plantean, coincide con $\theta-\delta$ obtenido en el objetivo primero. Obtienen que es senoidal el Angulo de ataque cuando Pitch cero. Estudian dos propuestas de Pitch variable con θ , pero no con TSR. 3*NACA0015, c=0.4m, V=10m/s No presenta datos de C_p .	[58] J. Cent. South Univ. 21 (2014) 1417-1427
31.	H-Darrieus Wind Turbines Double Element Airfoils Active Blade Pitch Control Theory	Chougule P.D. Nielsen S.R. K. Basu B.	Active Blade Pitch Control for Straight Bladed Darrieus Vertical Axis Wind Turbine of New Design Se trata de una S-VAWT con 3 álabes dotados de “slat”, se comprueba como un Pitch fijo de 2,5º completa la mejora de los “slat”. Se comprueba con DMST unas dimensiones pensadas para aplicaciones urbanas. H=6m D=1,2m c=8+4cm $C_p0.55$	[56] Key Engineering Materials 569-570 (2013) 668-675
				[21]

32.	S-VAWT Aerodynamic 180°-Angle of attack Momentum Model. DARTER	Sheldahl R.E. Klimas P.C.	Aerodynamic Characteristics of Seven Symmetrical Airfoil Sections Through 180-Degree Angle of Attack for Use in Aerodynamic Analysis of Vertical Axis Wind Turbines Datos aerodinámicos de CL y CD, para un grupo de álabes simétricos en todo el rango de alfa típico de las VAWT. Para Re a partir de 10^4 . Con los datos simulan según la teoría de conservación del momento valores que contrastan con dos curvas experimentales de $C_{pmax}=0.4$ a TSR=6. Turbina Sandia D:H:17m c:0.61m n:2 NACA0015 w: 50.6 rpm. Turbina Sandia D:H:5m c:0.15m n:2 NACA0015 w: 162.5 rpm	Prepared by Sandia National Laboratories SAND80-2114 (1981)
33.	Wind generation Power flows Penetration Dynamic stability	Ángeles-Camacho C. Bañuelos-Ruedas F.	Incorporation of a Wind Generator Model into a Dynamic Power Flow Analysis Modelo de caracterización de una turbina eólica como parte de la programación de la estabilidad de la red eléctrica.	[17] Ingeniería y Tecnología XII-3 (2011) 311-320
34.	Vertical axis wind turbine. Variable pitch Numerical simulation Wind tunnel test Power coefficient Turbulence model Dynamic stall	Firdaus R. Kiwata T. Kono T. Nagao K.	Numerical and experimental studies of a small vertical-axis wind turbine with variable-pitch straight blades Variación de Pitch tipo Giromill. D=H=0.8m c=0.2m 3 álabes NACA0018 Solidez definida según circunferencia 0.239 Definición de Pitch parecida para TSR=1.5 V= 8m/s, $C_{pmax}=0.2$ (TSR=1.3), TSRmax=1,7	Journal of Fluid Science and Technology 10-1 (2015) [57]
35.	VAWT aerodynamics Darrieus rotors Double-multiple streamtube model	Ponta F.L. Sminara J.J. Otero A.D.	On the aerodynamics of variable-geometry oval-trajectory Darrieus wind turbines Revisión de la teoría de tubos de corriente y del Pitch óptimo para adatarlos a recorridos ovalados	Renewable energy 32 (2007) 35-56 [67]
36.	Renewable energy Vertical Axis Wind Turbine VAWT Straight-bladed Darrieus	Mazharul Islam David S.K. Amir Fartaj	Aerodynamic models for Darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turbines Explica cómo ha resurgido el interés por las VAWT. Revisión de los modelos aerodinámicos: Double-multiple streamtube model, poco exacto a TSR altos. Free-Vortex model, computacionalmente exigente + problemas de convergencia a TSR altos y elevada solidez Cascade model, convergencia suave a TSR altos y elevada solidez, precisión razonable. Crítico la posibilidad en la práctica de elevada solidez y elevados TSR.	Renewable & Sustainable Energy Reviews 12 (2008) 1087-1109
37.	Wind energy Turbine Morphing blade Vertical axis	Butbul J. MacPhee D. Beyene A.	The impact of inertial forces on morphing wind turbine blade in vertical axis configuration Usa QBlade. Mide pérdidas en rodamientos. No datos de dimensiones de la turbina, solo dice NACA0022 con material deformable por efecto de la fuerza centrífuga. CP aprox 0.05 con TSR orden 1. Coincide resultado velocidad relativa para TSR>1	Energy Conversion and Management 91 (2015) 54-62

38.	Darrieus VAWT H rotor Musgrove Giromill Articulating	Willy Tjiu Tjukup Marnoto Sohif Mat Mohd Hafidz Ruslan Cmaruzzaman S.	Darrieus vertical axis wind turbine for power generation I: Assessment of Darrieus VAWT configurations Revisión de las distintas versiones de VAWT tipo Darrieus, con ejemplos de proyectos a escala práctica.	Renewable Energy 75 (2015) 50-67 [64]
39.	Cycloturbine	Noll R.B. Ham N.D. Drees H.M. Nichols L.B.	ASI/PINSON 1 kilowatt high reliability wind system development Documento que presenta la viabilidad técnica y económica de la Cycloturbine. 15 ft diameter, 8 ft esbeltez, cuerda 1 ft, 3 alabes NACA0015. Peso 508 lbs. $C_{Pmax}=0.4$ a 9m/s (20mph) TSR=3	Prepared by Aerospace Systems Inc RFP-3046/1 (1982) [18]
40.	Wind energy Vertical axis Wind turbines H-rotor Khorasan province Blade element momentum theory BEM Double multiple stream tube Urban environment	Saeidi D. Sedaghat A. Almdari P. Alemrajabi A.A.	Aerodynamic design and economical evaluation of site specific axis wind turbines Explica DMST $H=D=3m$ $c=0.2m$ 3 álabes NACA4415 sin variación de Pitch. Interesante gráfico C_p -TSR función solidez (+solidez,-TSR,+ C_p)	Applied Energy 101 (2013) 765-775 [22]

Tabla 10. Revisión del estado del arte: Prototipado de Turbinas eólicas-álabes. Prototipado rápido.

	Palabras clave	Autores	Título/ resumen español	Publicación/ [Nº referencia en esta tesis]
1.	Reliability Mechanical systems Interfaces Drive train Prototype testing	Holierhoek J.G. Lekou D.J. Hecquet T. Soker H. Ehlers B. F. J.Savenije el al.	PROcedures for TESTing and measuring wind turbine components; results for yaw and pitch system and drive train. Proyecto prenormativo que pretende mejorar la fiabilidad de los componentes de las turbinas eólicas.	Wind Energy 16 (2013) 827-843
2.	Helical Savonius rotor Conventional Savonius rotor Coefficient of power Coefficient of static torque	Kamoji M.A. Kedare S.B. Prabhu S.V.	Performance tests on helical Savonius rotors Fabricación con técnicas FDM de varios prototipos de VAWT Savonius, para su estudio y comparación. Quitan grasa rodamiento.	Renewable Energy 34 (2009) 521-529 [68]
3.	VAWT Savonius Darrieus Neural network	Preen R.J. Bull L.	Towards the Evolution of Novel Vertical-Axis Wind Turbines Fabricación de una serie de rotores verticales a pequeña escala con técnicas FDM. Comparativa aerodinámica de los mismos en túnel de viento.	IEEE Transactions on control systems technology 13 (2013) [69]

4.	Wind turbine Drive train system Gearbox Bearing Generator Dynamics Modeling	Struggl S. Berbyuk V. Johansson H.	Review on wind turbines with focus on drive train system dynamics Revisión sobre las investigaciones relacionadas con los componentes de la transmisión de WT, y análisis de los esfuerzos en la caja de cambio. Todo encaminado a su optimización y fiabilidad.	Wind Energy 18 (2015) 567-590
5.	Variable-speed Wind turbines Wind turbine controls Windmill technology Windmill history Wind energy bibliography	Carlin P.W. Laxson A.S. Muljadi E.B.	The History and State of the Art of Variable-Speed Wind Turbine Technology Revisión de las turbinas eólicas, poniendo el foco de interés en los dispositivos diseñados para trabajar a velocidad de giro variable, analizando ventajas e inconvenientes. Generadores eléctricos de última generación permiten trabajar a velocidad de giro variable, por ello ha resurgido el interés por esta opción de regulación en las turbinas.	Wind Energy 6 (2003) 129-159
6.	Wind Energy	Copyright. John Wiley and sons.	Wind Energy Literature Survey Nº 8 Listado de artículos publicados en revistas relevantes, sobre las siguientes áreas: Aerodinámica, aeroelasticidad y acústica. Estructuras, cargas y Fatiga. Recursos eólicos y económicos. Viento y turbulencia, modelado y medición. Control y condiciones de operación. Sistema eléctrico y componentes. Conexión e integración en la red eléctrica (más extenso).	Wind Energy 11 (2008) 297-304
7.	Offshore wind energy Offshore wind turbine	Henderson A.R. Morgan C. Smith B. Sorensen H.C. Barthelmie R.J. Boesmans B.	Offshore Wind Energy in Europe. A Review of State-of-the-Art Es una revisión del estado del arte de cada uno de los componentes Según los autores la eólica marina promete convertirse en una importante fuente de energía. Evitando complicaciones relacionadas con usos alternativos del suelo, impacto visual y acústico.	Wind Energy 6 (2003) 35-52
8.	FDM process PLA plastic Repetier-Host Labview Blade Element Momentum Putruded glass-fibre rods Epoxy resin Epoxy-glass micro-ballons Spiral print Shell warpage Marlin	P. Sean P. Russell	Rapid Prototyping of Small Wind Turbine Blades Using Additive Manufacturing Fabricación de álabes para HAWT 1.4m diámetro. Proceso: CAD-CAM-3Dprint-REINFORCE. Permite probar y rediseñar y reimprimir de forma iterativa, en poco tiempo y a bajo coste; en comparación con los álabes moldeados con composites. Añadir relleno reduce el desprendimiento del hilo perimetral pero aumenta el tiempo de impresión. PLA menos contracción térmica. Adaptan una "Prusa I3 3D printer" usando Marlin. Trabajan con tres tipos de refuerzos interiores que comparan entre sí, probando turbina en túnel de viento.	2015PRASARobMech Port Elizabeth, South Africa. November 26-27 [74]

9.	Fused Deposition Modeling FDM Selective Laser Sintering SLS Multi-Jet Modelling MJM Achievable complexity of a model shape Static pressure measurements Particle Image Velocimetry PIV	K. Olasek P. Wiklak	Application of 3D printing technology in aerodynamic study Cuatro versiones de NACA0018 rectos (c:10cm, h:17cm+13cm), huecos con 4mm de pared, y dos varillas en el interior. Cuentan con 48 canales de 1,5 mm a lo largo en el interior, que se comunican con el exterior mediante orificios de 0,4 mm (para medir presión estática. Se ejecutan con diferentes métodos y materiales de color negro (o pintados en negro) para el ensayo PIV. Objetivo: determinar la influencia de la calidad de acabado de la superficie impresa en el desprendimiento de capa límite. Barato, rápido, y según la tecnología es posible la fabricación de orificios de pequeño diámetro. Limitaciones en temperaturas de uso para algunos materiales. Publicación preliminar.	2014 Journal of Physics: Conference Series. 530 012009
10.	Casting Deviation Inspection Mold Prototyping Quality Rapid tooling Room Temperature Vulcnization-RTV silicon Stereolithography-SLA Fused Deposition Modeling-FDM Noncontact 3D digitizer	A. Iftikhar M. Khan K. Alam et al.	Turbine Blade Manufacturing Through Rapid Tooling (RT) Process and Its Quality Inspection Obtención de álabes de turbina con RT, fabricación de patrones con técnicas de prototipado rápido. Inspeccionando calidad en tres fases: -Modelo patrón. -Moldes copiados del modelo -Piezas moldeadas en metal. Técnicas fabricación patrón: SLA y FDM Materiales: RTV silicona Poliuretano Pasta de París. Tras examinar acabado superficial y cualidades dimensionales de los patrones: SLA y RTV silicona mejores resultados,	[70] Materials and manufacturing processes 28, 5 (2013) 534-538
11.	ABSi-Acrylonitrile butadiene styrene Fabrication Model Rapid Prototyping Wind Tunnel Wing-body-tail FDM	S. Daneshmand AA. Nadooshan S. Daneshmand A.A. Nadooshan C. Aghanajafi	Evaluation of FDM Rapid Prototyping with ABSi Material for Airfoil Design A las empresas aeroespaciales les interesa reducir tiempo y costes en la elaboración de modelos para pruebas en túnel de viento. Se prueban y comparan dos modelos aerodinámicos completos en túneles subsónico y transónicos. -Uno fabricado con técnicas FDM y ABSi -Otro mecanizado de forma convencional en acero Nº de Match en el rango de 0.3-1.3 Ángulos de ataque en el rango +4º a +26º con 0º deslizamiento Ang. de deslizamiento lateral -10º a +10º con 16º de ángulo de ataque Resultando buena concordancia entre ambos modelos. En conclusión la técnica FDM es viable con reducción de tiempo y costes	[78] Advanced manufacture: Focusing on new and emerging technologies 594 (2008) 249 [72]

12.	Fused Deposition of Ceramics-FDC Turbine engine blade Multi-material components	C. Gasdaska VR. Jamalabad D. Dalfonzo T. Paterson L. Xue L. Poandl	Direct manufacture of spatially engineered components for aerospace applications by fused deposition of ceramics Describe el diseño, fabricación y propiedades, de los componentes de una turbina, concretamente un álabe de turbina de varios materiales. Se analizan parámetros de proceso, propiedades de los materiales, modelado de los materiales y análisis de esfuerzos	Solid freeform fabrication proceedings (1999) 825-832 [77]
13.	Wind-tunnel testing models Rapid Prototyped (RP) FDM. Fused deposition method ABS. Acrylonitrile butadiene styrene Poly ether ketone SLA. Stereolithography Photopolymer resin SLS. Selective laser sintering Support material	L.W. Traub	Effect of Rapid-Prototyped Airfoil Finish on Loading at Low Reynolds Numbers La mayor complejidad de los modelos, y las posibilidades de reducción de tiempos y costes, están favoreciendo la proliferación de los modelos RP en la realización de pruebas en túneles de viento. Acabado y fidelidad del modelo son los retos a superar, pues el lijado y pintado de los modelos pueden deformar los perfiles aerodinámicos. Se prueban dos versiones de un álabe Selig S8036 con cuerda de 4 pulgadas y longitud de 12 pulgadas. Fabricados con técnicas FDM en ABS. Uno lijado y otro pintado.	Journal of Aircraft 50, 1 (2013) [71]
14.	Wind turbine 3D printing Rapid manufacture VAWT RepRap PLA Polylactic Acid	K. Basset R. Carriveau D.S.-K. Ting	3D printed wind turbines part 1: Design considerations and rapid manufacture potential Propiedades de los materiales Técnicas de refuerzo Integración con otros componentes Diseño de componentes orientados a la fabricación 3D Optimización del proceso de impresión	Sustainable Energy Technologies and Assessments 11, 2015: 186-193 [73]
15.	Pressure anemometers Fused deposition modelling CFD Porosity Tubo de Pitot (TP)	J. Monteiro J. Carrilho M. Gameiro A. Miranda A. Silva	3D Printed Pressure Anemometers Se probaron varios anemómetros de presión dinámica, con formas optimizadas con CFD, para mejorar el comportamiento de los TP a bajas velocidades. Le añaden un componente fabricado con FDM, que mejora la presión de salida, en anemómetros con propósitos especiales. La geometría tradicional fabricada con FDM no presenta ventajas.	3D Printing and additive manufacturing 4, 3 (2017) 172-181

Tabla 11. Revisión del estado del arte: Medición de potencia, medida de velocidad del viento, anemómetro de cucharillas.

	Palabras clave	Autores	Titulo/ resumen español	Publicación/ [Nº referencia en esta tesis]
1.	Anemometer Calibration Flow measurement Wind tunnel	S. Pezzotti J.I. D'lorio V. Nadal-Mora A. Pesarini	A wind tunnel for anemometer calibration in the range of 0.2-1.25 m/S Usan un túnel de viento con dos secciones de trabajo (baja y alta velocidad). La referencia de velocidad (tubo Pitot) se instala en la sección de alta velocidad, se calibra linealmente. Se aplica conservación de la masa y se proponen correcciones por perfil de velocidad. Tras deducir velocidad en zona de baja se calibra hilo caliente.	Flow Measurement and Instrumentation 22 (2011) 338-342
3.	Drag test ring Rotating Arm Cup anemometer	A. Piccato P.G. Spazzini R. Malvano	Cup anemometer calibration: effect of flow velocity distribution Se estudia el efecto que tiene en el anemómetro un perfil de velocidades sesgado. Se propone corrección del efecto y se utiliza para calibrar el anemómetro en un anillo rotante (se propone cálculo de incertidumbre). La calibración se compara con otra realizada en túnel de viento.	Metrologia 48 (2011) 343-351
4.	Flow measurements Current Meter LDV Air Speed Measurement Tow Carriage Wind Tunnel National Standard Transfer Standard Thermal Anemometer Ultrasonic Anemometer Hot wire Atmospheric pressure sensitivity.	Y. Terao M. Takamoto G.E. Mattingly	Preliminary Intercomparison of Anemometer Calibration System al Very Low Speeds between the National Standard Laboratories in Japan and the USA Intercomparación de medidas muy bajas de velocidad de viento. En Japón patrón es un láser instalado en un soporte. En USA tienen un túnel especial a baja velocidad con un láser Doppler. Un anemómetro de hilo caliente y otro de ultrasónico, se usan como intercomparación en el rango 0.1-1m/s. Los resultados coinciden incertidumbres entre el 1% y el 9%. Los resultados indican que el anemómetro de hilo caliente es sensible a los cambios de presión y requiere análisis más profundo.	JSME International Journal 40-3 (1997)
5.	Laser air-motion sensor Relative wind along aircraft longitudinal axis.	W.A. Cooper S.M. Spuler M. Spowart D.H. Lenschow R.B. Friesen	Calibrating airborne measurements of airspeed, pressure and temperature using a Doppler laser air-motion sensor Un nuevo anemómetro aerotransportado tipo laser con una incertidumbre inferior a 0.1 m/s. Se calibra con dos tubos de Pitot situados al principio y al final del avión. Si se integra con lecturas de presión se deducen medidas de temperatura	Atmospheric Measurement Techniques (2014)
6.	Pitot probe Pressure probe Three dimensional Calibration Non-nulling mode	G.L. Morrison M.T. Schobeiri K.R. Pappu	Five-hole pressure analysis technique Utilizan superficies de calibración 3D, para calibrar sondas de presión con cinco agujeros. Según sean las curvas la sonda podrá medir determinados ángulos de flujo. Si al calibrar la sonda las curvas tienen ciertas formas, implica que la misma está dañada.	Flow Measurement and Instrumentation 9 (1998) 153-158
7.	Spinner ultrasonic anemometer Calibration process Measurement uncertainties Wind-tunnel tests	M. Ghaemi-Nasab S. Franchini A.R. Davari F. Sorribes-Palmer	A procedure for calibrating the spinning ultrasonic wind sensors Se trata de un anemómetro ultrasónico que se instala en el saliente del buje situado a barlovento. Se calibra en túnel de viento con un tubo de Pitot como referencia. Se calibra de forma estática y también girando, se comprueba que el giro no afecta sustancialmente a la medida. AEP 0.38% viento medio de 8 m/s	Measurement 114 (2018) 365-371

8.	Spinner anemometer Transfer function Power curve Nacelle power curve	G. Demurtas T. Friis Pedersen R. Wagner	Nacelle power curve measurement with spinner anemometer and uncertainty evaluation Se estudia la posibilidad de usar un anemómetro de ultrasonidos tipo buje, que ha sido calibrado con una función de transferencia para una turbina, para medir potencia en otra igual. Se miden en campo ambas turbinas con anemómetro ultrasonidos en el buje, y otro en un mástil meteorológico. La curva de potencia de cada turbina ajusta 0.1%, entre turbinas ajustan 0.38%. Después usan Rayleigh para calcular AEP genérica.	Wind Energy Science
9.	Anemometer calibration Cup anemometer Propeller anemometer MEASNET Annual Energy Production AEP	S. Pindado E. Vega A. Martínez E. Meseguer S. Franchini I. Pérez-Sarasola	Analysis of calibration results from cup and propeller anemometers. Influence on wind turbine Annual Energy Production (AEP) calculations Analizan una base de datos de calibraciones de anemómetros de cucharillas y alados de cuatro años. Se comparan dos procedimientos (MEASNET + IDR): ambos casan en medidas de viento y AEP. Se estudia la influencia del anemómetro en las constantes de calibración y se observa que la pendiente guarda relación con el diámetro de los equipos.	Wind Energy 14 (2011) 119-132
10.	Anemometer calibration Cup anemometer Propeller anemometer Annual Energy Production (AEP) Environmental conditions Ambient conditions	S. Pindado A. Sanz A. Wery	Deviation of Cup and Propeller Anemometer Calibration Results with Air Density Se analiza el efecto de la densidad del aire en las constantes de calibración de varios anemómetros (base de datos 8 años). Los resultados sugieren una importante desviación de las mediciones de velocidad del aire por causa de las variaciones de la densidad del aire respecto de la de calibración. Esto debe tenerse en cuenta cuando se hacen estimaciones estadísticas de viento.	Energies 5 (2012) 683-701
11.	Cup anemometer Wind speed measurements Calibration process Fourier analysis IDR/UPM Institute	E. Roibas-Millan J. Cubas S. Pindado	Studies on Cup Anemometer Performances Carried out at IDR/UPM Institute. Past and Present Research Se analiza la base de datos de calibración de anemómetros de cucharillas, para estudiar la posibilidad de predecir el deterioro de los mismos, así como modelar el diseño de este tipo de anemómetros partiendo de un análisis aerodinámico.	Energies 10 (2017) 1860
12.	Terms of harmonic response Cup anemometer shape Cup anemometer size	S. Pindado J. Cubas A. Sanz-Andrés	Aerodynamic Analysis of Cup Anemometers Performance: The Stationary Harmonic Response Se estudia cómo afectan las características geométricas: la forma de las cucharas, centro de las cucharillas, radio de envergadura..... a la Función de transferencia (pendiente A, intersección B) y el tercer término armónico del movimiento rotacional. Se encuentra buena correlación entre el término armónico y la velocidad media del rotor.	The Scientific World Journal (2013) ID 197325
13.	2-cup positions analytical model Second order effects Pressure distribution Friction	A. Sanz-Andrés S. Pindado F. Sorribes-Palmer	Mathematical Analysis of the Effect of Rotor Geometry on Cup Anemometer Response Se analizan los coeficientes de calibración de dos anemómetros equipados con cucharillas cónicas de distinto tamaño y radio de giro. Se usa el modelo analítico de dos posiciones, y se compara con datos experimentales Resulta una distribución no uniforme de las fuerzas aerodinámicas cuando las cucharillas giran. Las zonas de las cucharillas más próximas al eje están sometidas a fuerzas mayores.	The Scientific World Journal (2014) ID 537813

14.	Anemometer calibration Cup anemometer MEASNET Annual Energy Production-AEP Recalibration schedule Anemometer wear and tear Anemometer loss of performance	S. Pindado A. Barrero-Gil A. Sanz	Cup Anemometers' Loss of Performance Due to Ageing Processes, and Its Effect on Annual Energy Production (AEP) Estimates Se analiza las desviaciones de calibración con el tiempo de cinco modelos de anemómetros, mediante una base de datos de 9 años. Unos procedían de medidas en campo, y otros utilizados en laboratorio (guardados). Los no usados responden a un patrón de deterioro, los usados en campo pierden cualidades pero no siguiendo un patrón. Se propone un calendario para recomendar recalibraciones.	Energies 5 (2012) 1664-1685
15.	Remote sensing Lidar Sodar Calibration Wind resource assessment Richardson number Froude number Atmospheric stability	J. Sanz Rodrigo F. Borbón Guillén P. Gómez Arranz M.S. Courtney R. Wagner E. Dupont	Multi-site testing evaluation of remote sensing instruments for wind energy applications Procedimiento de comprobación y evaluación de instrumentos remotos: orografía llana y compleja (pulsos+onda continua) Se comparan con anemómetros de cucharillas. Se estudia la influencia de la estabilidad atmosférica clasificando los datos según el número de Richardson (llanos), nº Froude (orografía compleja) El resultado indica concordancia en ambos tipos de terrenos.	Renewable Energy 53 (2013) 200-210
16.	Tower distortion factor (TDF) Scatter factor (SCF) Wind speed Wind anemometer Turbulence intensity Wind power density Air density	M.A. Baseer J.P. Meyer S. Rehman Md. Mahbub Alam L.M. Al-Hadhrani A. Lashin	Performance evaluation of cup-anemometer and wind speed characteristics analysis Comportamiento de varios anemómetros de cucharillas instalados pareados por alturas en un mástil de 40 m, durante 55 meses. Se calcula la media, mediana, desviación anual de cada uno de ellos. TDF, SCF, y se correlacionan por parejas. No se deterioran demasiado, pero con el tiempo aumenta el factor de distorsión de la torre. SCF aumenta cuanto menor es la altura de los anemómetros. Los datos repiten por años y por parejas. Se selecciona 1 entre 16 modelos de turbinas de 2MW	Renewable Energy 86 (2016) 733-744
17.	Air density Cup anemometer Power spectral density	J. Schneemann D. Trabucchi J.J. Trujillo M. Kühn	Comparing measurements of the horizontal wind speed of a 2D Multi-Lidar and a cup anemometer Se compara un Lidar con un cup, se tiene en cuenta media del viento, la dirección, la intensidad de la turbulencia. Se realiza una regresión estándar con los datos medios de cada 10 minutos, y se calcula la densidad de potencia por sectores 3D. Resulta un buen ajuste de los valores horizontales	Journal of Physics: Conference Series (2014) 555 012091
18.	Overspeeding Air density Cup anemometer motion Statistical considerations	N.E. Busch L. Kristensen	Cup Anemometer Overspeeding Estudio estadístico del movimiento de los anemómetros de cazoletas. Respuesta a vientos fluctuantes. Responde más rápido al aumento de viento que a la reducción. Velocidad media sobrestimada en vientos turbulentos.	Journal of Applied Meteorology 15 (1976) 1328-1332
19.	Cup anemometer motion Overspeeding Streamwise turbulent wind-velocity Response asymmetry	L. Kristensen	Cup Anemometer Behavior in Turbulent Environments Ecuaciones generales de movimiento anemómetro cucharillas. Estudio de las variaciones de velocidad frente a las variaciones de Fuerza. Expresión que cuantifica el fenómeno de "Overspeeding"	Journal of Atmospheric and Oceanic Technology 15 (1998) 5-17

20.	Response asymmetry Wind- direction fluctuations Streamwise turbulent wind-velocity	L. Kristensen	Measuring Higher-Order Moments with a Cup Anemometer La respuesta asimétrica debida a las fluctuaciones de intensidad del viento, no altera las lecturas medias. Aunque se amplía el estudio a las variaciones de la dirección de viento. Se concluye que el anemómetro de cucharillas y una veleta son una buena opción para medir la componente horizontal del viento.	Journal of Atmospheric and oceanic technology 17 (2000) 1139-1148
21.	Angular response Calibration Cup anemometer Overspeeding	L. Kristensen	Can a cup anemometer underspeed? A heretical question. Analiza la posibilidad de que un anemómetro mida velocidades medias negativas. Concluye que en teoría sería posible para ciertos ángulos de vientos turbulentos. Mi opinión. Es cuestión de la densidad si esta es muy elevada el anemómetro puede llegar a cambiar de dirección.	Boundar-Layer Meteorology 103 (2002) 163-172
22.	Mean-wind Overspeeding Sample-and-hold Air density	L. Kristensen O.F. Hansen and J. Hojstorp	Sampling Bias on Cup Anemometer Mean Winds Analiza como recoger las lecturas de los anemómetros, compara medias ponderadas y sin ponderar. Las desviaciones oscilan entre el 1 y el 2%, con el método ponderado (Sample-and-hold). Si no se pondera las desviaciones suben al 3%. Mi opinión: podría deberse a variaciones de densidad.	Wind Energy 6 (2003) 321-331
23.	Outdoor calibration Cup anemometer Air density	L. Kristensen G. Jensen A. Hansen P. Kirkegaard	Field calibration of Cup Anemometers Metodología de calibración por comparación de varios anemómetros en exterior. Duración del procedimiento: un mes. Para cubrir un amplio rango de calibración en un sector concreto de viento (rosa de los vientos). Propone método para el cálculo de incertidumbres Denuncia distintas constantes de calibración para el mismo anemómetro, cuando es calibrado en dos laboratorios distintos. Mi opinión: efecto de la densidad del aire	Riso National Laboratory. Roskilde. Dinamarca (2001) Riso-R-1218(EN) [95]
24.	Annual Energy Production (AEP) Wind Power Uncertainty Air density Power curve	A.G. Lira P.A.C. Rosas A.M. Araújo N.J. Castro	Uncertainties in the estimate of wind energy production La estimación de la AEP de la vida útil de un proyecto eólico, es la clave para que un proyecto eólico reciba financiación. Los bancos piden además el desglose de las incertidumbres del cálculo de la AEP, Precisión del anemómetro. Calibración del anemómetro. Montaje del anemómetro. Predicciones de viento Test medida curva de potencia de WT. Conclusión: Recomendación usar anemómetros de primera clase, correctamente calibrados.	Energy Economics Iberian Conference (2016) Federal University of Rio de Janeiro [89]
25.	Anemometers types Wind tunnels types Uncertainty estimation of anemometers.	S. Chun	Air Speed Measurement Standards Using Wind Tunnels Medidas exactas de viento son necesarias en ingeniería. Conceptos metrológicos básicos para la calibración de anemómetros. Comité metrológico velocidad aire CCM.FF.K3-KC. La referencia es un ANEMÓMETRO ULTRASÓNICO. Tipos de túneles. Tipos de anemómetros. Tres formas de calcular la incertidumbre de un anemómetro	www.intechopen.com [80]

26.	Annual produced electrical energy Autocorrelation factor Diurnal pattern strength Produced power PDF curve Power probability density function (PDF) curve	M. Jafarian A. Soroudi M. Ehsan	The effects of environmental parameters on wind turbine power pdf curve Han detectado que la altura sobre el nivel del mar (densidad del aire), y k factor de la distribución de Weibull, son los parámetros que más afectan a: -Curva de probabilidad de potencia -Producción anual de energía	Electrical and Computer Engineering 978-1-4244-1643 (2008) 1193-1197
27.	Uncertainty analysis Wind resource assessment Wind characteristics Probability model Annual energy production	S.D. Kwon	Uncertainty analysis of wind energy potential assessment Estimación del recurso eólico de una turbina, con modelos de probabilidad que tienen en cuenta la densidad del aire entre otros parámetros. Modelo probabilístico para obtener la curva de potencia. Sumados pueden estimar AEP (basándose en Método de Monte Carlos), Con incertidumbre del 11%.	Applied Energy 87 (2010) 856-865
28.	Tower distortion factor (TDF) Scatter factor (SCF) Wind speed Wind anemometer Turbulence intensity (TI) Wind power density Annual energy yield (AEY) Net plant capacity factor (PCF)	M.A. Baseer J.P. Meyer S. Rehman Md. M. Alam L.M. A-Hadhrani	Performance evaluation of cup-anemometers and wind speed characteristics analysis Comparan ratios de capacidad de 12 turbinas de 2 MW, con los datos de viento medidos con anemómetros a diferentes alturas (20m , 30m, 40m), durante 55 meses	Renewable Energy 86 (2016) 733-744
29.	Cup anemometer degradation Linear calibration Fourier analysis	E. Vega S. Pindado A. Martínez E. Meseguer L. García	Anomaly detection on cup anemometers Se calibran dos anemómetros con problemas geométricos, la calibración lineal no detecta la situación. La lectura varía de la real. Realizan un análisis de Fourier que si detecta el problema	Meas. Sci. Technol. 25 (2014) 127002
30.	Windiness Scada Energy validation results Average actual production Pre-construction projections predictions	A.Tindal K. Harman C. Johnson A. Schwarz G. Hassan	Validation of GH energy and uncertainty predictions by comparison to actual production Chequean predicciones de AEP hechas en el pasado, con los datos reales de las plantas eólicas. Base de datos de 510 datos anuales, la producción real es el 93.3% de la prevista en la etapa de proyecto. 92.1 % en USA Se deberían validar mejoras en la medida del viento. Se recomienda equipos de calidad en las campañas de medición.	AWEA Wind Resource and Project Energy Assessment Workshop. Portland. USA (2007) Proceedings of the European Wind Energy Conference. London (2004)
31.	Annual energy production Cost of energy (COE) Farm layout optimization Uncertainty Wind distribution Wind power density (WPD) Wind speed Predicted performance Wind-Farm (PPWF) Estimated resource potential	A.Messac S. Chowdhury J. Zhang	Characterizing and Mitigating the Wind Resource-based Uncertainty in Farm Performance Velocidad del viento, dirección y densidad, son fuentes de incertidumbre en los cálculos de AEP. Proponen nueva metodología para: Caracterizar las incertidumbre en distribuciónV Modelar la propagación "local WPD y PPWF. Comparan un emplazamiento a nivel del mar y otro a 512m de altitud. Curioso: las curvas de densidad de viento offshore más baja que la montaña. Yo interpreto influencia de la densidad	Journal of Turbulence 13, 13 (2012) 1-26

32.	Development of wind power projects WindPro Wind atlas analysis and program CFD Geographical information system Preliminary assessment Statistical approach Weibull distribution Wind atlas Wind resource assessment Wind speed Wind turbine technology	K.S.R. Murthy O.P. Rahi	A comprehensive review of wind resource assessment Pequeñas desviaciones en la velocidad del viento implican grandes desviaciones en la potencia de las turbinas. Un <u>cálculo preciso del recurso eólico</u> se considera de vital importancia, en todo tipo de emplazamientos -Topografía, orografía, obstáculos, rugosidad -Métodos estadísticos a largo y corto plazo -Perfiles verticales de velocidad -Modelos de predicción meteorológica Revisión de todo lo necesario para realizar predicciones del recurso eólico.	Renewable and Sustainable Energy Reviews
33.	Wind speed data Vertical wind profile Least square method Wind resource WASP	Z. Durisic J. Miculovic	A model for vertical wind speed data extrapolation for improving wind resource assessment using WASP Método de mínimos cuadrados para ajustar el perfil vertical de velocidades de viento, conocido este en varios puntos en el eje z. Comprueba en varias situaciones geográficas. Mejora estimaciones del potencial eólico. Mástil de 60 m (modelo NRG 60 m XHD) Anemómetro (modelo #40c NRG Systems) Anemómetro a 10m, 40m, 50m y 60m Idea: Investigar efecto de la densidad	Renewable Energy 41 (2012) 407-411
34.	Wind energy engineering CFD Turbine micro-siting	J.M.L.M. Palma F.A. Castro L.F. Ribeiro A.H. Rodrigues A.P. Pinto	Linear and nonlinear models in wind resource assessment and wind turbine micro-siting in complex terrain Los emplazamientos de las turbinas presentan cada vez más dificultad orográfica. Combina los métodos tradicionales (anemómetros y métodos lineales), con CFD (modelos no lineales) + anemómetro sónico. Estudian un acantilado sobre el mar, detentando las zonas de flujo desprendido inapropiadas para instalar WT. Lo comprueban con el anemómetro sónico. Detectan flujo pulsado con turbulencia y ráfagas.	Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 96 (2008) 2308-2326
36.	Upwind Met tower Doppler Lidar	C.M St. Martin J.K. Lundquist A. Clifton G.S. Poulos S.J. Schreck	Wind turbine power production and annual energy production depend on atmospheric stability and turbulence Mástil meteorológico de 135 m, delante de una turbina (GE) de 77 m de diámetro. Anemómetros de cucharilla, Doppler y veletas a lo largo del mástil. Medir curva de potencia en distintas condiciones meteorológicas. Cuando el tiempo es bueno produce más a altas velocidades, cuando el tiempo es malo produce más a bajas velocidades. Upwind: contra el viento.	Wind Energy Science 1 (2016) 221-236
37.	Capacity value Variable speed wind turbine Rated wind speed Weibull distribution Wind Energy New Chart for selecting WT	A.Sedaghat A. Hassanzadeh J. Jamali A. Mostafaeipour W-H. Chen	Determination of rated wind speed for maximum annual energy production of variable speed wind turbines Velocidad nominal bien seleccionada puede mejorar la AEP un 43% Se examinan WT de velocidad variable para maximizar AEP Proponen gráfico especial para determinar la velocidad nominal de la WT	Applied Energy 205 (2017) 781-789 [88]
38.	Scenario generation Renewable power Uncertainties Spatial correlation Variability Economic dispatch	C. Tang Y. Wang J. Xu Y. Sun B. Zhang	Efficient scenario generation of multiple renewable power plants considering spatial and temporal correlations Importante integrar las plantas eólicas en su conjunto, teniendo en cuenta correlaciones espacio-temporales. Muestreo de Gibbs se usa para estudiar un escenario dinámico de generación	Applied Energy 221 (2018) 348-357

39.	Wind Farm Wind Energy conversion Spatial effect Pitch angle controller Equivalent modelling Wind power forecast	Y. Jin P. Ju C. Rehtanz F. Wu X. Pan	Equivalent modelling of wind energy conversion considering overall effect of pitch angle controllers in wind farm Aprovechar la regulación de Pitch para controlar las fluctuaciones de potencia eléctrica, mejorando la integridad de la capacidad eólica disponible en la red	Applied Energy 222 (2018) 485-496 [87]
40.	Measure-correlate-predict(MCP) Wind Turbine Power Output(WTPO) Support vector machine Artificial neural network Random forest Wind turbine power curve Wind turbine power output Air density	S. Díaz J.A. Carta J.M. Matías	Performance assessment of five MCP models proposed for the estimation of long-term wind turbine power outputs at a target site using three machine learning techniques WTPO Varios modelos basados en MCP, se usan para estimar viento a largo plazo, cuando solo se dispone un corto plazo de datos. Se proponen modelos que tienen en cuenta variaciones de la densidad del aire	Applied Energy 209 (2018) 455-477 [91]
41.	Uncertainty analysis Wind resource assessment Wind characteristics Probability model Annual energy production	S-D Kwon	Uncertainty analysis of wind energy potential assessment Propuesta de cálculo del recurso eólico para una turbina, basado en análisis de incertidumbre. Estudia modelos de probabilidad que tienen en cuenta las variaciones de densidad.	Applied Energy 87 (2010) 856-865
42.	Ultrasonic Anemometer CMCs validation Air speed key comparison CCM.FF-K3	Y. Tero M. van der Beek T.T. Yeh H. Müller	Final report on the CIPM air speed key comparison (CCM.FF-K3) Un patrón de referencia (anemómetro ultrasónico), se ha ensayado en 5 laboratorios (Alemania, USA, 2 Japón, Holanda). Miden a 2 m/s y a 20 m/s Todos se han validado.	Metrologia 44 (2007) 07009
43.	Air density uncertainty	L-O Becerra M.E. Guardado	Estimación de la incertidumbre en la determinación de la densidad del aire La densidad del aire es una de las magnitudes de influencia más común en metrología. Explica el cálculo de incertidumbre de la densidad del aire, a partir de Temperatura, presión y humedad relativa o punto de rocío.	CENAM (2003) [99]
44.	Density of moist air CIPM-2007	A.Picard R.S. Davis M. Gläser K. Fujii	Revised formula for the density of moist air (CIPM-2007) La ecuación CIPM se basa en la masa molar del aire seco, cambios en la determinación de la fracción de Argón, implica modificaciones de la constantes necesarias para calcular la densidad del aire húmedo	Metrologia 45 (2008) 149-155 [98]
45.	Wind tunnels Calibration of cup anemometers Tilt angular response Rotor torque characteristics of cup anemometers Measnet IEC 61400-12-1	O. Frost Hansen S. Ole Hansen L. Kristensen	Wind Tunnel Calibration of Cup Anemometers Caluibran y clasifican anemómetros, mediante las cualidades de la recta de calibración y la medición del par de los anemómetros. Se considera la influencia del propio túnel y el soporte del anemómetro en la turbulencia a gran y pequeña escala. Estas son una fuente de incertidumbres que la IEC no tiene en cuenta.	AWEA Wind Power Conference Paper jun2012 [103]

3.3. Conclusiones

Dentro de las energías renovables destinadas a producir electricidad, la energía eólica es la segunda más extendida en el planeta, tras la hidráulica; de hecho en 2017 ha generado el 25% de los kW eléctricos renovables.

Las renovables que producen electricidad son importantes, porque la balanza energética se vuelca cada vez más del lado eléctrico. De hecho llama la atención como las políticas energéticas europeas persiguen alcanzar el 50% de energía eléctrica de origen renovable en la próxima

década, así como aumentar el parque de vehículos eléctricos; y esto hay que unir las limitaciones impuestas a los biocarburantes de origen oleaginoso.

Dentro de las renovables, la eólica es la más limpia a continuación de la hidráulica. Tal vez por ello ha experimentado un crecimiento vertiginoso desde 1990, pues en aquella fecha solo producía el 0.3% de la electricidad renovable.

Su nivel de crecimiento ha sido superado en los dos últimos años por la solar fotovoltaica, aunque con datos del 2017, la eólica casi duplica a la solar tanto en potencia como en energía producida. Ambas energías compiten en costes con la generación de electricidad mediante combustibles fósiles, hasta el punto de que cada vez hay menos plantas termoeléctricas tradicionales.

Muchos expertos en renovables ven un gran potencial de crecimiento en la eólica marina, de hecho Reino Unido concentra el 36% de la eólica marina, con proyectos realizados en los últimos 5 años. Son muchos los que vaticinan que será la energía del futuro.

La eólica marina va buscando posibilidades en emplazamientos cada vez más profundos, eso plantea la necesidad de construir turbinas flotantes. Son muy numerosos los proyectos eólicos flotantes en construcción, como puede constatarse en el **Anexo I**. Las iniciativas surgen en Japón, USA, Francia, Reino Unido, Noruega, Italia, Suiza, España... luego realmente esta modalidad de eólica parece albergar esperanzas para distintas potencias económicas.

No parece lógico instalar las turbinas tradicionales, desarrolladas para funcionar sobre cimientos sólidos, en plataformas flotantes. Por ello muchos investigadores centran sus esfuerzos en mejorar las turbinas eólicas de eje vertical. Sorprendentemente no existen equipos comerciales de esta modalidad en la escala del megavatio.

La investigación del estado del arte en el área de las turbinas de eje vertical plantea muchas incógnitas sin resolver: problemas de autoarranque, cambio de sentido de rotación, coeficiente de potencia no optimizado, dudas sobre regulación,... por tanto el presente trabajo se encamina a la investigación de los mismas.

Para ello se planifican tres etapas: comenzar por los conceptos teóricos del funcionamiento de las turbinas eólicas verticales, proponer alternativas y realizar pruebas.

El sondeo del estado del arte de las dichas etapas ofrece múltiples oportunidades, que brindan la posibilidad de ampliar el conocimiento existente.

4. Teoría aerodinámica de álabes que rotan paralelamente al eje azimutal (objetivo 1º)

Tal y como persigue el objetivo primero, se trata de un **planteamiento teórico sobre la aerodinámica de los generadores eólicos de eje vertical**.

Concretamente se estudiará un tipo de turbinas de eje vertical, patentada por Darrieus en 1926 [16], consistente en varios álabes verticales rectos dispuestos verticalmente; también es conocida como “H-rotor” (Turbina en H), por el aspecto de algunas variantes posteriores que recuerdan a esta letra cuando tienen dos álabes. En las publicaciones científicas es referida con el calificativo “Straight blades”, por lo cual aparece en las palabras claves como S-VAWT⁴².

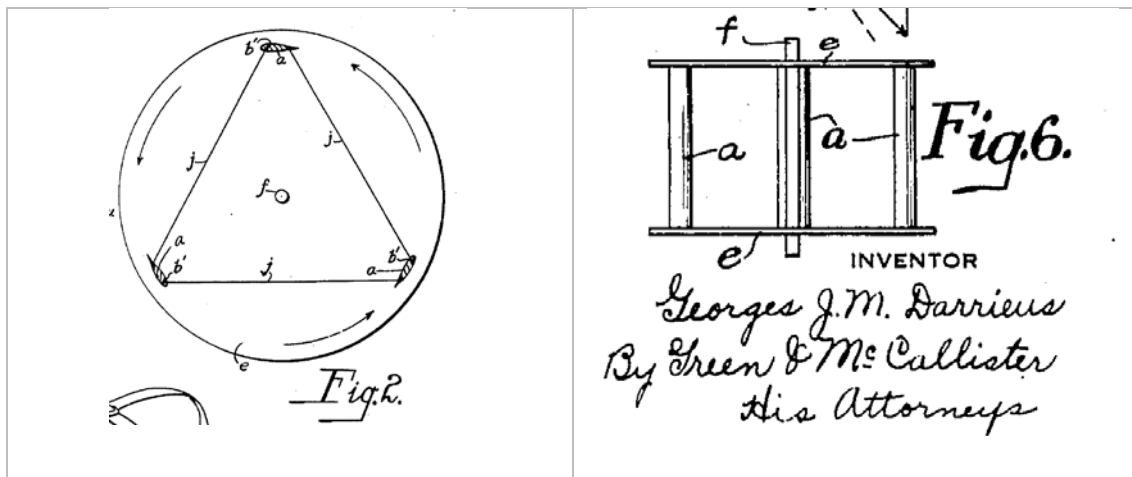


Fig. 14 Esquemas de la turbina de palas rectas tipo Darrieus.⁴³

Las ventajas principales de esta turbina, son que no necesita ser orientada en la dirección del viento, y que la maquinaria (engranajes y generador), puede disponerse en la parte inferior del soporte. Este último punto es especialmente interesante en aplicaciones tipo “floating offshore wind”, tal y como detalla M. Cahay [19]. En contrapartida tienen otros problemas, como dificultad para el auto arranque y bajos valores del coeficiente de potencia; tanto ventajas como inconvenientes son analizados por A. Bhutta [49].

Se detectó al analizar el estado del arte que la posibilidad de girar los álabes sobre si mismos en algún punto de su cuerda mejora el rendimiento de las turbina en H. El primero en intentar optimizar este efecto fue Lazauskas, que en 1992 compara tres regulaciones de Pitch [50],

⁴² S-VAWT, acrónimo en inglés de “Straight blades-Vertical Axis Wind Turbines”, turbinas eólicas de eje vertical con álabes rectos.

⁴³ Figura extraída de la patente de G. Darrieus, [16]

aunque Noll en 1982 hizo pruebas de campo con un mecanismo que obtenía una regulación senoidal [21]. La cuestión no llegó a resolverse, de tal modo que en 2003 resurgió el interés por la temática con Paraschivoiu y F. Saeed [23], los cuales continuaban con sus indagaciones en 2009 [51].

En las S-VAWT es conveniente la utilización de álabes simétricos, pues a lo largo del recorrido están sometidos a ángulos de ataque positivos y negativos, siendo la disposición simétrica la que menos perjudica en ambas situaciones. Esta afirmación ha sido comprobada experimentalmente por T. Kiwata [52], por otra parte S.C. Roh comparó álabes simétricos entre sí [53]

4.1. Metodología

Para concretar los cálculos y poder contrastarlos experimentalmente, se ha seleccionado como álabe de trabajo un perfil NACA0015, el cual es bastante habitual en turbinas S-VAWT, como puede comprobarse en la Tab. 9. La nomenclatura clásica de los álabes consiste en la palabra NACA⁴⁴ más cuatro dígitos [54], el primer dígito es la curvatura máxima respecto a la cuerda, el segundo dígito es la posición de la curvatura máxima en la cuerda respecto al borde de ataque, los dos últimos dígitos indican el espesor máximo del alabe en porcentaje respecto a la cuerda.

El perfil NACA0015, es por tanto un perfil simétrico con un espesor del 15% la longitud de la cuerda. Las exigencias geométricas de la escala de trabajo utilizada en uno de los prototipos de esta tesis, con cuerdas de 40 mm, hacía inviable dotar de rotación sobre sí mismos a álabes con menos espesor.

Como base teórica de partida, se ha utilizado la sobradamente conocida *Teoría de Álabes*, y se detalla por ejemplo en el libro de *Fundamentos de Aerodinámica* de Anderson [54].

⁴⁴ NACA, acrónimo de la Agencia, “National Advisory Committee Aerodynamics”, precursora de la NASA.

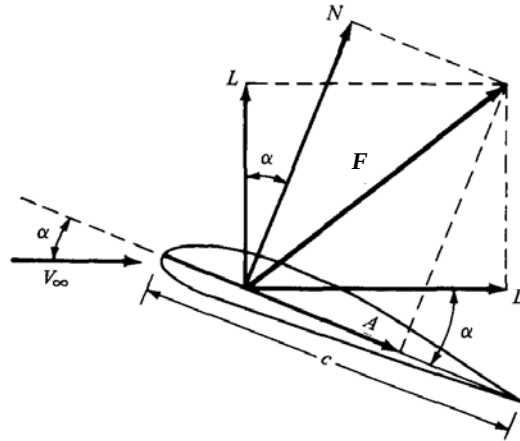


Fig. 15 Resultante de la fuerza aerodinámica y componentes de la misma.⁴⁵

V_∞ es la velocidad de corriente libre del viento, α es el ángulo de ataque del álabe, c es la longitud de la cuerda del álabe, F es el empuje aerodinámico cuya componente perpendicular al viento es conocida como “*Lift*” (sustentación), mientras que la componente paralela al viento es comúnmente denominada “*Drag*” (arrastre).

En la Fig. 15 se presenta una sección aerodinámica cualquiera, cuando una sección aerodinámica se repite a lo largo del eje perpendicular al plano de dibujo se obtiene un álabe recto que en ocasiones también puede ser denominado pala. En ese caso, L es la fuerza de sustentación por cada unidad de longitud del álabe o pala, y D es la fuerza de arrastre igualmente por unidad de longitud del álabe o pala. La resultante F también se puede descomponer en la componente *Normal* y *Axial*, perpendicular y paralela respectivamente a la cuerda del álabe.

Las fuerzas de empuje y sustentación se suelen presentar adimensionalizadas, mediante los coeficientes C_L y C_D , según las siguientes formulas:

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_\infty^2 \cdot c}, \quad (4.1)$$

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_\infty^2 \cdot c}, \quad (4.2)$$

Los coeficientes de sustentación y arrastre, dependen del ángulo de ataque, α , y de la velocidad de la corriente de aire en la que trabajan, V_∞ .

⁴⁵ Figura extraída de la pg. 16 del libro de aerodinámica de Anderson, [54]

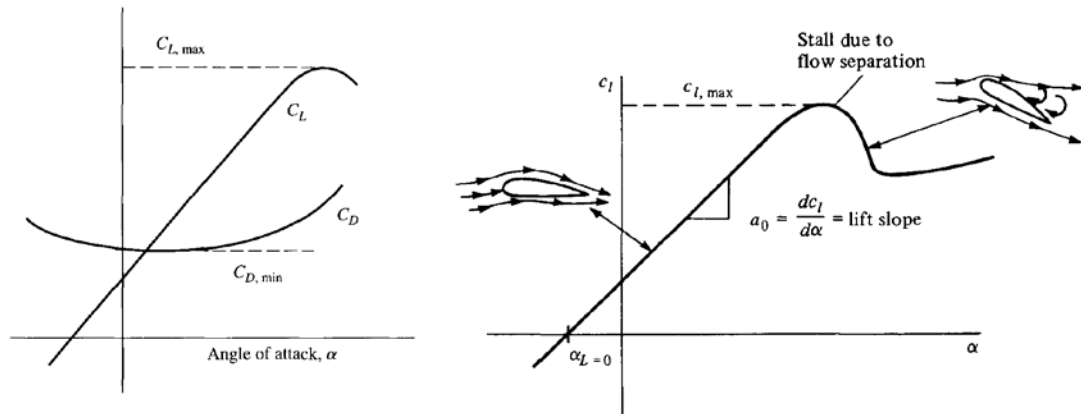


Fig. 16 Curvas esquemáticas de los coeficientes adimensionales de sustentación y de arrastre de un álabe en función del ángulo de ataque, α .⁴⁶

En la Fig. 16 se representa la influencia de α , para un valor de V_∞ concreto, o lo que es lo mismo para un valor de Re ⁴⁷ concreto. De la observación de la Fig. 16 se deduce que existe un α óptimo para el cual la sustentación es máxima, pero si se supera el álabe entra en pérdida.

Ira H. Abbott, director de aeronáutica en la NASA⁴⁸, publicó en el libro de *Teoría de Secciones Aerodinámicas* [55], la definición geométrica de una serie de perfiles aerodinámicos, que atendiendo a la nomenclatura standard descrita, fueron ensayados en túnel de viento para determinar los coeficientes de empuje y arrastre de cada geometría definida. En el libro, se detallan los coeficientes de arrastre y sustentación de una gran variedad de álabes, dentro del rango de α de $[-30^\circ, +30^\circ]$, para números de Reynolds del orden de 10^6 . Es habitual trabajar con álabes NACA, precisamente porque los coeficientes de arrastre y sustentación son conocidos, y no es necesario realizar ensayos para determinarlos.

Cuando los álabes son utilizados en turbinas S-VAWT, el ángulo de ataque abarca rangos de $[-180^\circ, +180^\circ]$; por ese motivo no es suficiente trabajar con los datos de sustentación publicados en la referencia [55].

Un conjunto de álabes simétricos (entre ellos el NACA0015) fueron estudiados por Sandia, en el rango $[0, +180^\circ]$, para distintos números de Reynolds entre 10^4 y 10^7 [17]; precisamente

⁴⁶ Figuras extraída de la pg. 42 y 282 del libro de aerodinámica de Anderson, [54]

⁴⁷ Re , forma abreviada del número de Reynolds, se usa habitualmente para adimensionalizar la velocidad en el seno de un fluido; compara las fuerzas dinámicas frente a las fuerzas viscosas [54]

⁴⁸ NASA, acrónimo de la Agencia "National Aeronautics and Space Administration"

para aplicaciones S-VAWT, donde el rango del número de Reynolds también es menor en comparación con otras aplicaciones aerodinámicas.

Los datos de C_L y C_D del NACA0015 (ver Fig. 17 y Fig.18) publicados en dicho informe se han utilizado en los cálculos del apartado siguiente.

En la Fig. 17 se aprecia como a 90° no hay sustentación. La curva es bastante simétrica a pesar de que a partir de 90° el álabe está trabajando a la inversa, es decir, el borde de ataque es ahora el punto de salida de la circulación de partículas fluidas. Cuanto mayor es el número de Reynolds, mayor es el coeficiente de sustentación y mayor el ángulo de ataque ante de entrar en pérdida.

El coeficiente de arrastre cuando el ataque es de 90° presenta valores muy elevados; realmente los perfiles aerodinámicos no están concebidos para trabajar a más de 30° .

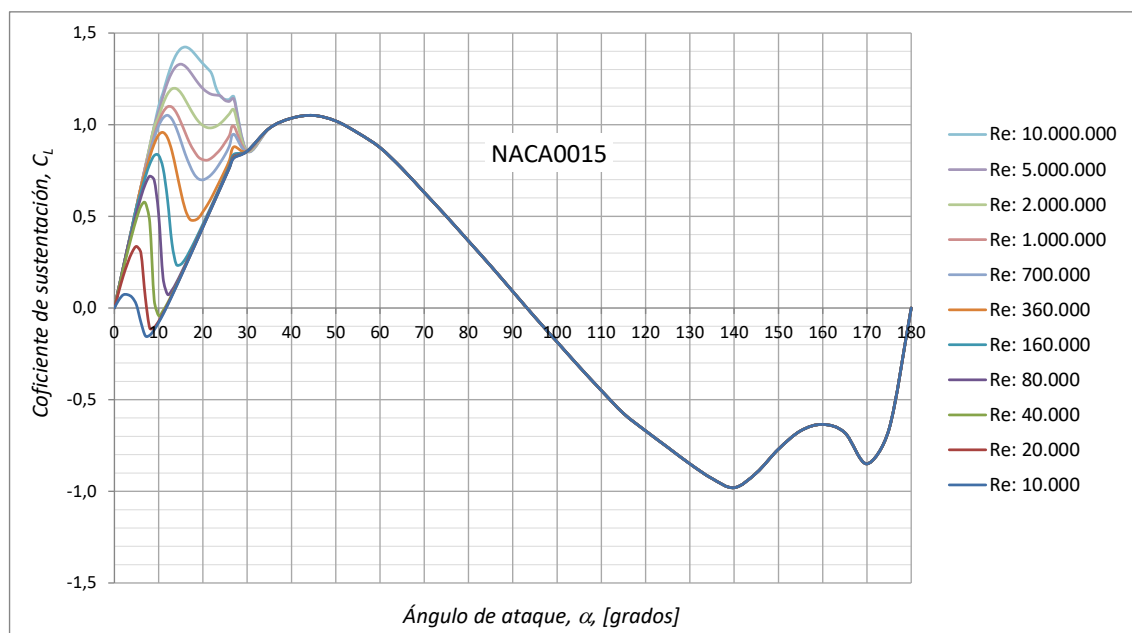
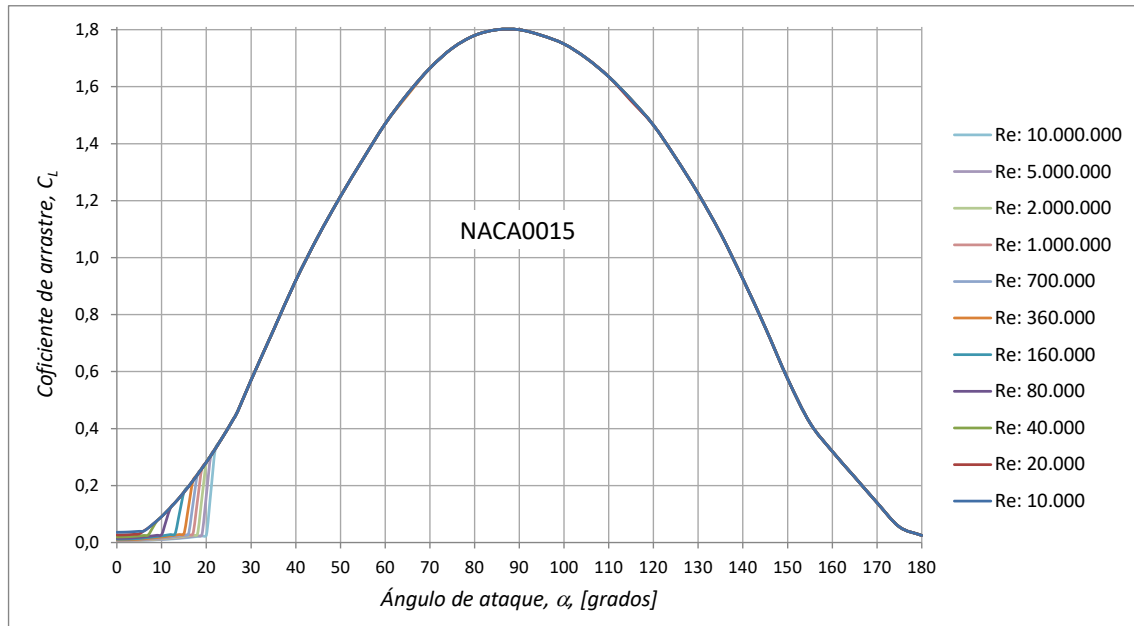


Fig. 17 Coeficiente de sustentación, para ángulos de ataque de hasta 180 grados⁴⁹

Cuanto mayor es el número de Reynolds, mayor es el ángulo de ataque con valores de arrastre del orden de 0.1.

El arrastre también presenta un comportamiento bastante simétrico.

⁴⁹ Elaboración propia con datos del estudio de Sandia sobre álabes simétricos, [17]

Fig. 18 Coeficiente de arrastre, para ángulos de ataque de hasta 180 grados⁵⁰

4.2. Resultados

Antes de nada recordar, que el estudio se centra en estudiar la aerodinámica de los álabes rectos, que giran verticalmente en torno al eje de la turbina, y además tienen la posibilidad de girar (también verticalmente), sobre si mismos en algún punto de su cuerda. De este modo mejora el rendimiento de las S-VAWT, aunque no es suficientemente conocido este efecto; Zhang [56] y Firdaus [57] también trabajan en la actualidad en esta línea.

Este giro del álabe sobre sí mismo es conocido como “*Pitch*”, expresión en inglés utilizada para indicar que una bola de béisbol es lanzada con efecto (inclinación); aquí se refiere a la inclinación de la cuerda del álabe vertical respecto a la dirección tangente de la trayectoria circular del mismo, tal y como se puede comprobar en la Fig. 19, donde se ha denominado β . La idea es que β pueda variar según la posición del álabe respecto al ángulo θ (ángulo azimutal).

Debe observarse en la Fig. 16, que la corriente principal de viento se ha dibujado paralela al eje Y , pero que la *Velocidad relativa* vista por el álabe es la suma de V_∞ y la velocidad tangencial (ωR); es decir W en el esquema. Por tanto la W vista por el álabe, tendrá una magnitud y dirección diferentes según en qué posición azimutal (θ) del giro se encuentre.

⁵⁰ Elaboración propia con datos del estudio de Sandia sobre álabes simétricos, [17]

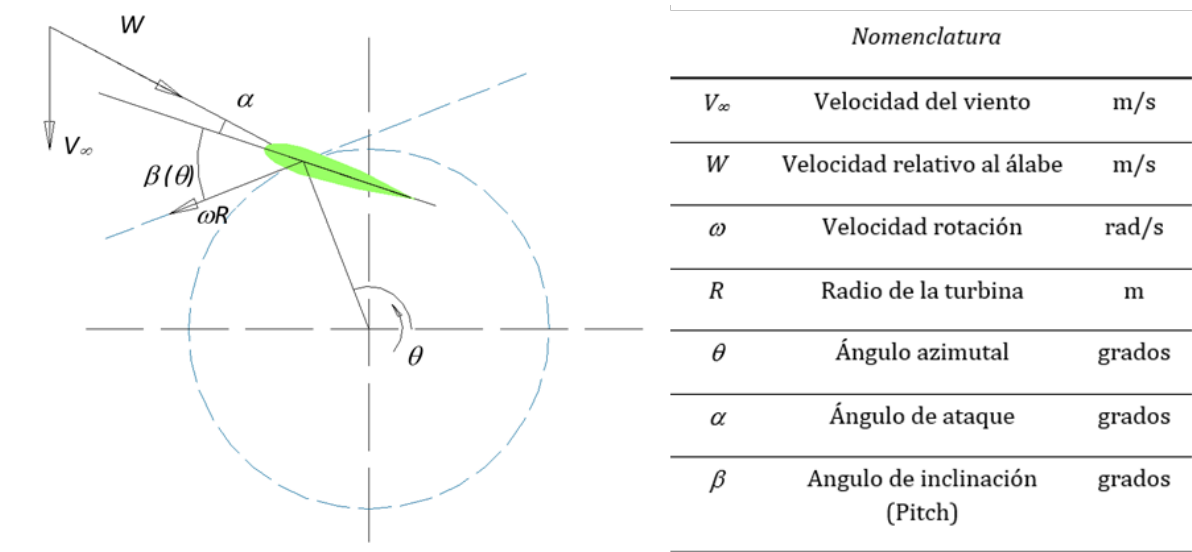


Fig. 19 Esquema del movimiento del ábalo en una VAWT, con *Pitch* (β) variable según la posición azimutal (θ)⁵¹

Los desarrollos matemáticos siguientes son para determinar el módulo y la dirección de la velocidad del viento relativa, W , vista por el ábalo.

Este sencillo planteamiento, lógico a la vista de la Fig. 19, no es tenido en cuenta en otros estudios teóricos de este tipo de turbinas, revisados en la indagación del estado del arte; por ejemplo la teoría de tubos de corriente (“Stream Tube Theory”), cuyos antecedentes y detalles pueden consultarse en el artículo de H. Beri [58].

La teoría desarrollada a continuación está en la línea de los análisis teóricos tipo BEM⁵², basado en el cálculo de cargas aerodinámicas, aunque la presente propuesta amplía claramente los desarrollos realizados por otros investigadores. La teoría BEM y sus antecedentes son comentados en la revisión de A. Bhutta et al. [49], donde indican que su concordancia con medidas experimentales es razonable; la utiliza por ejemplo Roh & Kang [53] para analizar la turbina S-VAWT sin variación de Pitch; así como A. Shires [59], que la emplea para explicar las cualidades aerodinámicas de su nueva propuesta de turbina con rotor en V.

En la Fig. 20 se representa la composición de la velocidad del viento, V_{∞} , con la velocidad tangencial, ωR , formando la velocidad relativa, W , se deduce del gráfico la dirección angular de la velocidad relativa respecto a la dirección tangencial.

⁵¹ Figura de elaboración propia.

⁵² BEM, acrónimo en inglés de “Blade Element Method”, es decir método de un elemento de ábalo.

Recuérdese que la definición de *Pitch* es el ángulo del álabe con la tangencial, en el caso particular del álabe de la figura el *Pitch* es igual a cero (no tiene inclinación respecto a la trayectoria tangencial). Por otra parte el ángulo de ataque de un álabe S-VAWT es el formado por el álabe respecto a la velocidad relativa, en este caso el ángulo de ataque es $-(\theta - \delta)$.

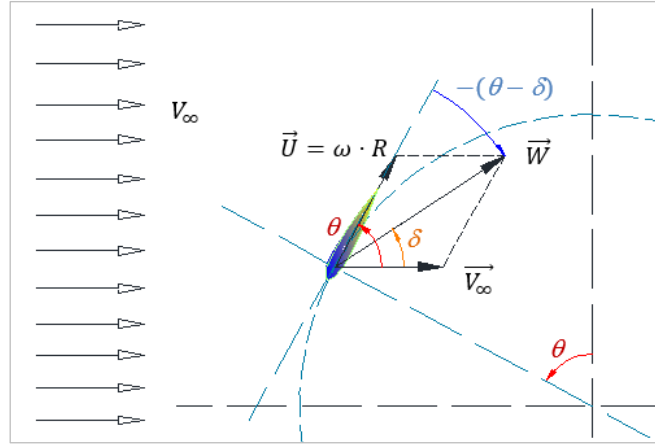


Fig. 20 Representación de la velocidad relativa, $\vec{W}$, y su dirección respecto a la dirección tangencial⁵³

$$\vec{W} = \vec{U} + \vec{V}_{\infty} , \quad (4.3)$$

$$|\vec{U}| = \omega \cdot R , \quad (4.4)$$

$$|\vec{W}| = V_{\infty} \cdot \cos \delta + \omega \cdot R \cdot \cos(\theta - \delta) , \quad (4.5)$$

La Fig. 20 corresponde al caso de una turbina Darrieus de palas rectas clásica; en la disposición clásica no varía la posición del álabe respecto a la trayectoria tangencial; el problema es que el ángulo de ataque varía a lo largo de la trayectoria, y la mayoría del tiempo tiene valores por encima de 30° , trabajando en situación de pérdida de sustentación y con un gran arrastre.

Conviene tener en cuenta en este momento la definición de “Blade Speed Ratio” (*BSR*), λ , relación entre la velocidad tangencial del álabe y la velocidad del viento. En la bibliografía suele denominarse “Tip speed ratio”, pero “Tip” se refiere al extremo de las palas de los turbinas de eje horizontal, por eso si se estudian S-VAWT, debe denominarse “Blade”, pues toda la pala tiene la misma velocidad tangencial. En el fondo este parámetro es la adimensionalización de la velocidad de giro de la turbina.

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{V_{\infty}} , \quad (4.6)$$

⁵³ Figura de elaboración propia.

Una vez definido el BSR , se puede reescribir la ecuación (4.5), que queda del siguiente modo:

$$|\vec{W}| = V_{\infty} \cdot [\cos \delta + \lambda \cdot \cos(\theta - \delta)] , \quad (4.7)$$

Para comprender como es el módulo de la velocidad relativa, W , respecto a V_{∞} , se propone el siguiente parámetro adimensional, que podría llamarse “Relative Speed Ratio” (RSR):

$$RSR = \frac{W}{V_{\infty}} = \cos \delta + \lambda \cdot \cos(\theta - \delta) , \quad (4.8)$$

donde δ , se deduce trigonómicamente de la Fig. 20, con lo cual se puede calcular RSR , como una función de θ y de λ :

$$\delta = \arctg \frac{\omega \cdot R \cdot \sin \theta}{V_{\infty} + \omega \cdot R \cdot \cos \theta} , \quad (4.9)$$

y sustituyendo, $\omega \cdot R = V_{\infty} \cdot \lambda$, obtenido de la ecuación (4.6), queda:

$$\delta = \arctg \frac{\lambda \cdot \sin \theta}{1 + \lambda \cdot \cos \theta} , \quad (4.10)$$

El módulo de la velocidad relativa respecto la velocidad del viento (RSR); y la dirección de la velocidad relativa vista, W , respecto a la dirección del viento y respecto a la tangencial, son representadas en las Figs. 21, 22 y 23.

Se comprueba en dichas figuras que el BSR , “Blade Speed Ratio”, también llamado λ ejerce una gran influencia en la velocidad relativa vista desde el álabe.

Tanto el módulo como la dirección de la velocidad relativa evolución de forma distinta a lo largo del recorrido circular en torno al eje, según si λ es menor que uno o mayor que uno.

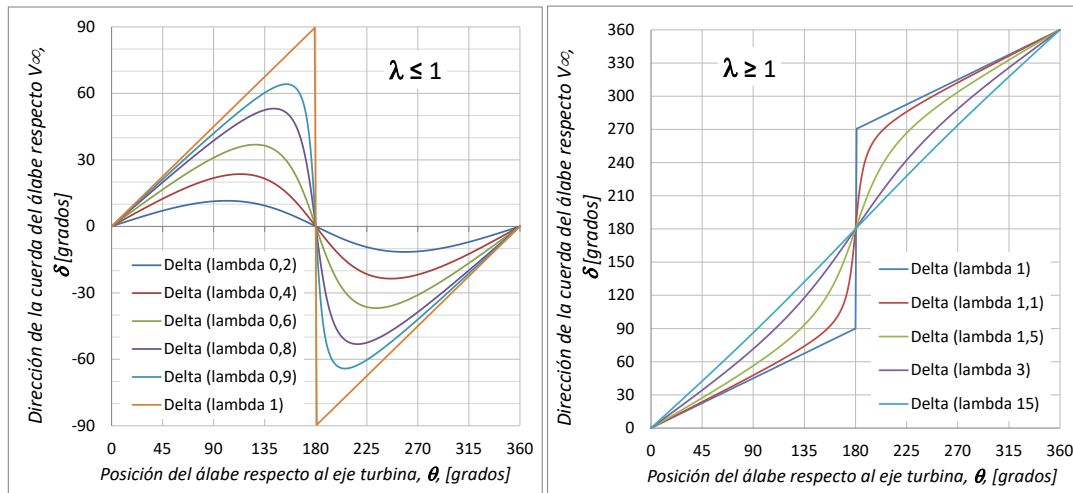


Fig. 21 Dirección de la velocidad relativa respecto a la dirección del viento, según el valor de BSR ó λ .⁵⁴

⁵⁴ Figura de elaboración propia.

De la observación de la Fig. 21, se deduce que si la velocidad de giro es menor que la corriente libre de viento, la velocidad relativa sería como la del viento pero desviándose hacia arriba durante los primeros 180°, a continuación la velocidad relativa se desvía hacia abajo. Esta situación es típica durante el proceso de arranque de la turbina.

En la Fig.22 se comprueba que si la velocidad de giro es mayor que la velocidad del viento, la dirección de la velocidad relativa emula a la dirección tangencial pero desviándose hacia el interior durante los primeros 180°, y hacia el exterior a continuación. De tal forma que si la velocidad de giro es muy superior a la del viento, las desviaciones son mínimas. Esto implica que, para valores de *BSR* superiores a 3, la velocidad relativa se aproxima a la posición de los álabes de la Darrieus clásica, por ello funcionan, aunque ahora se comprende que no es una mala disposición del álabes hasta llegar a esos valores de λ , y lógicamente tienen dificultades en el arranque.

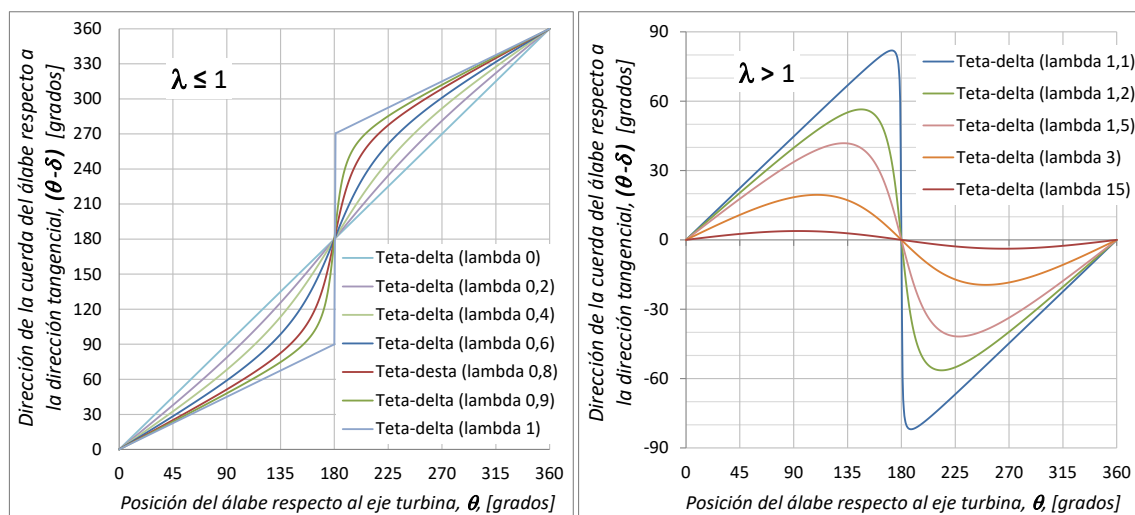


Fig. 22 Dirección de la velocidad relativa respecto a la tangencial, según el valor de *BSR* ó λ .⁵⁵

En cuanto a la variación del módulo de W respecto a la velocidad de corriente libre, depende igualmente del valor del *BSR*, tal y como se observa en la Fig.23. Cuando λ es menor de la unidad, W oscila por encima y por debajo de la velocidad V_∞ , en general entre 90° y 180° la velocidad relativa es menor que la del viento. En cambio cuando λ es mayor que la unidad, la velocidad relativa empieza a superar a la velocidad del viento en todo el recorrido, por ejemplo si λ es igual a 2, la velocidad relativa duplica y casi triplica el valor de V_∞ , y en ningún momento es menor.

⁵⁵ Figura de elaboración propia.

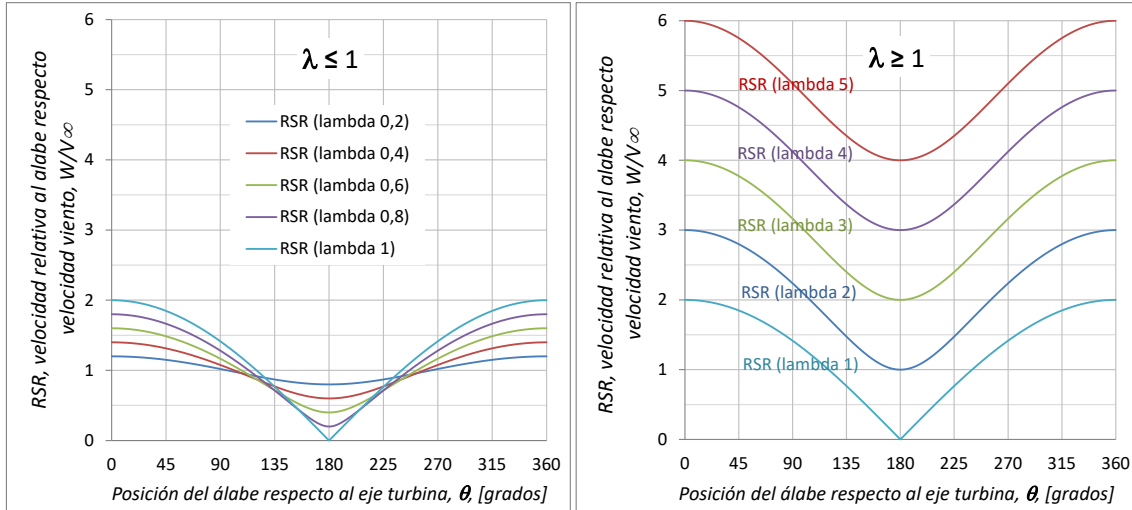


Fig. 23 Módulo de la velocidad relativa comparado con la velocidad del viento, según el valor de BSR ó λ .⁵⁶

4.2.1. *Pitch* y ángulo de ataque adecuado a cada posición del álabe según la coordenada azimutal.

Una vez que se conoce el módulo y la posición de la velocidad relativa, la optimización del *Pitch* consiste en poner el álabe en el lugar más adecuado para cada valor de θ .

Es decir lo primero es poner en cada momento la cuerda del álabe sobre la trayectoria, y después añadir el ángulo de ataque próximo a la sustentación máxima. Observar que el ángulo de ataque será positivo o negativo dependiendo en qué zona de la turbina se encuentre la pala.

Para comprenderlo mejor se puede consultar la Figs. 24 y 25, donde el *Pitch*, β , para optimizar el movimiento del álabe desde un punto de vista aerodinámico responde a las siguientes expresiones:

$$\beta = -(\theta - \delta) + \alpha_{max} \quad , \quad \text{para } \theta \in [0, \pi] \quad (4.11)$$

$$\beta = -(\theta - \delta) - \alpha_{max} \quad , \quad \text{para } \theta \in (\pi, 2\pi) \quad (4.12)$$

Que el *Pitch* óptimo sea función de $(\theta - \delta)$, implica que dependerá del “Blade Speed Ratio”, esta dependencia con λ , ya fue detectada por J.J. Miao en 2012, en un interesante experimento donde regula el *Pitch* con servomotores, aunque no llegó a determinar la relación entre ambos [60]

⁵⁶ Figura de elaboración propia.

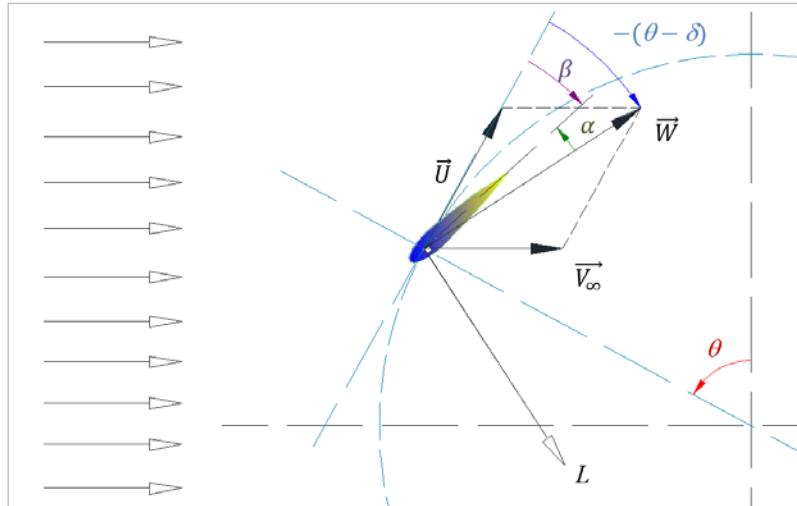


Fig. 24 Partiendo de la tangente Pich, β , negativo (sentido agujas reloj), que primero posiciona la cuerda sobre la velocidad relativa, y después la gira α positivo (ángulo de ataque) proporcionalmente a $|\vec{W}|$.⁵⁷

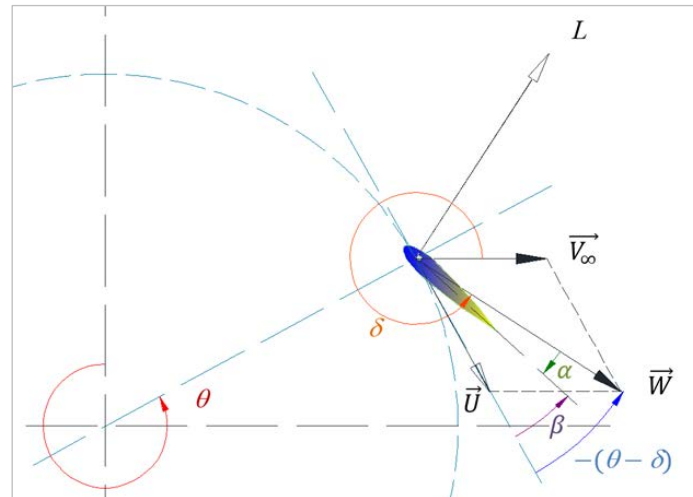
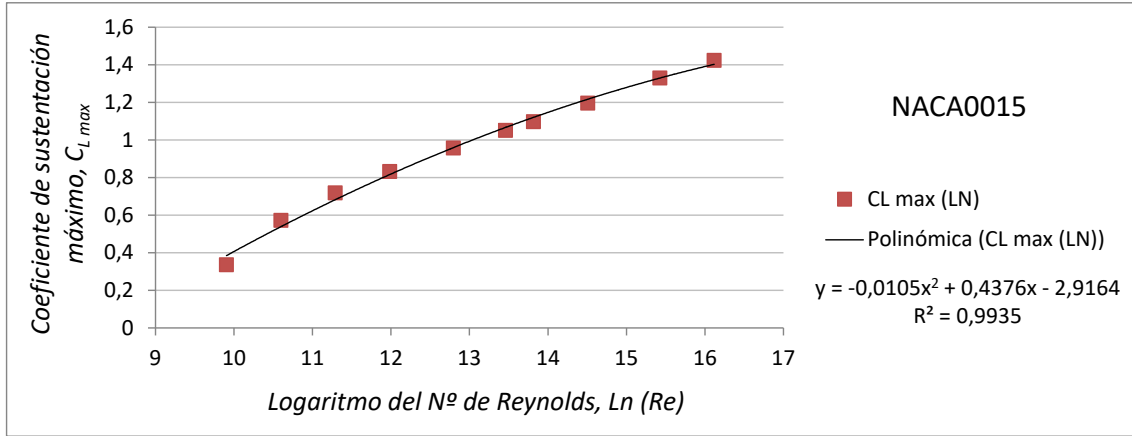


Fig. 25 Partiendo de la tangente Pich, β , positivo (contra agujas reloj), que primero posiciona la cuerda sobre la velocidad relativa, y después la gira α negativo (ángulo de ataque) proporcionalmente a $|\vec{W}|$.⁵⁷

α_{max} , es el ángulo de ataque para el cual el coeficiente de sustentación, C_L , es máximo; aunque como se observa en la Fig. 17, existe una pareja α_{max} , $C_{L\ max}$, para cada número de Reynolds, es decir α_{max} es función del número de Reynolds. En general cuanto mayor es Reynolds, mayor será α_{max} y $C_{L\ max}$; aunque para tener más clara esta evolución, se puede particularizar para el álabe NACA0015 partiendo de los datos de Sandia [17]; así se obtiene la Fig. 26. Es habitual en la bibliografía aerodinámica presentar la evolución de $C_{L\ max}$ con el número de Reynolds a escala logarítmica.

⁵⁷ Figura de elaboración propia.

Fig. 26 Evolución de C_{Lmax} de un perfil NACA0015 con el número de Reynolds⁵⁸

Por otra parte de la Fig. 17, se sabe la pendiente y la intersección de la relación lineal entre el ángulo de ataque y el coeficiente de sustentación, por supuesto antes de que se desprenda el flujo, de tal forma que se cumple la ecuación (4.13)

$$C_L = 0.003 \cdot \alpha - 0.1587, \quad (4.13)$$

Sustituyendo el ajuste de la Fig. 26, y despejando es posible llegar a la expresión del α_{max} en función del número de Reynolds:

$$\alpha_{max} = \frac{-0.0105 \cdot (Ln Re^*)^2 + 0.4376 \cdot (Ln Re^*) - 2.7577}{0.1003}, \quad (4.14)$$

Por tanto el *Pitch* óptimo es función de la posición azimutal, del “Blade Speed Ratio” (*BSR*), del número de Reynolds visto por álabes, Re^* , y por supuesto del perfil aerodinámico usado; es decir aunque la velocidad del viento V_∞ sea constante, el álabes trabaja con la velocidad relativa, W , la cual varía con la posición azimutal. Expresado matemáticamente quedaría:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_\infty \cdot c}{\mu}, \quad (4.15) \quad ; \quad Re^* = \frac{\rho \cdot W \cdot c}{\mu}, \quad (4.16)$$

Aplicando la ecuación (4.8): $RSR = \frac{W}{V_\infty} = \cos \delta + \lambda \cdot \cos(\theta - \delta)$, la ecuación (4.16) quedaría:

$$Re^* = RSR \cdot \frac{\rho \cdot V_\infty \cdot c}{\mu} = [\cos \delta + \lambda \cdot \cos(\theta - \delta)] \cdot \frac{\rho \cdot V_\infty \cdot c}{\mu}, \quad (4.16)$$

Una vez conocido α_{max} , se representa el *Pitch*, β , según las ecuaciones (4.11) y (4.12):

⁵⁸ Figura de elaboración propia con datos de la referencia [17].

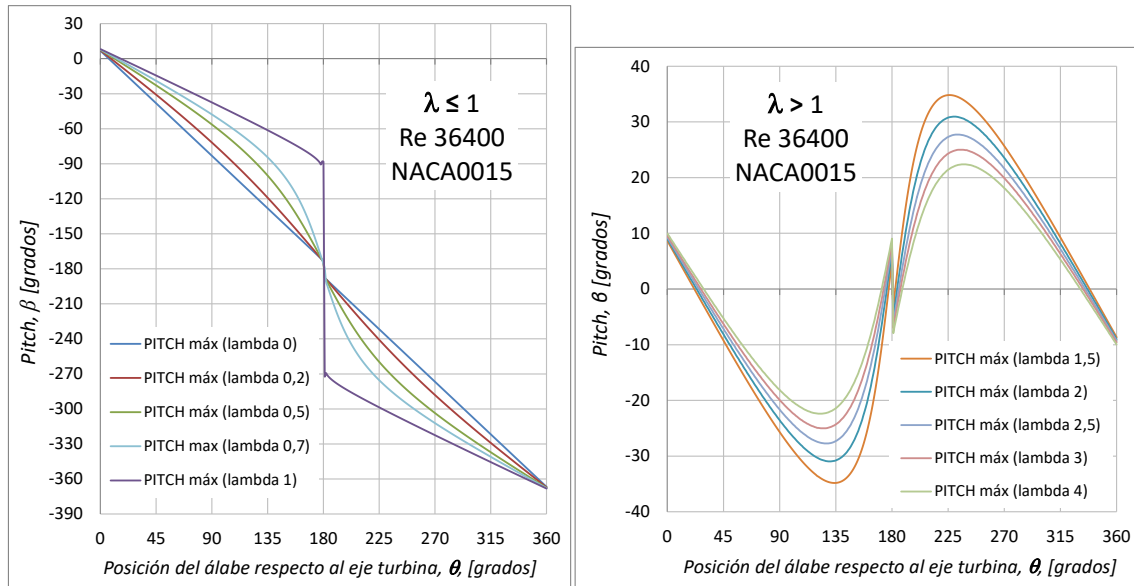


Fig. 27 *Pitch* teórico para optimizar la sustentación de una S-VAWT con NACA0015, y $Re=36400$ (correspondiente a maqueta pequeña con $V_\infty=14\text{m/s}$)⁵⁹

Si es $\lambda < 1$ el *Pitch* es siempre según las agujas del reloj (*Pitch* negativo), y todo el tiempo en aumento, aunque en la zona de 180° el ritmo de crecimiento es mayor, y se hace más evidente esa aceleración cerca de $\lambda=1$. Cuando es $\lambda > 1$, el *Pitch* es negativo la mitad del recorrido y positivo la otra mitad, por tanto oscila apuntando en barlovento hacia el exterior de la turbina y en sotavento hacia el interior de la misma.

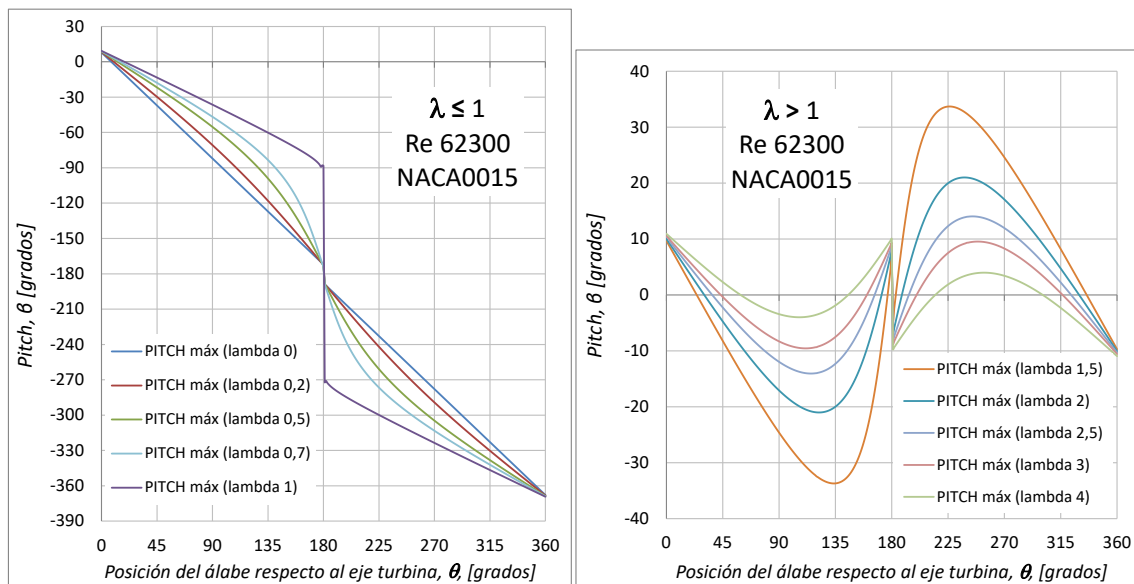


Fig. 28 *Pitch* teórico para optimizar la sustentación de una S-VAWT con NACA0015, y $Re=62300$ (correspondiente a maqueta grande con $V_\infty=6\text{m/s}$)⁵⁹

⁵⁹ Figura de elaboración propia.

Hasta “Blade Speed Ratio” (BSR) menor o igual a 1.5 ($\lambda \leq 1.5$), el PICH apenas varía con Reynolds (al menos en los rangos de $Re \in [10^4, 10^5]$, en los que se puede comparar la presente teoría con los experimentos realizados en los siguientes etapas de la tesis.

El resultado para $\lambda \geq 1$ de la Fig. 28, se parece al planteado por Zhang [56] en su estudio de 2014, aunque Zhang lo obtiene con un método numérico y no detecta que el resultado depende del número de Reynolds, dicho estudio no da información para $\lambda < 1$.

4.2.2. Coeficiente de momento, C_M , y Coeficiente de potencia, C_P

Si al girar una turbina S-VAWT, se rotan sobre sí mismo las cuerdas de los álabes respecto la tangencial un ángulo variable, determinado por las ecuaciones (4.11) y (4.12): los álabes tendrán en cada momento una L máxima, esta última según una ecuación que dependerá del perfil utilizado, y que en el caso estudiado corresponde con la deducida de la Fig. 26 para un NACA0015:

$$C_{Lmax}(Re^*) = -0.0105 \cdot (\ln Re^*)^2 + 0.4376 \cdot (\ln Re^*) - 2.9164, \quad (4.17)$$

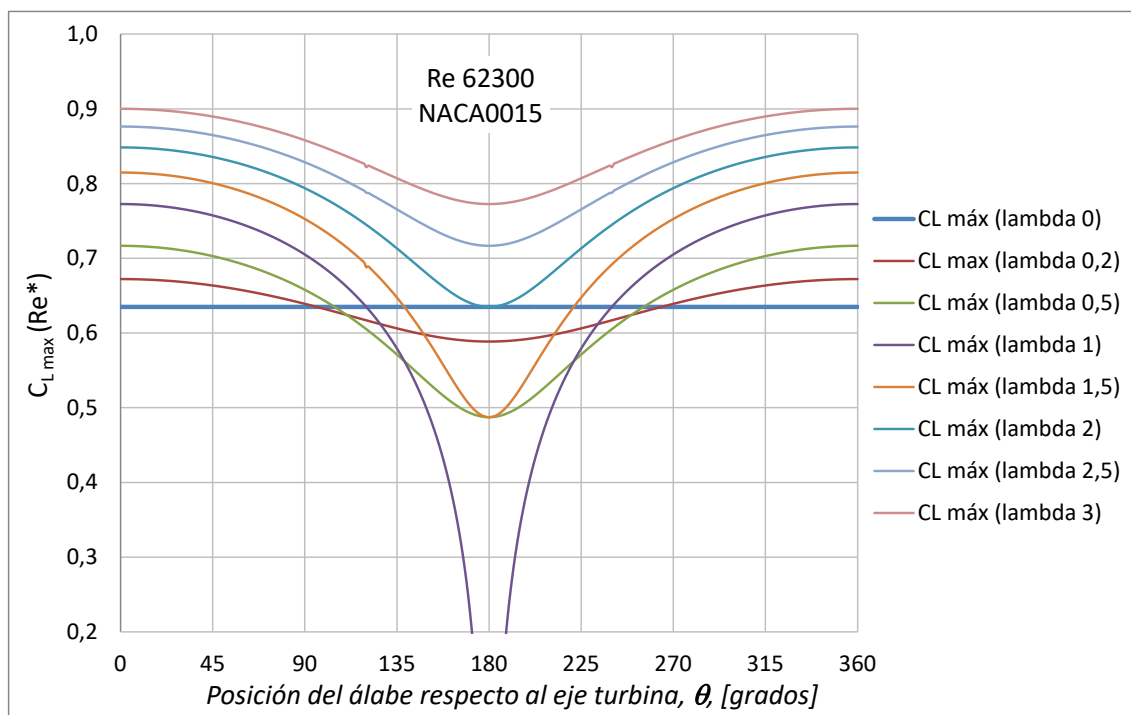


Fig. 29 Coeficiente de sustentación máximo en función de θ , calculado con la velocidad relativa al álabe (Re^*), representa la sustentación de un álabe NACA0015 utilizado en una S-VAWT ⁶⁰

Debe recordarse que aunque Re sea constante (en el caso de la Fig. 29 corresponde al Re del álabe con las dimensiones de la maqueta grande con viento de 6m/s), Re^* varía con θ , tal y

⁶⁰ Figura de elaboración propia.

como se comprobó en la Fig. 23. La línea horizontal correspondiente a $\lambda=0$, es el coeficiente de sustentación máximo correspondiente a $Re=62300$.

Como es lógico la fuerza de sustentación, L , debe proyectarse sobre la tangencial, pues solo esta produce par de giro. Para ello es necesario determinar el ángulo de L respecto a la tangencial; sobre este ángulo tratan la siguiente figura (Fig. 30) y las ecuaciones (4.18) y (4.19).

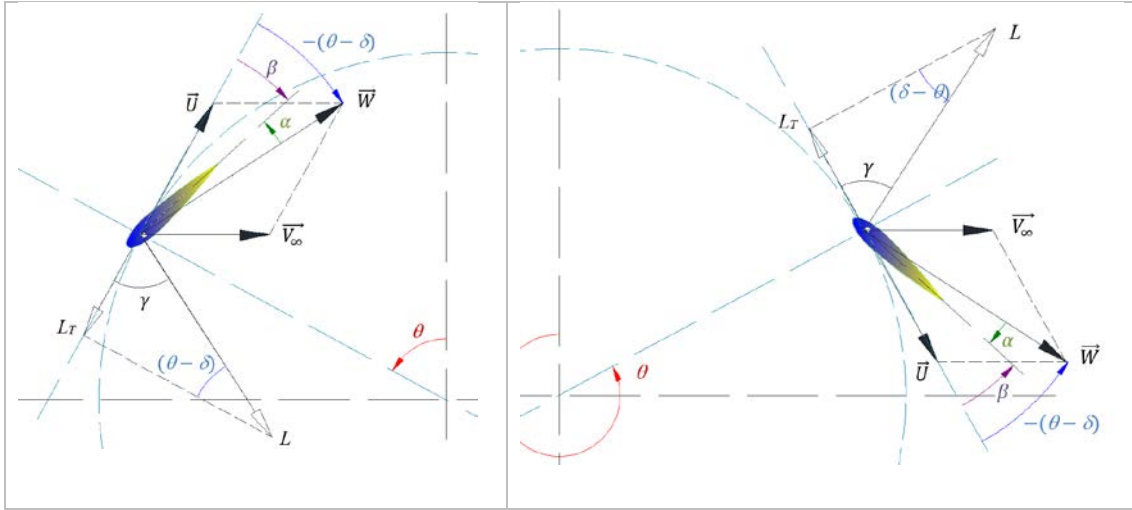


Fig. 30 Representación de γ , ángulo de proyección de la fuerza de sustentación sobre la tangencial al movimiento. Situación del álabe a sotavento del centro de la S-VAWT, y a barlovento.

$$\gamma = \pi/2 - (\theta - \delta) \quad , \quad \text{para } \theta \in [0, \pi] \quad (4.18)$$

$$\gamma = \pi/2 - (\delta - \theta) \quad , \quad \text{para } \theta \in (\pi, 2\pi) \quad (4.19)$$

El ángulo de proyección γ , depende de la posición azimuthal, θ , y de λ , tal y como puede observarse en el gráfico de la Fig. 31.

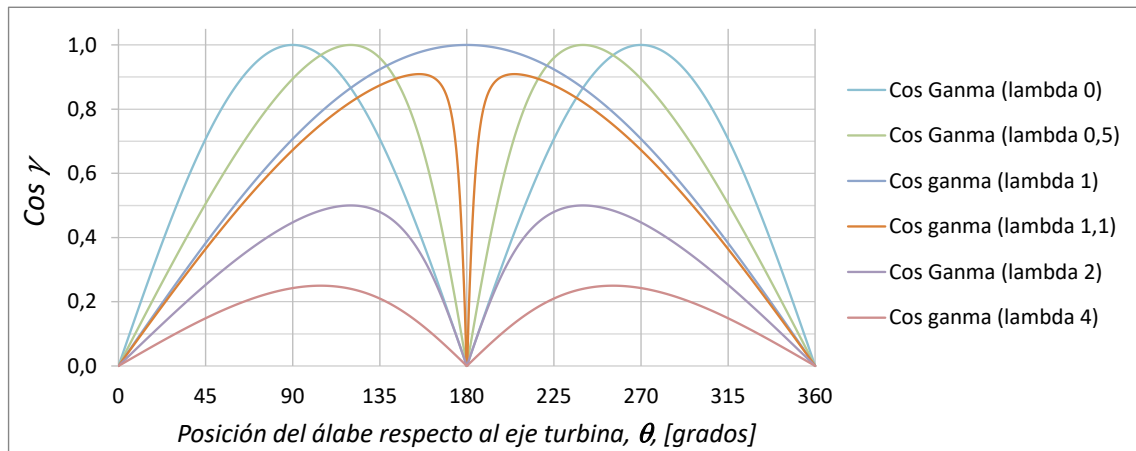


Fig. 31 $\cos \gamma$, según la posición azimuthal del álabe respecto eje de la S-VAWT.⁶¹

⁶¹ Figura de elaboración propia.

Con la información disponible es posible determinar el momento que produce el álabe respecto al eje de la turbina, para ello se define el coeficiente de momento:

$$C_M = \frac{\bar{M}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_\infty^2 \cdot c \cdot R}, \quad (4.20)$$

Donde $\bar{M}$, es el momento medio en una vuelta completa sobre el eje de la turbina, por unidad de longitud del álabe y para cada uno de los álaves de la turbina.

$$C_M = \frac{\bar{L}_T \cdot R}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_\infty^2 \cdot c \cdot R} = \frac{\bar{L}_T}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_\infty^2 \cdot c} = C_{L_T}, \quad (4.20)$$

$$\bar{L}_T = \frac{1}{2\pi} \cdot \sum_{\theta=0}^{2\pi} (L(\theta) \cdot \cos\gamma) = \frac{1}{2\pi} \cdot \sum_{\theta=0}^{2\pi} \left(C_L(Re^*) \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W^2 \cdot c \cdot \cos\gamma \right), \quad (4.21)$$

Donde hemos sustituido la expresión (4.1) para la velocidad relativa al álabe. Ahora usando la expresión (4.8), y sustituyendo en la ecuación de C_M :

$$\begin{aligned} C_M &= \frac{\frac{1}{2\pi} \cdot \sum_{\theta=0}^{2\pi} \left(C_L(Re^*) \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_\infty^2 \cdot RSR^2 \cdot c \cdot \cos\gamma \right)}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_\infty^2 \cdot c} = \\ &= \frac{1}{2\pi} \cdot \sum_{\theta=0}^{2\pi} (C_L(Re^*) \cdot RSR^2 \cdot \cos\gamma) = \frac{1}{2\pi} \cdot \sum_{\theta=0}^{2\pi} C_M(\theta), \quad (4.22) \end{aligned}$$

$$C_M(\theta) = C_L(Re^*) \cdot RSR^2 \cdot \cos\gamma = SF \cdot C_L(Re^*), \quad (4.23)$$

$$SF = RSR^2 \cdot \cos\gamma; \quad (4.24)$$

Si la ecuación (4.23), se particulariza para $C_{L_{max}}(Re^*)$, se obtendrá $C_{M_{max}}(\theta)$, es decir utilizando el *Pitch* óptimo (calculado con α_{max}) según las ecuaciones (4.11) y (4.12), el resultado es el momento máximo en cada posición azimutal del álabe.

Se ha denominado “*Spin Factor*” a los términos que acompañan a $C_L(Re^*)$ para obtener $C_M(\theta)$. EL *SF* se representa en la Fig. 32.

La evolución de $C_{M_{max}}(\theta)$, con θ se ha representado en la Fig.33, observar que $C_{M_{max}}(\theta)$ además de depender de θ , y del “*Blade Speed Ratio*”, λ , depende del álabe utilizado y del número de Reynolds.

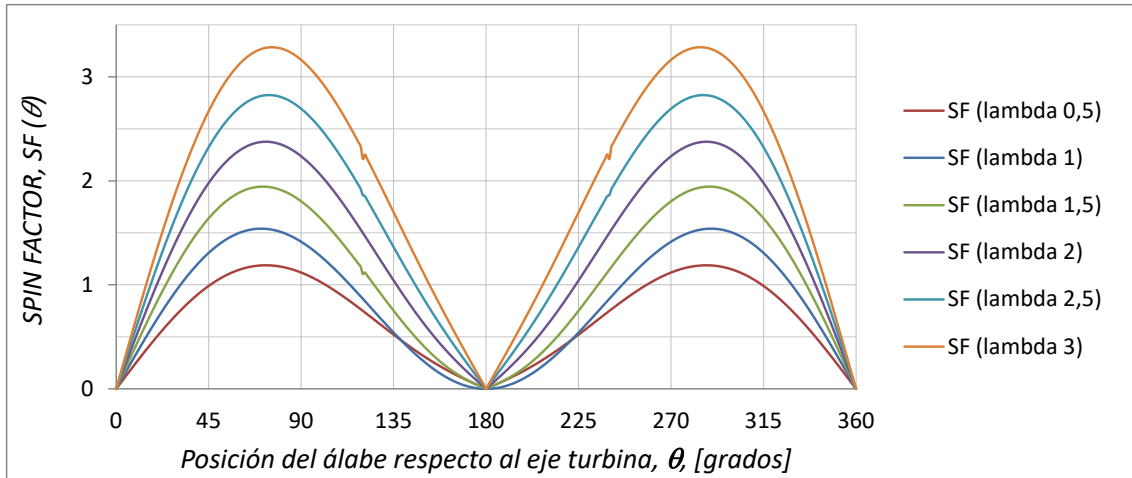


Fig. 32 *Spin Factor*, SF , según la posición azimutal del álabe respecto al eje de la S-VAWT.⁶²

El “*Spin Factor*”, es un coeficiente que multiplica a $C_{L_{max}}(Re^*)$, para obtener el coeficiente de momento $C_{M_{max}}(\theta)$, por tanto la Fig. 33, es resultado de multiplicar la Fig. 29 por la Fig. 32.

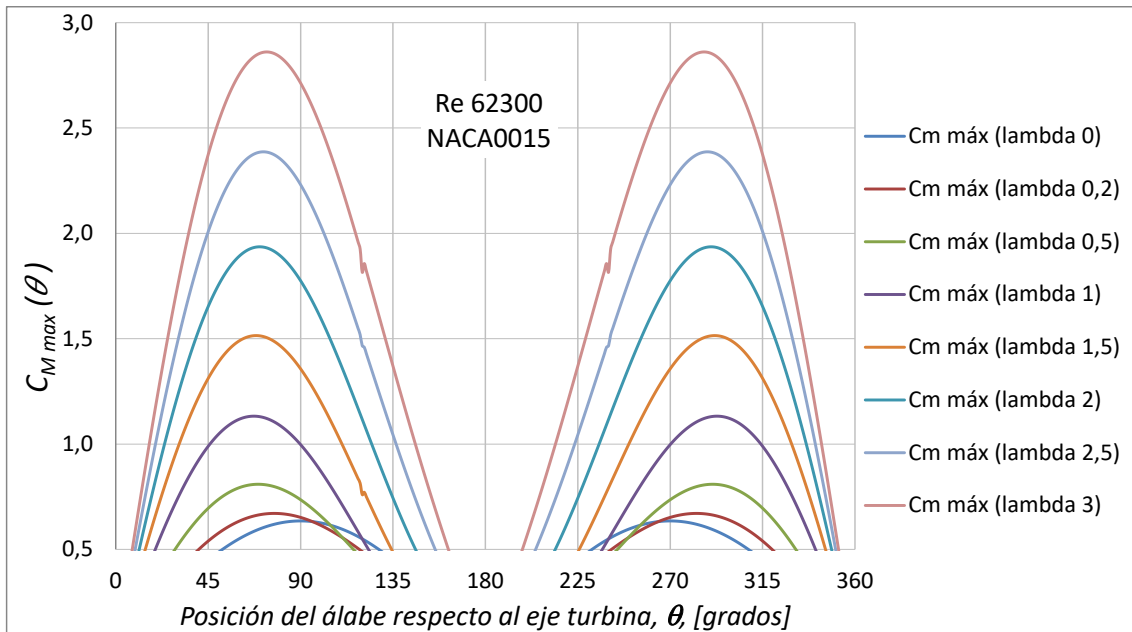


Fig. 33 Coeficiente de momento máximo, $C_{M_{max}}$, producido por un solo álabe en una S-VAWT, cuyo *Pitch* ha sido optimizado⁶²

El resultado muestra que el momento será mayor cuanto mayor sea el “*Blade Speed Ratio*”, y que presenta dos puntos de empuje a lo largo de la trayectoria de cada álabe, aproximadamente a $\theta=65^\circ$ y $\theta=285^\circ$, aunque a priori se estima que este último será menor que

⁶² Figura de elaboración propia.

la representación teórica de la Fig. 33, ya que se encuentra a sotavento del eje de la turbina S-VAWT, y la Velocidad del viento es menor. La forma de doble montaña del Coeficiente de par presenta cierto parecido a la obtenida por Saeed [23], aunque este solo analizó mediante la teoría de Multiple Stream Tube el caso de $\lambda = 3$.

Para calcular el momento de una turbina S-VAWT, con n álabes de longitud h , y conocido su λ :

$$M_{max} = n \cdot h \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{\infty}^2 \cdot c \cdot R \cdot \frac{1}{2\pi} \cdot \sum_{\theta=0}^{2\pi} C_{M_{max}}(\theta), \quad (4.25)$$

Este sería el Momento máximo teórico, habría que añadir reducciones por rendimiento mecánico, por perdidas debida al arrastre, y por reducciones a sotavento. Eso suponiendo que se aplica el *Pitch* teórico de manera perfecta.

En cualquier caso la formulación de la ecuación (4.25), es novedosa, al igual que todo el planteamiento desarrollado para obtenerla; y sumamente útil para el diseño de S-VAWT aunque antes debe validarse (lo cual es la pretensión de las siguientes etapas de la tesis).

Una vez conocido el momento, M_{max} , se puede determinar la potencia máxima teórica de una S-VAWT, $\dot{W}_{max}$:

$$\dot{W}_{max} = M_{max} \cdot \omega_t = \omega_t \cdot n \cdot h \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{\infty}^2 \cdot c \cdot R \cdot \frac{1}{2\pi} \cdot \sum_{\theta=0}^{2\pi} C_{M_{max}}(\theta), \quad (4.26)$$

Donde ω_t es la velocidad de giro en carga. También podría escribirse en forma de coeficiente de potencia:

$$C_{P_{max}} = \frac{\dot{W}_{max}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{\infty}^3 \cdot h \cdot 2 \cdot R}, \quad (4.27)$$

Definiendo la solidez, σ , como la relación entre el perímetro de la turbina ocupado por álabes y la circunferencia de la misma:

$$\sigma = \frac{n \cdot c}{2\pi R}, \quad (4.28)$$

Se puede sustituir (4.26) en la definición de C_p de la ecuación (4.27), teniendo en cuenta la definición de solidez de la ecuación (4.28), con todo ello se obtiene:

$$C_{P_{max}} = \frac{1}{2} \lambda_t \cdot \sigma \cdot \sum_{\theta=0}^{2\pi} C_{M_{max}}(\theta) = \lambda_t \cdot \frac{n \cdot c}{D} \cdot C_{M_{max}}, \quad (4.29)$$

$$C_P = 0.6 \cdot 0.9 \cdot 0.6 \cdot \lambda_t \cdot \frac{n \cdot c}{D} \cdot C_{M_{max}} \approx 0.35 \cdot \lambda_t \cdot \frac{n \cdot c}{D} \cdot C_{M_{max}}, \quad (4.30)$$

Donde λ_t es el *BSR*, a la velocidad de giro en carga, y $C_{M_{max}}(\theta)$, se calcula según la expresión (4.23). Obsérvese que el coeficiente de potencia teórico no depende de la altura del álabes. $C_{M_{max}}$ se denomina “*máximo*” en el sentido de máximo teórico, pero no de pico, ya que es el valor medio en el recorrido de 360° de un álabes.

El coeficiente de potencia C_P , se estima a partir del máximo teórico, suponiendo que cuando cada álabes circula en la zona de sotavento aporta solo el 20% del valor teórico, por eso se utiliza el coeficiente 1.2/2, por otra parte se consideran pérdidas por redondeo de la trayectoria del Pitch estimadas en 10%. Por último se considera que solo se puede aprovechar el 60% de la potencia disponible, tal y como propone el límite de Betz, esto equivaldría a decir que la turbina necesita un 40% de la potencia aerodinámica para mantenerse girando.

En la ecuación (4.29) tanto la solidez como el *BSR* aumentan el coeficiente de par, pero debe tenerse en cuenta que son antagónicos, Saeidi lo demuestra con claridad en su estudio [22] donde con Pitch fijo estudia el efecto solidez-*BSR*.

Se facilitan a continuación los valores de $C_{M_{max}}$ para el NACA0015 estudiado, según una gama representativa de valores de Re y λ (sin carga), donde Re es calculado para el álabes, es decir usando como longitud característica la cuerda, c , y como V la velocidad nominal de la turbina.

$C_{M_{max}}$ NACA0015		Número de Reynolds, Re					
		25.973	36.362	62.334	194.795	649.315	1.298.630
BSR, λ	0,2	0,29	0,34	0,41	0,55	0,69	0,75
	0,5	0,33	0,38	0,45	0,60	0,74	0,81
	0,7	0,36	0,42	0,50	0,66	0,81	0,88
	1	0,45	0,51	0,60	0,78	0,94	1,03
	1,5	0,63	0,71	0,83	1,05	1,26	1,36
	2	0,86	0,95	1,09	1,37	1,63	1,75
	2,5	1,10	1,22	1,39	1,72	2,02	2,17
	3	1,37	1,50	1,70	2,08	2,43	2,60
	4	1,93	2,10	2,35	2,84	3,28	3,49
	5	2,53	2,73	3,04	3,63	4,15	4,41

Tabla. 12 Coeficientes de momento máximo, $C_{M_{max}}$, correspondiente a un álabes NACA0025 S-VAWT, cuyo Pitch ha sido optimizado⁶³

⁶³ Tabla de elaboración propia.

La Tab. 12 y las Figs. 34 y 35, son de utilidad para comparar los resultados teóricos con los experimentales de la presente tesis, o con los resultados de otros autores.

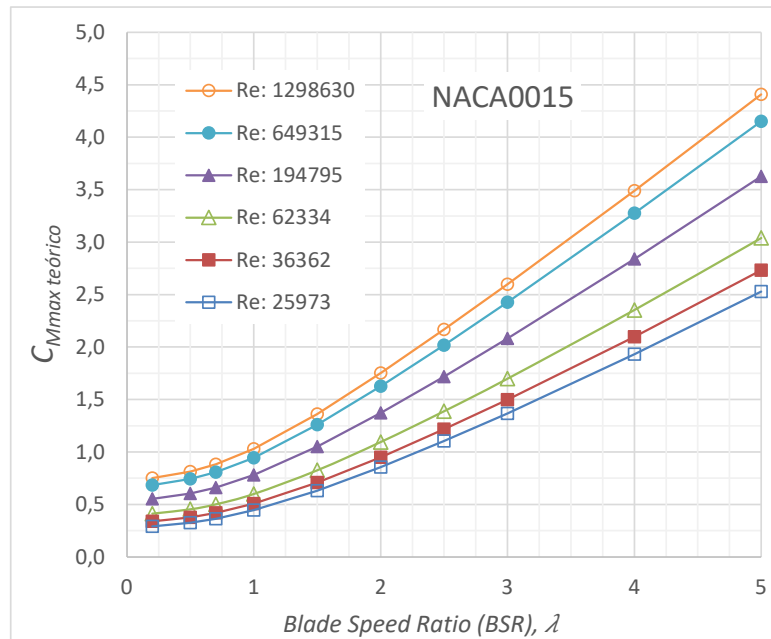


Fig. 34 Coeficiente de momento, producido por un solo álabe en una S-VAWT, en función de BSR ⁶⁴

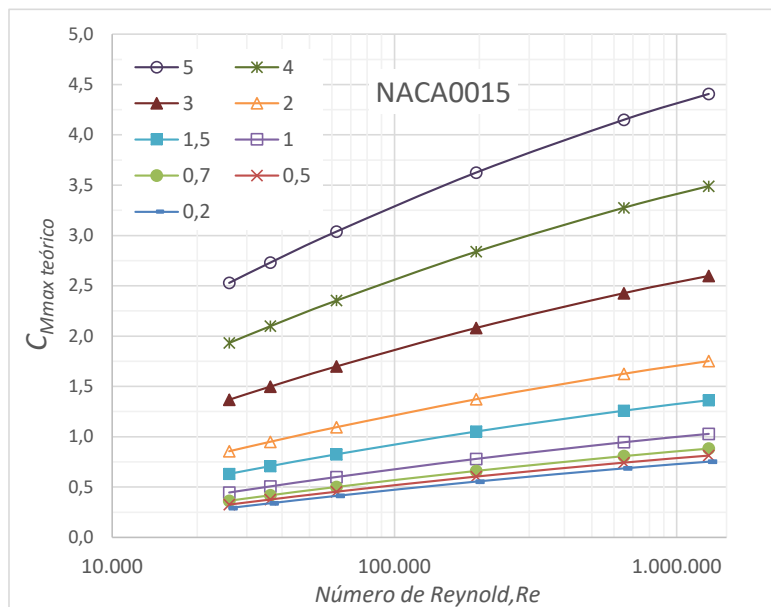


Fig. 35 Coeficiente de momento, producido por un solo álabe en una S-VAWT, en función de Re ⁶⁴

⁶⁴ Figura de elaboración propia.

4.2.3. Validación con datos experimentales.

Paraschivoiu publica resultados experimentales de una turbina S-VAWT a escala real [51], un prototipo de Sandia de 17m de diámetro, construida con dos álabes NACA0015. Dichos datos experimentales se presentan gráficamente en la Fig. 36.

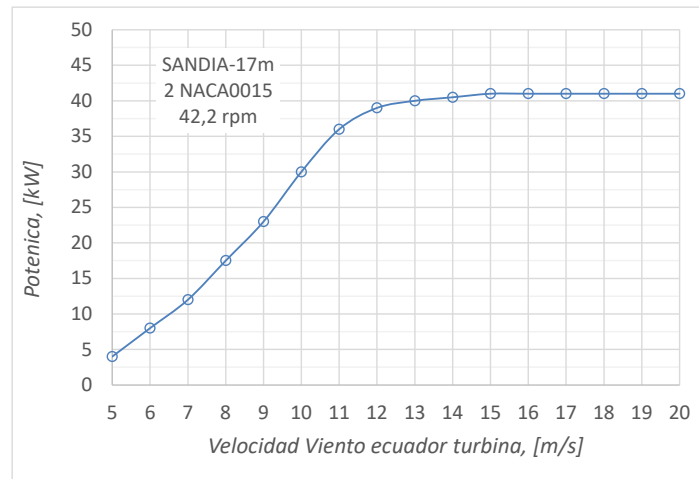


Fig. 36 Resultados experimentales de la turbina Sandia de 17m de diámetro⁶⁵

Además se conocen por la publicación de Sandia [17], que la cuerda de los álabes es 0.61 m, y la altura de los mismos 17m. Con estos datos y suponiendo que 42.2 rpm corresponde al punto de potencia máxima (habitual cuando se construyen curvas características), se puede completar el gráfico tal y como aparece en la Fig. 37.

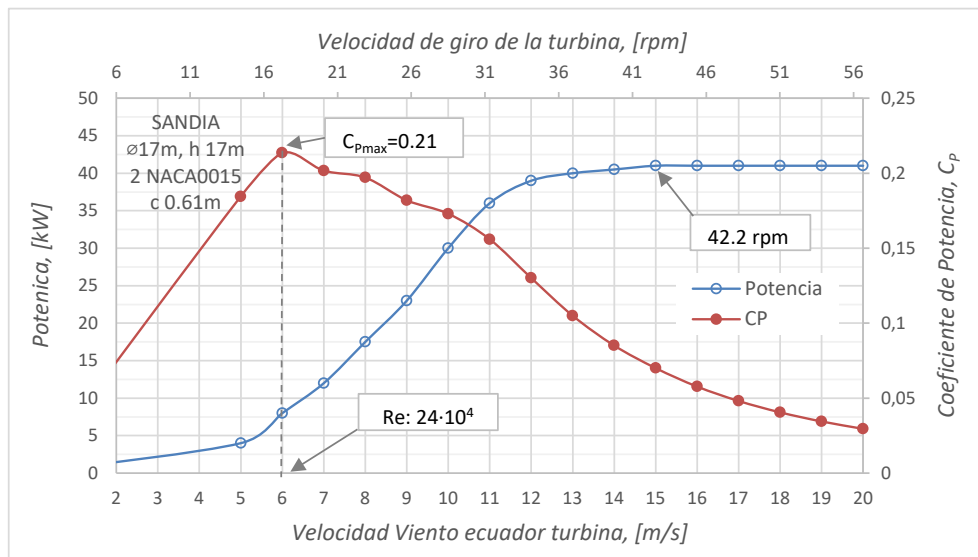


Fig. 37 Resultados experimentales de la turbina Sandia de 17m de diámetro⁶⁶

⁶⁵ Datos publicados por [51]

⁶⁶ Gráfico de elaboración propia, partiendo de los datos publicados por I. Paraschivoiu [51]

Para poder aplicar la ecuación (4.30) es necesario conocer el BSR con carga, λ_t y sin carga, λ , del gráfico de la Fig. 37 se obtiene $\lambda_t=2.5$. El λ sin carga no puede deducirse de los datos disponibles en las publicaciones pero suele ser el doble que el correspondiente a C_p máximo, por tanto, $\lambda=5$.

Con $Re=24 \cdot 10^4$, y $\lambda=5$ se puede obtener consultando la Fig. 35 el valor teórico del coeficiente de momento correspondiente a un solo álabe, $C_{M_{max}}=3.75$.

$$C_p \approx 0.35 \cdot \lambda_t \cdot \frac{n \cdot c}{D} \cdot C_{M_{max}} = 0.35 \cdot 2.5 \cdot \frac{2 \cdot 0.61}{17} \cdot 3.75 = 0.35 \cdot 0.66 = 0.23 , \quad (4.30)$$

El valor obtenido en la Fig. 37 es $C_p = 0.21$, con lo cual puede afirmarse que la ecuación (4.30) es válida, así como la teoría aerodinámica de la que procede, ya que la pequeña diferencia puede deberse a las pérdidas del generador eléctrico que no están incluidas en la ecuación.

Obsérvese también que si solo se considera el límite de Betz $C_p \approx 0.6 \cdot 0.66 = 0.38$, se obtiene un valor muy semejante al del estudio teórico de Sandia de la referida turbina, que facilita en la referencia [17] una curva característica de potencia teórica (sin detallar su proceso de obtención), con un pico máximo de 0.4.

4.3. Conclusiones

Al estudiar la posición de la velocidad relativa del viento (punto de vista del álabe), se comprueba que la posición fija de los álabes de la Darrieus clásica, es adecuada para BSR altos, $\lambda > 3$; mientras que se clarifica que es totalmente inadecuada para λ inferiores, haciendo imposible el auto-arranque que como es lógico tiene lugar con ratios de λ a partir de cero.

El módulo de la velocidad relativa se amplifica en todo el recorrido del álabe para $\lambda > 2$, por ejemplo si $\lambda = 3$, la velocidad relativa oscila entre el doble y el cuádruple de la velocidad del viento, por eso estas turbinas interesan si trabajan con λ mayores de 2, cuanto mayor mejor.

Para aumentar λ , la única vía es reducir la inercia, las pérdidas; y reducir la solidez. Aunque reducir la solidez tiene efecto negativo en el coeficiente de potencia, por lo cual debe optimizarse en cada caso particular.

La forma del momento en el eje de la turbina es con dos picos muy acentuados por cada álabe a lo largo de la trayectoria circular.

El Pitch optimo según la teoría aerodinámica, varía con λ y con Re , y depende en menor medida del álabe, siempre y cuando sea simétrico. Es imposible reproducirlo en su forma

deducida de la aerodinámica, debido a que teóricamente requiere cambios instantáneos; aunque podría redondearse sin problema en los puntos de mayor conflicto, ya que en esa zona además el momento producido es nulo, y tendría muy baja repercusión en el Coeficiente de potencia.

Con la teoría desarrollada se ha deducido un límite teórico del C_p . Uno de los grandes hallazgos es que para ciertas combinaciones de λ y Re , puede ser muy bajo, y por tanto los experimentos a pequeña escala es normal que tengan valores de rendimiento desalentadores en comparación con las HVAWT, ya que esto no sucede con las turbinas de eje horizontal; de ahí la recomendación de trabajar como mínimo a $\lambda = 2$. Este valor teórico además debe minorarse en aproximadamente el 65% para obtener el C_p real. Se ha validado la ecuación de C_p , y el desarrollo teórico cotejándolo con los resultados de otros investigadores y con datos experimentales de una VAWT de 17m de diámetro que en su día ensayó Sandia.

El inconveniente de la formulación del C_p propuesta es que necesita el dato de λ con y sin carga, o al menos uno de los dos. Solo son fiables los datos de λ obtenidos experimentalmente, pues este valor es función de la solidez, del número de Reynolds y de las pérdidas mecánicas. En la práctica suele ser menor de lo deseado, y no existen estudios para su deducción teórica. Los investigadores de S-VAWT lo suponen como dato de partida de sus deducciones.

5. Mecanismo centrífugo para la regulación del Pitch de las S-VAWT (objetivo 2º)

Tal y como persigue el objetivo segundo, se trata de **proponer un mecanismo novedoso para regular el Pitch de un generador eólico de eje vertical, según los criterios teóricos desarrollados en el objetivo primero.**

5.1. Metodología

Como punto de partida metodológico, se comienza con la revisión de los distintos mecanismos de regulación de Pitch descritos en las publicaciones de otros investigadores, añadiendo si se dispone, la trayectoria de Pitch conseguida con los mismos.

En segundo lugar se proponen posibles mecanismos que podrían reproducir el Pitch teórico deducido en el objetivo primero, dicho Pitch teórico se facilitó en las Figs. 27 y 28.

Como fuente de inspiración para mecanismos que podrían utilizarse, se ha consultado una referencia clásica sobre mecanismos, el libro de A.H. Soni [61]

Para analizar el movimiento del álabes, según la trayectoria del Pitch teórico, debe tenerse en cuenta que este depende en gran medida del “Blade Speed Ratio” (*BSR* o también denominado λ), y del número de Reynolds del álabes, es decir de la cuerda del álabes, y la velocidad del viento, eso suponiendo densidad y viscosidad del aire constantes. En menor medida dependerá del tipo de álabes utilizado, aunque en este objetivo se seguirá trabajando con el NACA0015. Se recuerda que el Pitch teórico se ha deducido para este álabes en particular, aunque es evidente que las variaciones serán mínimas para otros álabes de tipo simétrico.

Esto implica una gran casuística de trayectorias del álabes, las cuales al menos deben ser cuantificadas según *BSR* y *Re*; para ello el editor gráfico de diseño 3D Catia (en su versión V5), ha sido de gran utilidad. Como referencias bibliográficas en el uso de Catia se ha utilizado el libro de E. Torrecilla [62], y el libro sobre el módulo de cinemática de Catia de X. González-Freixer [63]

La selección del mecanismo definitivo se basa en el criterio de: LA SIMPLICIDAD de la propuesta; pues la experiencia demuestra que los ingenios complejos conllevan mayores costes de fabricación y mantenimiento preventivo, así como paradas por mantenimiento correctivos no programados y sus correspondientes costes, a los que hay que añadir el lucro cesante.

Finalmente se esbozan las ecuaciones cinemáticas del mecanismo seleccionado.

5.2. Resultados

Recordar que se trata de encontrar un mecanismo que reproduzca el Pitch teórico deducido y expuesto en las Figs. 27 y 28. Aunque antes se analizan los mecanismos utilizados para regular el Pitch.

5.2.1. Mecanismos de regulación de Pitch existentes

En el estudio del estado del arte, se han detectado diversos mecanismos ideados hasta la fecha para efectuar variaciones de Pitch a lo largo de la trayectoria circular de los álabes rectos verticales.

Hay dos referencias que revisan distintas configuraciones de VAWT, la de W. Tjiu et al. [64], clasifica las modalidades de turbinas y recopila información de proyectos a escala real de cada una de las variantes; la otra referencia corresponde a A. Bhutta et al. [49], el cual en una tabla aporta la potencia máxima, las ventajas y los inconvenientes de gran variedad de configuraciones.

Aunque la referencia de Tjiu es más actual (2014), solo incluye en su estudio un tipo de equipo con regulación de Pitch, la Giromill o Cycloturbine, de la que hace una adecuada introducción histórica, pues explica que procede de la adaptación de una patente de sustentación aerodinámica basada en rotación de álabes denominada Cyclogiro [65], también aporta fotos de un prototipo de Cycloturbine de 17 m de diámetro financiado y probado por DOE⁸⁹ (USA).

La revisión de Bhutta fue realizada en el año 2012, incluye además de configuraciones probadas a escala real, los prototipos propuestos en todo tipo de publicaciones. Por este motivo además de la Giromill, aporta información de una S-VAWT consistente en dos hojas planas semirrotantes que forman 90° entre sí, denominada en inglés “Two leaf semi-rotary VAWT”; también aporta información de la “VGOT⁹⁰ Darrieus Turbine”, consistente en álabes verticales colocados sobre raíles que realizan un trayecto ovalado.

Prototipos de Giromill han sido probados a diversas escalas: además de la prueba de 17m expuesta por Tjiu, se encuentra por ejemplo el trabajo de R.B. Noll, que realizó pruebas en 1982 con un prototipo de 4.6m de diámetro y potencia del orden de 1 kW [18]; otros investigadores han realizados experimentos en túnel de viento con maquetas basadas en esta tipología, por

⁸⁹DOE, acrónimo en inglés de “Department Of Energy” de Estados Unidos

⁹⁰VGOT, acrónimo en inglés de “Variable Geometry Oval Trajectory”

ejemplo R. Firdaus trabajó con una versión de 0.8m [57], y T. Kiwata experimentó con dos maquetas de 0.3m y 0.8m [52]. Consiste en un mecanismo de 4 barras, cuya regulación depende de la dirección del viento, y por ello la turbina se acompaña de una veleta. Se presenta en la Fig. 38 el esquema de Kiwata, el cual además propone una leva que varía la longitud de la barra situada en el eje. La evolución del Pitch descrita por este mecanismo es senoidal respecto a θ , tal y como se comprueba en la Figs. 38 y 39; aunque describe cosenos respecto a φ .

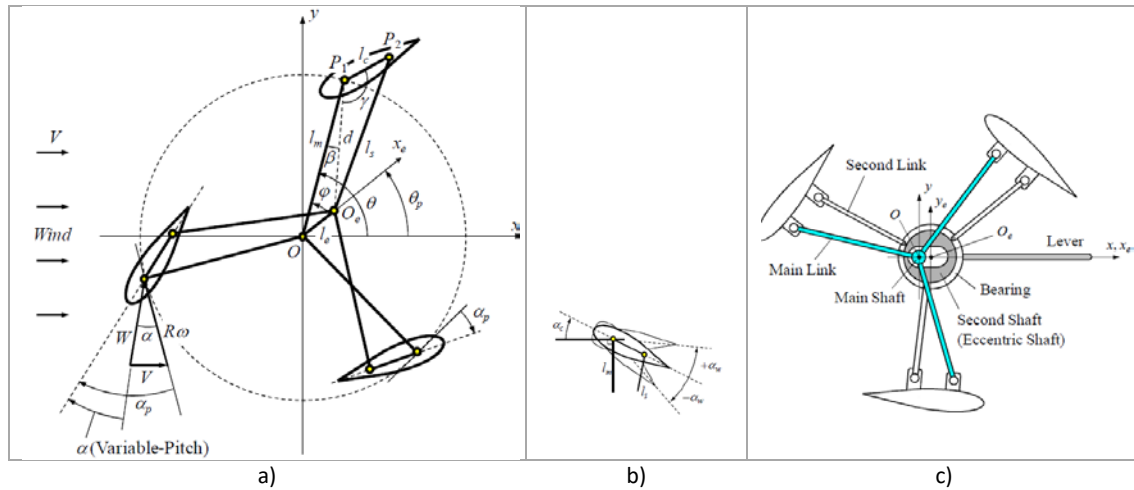


Fig. 38 Esquema de S-VAWT Giromill o Cycloturbine⁹¹: a) Mecanismo de cuatro barras, b) Álabes con Pitch variable y c) Leva propuesta por Kiwata para ajustar la amplitud de la variación del Pitch.

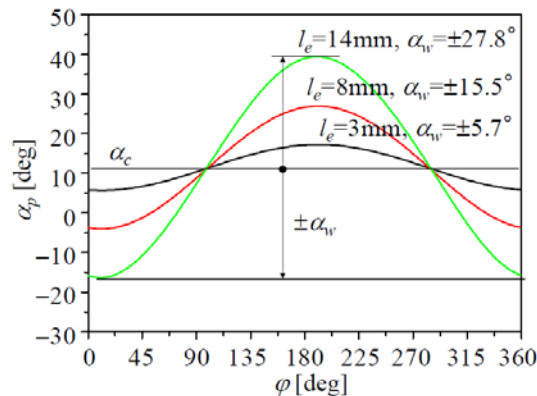


Fig. 39 Variación de Pitch senoidal característica de la Giromill, en función de la longitud de la barra situada en el eje⁹¹

La “Two leaf semi-rotary VAWT” cuya imagen se muestra en la Fig. 40, fue propuesta por Q. Zhang en 2010 [66], y tiene un movimiento no uniforme, con capacidad de autoarranque. En principio parece más adecuada para aplicaciones de baja potencia, y no queda claro si su movimiento se basa en la mejora aerodinámica a través del Pitch variable o se debe a la fuerza de arrastre. Es un mecanismo sencillo, pero se desconoce tanto su estabilidad estructural a

⁹¹ Figura de extraída del artículo de T. Kiwata [52]

mayores escalas, como su comportamiento con vientos elevados. No se aporta en la publicación de Q. Zhang información del Pitch obtenido con este mecanismo.

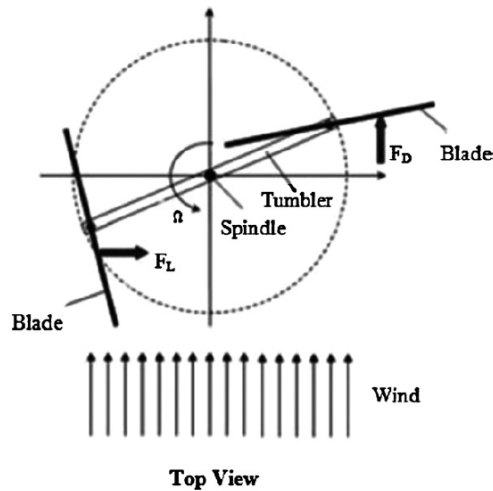


Fig. 40 Esquema de S-VAWT de dos hojas planas semirrotantes⁹²

La turbina VGOT, fue ideada y descrita por F.L. Ponta et al. en un artículo publicado en 2007 [67]. Su idea se inspira en la menor velocidad del rotor de las turbinas de eje vertical en comparación con las turbinas de eje horizontal; la velocidad se reduce además cuando aumenta el diámetro, por ello pensó que podía ubicar los álabes sobre carros y que estos se desplazasen sobre raíles en un circuito ovalado. El sistema de generación eléctrica estaría situado en los carros. En general la idea persigue construir una instalación con un elevado rango de potencia. Se presenta una imagen en la Fig. 41. El equipo de investigadores de Ponta no proponen una regulación del Pitch concreta.

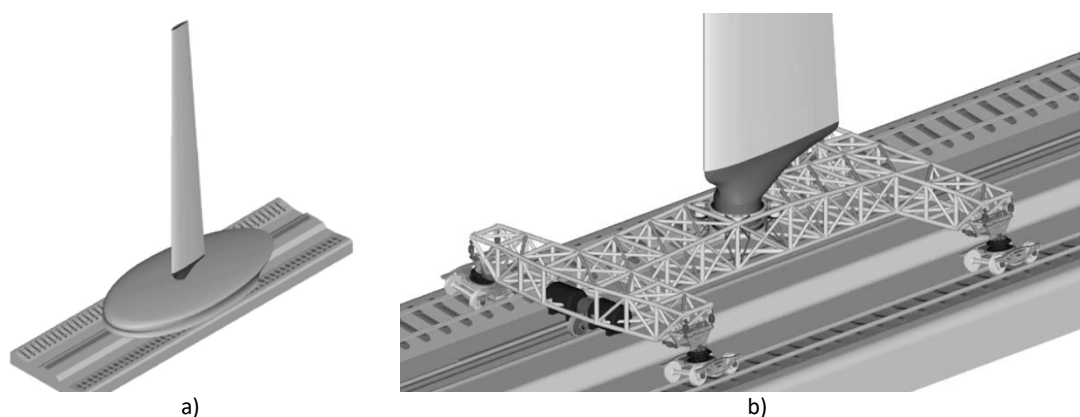


Fig. 41 Esquema de la turbina VGOT⁹³: a) perspectiva del álabes y el vagón, b) detalle de la configuración álabes-vagón, con los bujes y los generadores.

⁹² Figura de extraída del artículo de Q. Zhang [66]

⁹³ Figura de extraída del artículo de F.L. Ponta [67]

No existen más mecanismos para la variación del Pitch publicados en las revisiones del estado del arte de las turbinas de eje vertical. Aunque se ha detectado un estudio de un prototipo de 0.9m de diámetro realizado en túnel de viento por J.J. Miao et al. [60] en 2012, este equipo de investigadores de Taiwán construyeron una maqueta dotada de servomotores y encoders, que posicionan el Pitch de cada uno de los tres álabes según dos patrones preestablecidos, que comparan con el comportamiento de un Pitch fijo de 0°. No se aporta imágenes del dispositivo con los servomotores, pero se facilita en la Fig. 42 los dos patrones de Pitch programados a los servomotores; curiosamente recuerda a la gráfica de dirección de la velocidad relativa desde el punto de vista del álabes descrita en la Fig. 22 del objetivo primero de este documento.

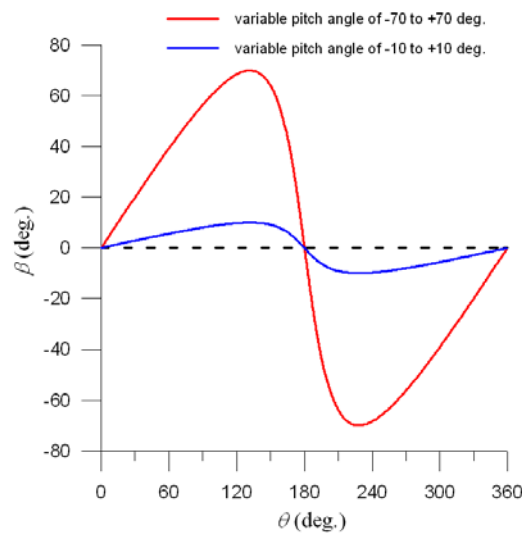


Fig. 42 Patrones de variación de Pitch para álabes S-VAWT, experimentados con servomotores y encoders por J.J. Miao et al.⁹⁴

B.K. Kirkle y L. Lazauskas proponen en 1992 un sistema autorregulado consistente en el equilibrio de dos momentos aerodinámicos antagónicos. En la Fig. 43 se muestra una representación esquemática facilitada en el artículo [50]. Se plantea de forma teórica e ideal que es posible un equilibrio del momento aerodinámico de la cabeza del álabes, con el momento aerodinámico de la cola del mismo, y de este modo conseguir cierta variación del Pitch. Para ello el punto de rotación del álabes no puede coincidir con el centro aerodinámico de presiones (en el cual el momento es nulo), ya que Kirkle y Lazauskas proponen jugar precisamente con el desajuste de los momentos.

⁹⁴ Figura de extraída del artículo de J.J. Miao [60]

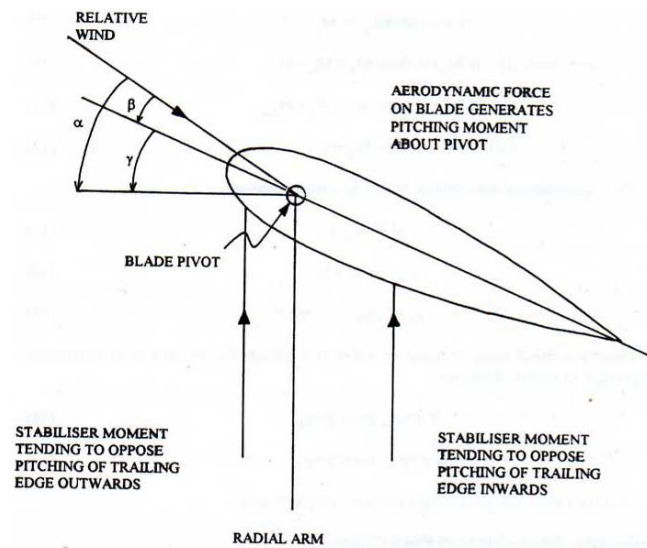


Fig. 43 Representación esquemática de un sistema ideal de autorregulación del Pitch, basado en un equilibrio de fuerzas aerodinámicas⁹⁵

5.2.2. Análisis del Pitch optimizado

La Fig. 27 representa el Pitch óptimo teórico con valores de Reynolds de 36400 (calculado con la cuerda del álab), y la Fig. 28 a Reynolds 62300. Se aporta a continuación el Pitch deducido para Re. 240000; en todos los casos las variaciones de comportamiento en situaciones de $\lambda \leq 1$ no presentan gran dependencia con el número de Reynolds.

La trayectoria de Pitch descrita en la Fig. 44 supone un giro completo del álab sobre sí mismo durante su traslación de 360° en torno al eje vertical de la turbina; aunque la velocidad de rotación no es constante, ya que es más elevada en la franja que rodea la posición azimutal de 180° . Existen mecanismos basados en engranajes o transmisiones con correas que podrían relacionar el giro del eje principal con el de rotación del álab, siguiendo una trayectoria aproximada como la que propone la Fig. 44, cuya ecuación es la (5.1), con $k < 1$.

Hay que tener en cuenta que la fase de $\lambda \leq 1$, debería ser una fase transitoria, porque estas turbinas son interesantes desde el punto de vista del coeficiente de potencia para $\lambda \geq 2$. Por tanto ajustarse al Pitch óptimo teórico cuando $\lambda \leq 1$ equivale a resolver el autoarranque de la turbina, y en cada vuelta sobre el eje principal está irá ganando velocidad y aumentando λ . Esto implica que la solución mecánica debería reajustarse en cada vuelta, conforme λ aumenta; una leva vertical podría aportar una geometría distinta según se posicione a una u otra altura.

⁹⁵ Figura de extraída del artículo de L. Lazauskas [50]

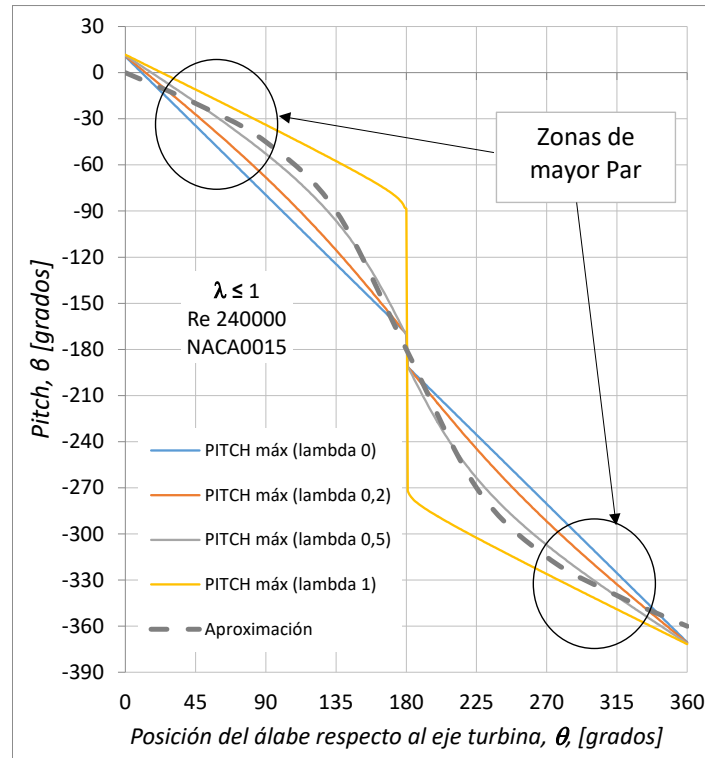


Fig. 44 Pitch álabes S-VAWT aproximado para $\lambda \leq 1$ y $Re=240000$ ⁹⁶

Por otra parte hay que pensar que no en todas las posiciones azimutales el Pitch es igual de importante. Se marca en la Fig. 44, las zonas donde según el estudio teórico el par es máximo, para aclarar este concepto se puede consultar la Fig. 33. En ese caso si fuese necesario sacrificar el cumplimiento del Pitch teórico por la dificultad que conlleva su obtención en la práctica, hay que intentar que no sea en los puntos marcados.

En la Fig. 45, se describe la variación teórica Pitch que optimiza la potencia para $\lambda > 1$. Se trata de trayectorias imposibles de ejecutar en la práctica por requerir cambios instantáneos. En esta situación es razonable trabajar con aproximaciones como las propuestas en la Fig. 45, obtenidas con la fórmula (5.1), para $k=3$ (la de mayor amplitud), y $k=5$ (la de menor amplitud):

$$\beta_{aprox} = \left(\arctg \frac{k \cdot \sin \theta}{1 + k \cdot \cos \theta} \right) - \theta, \quad k \uparrow \text{ si } \lambda \uparrow \quad (5.1)$$

La aproximación propuesta es muy similar a la utilizada por J.J. Miao (Fig. 42), quien deduce las trayectorias con un método numérico, y no aporta fórmulas. Tal y como dicho autor indica en su artículo, debe irse reduciendo la amplitud conforme λ aumenta, es decir k aumenta con λ ; para números de Reynolds inferiores a 10^5 esto sería suficiente.

⁹⁶ Figura de elaboración propia

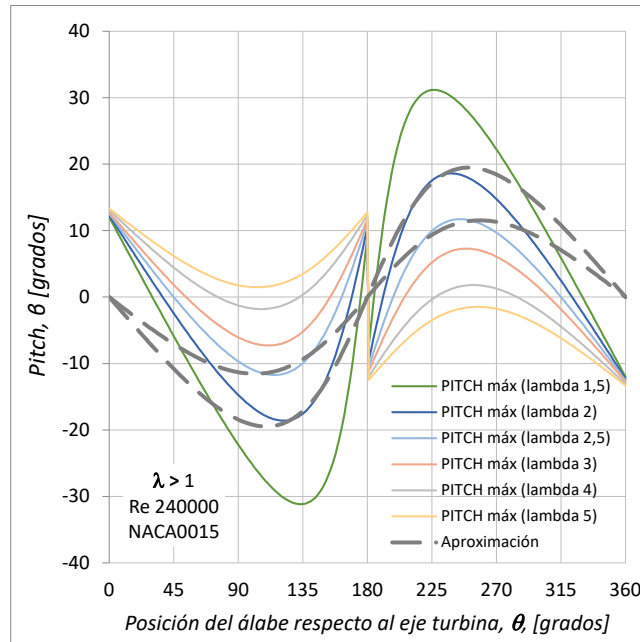


Fig. 45 *Pitch* álabes S-VAWT aproximado para $1 < \lambda < 4$ y $Re=240000$ ⁹⁷

Con $Re > 10^5$, se requiere cambiar el signo de la ecuación (5.1) a partir de un determinado λ ; el valor de λ concreto dependerá del número de Reynolds, por ejemplo para $Re=240000$ a partir de $\lambda=4$ el *Pitch* teórico cambia de signo, y en ese momento la aproximación debería hacerse con la ecuación (5.2). La aproximación resultante para $k=20$ se puede ver en la Fig. 46.

$$\beta_{aprox} = \theta - \left(\arctg \frac{k \cdot \sin \theta}{1 + k \cdot \cos \theta} \right), \quad k \downarrow \text{ si } \lambda \uparrow \quad (5.2)$$

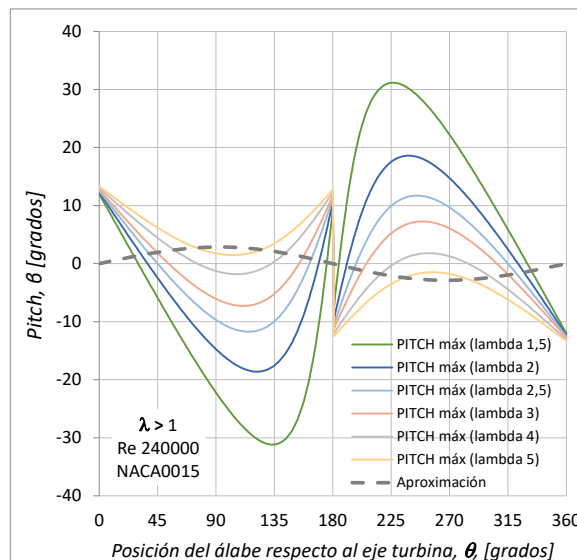


Fig. 46 *Pitch* álabes S-VAWT aproximado para $\lambda = 5$ y $Re=240000$ ⁹⁷

⁹⁷ Figura de elaboración propia

Es importante comprender que el valor de λ no aumenta al gusto del investigador, si no que este encontrará un límite que dependerá de la solidez, la inercia y el régimen de Reynolds de cada turbina en particular; en cualquier caso cubrir las distintas fases transitorias de evolución del Pitch posibilitará aprovechar al máximo el potencial de cada equipo.

De nuevo en la Fig. 47 se recuerda que no es igual de influyente el Pitch óptimo en todas las posiciones azimutales: hay dos zonas de especial importancia, marcadas con elipses, porque en ellas el par es máximo. En consecuencia las aproximaciones que no cumplen las difíciles exigencias del Pitch óptimo en la zona próxima a 0° y 180°, son perfectamente adecuadas pues en esos puntos el par es nulo.

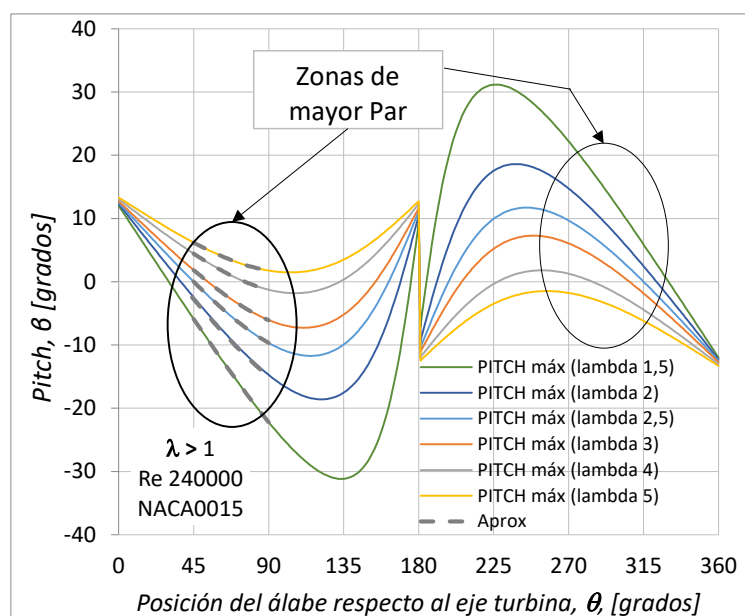


Fig. 47 2ª propuesta Pitch álabe S-VAWT aproximado para $\lambda \geq 1$ y Re=240000⁹⁸

En la Fig. 47 se propone además otra filosofía de regulación, consistente en cumplir con el mayor rigor posible el Pitch óptimo en la zona de mayor influencia situada a barlovento. Cuando la turbina está girando (cosa que sucede cuando $\lambda > 1$), el movimiento en la zona de θ comprendido entre 180° y 360° (zona de sotavento), cuenta con una velocidad del viento inferior, y por tanto la predicción teórica del Pitch no puede adecuarse con precisión; es decir la zona de barlovento genera más par que la de sotavento. En ese caso cualquier sistema mecánico que cumpla las líneas de trazos de la Fig. 47 obtendrá buenos resultados, con independencia de lo que suceda en el resto del recorrido.

⁹⁸ Figura de elaboración propia

A la vista de la Fig. 46 y 47 también se comprende que fijar el Pitch a 0° cuando λ tiene valores entre 4 y 5, es una buena aproximación, y por ese motivo las turbinas Darreius con Pitch fijo a 0° , tienen buen comportamiento siempre y cuando un par externo las lance hasta ese régimen, pues no están reguladas para alcanzarlo por sí mismas. También conviene tener en cuenta que esta gráfica se cumple para Re del álabe igual a 240000, este Re es difícil de lograr con los vientos habituales a pequeñas escalas de las turbinas. La Darreius pura no funcionará para $Re < 10^5$, con independencia de que tenga ayuda para arrancar.

Igualmente se puede comprender que la regulación de Pitch de la GiroMill es adecuada para $Re < 10^4$, especialmente si es capaz de reducir la amplitud de la trayectoria senoidal como propone Kiwata en la Fig. 39. Para poder trabajar a Re mayores la trayectoria senoidal debe cambiar de signo, lo cual será condición indispensable para aumentar su régimen de λ en aplicaciones de potencia elevada. Podría lograrse aumentando la trayectoria de la Leva de la Fig. 38.

Por último indicar que el Pitch óptimo depende de θ , el cual se posiciona a cero en la posición perpendicular al viento, esto conlleva que el mecanismo en principio debería ajustarse en función de la dirección del viento. Para ello la Giromill cuenta con una veleta que sitúa el mecanismo de regulación en la dirección correcta del viento. La Darreius pura (sin regulación de Pitch), no necesita este posicionamiento porque tiene la misma regulación en toda la trayectoria, solo que tal y como indica la Fig. 47 en determinadas condiciones de Re y λ , es la regulación correcta cuando el álabe pasa por la zona de influencia.

5.2.3. Emulando el Pitch óptimo.

Se dibuja a continuación la posición de la cuerda del álabe siguiendo el Pitch teórico (Fig. 48), como vía para comprender el resultado que debería aportar un buen mecanismo de regulación.

Las líneas azules son la dirección del viento relativo visto por el álabe, las líneas negras son la cuerda del álabe. También se dibuja la dirección del viento, V_∞ , en ejes absolutos.

Se puede observar los distintos ángulos que debe tomar la cuerda respecto a la tangente, en función de λ y θ . Se ha reducido el radio respecto a la cuerda simplemente para lograr visualizar la traslación completa, viendo los ángulos en detalle. Los ángulos mostrados corresponden en realidad a la relación cuerda/diámetro = 1/10.

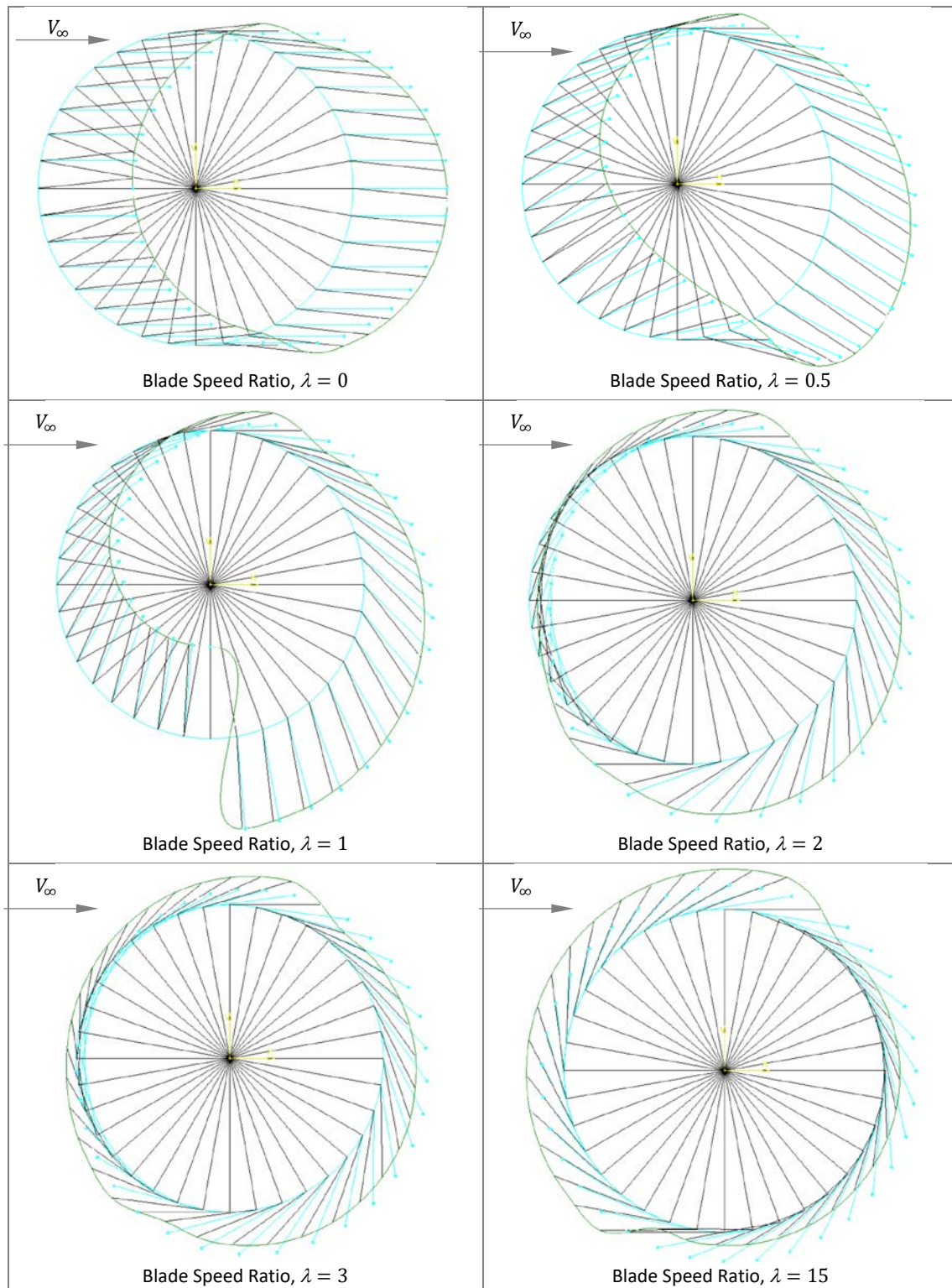


Fig. 48 Ángulo de la cuerda del álabé según el Pitch óptimo teórico en función de λ , para $Re=26000$ ⁹⁹

⁹⁹ Figura de elaboración propia con CATIA V5

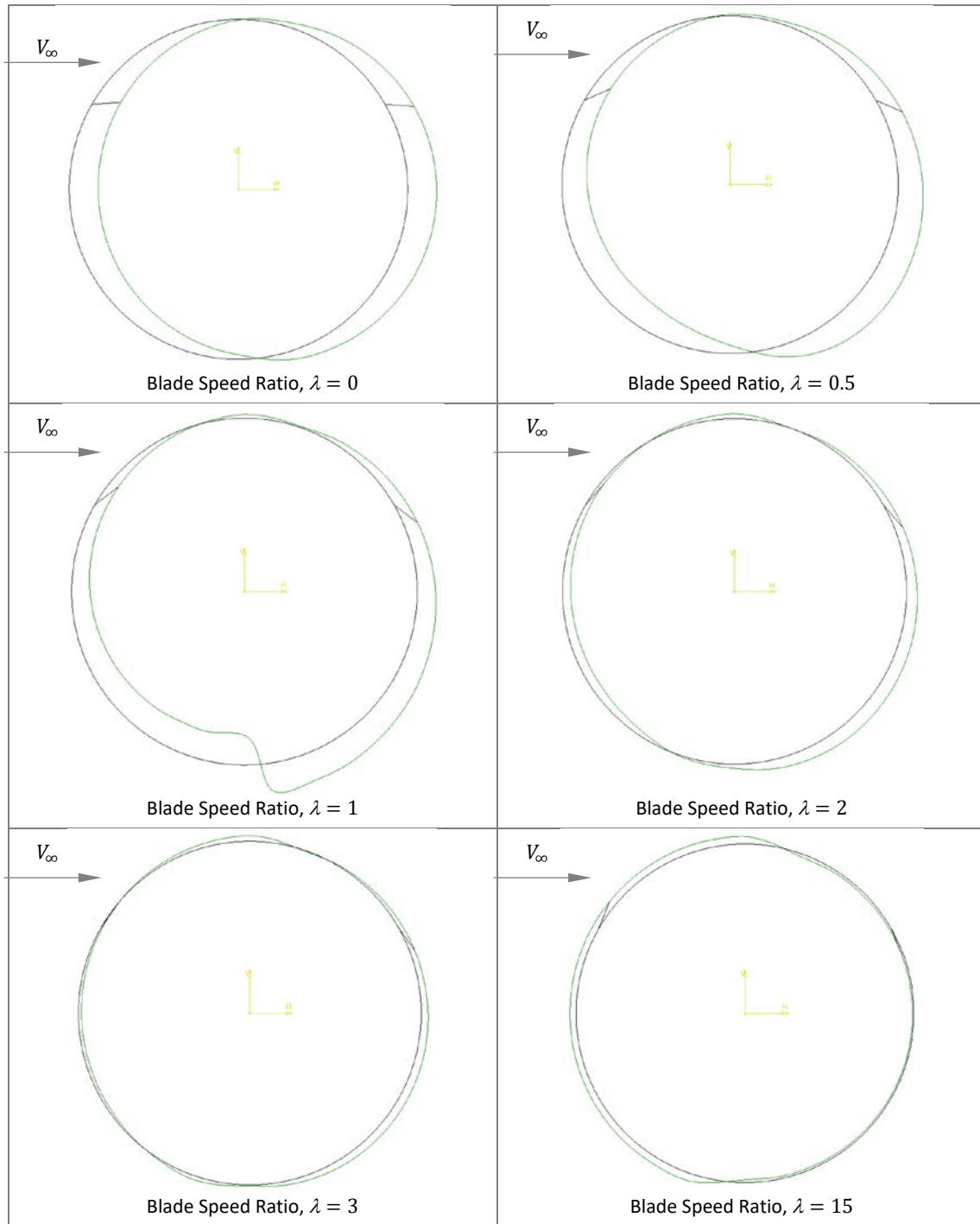


Fig. 49 Recorrido del borde de salida del álabe (verde) según el Pitch óptimo teórico, para $Re=26000$, relación cuerda/diámetro=0.1¹⁰⁰

Las líneas verdes de la Fig. 49 representan el recorrido el borde de salida del álabe, si este cumple de forma rigurosa el Pitch teórico. Se ha marcado la cuerda del álabe solo en las zonas de influencia. Cuando $\lambda = 3$, el recorrido en la zona de influencia se parece mucho a la Darrieus

¹⁰⁰ Figura de elaboración propia con CATIA V5

pura, cuando λ aumenta necesita un Pitch positivo (hacia el interior de la turbina). Si Re fuese del orden de 10^5 , este Pitch positivo empezaría a ser necesario en el rango de $\lambda=5$.

5.2.4. Posibles nuevos mecanismos.

A la vista de las reproducciones de Pitch óptimo representadas sobre la trayectoria del álabe, surgen varias ideas de mecanismos, y a continuación se comentan algunas opciones:

“Regulación con Guía de Cola”: (Fig. 50) Consiste en crear unas ranuras en la base de la turbina, de tal forma que el borde de salida del álabe las siguiese a modo de guía. Dicha ranura debería tener la forma de la trayectoria del borde de salida representada en la Fig. 49, concretamente la correspondiente a λ con la turbina en carga. Deberían ensayarse varias curvas hasta encontrar la correcta, ya que λ no se conoce a priori.

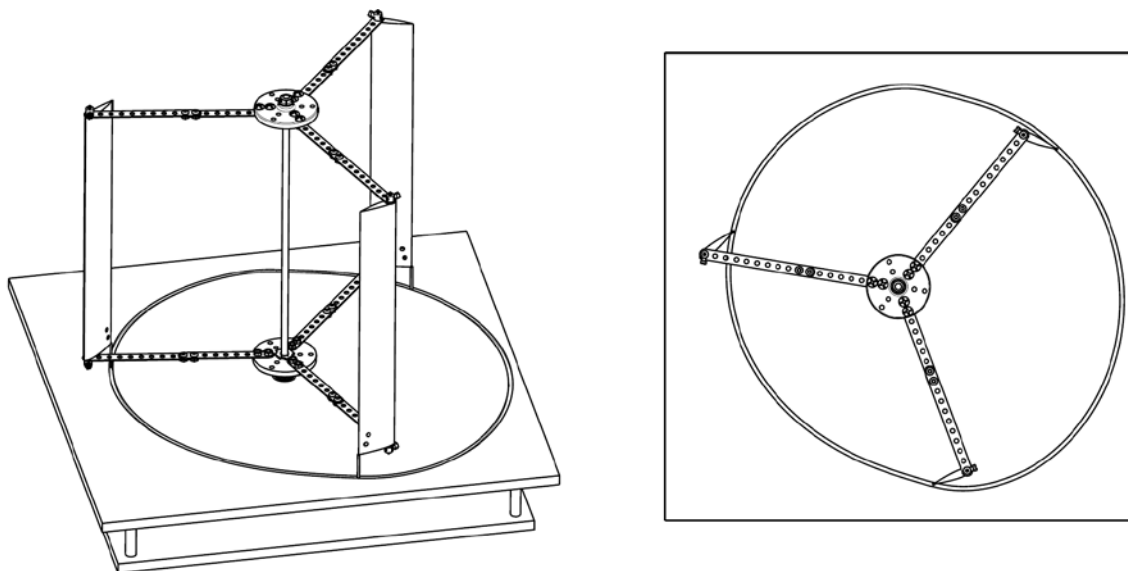


Fig. 50 Vista 3D y planta de la idea de regulación con “Guía de cola” ¹⁰¹

Aunque quedaría por resolver la fase de arranque, ya que en realidad para ponerse en marcha por sí misma la turbina requeriría distintas modalidades de ranura.

¹⁰¹ Figura de elaboración propia.

“Regulación con Escota de Cola”: Se trata de un dispositivo de inspiración náutica, consiste en regular el borde de salida del álabe con un cabo de escota¹⁰², como si de una vela se tratase.

Cada álabe podría llevar su propia escota con una variación de longitud regulada electrónicamente, o incluso se podría utilizar una escota común por cada par de álabes, de tal forma que una leva fija a la base ayudase a variar las longitudes. La leva además podría tener geometría variable en el eje vertical para ajustar la regulación en función de λ .

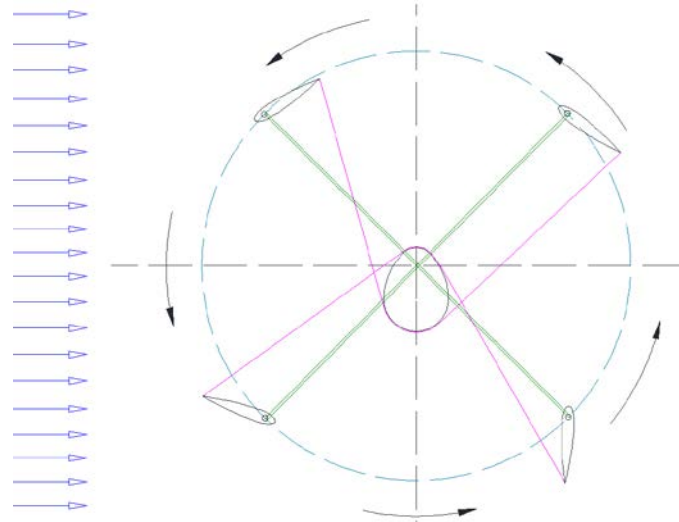


Fig. 51 Croquis de la idea de regulación con “Escota de cola”¹⁰³

Para consolidar esta propuesta es necesario el conocimiento de la longitud entre el borde de salida del álabe y el eje de la turbina, podría denominarse “Longitud de escota” (5.3). Matemáticamente conocida la formulación del Pitch óptimo puede obtenerse en función del radio de la turbina, R , la cuerda, c y el Pitch, β .

$$L_{Escota} = \frac{R + \frac{3}{4} \cdot c \cdot \sin \beta}{\cos \zeta}, \quad (5.3)$$

Donde ζ , puede denominarse ángulo de escota y se describe gráficamente en la Fig. 52. Su fórmula matemática se presenta en la ecuación (5.4)

$$\zeta = \arctg \frac{\frac{3}{4} \cdot c \cdot \cos \beta}{R + \frac{3}{4} \cdot c \cdot \sin \beta}, \quad (5.4)$$

¹⁰² Escota: En náutica es el cabo que se utiliza para guiar la vela principal de una embarcación.

¹⁰³ Figura de elaboración propia.

Para realizar los cálculos se considera que el punto de rotación del álabe se sitúa en el centro de presiones, situado a $\frac{1}{4}$ de la cuerda respecto al borde de ataque del álabe.

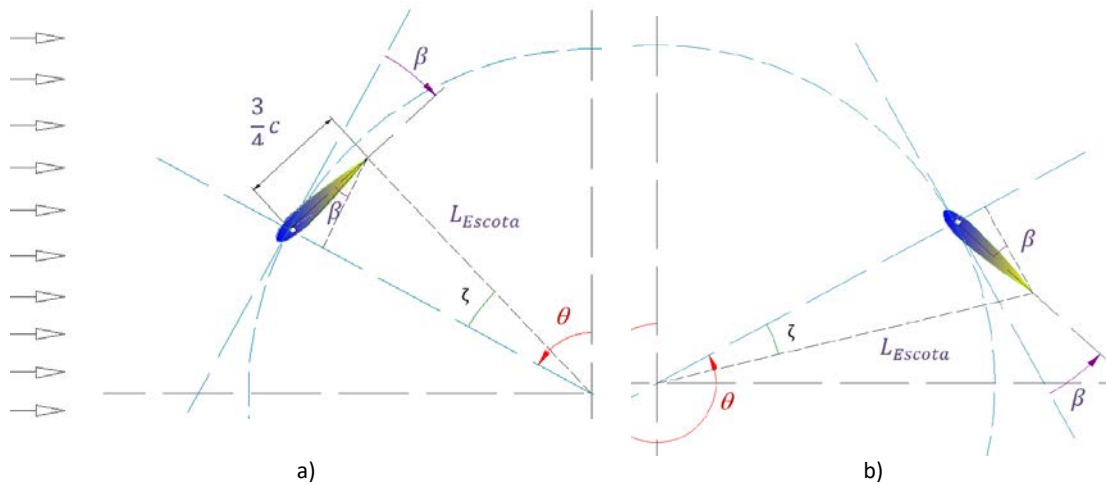


Fig. 51 Representación de longitud de escota, L_{Escota} , y ángulo de escota, ζ ,:
a) Pitch (β) negativo, b) Pitch (β) positivo ¹⁰⁴

Se estudia en la Fig. 52 la evolución de L_{Escota} , que corresponde al Pitch óptimo, con el ángulo azimutal. La primera mitad del recorrido la escota es menor que el radio, y la segunda mitad es mayor que el radio, sin tener en cuenta las zonas puntuales de 0° y 180° , que en realidad son irrelevantes por que no producen par. Si se consiguiesen alcanzar elevados valores de λ , la escota se invierte y es mayor que el radio en la primera mitad; recuérdese que conforme se aumenta el número de Reynolds, no se necesitan λ tan altos para que esto suceda.

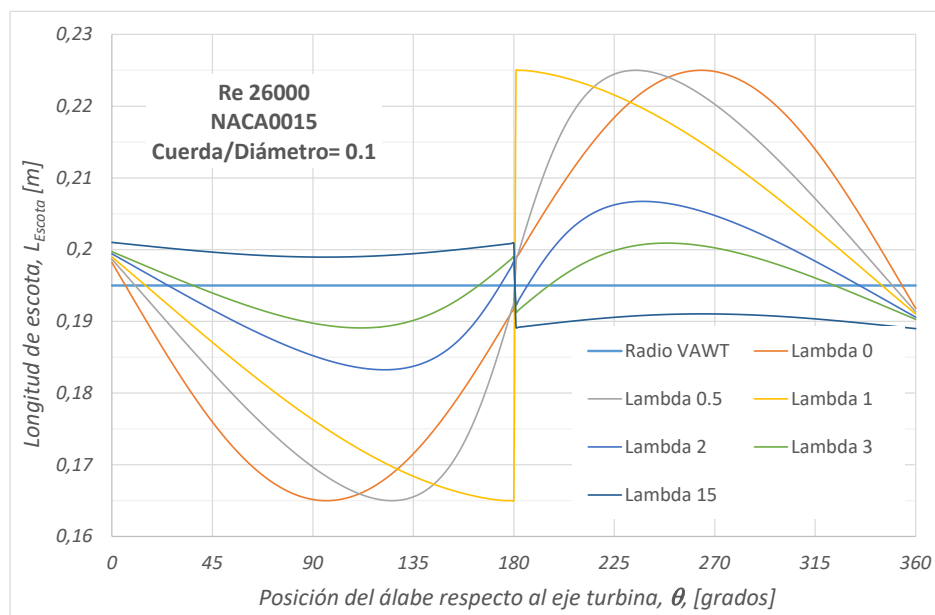


Fig. 52 Variación de longitud de escota, L_{Escota} , con el ángulo azimutal, para distintos valores de "Blade Speed Ratio", λ

¹⁰⁴ Figura de elaboración propia.

Para que el mecanismo funcione es necesario que la fuerza centrífuga tienda a mover la cola del álabe hacia el exterior, pues de otro modo el cabo de escota no estaría tenso. Esto en principio es viable ya que el centro de gravedad del álabe NACA0015 se sitúa a $1/3$ del borde de ataque, mientras que el álabe cambia el Pitch sobre la posición de $1/4$ (centro de presiones)

En ambas propuestas es necesario además orientar el equipo de regulación en función de la dirección del viento, esto complica aún más la solución mecánica.

“Regulación centrífuga”: En el concepto del mecanismo anterior interviene la fuerza centrífuga como complemento para ayudar a tensar la escota. De ahí surge la idea: ¿por qué no usar la fuerza centrífuga como protagonista del mecanismo de regulación?

Conocidos los ángulos necesarios en la zona de influencia principal, se trata de modificar el centro de gravedad del perfil aerodinámico, para que al girar se alinee con el radio de tal modo que el álabe quede bien posicionado. Los ángulos en la zona de influencia se pueden consultar en la Fig. 47 para $Re=240000$, y en las Figs. 27 y 28 para Reynolds 36400 y 62300 respectivamente.

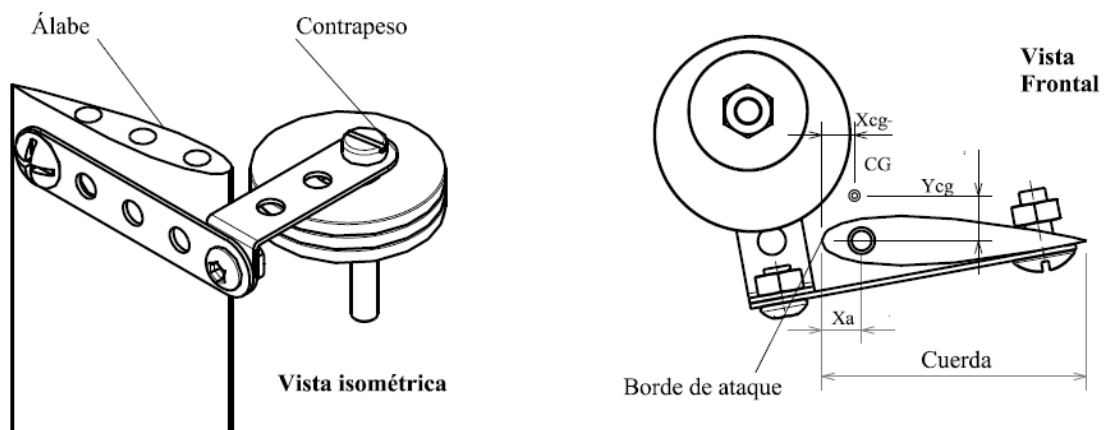


Fig. 53 Esquema del mecanismo de regulación centrífuga¹⁰⁵

Una de las ventajas de este mecanismo es que no necesita orientarse con la dirección del viento, simplemente el álabe al girar tiende a colocar su nuevo centro de gravedad en línea con el radio de la turbina.

El inconveniente es que esta regulación no actúa desde el comienzo, ya que necesita estar girando para que la fuerza centrífuga exista. En ese caso hay que añadir algo que complementa

¹⁰⁵ Figura de elaboración propia.

la regulación centrífuga en la fase de puesta en marcha. Una solución sencilla que concuerda con la simplicidad de esta regulación es colocar un cabo de escota, ajustado para $\lambda = 0$. La figura 52, nos facilita las longitudes de escota para $\lambda = 0$; hay que descartar las longitudes menores que el Radio, pues interferirían con las necesidades de regulación de λ mayores. La longitud correspondiente a $\theta=270^\circ$ ó 300° ayudarán al arranque, ya que estando parada no importa que sea la zona de sotavento.

Esta modalidad de arranque obliga a que por lo menos la turbina tenga tres álabes, para que al menos uno coincida en el rango de la zona de influencia de sotavento.

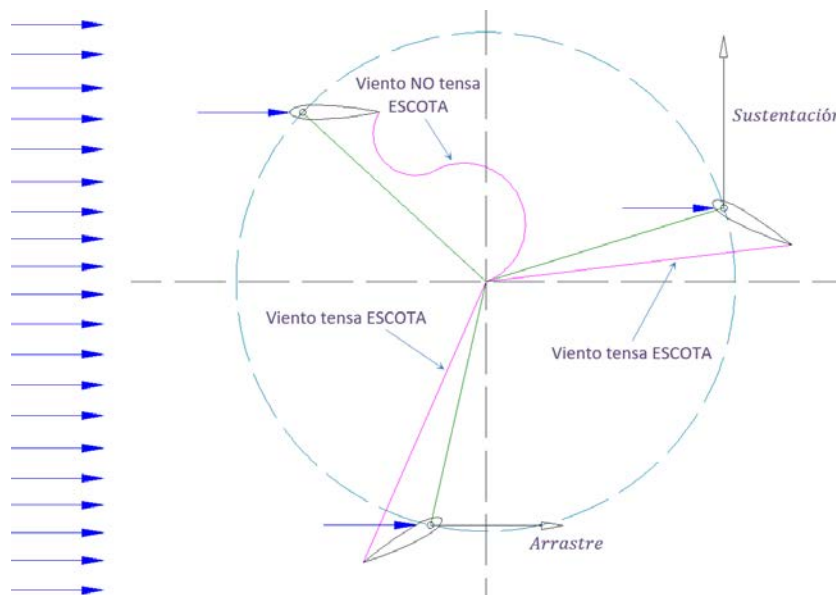


Fig. 54 Procedimiento de puesta en marcha que complementa la regulación centrífuga¹⁰⁶

Los cabos de Escota se pueden sustituir por topes que no permita la rotación más allá de la posición del gráfico.

“Regulación con servomotores y encoders”: Consistiría en colocar un servomotor limitando la rotación de cada álabes sobre sí mismo, regulado con encoders que realicen lecturas casi instantáneas del Pitch. Se podrían programar de este modo variaciones de Pitch en función del valor del BSR , λ , según las fórmulas propuestas en las ecuaciones (5.1) y (5.2).

Aunque la regulación de este sistema sería muy adecuada, los servomotores tendrían que ser capaces de vencer el empuje del viento, que tiende a colocar los álabes en línea con la velocidad relativa. Esto supondría un consumo de potencia que habría que restar al obtenido con la turbina. Por otra parte los servomotores instalados sobre los propios álabes aumentan la

¹⁰⁶ Figura de elaboración propia

inercia del conjunto produciendo una pérdida mecánica que se traduce en reducciones del λ de trabajo. Es necesaria además un encoder adicional instalado en una veleta para establecer el origen de θ según la dirección del viento.

5.2.5. Resultados de la regulación centrífuga.

De todas las ideas de nuevos mecanismos se ha materializado el de “Regulación centrífuga”, pues su simplicidad supone un valor añadido. Es especialmente interesante que no necesita ajustarse con la dirección del viento. Se construye y prueban varias maquetas con tres álabes NACA0015, de cuerda 40mm y longitud 270mm. El radio de la turbina es 0.155m.



a)



b)

Fig. 55 Maqueta con regulación centrífuga. Puesta en marcha con: a) topes, b) cabos de escota¹⁰⁷

Se instalan en la parte superior unos cordeles que hacen la función de escotas de arranque, o unos topes que emulan la posición de las escotas. Se añade volante de inercia (ver Fig. 55 a) para ayudar a mantener la regulación con par resistente superior al nominal.

Se ensaya en diferentes túneles de viento y se comprueba que se pone en marcha por sí misma, incluso en condiciones de carga.

Se graba con cámara de alta velocidad la turbina tanto en el proceso de puesta en marcha, como en condiciones nominales de trabajo. Se obtiene de este modo la regulación para el Pitch con el mecanismo de regulación centrífuga, cuyo resultado para condiciones estacionarias de 116 rpm y 11 m/s se muestran en la Fig. 56. Cada punto de la gráfica de la Fig. 56 se ha obtenido

¹⁰⁷ Imagen archivo gráfico tesis

midiendo el ángulo del álabes en uno de los 32 fotogramas por vuelta, captados con la cámara de alta velocidad en el túnel de viento de Krsko¹⁰⁸.

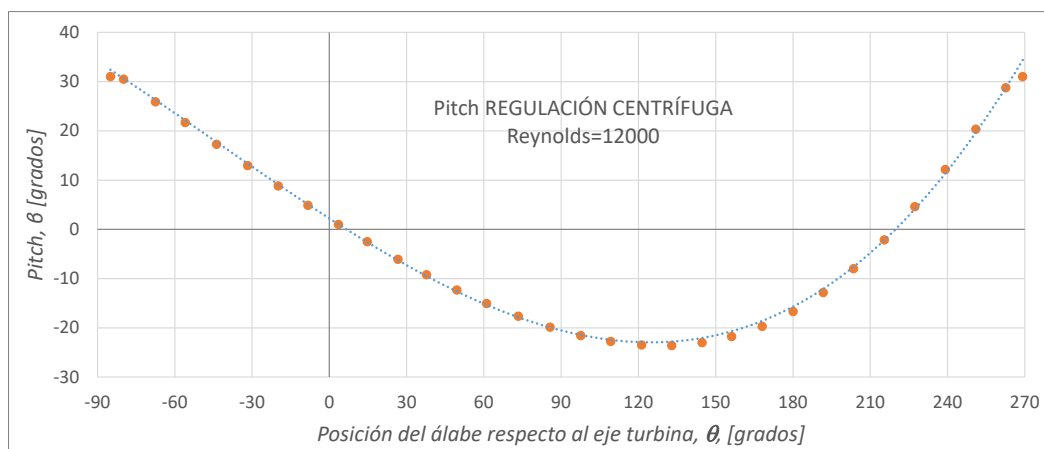


Fig. 56 Evolución del Pitch obtenido con regulación centrífuga. Medido experimentalmente en túnel de viento con la maqueta S-VAWT de la Fig.55 a)¹⁰⁹

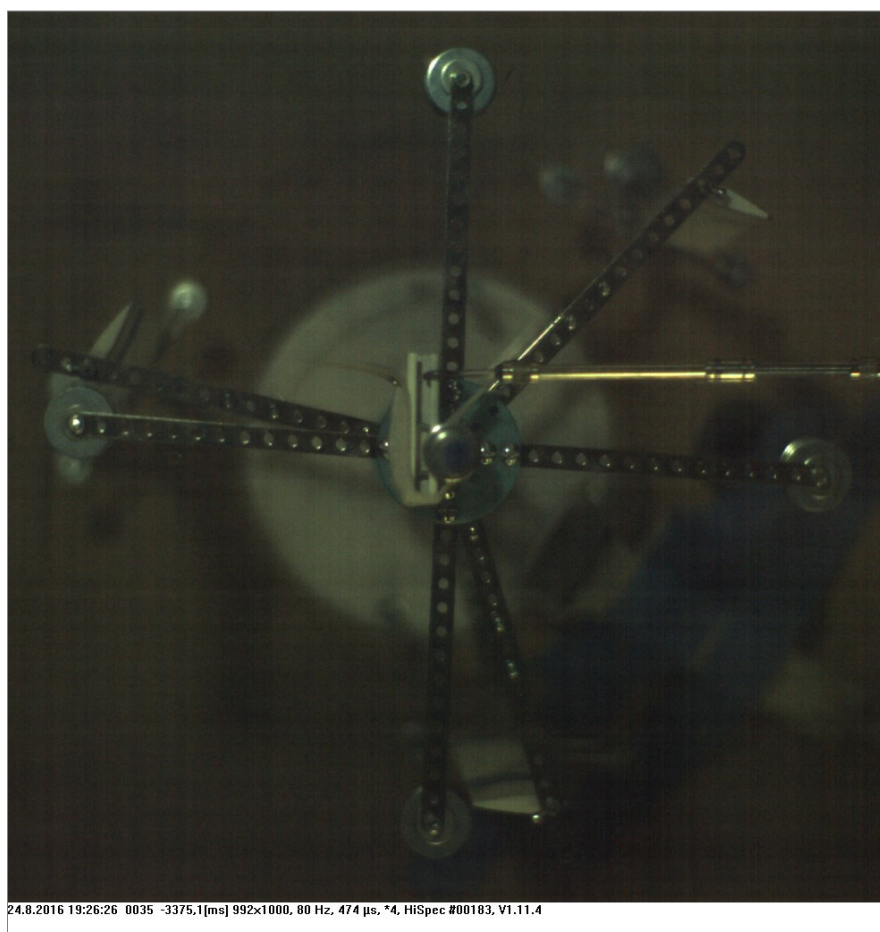


Fig. 57 Ejemplo de fotograma utilizado para evaluar el Pitch del mecanismo de regulación centrífuga

¹⁰⁸ ZEL-EN, Centro sobre Energía renovables, ubicado en Krsko (Eslovenia). Túnel y detalles metodológicos descritos en objetivo nº4 de este documento.

¹⁰⁹ Figura de elaboración propia

Se superpone a continuación el Pitch obtenido con la regulación centrífuga, sobre la gráfica del Pitch teórico para Reynolds de 28600 (Fig. 58), y se observa que en la zona de influencia se sitúa entre los valores teóricos de $\lambda=1.5$ y $\lambda=2$.

Este resultado coincide con la filosofía de regulación comentada en la Fig. 47, y por tanto valida las deducciones teóricas del Pitch óptimo. De igual modo, el hecho de que el mecanismo se ponga en marcha siguiendo los criterios de longitudes de escota explicados en la Fig. 52 y 54, también valida los desarrollos teóricos.

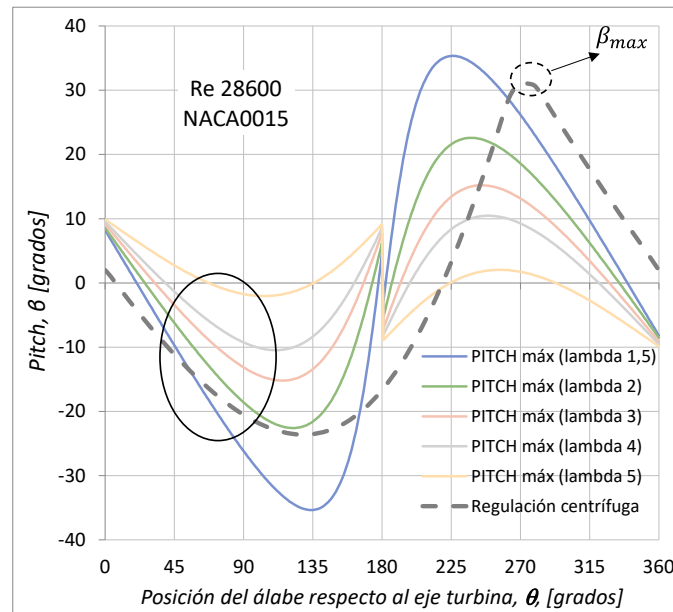


Fig. 58 Pitch obtenido experimentalmente con regulación centrífuga en régimen estacionario comparado con Pitch óptimo teórico¹¹⁰

Con el análisis de los fotogramas y la trayectoria de la Fig. 56, se ha comprobado que el Pitch obtenido con la regulación centrífuga responde a la siguiente formulación:

$$\beta_{Reg.Centrífuga} = \beta_{max} + \left[\text{Arcotg} \left(\frac{k \cdot \sin \frac{\varphi}{2}}{1 + k \cdot \cos \frac{\varphi}{2}} \right) - \frac{\varphi}{2} \right] \cdot f \quad , \quad (5.5)$$

$$\varphi = \theta + \frac{\pi}{2} \quad , \quad (5.6)$$

La curva de la Figs. 56 y 58, corresponde a un régimen estacionario $k=3$ y $f=3$. En etapas transitorias previas $k=1.5$ ó 2 y $f=4$, de tal forma que se compara en la Fig 59 dicha situación con el Pitch teórico. Se comprueba que el mecanismo centrífugo es capaz de regular el Pitch adaptándose a los distintos valores de λ del proceso de puesta en marcha.

¹¹⁰ Figura de elaboración propia

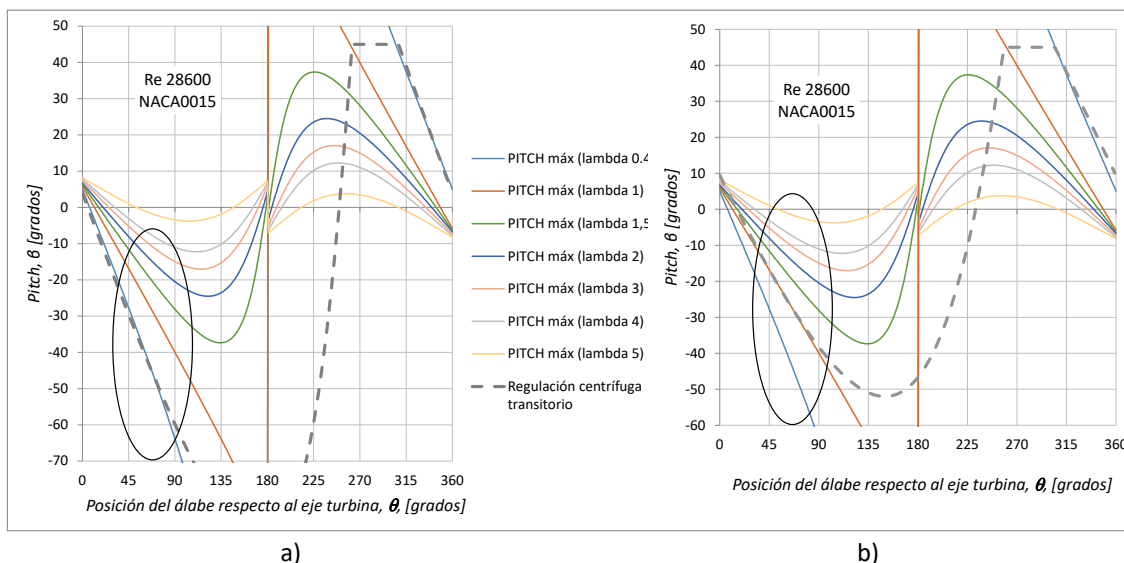


Fig. 59 Pitch obtenido experimentalmente con regulación centrífuga en dos etapas del régimen transitorio de puesta en marcha comparado con Pitch óptimo teórico: a) $k=1.5$ y $f=4$, menos evolucionada; b) $k=2$ y $f=4$, más evolucionada¹¹¹

El límite superior de 45° , lo impone la restricción de la escota, y no afecta a la zona de influencia. Se ha marcado la zona donde el par de giro es máximo, de tal modo que el Pitch regulado centrífugamente se adapta perfectamente a las necesidades teóricas justo en esa zona.

5.2.6. Ecuaciones dinámicas y cinemáticas.

Según la dinámica de los puntos materiales, el centro de masas de un sistema de puntos materiales se mueve como si en él estuviese concentrada toda la masa del sistema y estuviera sometido a la acción de todas las fuerzas externas que actúan sobre el mismo.

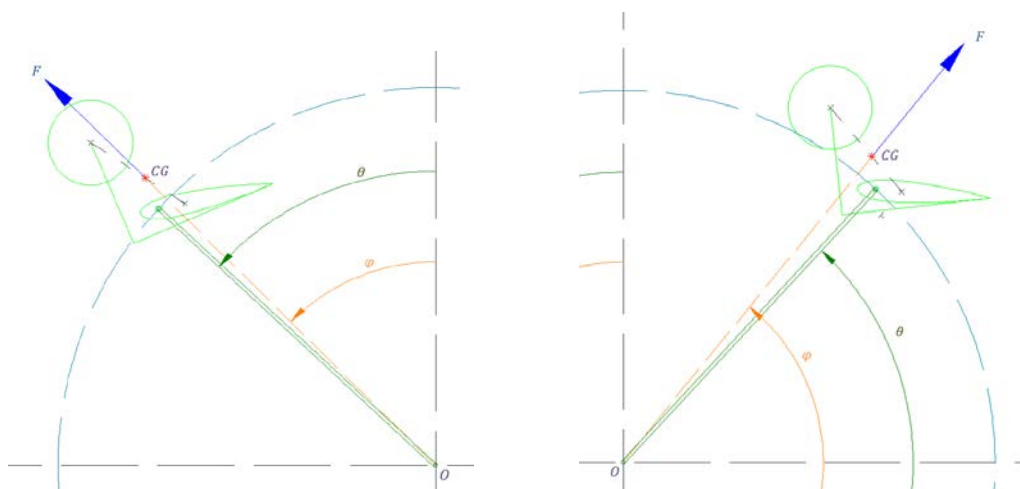


Fig. 60 Posición del CG respecto al origen O , en dos puntos del recorrido.

¹¹¹ Figura de elaboración propia

Se observa en la Fig. 60 la fuerza central $\vec{F}$, siendo O el centro de giro, de tal forma que fuerza siempre estará sobre la dirección $CG-O$, así como la aceleración resultante de la expresión $\vec{F} = m \cdot \vec{a}$; por ese motivo el movimiento es central y plano, cumpliéndose que la velocidad areolar es constante:

$$r^2 \cdot \dot{\phi} = C, \quad (5.7)$$

Teniendo en cuenta además el 1^{er} teorema de la mecánica, conocido como “Th de la Fuerzas Vivas”, o de la “Energía Cinética”:

$$d\left(\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2\right) = \vec{F} \cdot d\vec{r} = F \cdot dr, \quad (5.8)$$

Las componentes de la velocidad en coordenadas polares son: $v_r = \dot{r}$; $v_\phi = r \cdot \dot{\phi}$, por tanto $v^2 = \dot{r}^2 + r^2 \cdot \dot{\theta}^2$ puede sustituirse en (5.7), quedando el siguiente expresión:

$$V^2 = \dot{r}^2 + \frac{C^2}{r^2}, \quad (5.9)$$

Sustituyendo $\dot{r} = \frac{dr}{dt} = \frac{dr}{d\phi} \cdot \frac{d\phi}{dt} = \frac{dr}{d\theta} \cdot \dot{\phi} = \frac{C}{r^2} \cdot \frac{dr}{d\phi} = -C \cdot \frac{d(1/r)}{d\phi}$, la ecuación (5.9) queda:

$$V^2 = C^2 \cdot \left[\frac{d(1/r)}{d\phi} \right]^2 + \frac{C^2}{r^2} = C^2 \cdot \left\{ \left[\frac{d(1/r)}{d\phi} \right]^2 + \frac{1}{r^2} \right\}, \quad (5.10)$$

Como en el caso objeto de estudio la fuerza solo depende de r y θ , nos interesa buscar una expresión en función de esas variables. Se sustituye en la ecuación (5.10) en la expresión del “Th de las fuerzas vivas” (5.8):

$$\frac{m \cdot C^2}{2} \cdot \frac{d}{d\phi} \left\{ \left[\frac{d(1/r)}{d\phi} \right]^2 + \frac{1}{r^2} \right\} = F(r, \phi) \cdot \frac{dr}{d\phi} = -F(r, \phi) \cdot r^2 \cdot \frac{d(1/r)}{d\phi}, \quad (5.11)$$

Si se deriva queda:

$$\frac{m \cdot C^2}{2} \cdot \left\{ 2 \cdot \frac{d(1/r)}{d\phi} \cdot \frac{d^2(1/r)}{d\phi^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{d(1/r)}{d\phi} \right\} = -F(r, \theta) \cdot r^2 \cdot \frac{d(1/r)}{d\phi}, \quad (5.12)$$

Dividiendo por $\frac{d(1/r)}{d\phi}$, resulta:

$$m \cdot C^2 \cdot \left\{ \frac{d^2(1/r)}{d\phi^2} + \frac{1}{r} \right\} = -F(r, \theta) \cdot r^2, \quad (5.13)$$

$$\text{ó } F(r, \varphi) = - \frac{m \cdot C^2}{r^2} \cdot \left\{ \frac{d^2(1/r)}{d\varphi^2} + \frac{1}{r} \right\}, \quad (5.14)$$

También llamada “Fórmula de Binet”.

De las fórmulas se deduce que las variaciones del Pitch, originan pequeñas variaciones de la fuerza centrífuga, aunque en una primera aproximación podrían despreciarse, asumiendo r aproximadamente constante, y $\dot{\theta} \approx \dot{\varphi}$

Hay otra ecuación que es útil para estudiar la etapa transitoria:

$$Aero T \cdot r = \dot{\theta} \cdot r \cdot k + P_{Gen} + m \cdot \ddot{\theta} \cdot r^3, \quad (5.15)$$

Donde k es el coeficiente de rozamiento dinámico, $Aero T$ es la resultante tangencial de las fuerzas aerodinámicas, y P_{Gen} es el Par necesario para mover el generador.

5.3. Conclusiones

Tras revisar los mecanismos existentes y examinarlos a la luz de la teoría aerodinámica de álabes rotantes, se comprende y explica el funcionamiento de los mismos, así como sus limitaciones. De este modo además se ha propuesto mejoras para las VAWT tipo Cyclogiro, la cual para altos números de Reynolds debería cambiar el signo de la regulación en la etapa estacionaria si tiene lugar con λ elevados.

También se comprende con la información de la teoría aerodinámica el funcionamiento de la S-VAWT sin regulación, ya que la posición de los álabes es adecuada para el régimen estacionario, pero imposibilita el régimen transitorio. Igualmente se demuestra que este tipo de turbina solo funciona si el número de Reynolds es lo suficientemente alto, independientemente de las dificultades de puesta en marcha.

Disponer de la teoría aerodinámica ha permitido plantear un mecanismo mixto muy sencillo, que posiciona los álabes para comenzar el giro como si fuesen velas de barco, y una vez la turbina ha comenzado a girar utiliza una regulación centrífuga que consigue un Pitch muy similar al teórico cuando el álabes pasa por la zona de mayor par. La gran ventaja de la regulación centrífuga es que tiene la cualidad de regular el Pitch no solo en función de la posición azimutal, sino del régimen de λ ; por ello tiene capacidad de consolidar el autoarranque incluso en situaciones de carga. Otra ventaja añadida de esta propuesta es que detecta por sí mismo la dirección del viento, sin necesidad de elementos auxiliares como veletas, siendo una solución

especialmente interesante en lugares donde el viento cambia de dirección de forma descontrolada.

Las pruebas realizadas en túnel de viento con maquetas de turbinas S-VAWT reguladas centrífugamente, han permitido medir las variaciones de Pitch resultantes, y comprobar la concordancia entre los resultados experimentales y la teoría de los álabes rotantes.

Con todos estos logros se valida sobradamente la utilidad de la teoría aerodinámica de álabes rotantes, que precisa la regulación de Pitch necesaria según valores de “Blade Speed Ratio” y según el número de Reynolds.

Con dicha base teórica se proponen las ecuaciones de regulaciones de Pitch aproximadas que podrían programarse con servomotores y encoders, resultando un dispositivo de regulación electrónica alternativo. Ningún investigador ha facilitado ecuaciones de Pitch optimizado en sus publicaciones.

En resumen se ha ideado y comprobado experimentalmente una variante de S-VAWT con capacidad autónoma de arranque y orientación, basado en la regulación centrífuga; describiendo matemáticamente sus ecuaciones, y explicando físicamente su funcionamiento. Esto en sí es un hito en la evolución de las S-VAWT, que solo contaban hasta la fecha con la Cycloturbine o Giromill como único dispositivo de naturaleza mecánica para regular el Pitch.

La teoría aerodinámica de álabes rotantes, que podría considerarse validada gracias a los resultados experimentales, ayuda a comprender muchos aspectos de las S-VAWT que hasta ahora suponían limitaciones para las mismas.

6. Diseño y construcción de prototipos S-VAWT con regulación del Pitch. Fabricación de álabes con técnicas FDM (objetivo 3º)

Tal y como persigue el objetivo tercero, se trata de **diseñar y construir prototipos que faciliten el estudio del mecanismo de regulación centrífuga del Pitch, así como la fabricación de álabes por medio de técnicas de prototipado rápido tipo FDM.**

Se comienza con el diseño en Catia V5 de dos maquetas, una con diámetro ligeramente inferior a 40cm, y otra con diámetro próximo a 160 cm. De tal forma que la segunda sea una escala 4 veces mayor que la primera. Ambas trabajarán con perfiles NACA0015 rectos, la primera de 27cm de longitud y la segunda de 108cm. La cuerda de los perfiles NACA será de 4cm en la maqueta pequeña, y de 16cm en la grande.

Las dimensiones de la pequeña vienen impuestas por la zona de ensayo (40cm*40cm) del túnel que el Departamento de Ingeniería Mecánica y Minera de la Escuela Politécnica de Jaén, tiene disponible en el laboratorio docente del Área de Fluidos.

Se trata de prototipos para realizar pruebas experimentales, por ello se diseñan con la intención de poder aumentar fácilmente el número de álabes, y posibilitar modificaciones de diámetro. Las maquetas deben ser desmontables para permitir su transporte, ya que se trabajará con ellas en el túnel aerodinámico situado en Krsko (Eslovenia), con sección en la zona de trabajo de 2m*2m.

Se utilizarán componentes de tipo estándares comerciales cuando sea posible, el resto serán preferentemente piezas fabricadas con técnicas FDM⁹⁰, o más concretamente FFF⁹¹.

La fabricación de los álabes es uno de los aspectos más delicados del proceso, pues deben ser resistentes, ligeros y reproducir fielmente la forma del NACA0015. Desde un principio se consideró interesante la posibilidad de desarrollarlos mediante técnicas FDM. Otros autores dedicados al estudio de VAWT tipo SAVONIUS, como por ejemplo Kamoji et al. [68] y Preen & Bull [69], utilizan las técnicas FDM, porque les permite construir turbinas con curiosas variaciones geométricas. O incluso conseguir en impresoras 3D álabes con pequeños orificios para la medida de la presión estática, tal y como comprobó Olesek & Wiklak [70].

⁹⁰ FDM, acrónimo en inglés de “*Fused Deposition Manufacturing*” or *Method*, deposición de material fundido.

⁹¹ FFF, acrónimo en inglés de “*Fused Filament Fabrication*”, fabricación con filamento fundido.

Otros investigadores han construido alabes rectos con técnicas FDM para analizar su comportamiento; L.W. Traub [71] compara los resultados obtenidos en un túnel a bajos números de Reynolds con los datos estándar de un perfil S8036; y Daneshmand [72] compara dos modelos aerodinámicos completos (uno de acero y otro fabricado via FDM) a diversos números de Match, concluyendo que para estudios preliminares son viables los desarrollos aerodinámicos fabricados con técnicas FDM.

6.1. Metodología

El material empleado será PLA⁹², cuyas ventajas son comentadas por K. Basset et al. [73], a las cuales además hay que añadir su menor contracción térmica, tal y como apunta P. Sean & P. Russell [74]. Ambos autores utilizan PLA para fabricar álabes.

Los equipos utilizados han sido: BCN3D, (España); BQ Witbox (España), y una 3D Tevo Little Monster (China), la cuales se muestran en la Fig. 61.

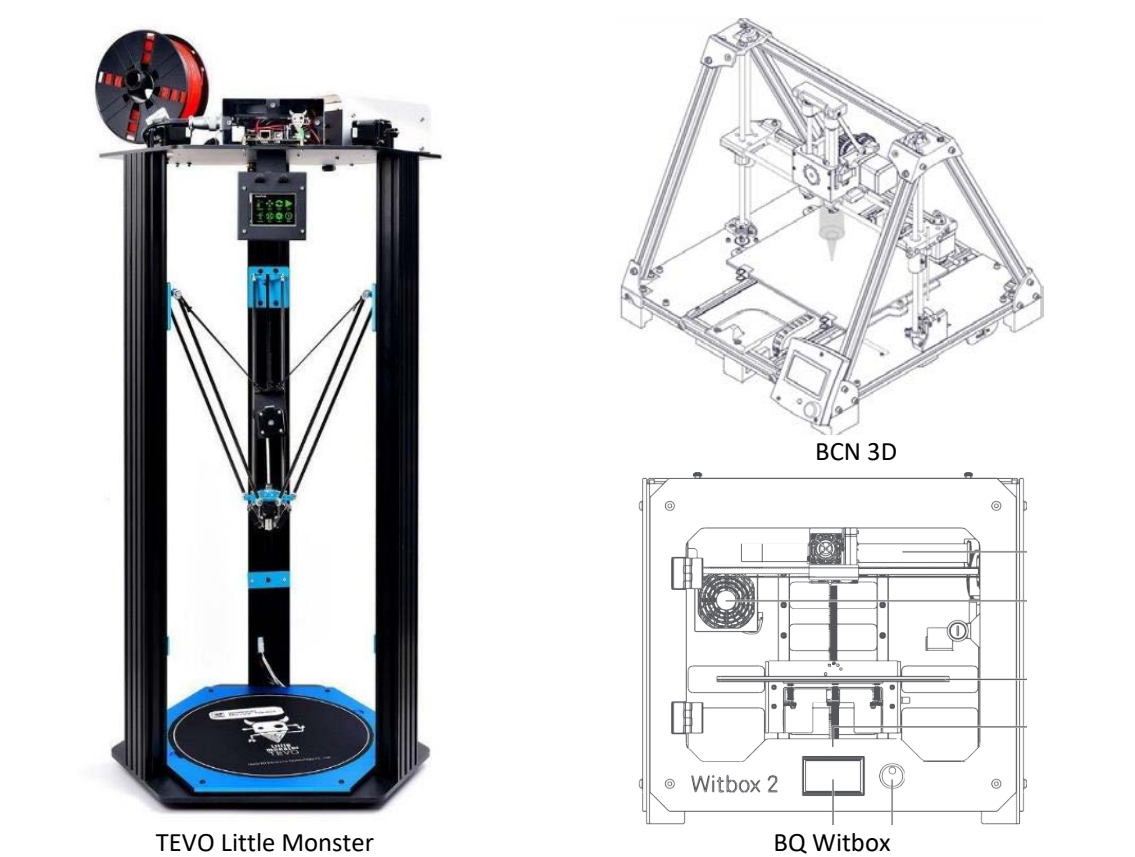


Fig. 61 Impresoras 3D utilizadas para la fabricación de componentes de las maquetas S-VAWT.⁹³

Impresora 3D	Volumen A*P	Veloc. Impr.	Veloc. Posicion.	Resolución X	Resolución Y	Resolución Z	Tª Cama	Tª Extrusor
--------------	-------------	--------------	------------------	--------------	--------------	--------------	---------	-------------

⁹² PLA, acrónimo en inglés de *Polylactic Acid*, Ácido Poliláctico
⁹³ Imágenes publicadas por los fabricantes en manuales de instrucciones

	[mm]	[mm]	[mm/s]	[mm/s]	[mm]	[mm]	[mm]	[°C]	[°C]
BCN 3D	220*200	90	30	60	0.05	0.05	0.10	80	225
BQ Witbox	297*210	200	80	200	0.05	0.05	0.05	-	240
Tevo Little Monster	340Ø	500	300	600	0.05	0.05	0.05	130	280

Tabla. 13 Características técnicas de las distintas impresoras utilizadas en la fabricación de componentes S-VAWT⁹⁴

En cuanto a las interfaces que generan el G-Code se han utilizado: Cura, desarrollado por Ultimaker, y Repetier-Host, desarrollado por Hot-World GmgH & Co. KG. Ambas trabajan con impresoras basadas en RepRap. De ellos Repetier-Host permite la configuración de un mayor número de parámetros por parte del usuario.

Ha sido especialmente útil la referencia bibliográfica de I. Gibson et al. [75], sobre fabricación con tecnologías aditivas.

6.2. Resultados

Un resultado destacable ha sido la publicación de un artículo en la revista científica *Procedia Engineering* de la editorial Elsevier, disponible en Science Direct con doi: 10.1016/j.proeng.2015.12.482. El título del mismo es “Development of Vertical Wind Turbines via FDM Prototypes” [76], es decir: Desarrollo de Turbinas Eólicas Verticales mediante prototipos FDM. Se aporta dicho artículo en el **Anexo II** del presente documento. El artículo según las últimas estadísticas disponibles, ha sido referenciado por otros autores en 8 ocasiones, y leído 223 veces⁹⁵.

6.2.1. Sobre la fabricación de álabes.

La fabricación de los modelos aerodinámicos necesarios para realizar estudios en túnel de viento, conlleva una gran inversión de tiempo y dinero; por ello el uso de técnicas FDM se ha vuelto popular en este campo de aplicación, pues reduce los tiempos y abarata los costes, permitiendo el rediseño de forma más rápida y económica.

Como se ha comentado en la metodología, muchos autores han estudiado la viabilidad aerodinámica de los mismos, como por ejemplo S. Daneshmand [72], otros detallan las técnicas de acabado más adecuadas para modelos aerodinámicos fabricados mediante FDM [71]; P. Sean se centra en los tipo de refuerzos compatibles con las técnicas FDM [74].

⁹⁴ Tabla elaborada con los datos de los fabricantes.

⁹⁵ Numero de citas según Google Académico. Número de lecturas según Research Gate.

Basset [73], propone recomendaciones generales de diseño para fabricación de componentes de turbinas eólicas de pequeño formato con técnicas FDM.

En cuanto a la fabricación en serie, C. Gasdaska planteaba en 1999 la fabricación de componentes aeroespaciales utilizando materiales cerámicos fabricados con procedimientos FDM en combinación con otros materiales [77]. Iftikhar y su equipo [78], trabajan en 2013 en la obtención de moldes para fabricar álabes de turbinas de gas, comparando varias técnicas de prototipado rápido frente a técnicas convencionales, estudian la viabilidad de las RT⁹⁶ en el campo del moldeo de piezas metálicas.

Para la presente investigación se han fabricado álabes NACA 0015 en dos formatos:

- Cuerda: 4cm, esbeltez 27 cm (Con tres modelos distintos de impresoras 3D FFF)
- Cuerda: 16cm, esbeltez 108 cm. (Con BQ Witbox)

En ambos casos se ha intentado minimizar el peso, y maximizar la calidad de acabado resultante directamente del proceso de impresión

Para enriquecer la investigación sobre fabricación de álabes de otros autores, se expone a continuación la idoneidad de las técnicas FDM según el tamaño de los álabes, así como el resultado en función del equipo.

En primer lugar se detalla en la Tab. 14 las proporciones de área y volumen entre ambos tamaños de álabes. El gran aumento de volumen del alabe de 16 cm de cuerda, supone un reto como se expone a continuación.

	Alabe Pequeño Cuerda=4cm	Álabe grande Cuerda=16cm	Relación proporcional
Altura [m]	0.027	1.08	1/4
Superficie [m ²]	0.023	0.362	1/16
Volumen [m ³]	0.000054	0.003	1/64

Tabla. 14 Proporciones geométricas entre las dos escalas de alabes NACA0015 fabricados.⁹⁷

El tiempo de impresión de los álabes pequeños es un parámetro muy influyente en la calidad, no solo porque las reglas básicas de la impresión FFF, afirman que a mayor velocidad del extrusor menor calidad, sino porque la altura de capa incide de manera directa en el acabado dimensional tal y como se observe en la Fig. 62. Y como es lógico reducir la altura de capa a la

⁹⁶ RT, acrónimo en inglés de “*Rapid Tooling*”, engloba el concepto de fabricación con reducción de tiempos y costes; de forma más concreta se refiere al uso de técnicas de prototipado rápido para la fabricación de moldes.

⁹⁷ Tabla elaborada con datos de área y volumen obtenidos con CATIA V5.

mitad duplica el número de capas necesarias, lo cual supone duplicar el número de veces que el extrusor repite el trabajo; por ello el medio álabe de la Fig. 62 a) necesitó 6 horas para imprimirse, y el b), solo 3 horas, aunque evidentemente el resultado no es adecuado.



Fig. 62. Partes de álabes impresos en PLA, en impresora BCN3D con diferente altura de capa: 0.2mm; (b) 0.4mm

Los álabes completos de la Fig.62 tienen de media 50 gr de masa, con un tiempo de impresión de 12 horas para que el acabado sea correcto. Si el relleno fuese el 50% del álabe, 25 gr corresponderían al interior y 25 gr a la capa exterior. Extrapolando estos datos a la maqueta grande, el relleno conllevaría multiplicar por 64 los 25 gr, y la capa exterior equivaldría a multiplicar por 16 los 25 gr, en total la masa del álabe grande fabricado con técnicas FDM podría ascender a 2000 gr. Un precio representativo del PLA es 26.24 €/kg. Con este precio como referencia el coste del álabe de gran formato sería 52.5 €/unidad, solo considerando la materia prima.

En aplicaciones aerodinámicas con las maquetas estáticas dentro túnel de viento, no importa el peso de la maqueta; pero si se pretende que el álabe gire, como es el caso del prototipo de regulación centrífuga, una masa tan elevada es contraproducente.

Imprimir 2000 gr, implica tiempos de impresión estimados en 100 horas pensando en impresoras que trabajen 3 veces más rápido que la BCN utilizada en la impresión de la Fig.62.

Por otra parte no son habituales impresoras que consigan una altura de impresión del orden del metro. Respecto a los equipos disponibles para la presente investigación, supera con creces la altura máxima de trabajo, a pesar que la impresora TEVO destaca por su alto volumen de impresión. P. Sean y P. Rusell [73], adaptan una impresora 3D modelo Prusa I3 para poder imprimir álabes con 0.7 m de esbeltez, aunque de hecho son los únicos investigadores que han fabricado álabes tan grandes basándose exclusivamente en técnicas FDM. La longitud de trabajo seleccionada por L.W. Traub [71] fue 30cm, y K. Olesek [70] fabricó álabes de 17cm más dos extremos fabricados aparte de 6,5 cm.

Por tanto para materializar el álabe de gran formato, se pensó que las piezas de impresión 3D servirían como refuerzos interiores, de tal forma que el álabe se fabricó combinando piezas impresas en PLA, con otros materiales como acetato, aluminio, etc.

Esta solución hace necesario invertir un importante número de horas en el diseño de las piezas y su ensamblaje. En la Fig. 63 se observa que la solución no es improvisada.

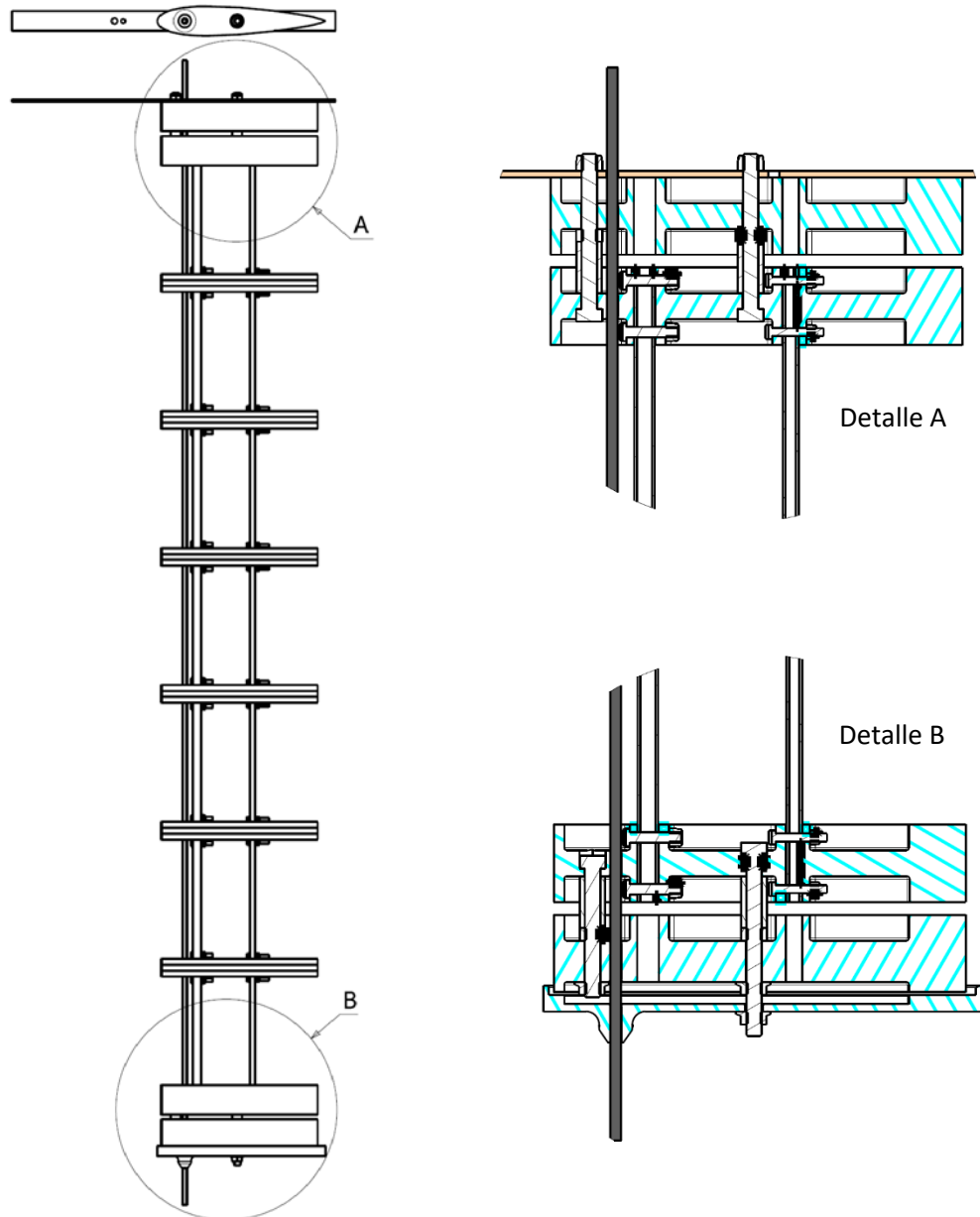


Fig. 63. Vista en planta y alzado del diseño interior del álabe de cuerda 16 cm y 108 de esbeltez, con detalles de la parte inferior y superior.

Las piezas de la parte inferior cuentan con un tetón de apoyo, que se situará sobre el pequeño rodamiento que permite la rotación del álabe; la parte superior del álabe está diseñada

para soportar los contrapesos que el mecanismo centrífugo necesita; ambos extremos amplían la longitud de las barras de aluminio que dan resistencia al conjunto.

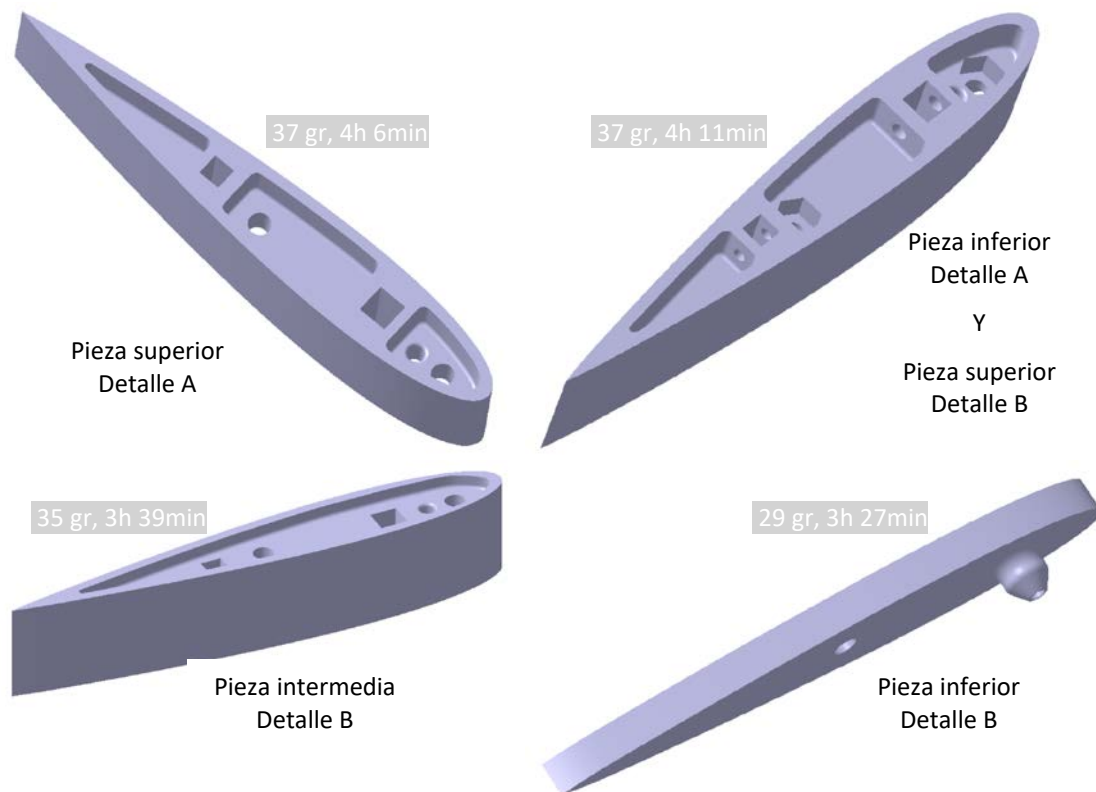


Fig. 64. Perspectiva renderizada de las piezas que componen los extremos del álabe de 16 cm de cuerda y 108 cm de esbeltez⁹⁸.

Estas piezas se imprimieron en la impresora BQ Witbox, con los siguientes criterios para la realización del Gcode: relleno del 20%, altura de capa de 0.2mm y temperatura del extrusor de 210°C. La temperatura del extrusor guarda una relación directa con la velocidad de impresión, por tanto la velocidad máxima de impresión correspondiente a 210°C es 60 mm/s. Con esos criterios resulta una masa para cada pieza y un tiempo de impresión determinado que se detallan en la Fig. 64.

En conjunto el material de las 5 piezas impresas en 3D equivale a 175 gr de PLA, y 19 horas más 34 min de tiempo de impresión para cada álabe, sin contar paradas para retirar piezas y reiniciar la impresora. La inversión de tiempo es tan elevada que aunque se había comprado componentes comerciales para seis álabes, finalmente se fabricaron piezas impresas solo para tres.

⁹⁸ Diseños y vistas renderizadas de realización propia.

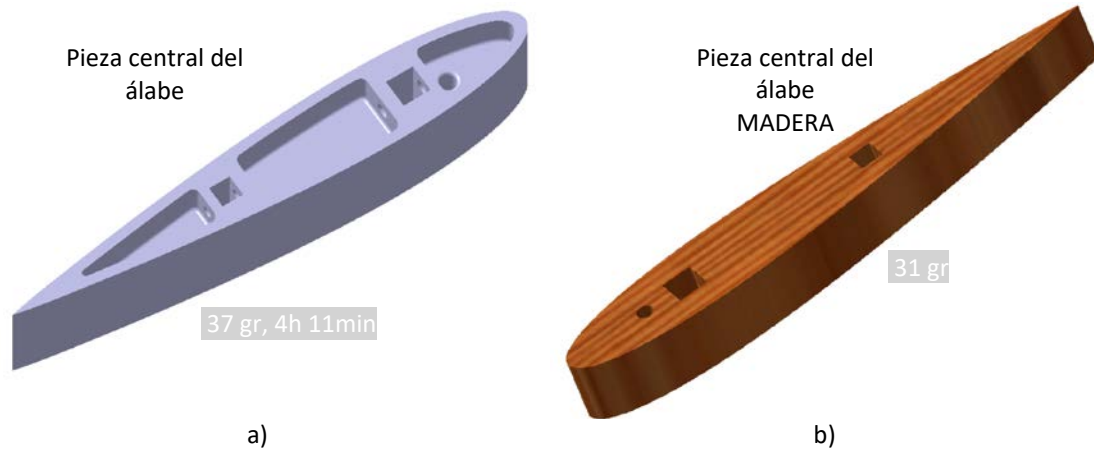


Fig. 65. Perspectiva renderizada de la pieza necesaria en la parte central del álabe de 16 cm de cuerda y 108 cm de esbeltez⁹⁹. a) Fabricada con técnicas FDM y b) Madera de balsa cortada con láser.

La pieza de la Fig. 65 a), se diseñó para insertar 6 de ellas en el interior del álabe, y de ese modo conseguir la forma del NACA0015 en toda la longitud de la pala. El problema es que seis de ellas superaban las 25 horas de tiempo de impresión (para un solo álabe). Por ello se descartó realizar las piezas interiores con impresora 3D, y se rediseñó según se muestra en la Fig. 65 b) para ser realizada en madera.

Las piezas de madera debían tener exactamente la forma NACA0015, por ello se realizó el corte de la misma con láser. El láser deja un pequeño ángulo en el lateral de la pieza, debido a que trabaja con mayor intensidad en la parte superior. Para evitar este efecto no se trabajó directamente madera de 3cm, sino que se hizo el corte en placas de 0.8 mm, a continuación se pegaron de 4 en 4 y lijaron para tener el aspecto de la Fig. 65 b).

Todas estas piezas se ensamblaron sobre dos perfiles huecos de aluminio de sección cuadrada, uno con sección 10 mm y otro con sección 6 mm. Finalmente se introduce una varilla de fibra de vidrio la cual actúa de eje del álabe, para que este pueda realizar el giro tipo Pitch.

El conjunto se envuelve en acetato de 1mm, porque mantiene la forma del álabe en las zonas de separación entre cuaderñas; seguidamente se lamina en color azul y se plastifica. Se muestra imágenes de las distintas fases en la Fig. 66.

⁹⁹ Diseños y vistas renderizadas de realización propia.



Fig. 66. Imágenes del álabe de 16 cm de cuerda, 108 cm de esbeltez y masa total 1165gr. Fases de ensamblado, refuerzo con acetato y laminado final¹⁰⁰

¹⁰⁰ Imágenes del archivo gráfico de la tesis.

Finalmente cada álabe NACA 0015 de 16 cm de cuerda y 108 cm de esbeltez, pesa 1165 gr, con un coste aproximado de 50 € por álabe, incluyendo solo materiales.

Volviendo a los álabes en formato pequeño, se comparan los resultados obtenidos con los distintos equipos de impresión 3D

Los álabes de 4 cm de cuerda y 27 cm de esbeltez se han fabricado usando impresoras 3D de filamento fundido de distintos fabricante y con distintas características técnicas. Las especificaciones técnicas se detallan en la Tab.13.

Comenzando por la BCN 3D, cuya fotografía se ha insertado en la Fig. 67, se obtuvo un resultado adecuado después de una serie de pruebas con distintos parámetros de temperatura, velocidad y altura de capa. Un aspecto a destacar, es que se fabricaron las piezas verticalmente dividiendo los álabes por la zona central; en consecuencia se obtuvieron piezas de aproximadamente 14 cm de altura, superando los 90 mm de altura del volumen de trabajo recomendado por el fabricante. Por ello las piezas se diseñaron con un machihembrado en la zona central para unirlos, añadiendo además cinta adhesiva de refuerzo (ver Fig. 67).

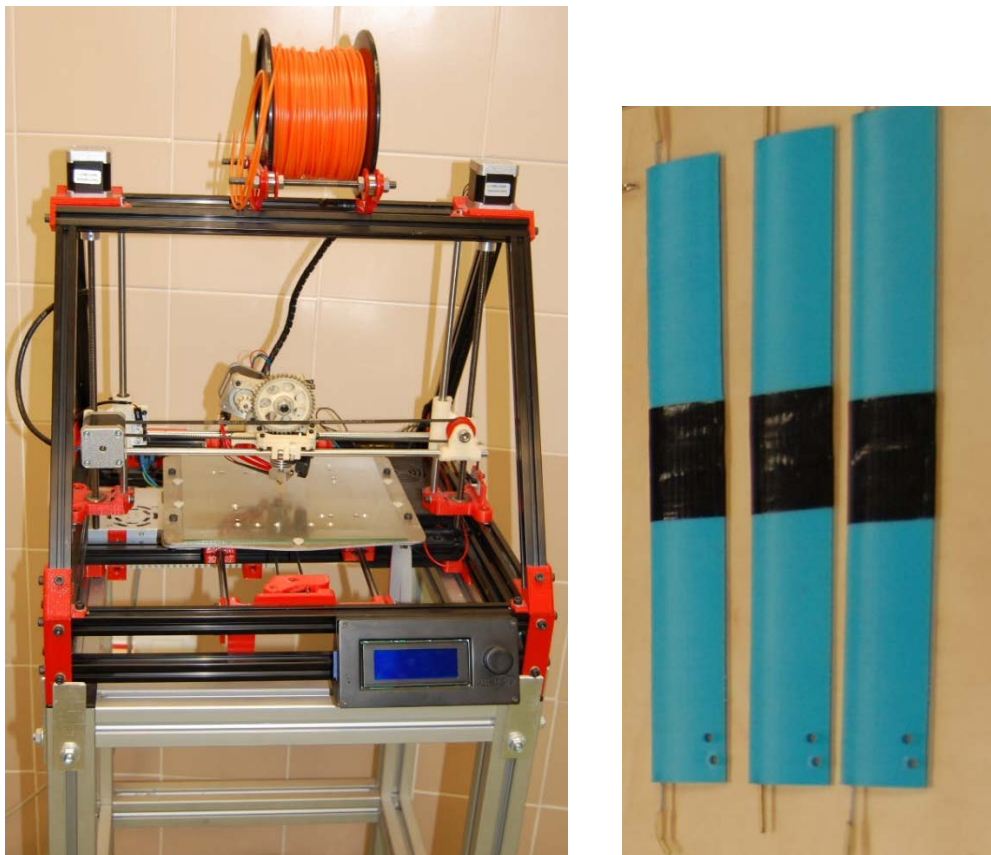


Fig. 67. Imagen de la impresora BCN3D, y álabes de 4cm de cuerda definitivos fabricados con la misma¹⁰¹

¹⁰¹ Imágenes del archivo gráfico de la tesis.

Hasta llegar al resultado definitivo se realizaron una serie de pruebas cuyo resultado se observa en la Fig. 68.

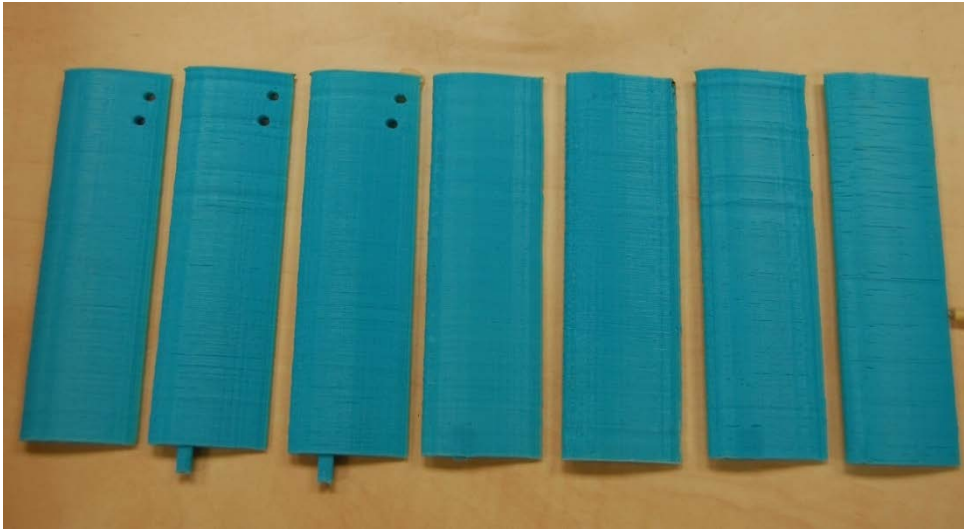


Fig. 68. Imágenes de las mitades del álabe de 4 cm de cuerda, 50% de 108 cm de esbeltez fabricados en la impresora BCN3D¹⁰²

Los parámetros de impresión definitivos fueron, altura de capa 0.2 mm, temperatura del extrusor de 225°C, y temperatura de la cama de 55°C. El relleno utilizado fue de tipo rectilíneo, con una densidad del 80%. La velocidad de esta impresora es de 30 mm/s, excepto la capa exterior que se extruye a 20 mm/s.

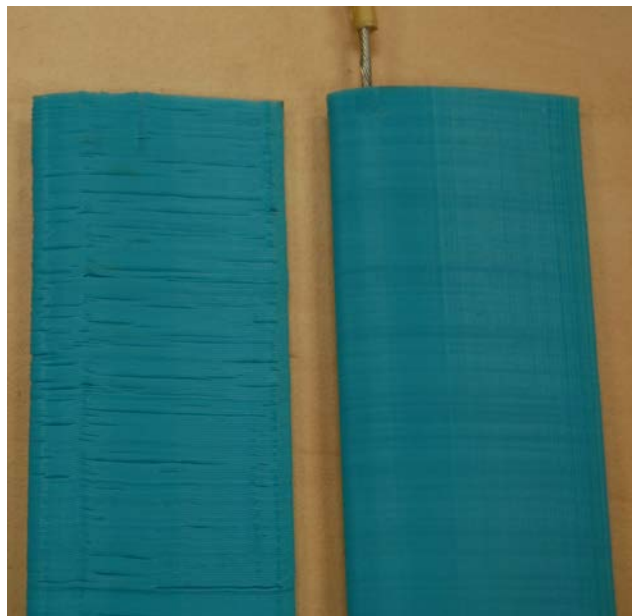


Fig. 69. Comparación entre el álabe definitivo y una de las pruebas intermedias. Importancia de los parámetros de impresión¹⁰²

¹⁰² Imágenes del archivo gráfico de la tesis.

En la Fig. 69 se observa la gran influencia de los parámetros de trabajo de la impresora. El más destacado es la altura de la capa, tal vez porque la sección de la pieza es pequeña, y al añadir la capa superior, la inferior sigue caliente por ser de mayor espesor. Luego la conclusión es que se debe ajustar la temperatura de forma más acorde a la velocidad de impresión, teniendo en cuenta además el tamaño de la pieza a imprimir.

En general esta impresora trabajaba mejor en un ambiente cálido, ya que aunque tiene cama caliente, carecer de paneles laterales provoca contracciones por enfriamiento que entre otras cosas tienden a partir el hilo de PLA. En versiones más modernas de la misma el fabricante la ha integrado en el interior de una estructura con paneles laterales. Los equipos actuales cuentan además con un ventilador junto al extrusor, cuya misión es enfriar la capa inferior, para reducir el efecto observado en la Fig. 69.

Los álabes definitivos se probaron en la S-VAWT con mecanismo de regulación centrífugo, funcionando correctamente un gran número de horas, tal y como se muestra en la Fig. 70.

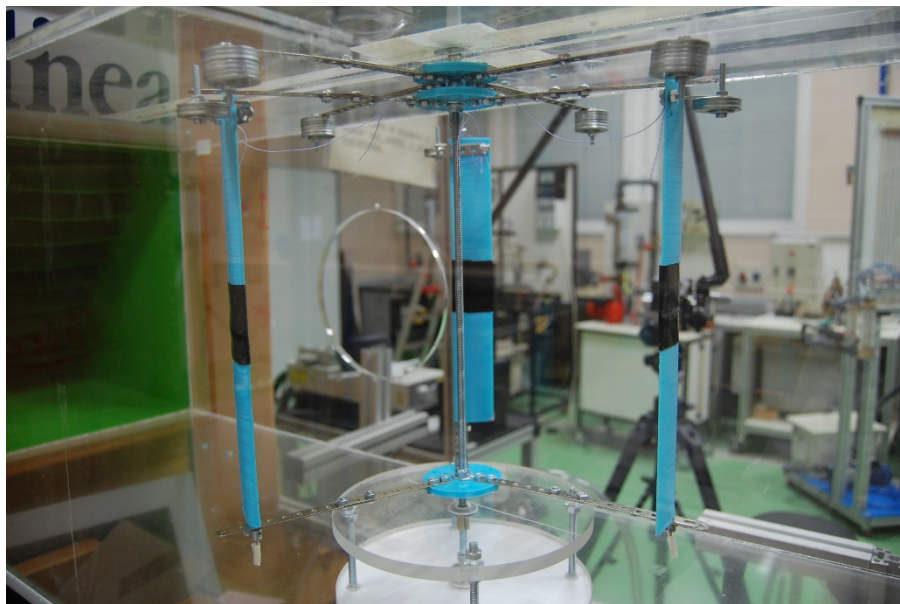


Fig. 70. Alabes fabricados con impresora BCN3D, durante las pruebas en el túnel de viento de la Universidad de Jaén¹⁰³

Durante su uso llegó un momento que en el machihembrado se partió, lo cual era lógico, pues se trataba del punto más débil. En general con las pruebas experimentales se comprobó que la rigidez de los mismos era adecuada, pero que tal vez no fuese necesario un relleno del 80%.

¹⁰³ Imágenes del archivo gráfico de la tesis.

A continuación se explica la operativa de trabajo para la fabricación de álabes de pequeño formato con el equipo BQ Witbox. La Fig. 71, muestra una imagen durante el proceso de impresión de uno de los álabes.

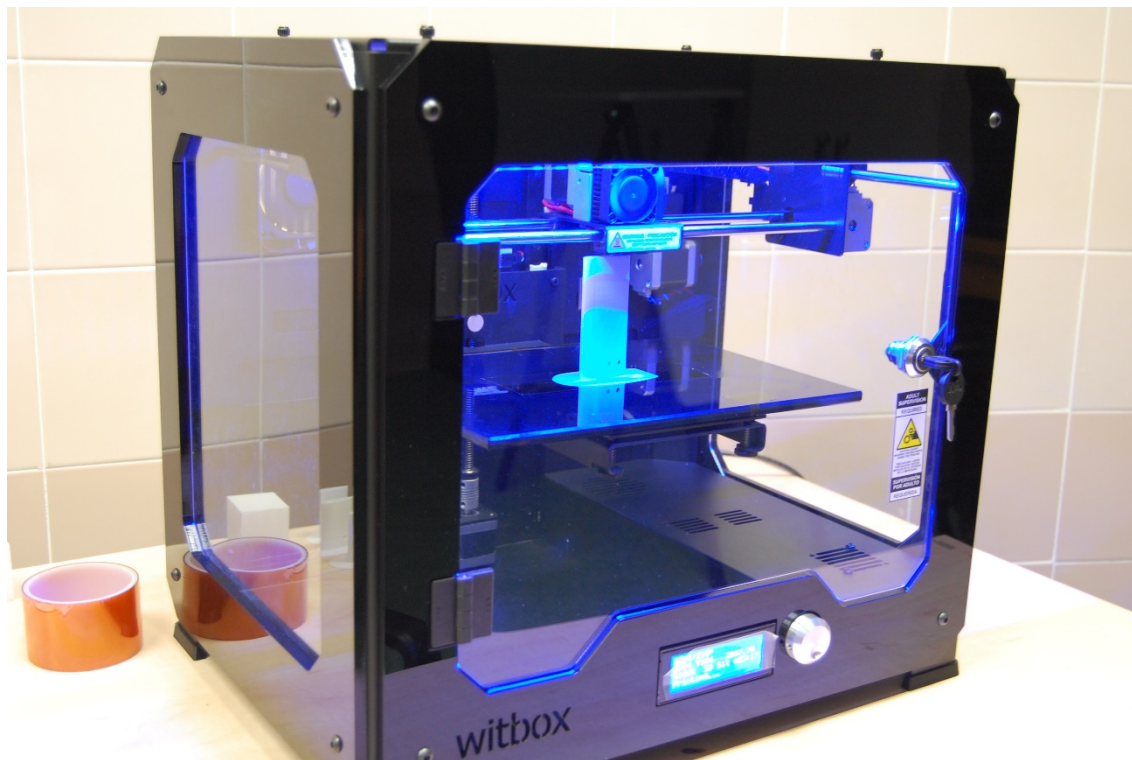


Fig. 71. Imagen de la BQ Witbox fabricando uno de los álabes de 4cm de cuerda¹⁰⁴

Como peculiaridad de esta impresora indicar que es el plato el que se desplaza verticalmente. Este requiere estar muy bien calibrado para la correcta adherencia de la pieza al mismo, especialmente porque no tiene cama caliente.

La altura del volumen de trabajo de este equipo es de 200 mm, por eso en este caso el álabe se fabricó en dos partes de 2/3 y 1/3 de la altura total, tal y como se observa en la Fig. 72. De nuevo se diseñó un machihembrado para procurar la posterior unión de las partes.

En general la correcta fabricación de la pieza depende en gran medida de la adecuada adhesión de la primera capa, esto evita movimientos laterales en la extrusión de las capas superiores. Es importante crear un “*brim*”¹⁰⁵ de varios centímetros.

¹⁰⁴ Imágenes del archivo gráfico de la tesis.

¹⁰⁵ Brim: palabra en inglés que hace referencia al borde que se recrea la primera capa respecto a la base de la pieza.

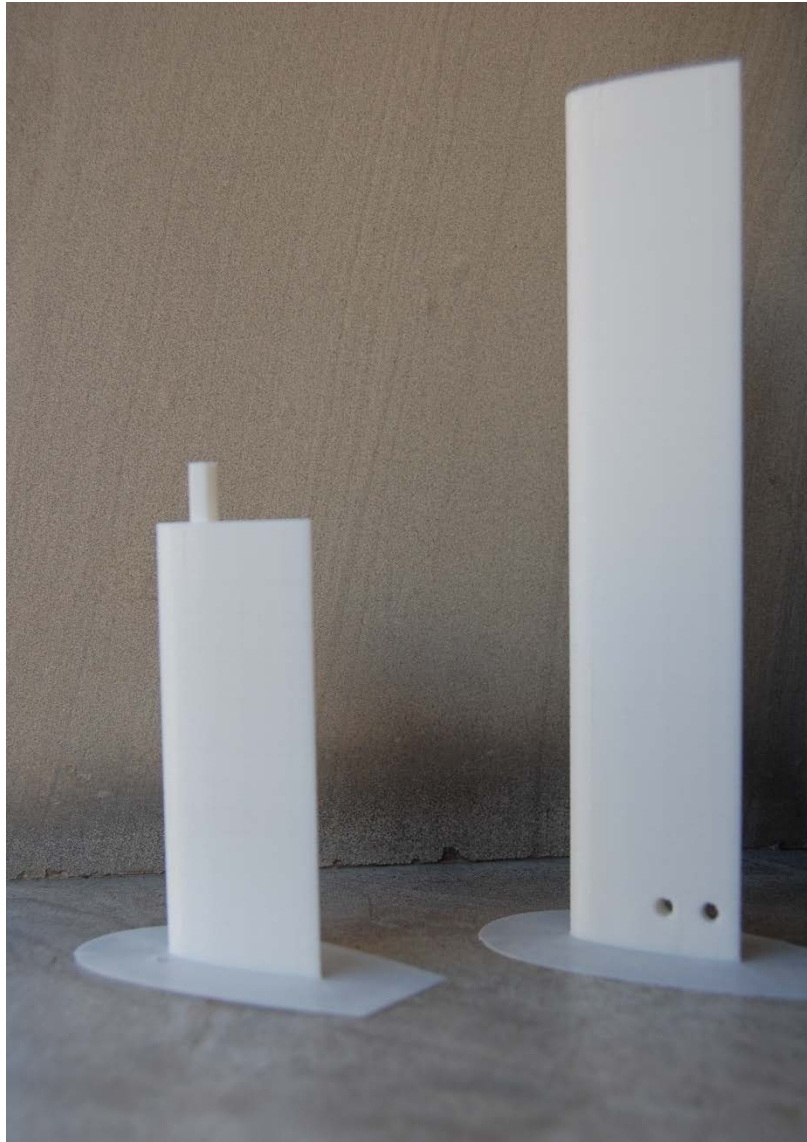


Fig. 72. Particiones del álabes de 4 cm de cuerda y 27 cm de altura fabricadas en la BQ Witbox¹⁰⁶

Los parámetros propuestos por defecto en la interfaz CURA, fueron bastante adecuados. De tal forma que se trabajó con altura de capa 0.2 mm, extrusor a 210°C, con velocidad máxima del extrusor de 60 mm/s, aunque esta se redujo en las capas exteriores.

Se programó un relleno del 10%, resultando álabes con una masa media de 31 gr, y un acabado muy adecuado, sin necesidad de muchas pruebas.

Los tiempos de fabricación de la pieza de 2/3 fueron 6.2 horas, y para la pieza pequeña 3.25 horas.

¹⁰⁶ Imágenes del archivo gráfico de la tesis.

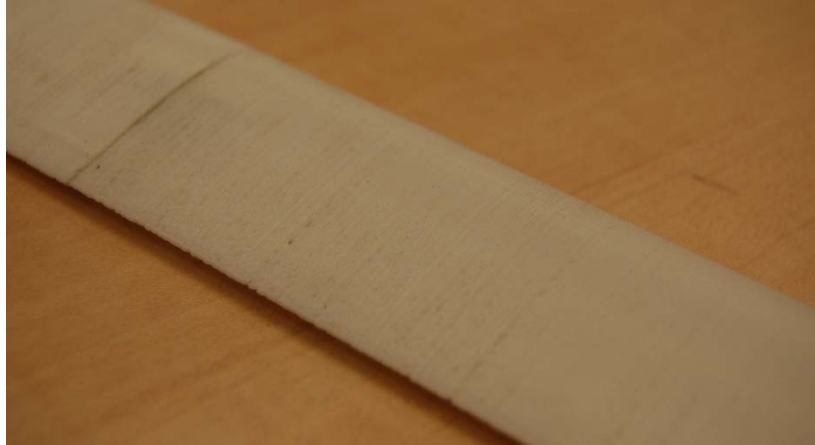


Fig. 73. Defecto en la impresión de las piezas transcurrido un cierto número de horas de uso del extrusor¹⁰⁷

Se detectó que con las horas de uso el extrusor se ensucia, dando lugar al defecto que se muestra en la Fig. 73. Se soluciona limpiándolo, y en algunas ocasiones es necesario sustituirlo. Aunque esta es una circunstancia común para todas las impresoras de deposición de hilo fundido.

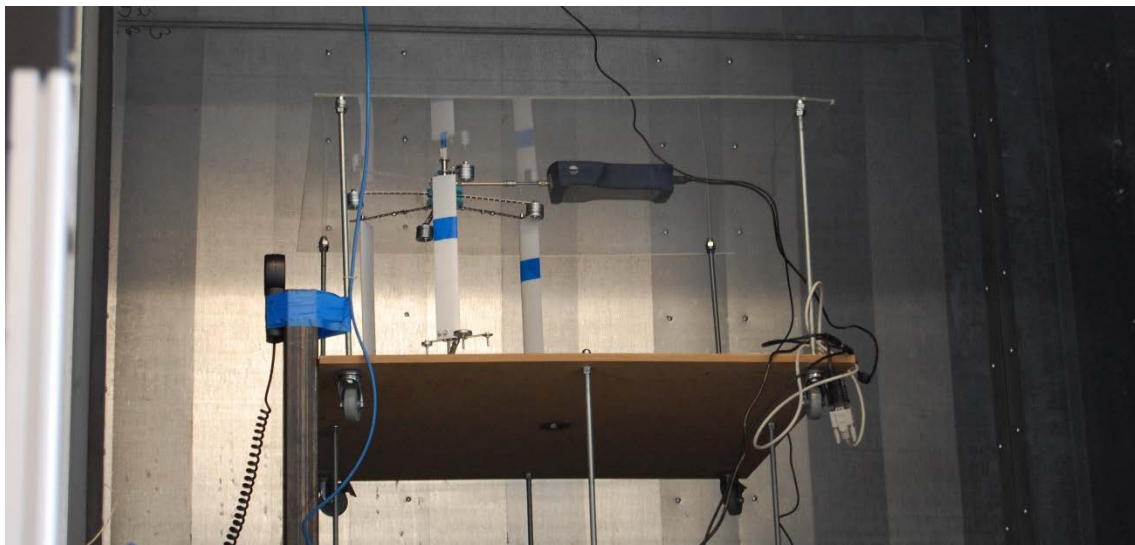


Fig. 74. Alabes fabricados con impresora BQWitbox, durante las pruebas en el túnel de viento del ZELEN, situado en Krsko (Eslovenia)

En esta ocasión la zona machihembrada se unió además con pegamento de isocianato, aunque con el uso terminaba partiéndose. De hecho en la Fig. 74 se observa la reparación de dos de ellos con cinta de carroceros. En la práctica se comprueba que los álabes con relleno del 20% trabajan adecuadamente.

¹⁰⁷ Imágenes del archivo gráfico de la tesis. ZEL-EN es un centro de investigación situado en Krsko, asociado a la Universidad de Maribor (Eslovenia).

El último grupo de álabes de 4 cm de cuerda se fabricaron con la Tevo Little Monster, cuya imagen se aporta en la Fig. 75. Se trata de una impresora con cinemática paralela basada en el desarrollo del robot delta inventado por R. Clavel [79], por ello a este tipo de impresoras se las conoce como impresoras tipo delta.

Una de las ventajas de esta impresora es evidente a simple vista: la altura de la zona de trabajo es más elevada que en las otras máquinas. Permite imprimir piezas de hasta 500 mm de altura. Por tanto con esta impresora se puede en principio imprimir el álabe de esbeltez 27cm completo.

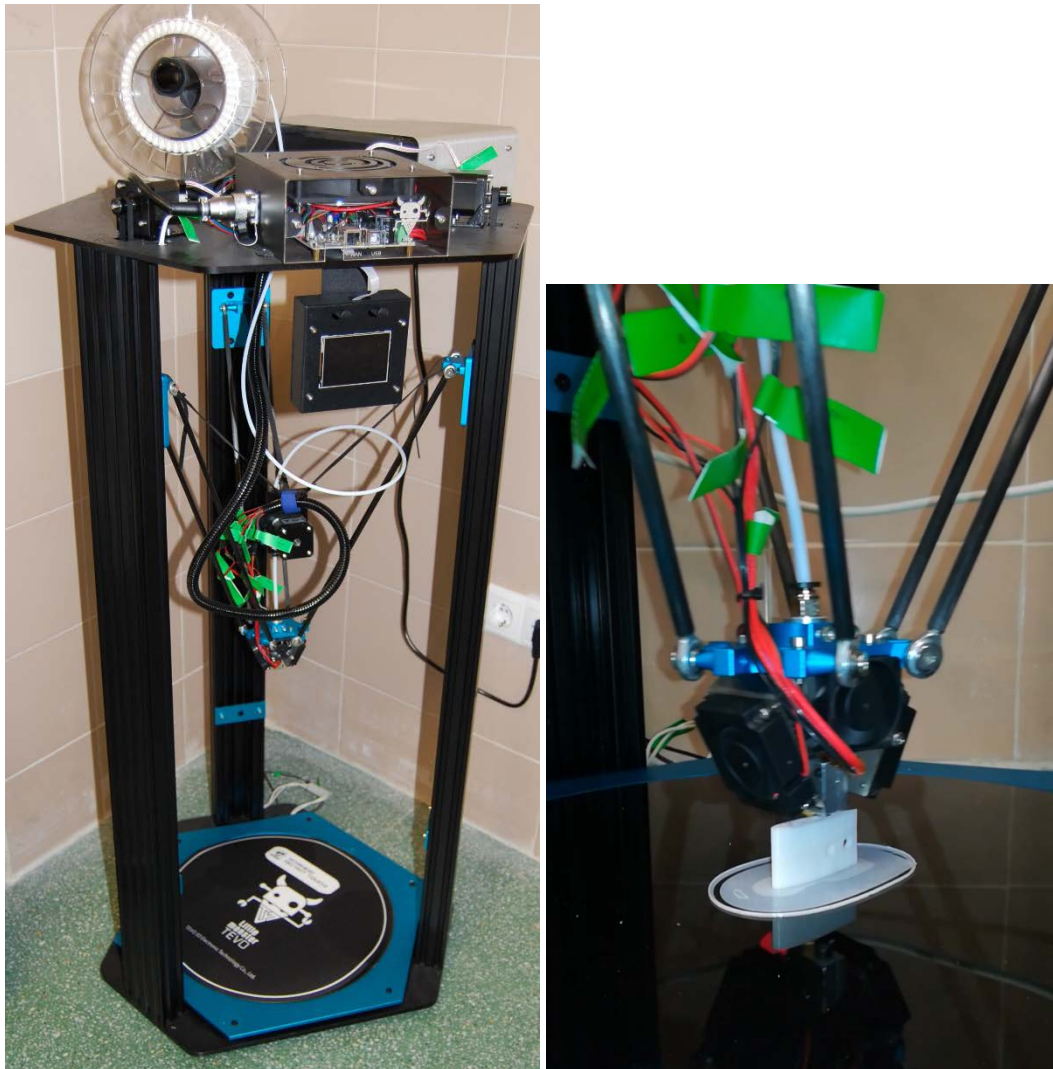


Fig. 75. Impresora tipo delta Little Monster de TEVO, imprimiendo álabe de 4cm de cuerda y 27 cm de altura¹⁰⁸

¹⁰⁸ Imágenes del archivo gráfico de la tesis.

Otra ventaja de la impresora 3D tipo delta es su velocidad de impresión, resultado de su cinemática paralela que le permite sacar mejor partido a la velocidad de los motores por pasos. Por ese motivo se desplaza en vacío mucho más rápido que las otras impresoras, en el entorno de 600 mm/s, e igualmente puede llegar a imprimir a 300 mm/s.

En las pruebas de impresión de un solo álabe se observó que las elevadas velocidades que por defecto propone Repetier-Host para esta impresora, no son adecuadas para una pieza tan esbelta, pues la inercia del extrusor mueve lateralmente la pieza, creando pequeños defectos en la superficie como el señalado en la Fig. 76; incluso despegando el “*brim*” de la base de la impresora, a pesar de tener cama caliente.

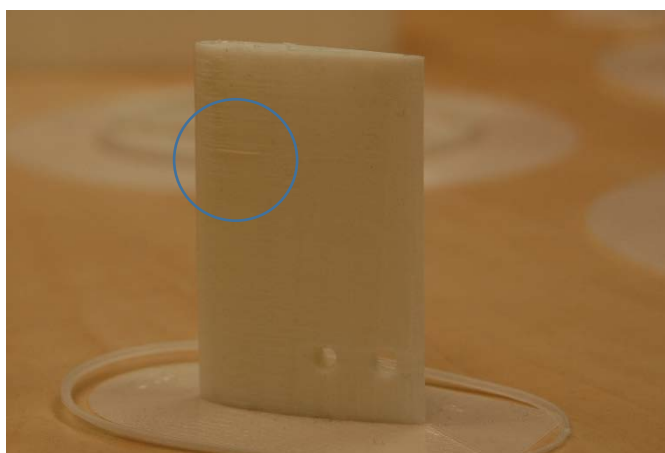


Fig. 76. Defecto en la superficie del álabe como consecuencia de las aceleraciones y desaceleraciones del extrusor de la impresora delta de TEVO¹⁰⁹

Tipo de movimiento		Parámetros propuestos por Repetier-Host		Modificación para evitar movimientos laterales
Perímetros		100 mm/s		60 mm/s
Curvas de pequeño radio	25%	25 mm/s		25 mm/s
Hilo exterior	40%	40 mm/s		40 mm/s
Relleno		150 mm/s		75 mm/s
Sólido	30 %	50 mm/s		50 mm/s
Sólido (última capa)	50 %	75 mm/s		50 mm/s
Huecos	30 %	50 mm/s		50 mm/s
Puentes		80 mm/s		-
Material de soporte		80 mm/s		-
Movimientos sin extrusión		650 mm/s		650 mm/s
Capa inicial		50 mm/s		50 mm/s

Tabla. 15 Adaptación de los parámetros de velocidad del extrusor a la geometría esbelta y delgada del álabe¹¹⁰

¹⁰⁹ Imagen del archivo gráfico de la tesis.

¹¹⁰ Datos de velocidades movimiento impresora propuestas por Repetier Host, siguiendo indicaciones fabricante; más alternativa personalizada.

Debido a los defectos por desplazamiento lateral, se redujeron las velocidades máximas que el software de parametrización propone por defecto, tal y como se indica en la Tab.15; aunque esto aumentó el número de pruebas, ya que modificar la velocidad, implica modificar la temperatura del extrusor, e incluso se detectó que la temperatura de la cama afectaba al proceso de extrusión, debiendo permanecer durante la impresión a 50°C.

La modificación de las velocidades de movimiento debe hacerse de forma cautelosa, y solo modificar las que verdaderamente por geometría de la pieza sea necesario. Es importante observar que no conviene cambiarlas todas proporcionalmente, porque aumentaría el tiempo de impresión, perdiéndose este aspecto positivo de la cinemática delta.



Fig. 77. Fabricación en disposición agrupada con la impresora delta de TEVO¹¹¹

¹¹¹ Imagen del archivo gráfico de la tesis.

Precisamente por ser menores los tiempos de impresión es factible la idea de fabricar en grupos de tres, posicionando los álabes de tal manera que además reduzca el desplazamiento de los mismos durante el proceso de extrusión.

Para lograr imprimir con éxito la arquitectura en estrella, primero se probó con el complemento estándar llamado “Skirt”, ver Fig. 78 izq. Esta opción fue de poca ayuda, pues está pensado para formas de tipo esférico, y automáticamente se aleja de la pieza. Por tanto tras comprobar, que ninguno de los complementos disponibles en el software de parametrización proporcionaba un anillo perimetral muy próximo al borde de salida de los álabes, se optó por añadir en Catia dicho elemento auxiliar, así como un nervio que uniese el borde de ataque de los tres álabes, (ver Fig. 78 derecha).

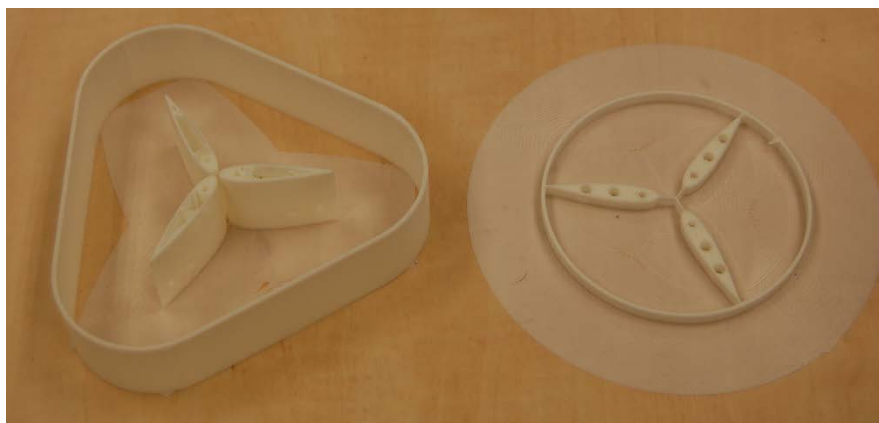


Fig. 78. Complementos para dar forma unitaria a la arquitectura de fabricación grupal en estrella.
Izquierda: tipo “skirt”. Derecha: diseñado en Catia ¹¹²

Por último se observó que al reducir a dos hilos la extrusión del perímetro de la pieza, el relleno del interior genera pequeños resaltes en la superficie final. Se comprobó con ayuda de la interfaz visual que Repetier-host hace con el programa generado por Slicer¹¹³, ver Fig. 79 a), que la velocidad del relleno seguía siendo elevada, a pesar de haberla limitado según se indica en la Tab. 15. En esta ocasión la inercia del movimiento del extrusor al realizar el relleno, desplaza ligeramente el hilo fundido invadiendo el delgado perímetro.

Como solución alternativa a una mayor reducción de velocidad, se opta por modificar el tipo de relleno, utilizando la modalidad concéntrica al 10%; de tal modo que las trayectorias de extrusión quedan como las representadas en la Fig. 79 b).

¹¹² Imagen del archivo gráfico de la tesis.

¹¹³ Slicer: es una subrutina utilizada por los programas tipo interface como Cura o Repetier-Host, para obtener las ordenes en código ISO que necesita la impresora 3D.

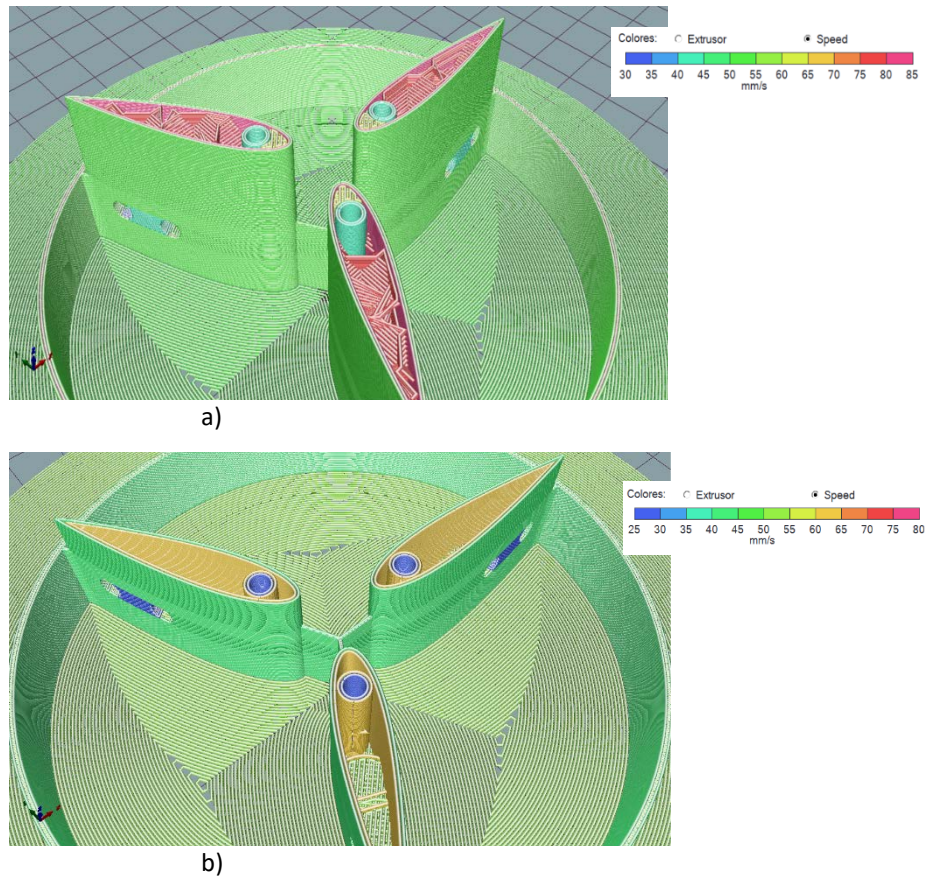


Fig. 79. Gráficos de trayectoria y velocidad de extrusión, para comprobar distintas parametrizaciones de impresión 3D¹¹⁴: a) Relleno 3D al 20%, b) Relleno concéntrico al 10%

El tiempo final con esta metodología de fabricación de tres álabes conjuntos, con trayectorias como las definidas en la Fig. 79 b), se redujo a 6 horas y 10 minutos, es decir 2h/álabe.

La media de la masa de los álabes con esta técnica de impresión es igual a 28 gr, de tal forma que los álabes presentan una integridad estructural adecuada, y funcionan correctamente en la práctica.

En la Fig. 80 se muestra el resultado, de tal forma que se observan leves desprendimientos de hilo en el parte superior de algunos álabes, se podría solucionar con un tratamiento superficial o tratar de evitarlo aumentando la altura del anillo perimetral y los nervios entre álabes. Aunque debe valorarse si eliminar los elementos auxiliares implica mayores desperfectos.

¹¹⁴ Gráficos obtenidos con la interfaz Repetier-Host, después de generar código ISO con Slicer.

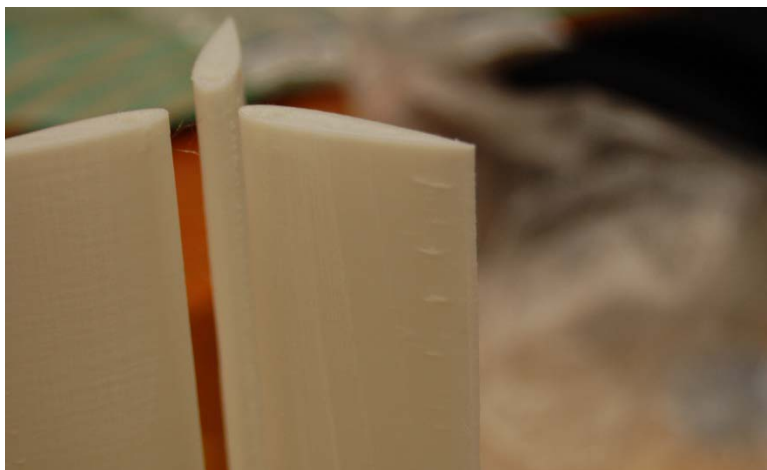


Fig. 80. Leves desprendimientos de hilo en el tercio superior de los alabes impresos en grupo con la impresora 3D delta de TEVO¹¹⁵.

6.2.2. Resultados etapa de diseño.

En la etapa de diseño ha sido de gran utilidad el editor gráfico de Catia V5, R19. Se han dibujado todas las piezas, lo cual ha permitido ensamblar el conjunto virtualmente y subsanar interferencias. En la Fig. 81 se muestra la planta y el alzado de la maqueta pequeña de 40 cm de diámetro.

El nivel de detalle de los desarrollos se puede apreciar en las Figs. 82-84, donde el render¹¹⁶ aporta una aproximación del aspecto final de la maqueta.

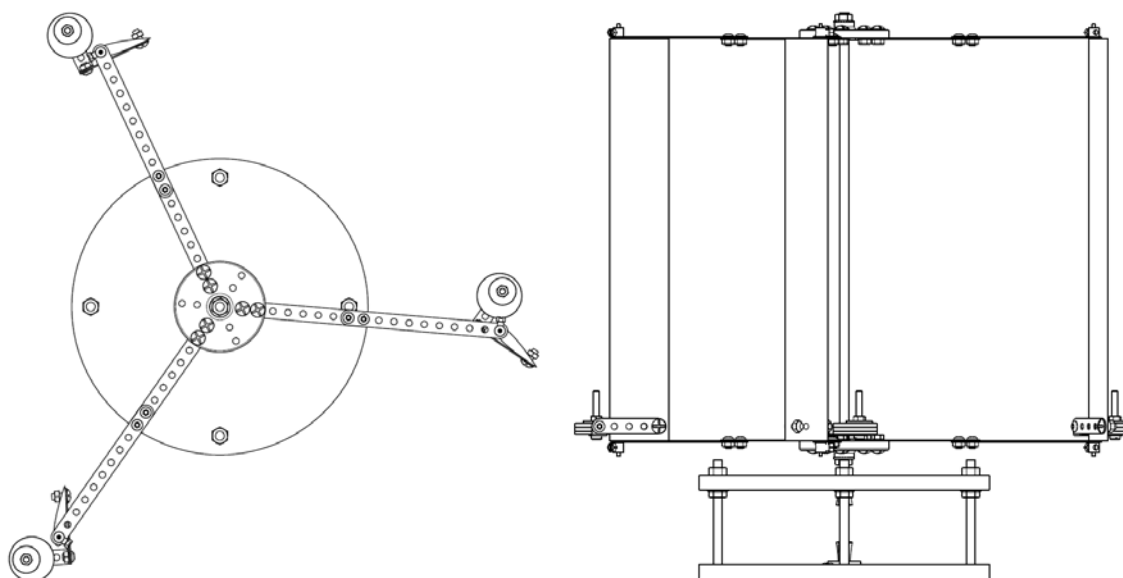


Fig. 81. Vistas de planta y alzado de la maqueta de 40 cm de diámetro¹¹⁷

¹¹⁵ Imagen del archivo gráfico de la tesis.

¹¹⁶ Imagen digital que se crea a partir de un modelo en 3D.

¹¹⁷ Plano de realización propia con Catia V5.

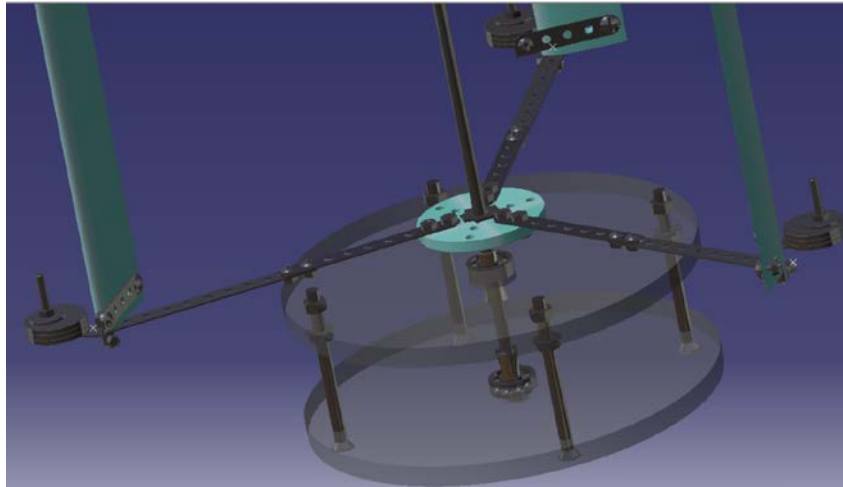


Fig. 82. Detalle renderizado del conjunto de la base de la maqueta¹¹⁸

Una de las ventajas de Catia es que permite hacer comprobaciones de tipo cinemático en la maqueta, de tal forma que se ha emulado el comportamiento del mecanismo centrífugo. Es posible de este modo obtener virtualmente videos explicativos en los que se observa la evolución del movimiento del Pitch al girar la turbina.

En la Fig. 83 se muestra el render del primer modelo de álabe ensayado; con este diseño se demostró el funcionamiento del mecanismo de regulación centrífuga del Pitch.

En estudios posteriores, se analizó la influencia ejercida por diferentes posiciones del Centro de Gravedad, igualmente se comprobó el efecto que contrapesos con distintas masas provocaban en la regulación del Pitch y en el giro de la S-VAWT.

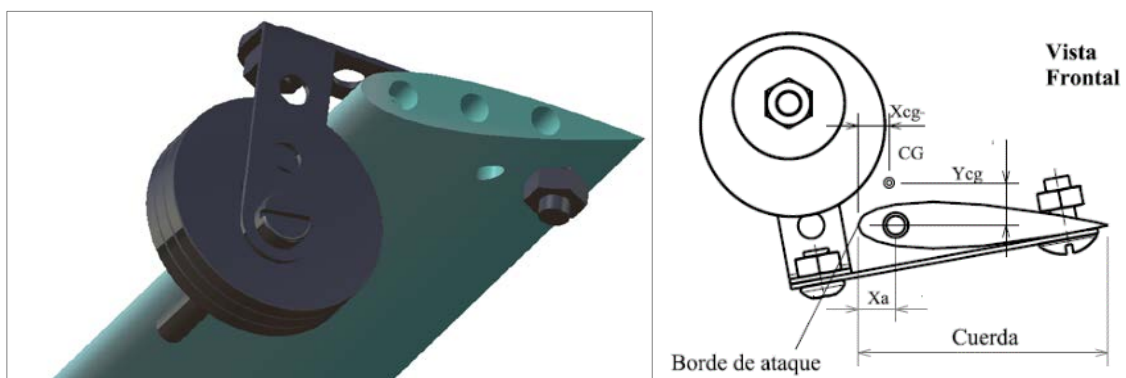


Fig. 83. Detalle renderizado del contrapeso original, y esquematización de sus características geométricas

¹¹⁸ Vista renderizada de realización propia con Catia V5.



Fig. 84. Detalle renderizado del contrapeso adaptado para regular el Centro de Gravedad.
Configuración 1b_CG BAL 3p-3p 30gr-blades 5gr-washer ¹¹⁹

La etapa de diseño con Catia V5, fue especialmente útil para determinar el Centro de Gravedad de una serie de configuraciones disponibles para ensayarse en el túnel de viento, se muestra un ejemplo en la Fig. 84. La Tab. 16 engloba todas las disposiciones de contrapesos dibujadas en Catia, detallando el Centro de Gravedad, y el Pitch que se obtendría si solo la fuerza centrífuga actuase, por eso se ha denominado Pitch Centrífugo (Ctf). También se indica el aumento máximo del radio respecto al punto de giro del álabe por efecto del desplazamiento del Centro de Gravedad.

Código de ensayo maqueta pequeña	Masa [gr]	x_{CG} [mm]	y_{CG} [mm]	Pitch Ctf [grados]	Radio+ [mm]
Contrapeso-abril	100	4.924	6.809	-8.980	6.894
CG 50gr-blades 3-washer	100	4.701	8.024	-9.195	8.129
0_CG 30gr-blades 3-washer	85	1.866	9.637	-23.217	10.487
1_CG BAL 30gr-blades 3-washer	98	2.306	8.355	-23.854	9.135
2_CG BAL1p-1p 30gr-blades 3-washer	110	2.724	7.408	-23.854	8.100
3_CG BAL3p-3p 30gr-blades 3-washer	121	3.024	6.731	-23.854	7.359
4_CG BAL5p-5p 30gr-blades 3-washer	133	3.273	6.167	-23.854	6.743
5_CG BAL1g3p-1g3p 30gr-blades 3-washer	145	3.506	5.640	-23.854	6.166
1a_CG BAL1g1p-1g1p 30gr-blades 4gr-washer	145	2.192	7.242	-27.732	8.182
1b_CG BAL 3p-3p 30gr-blades 5gr-washer	145	0.727	8.820	-30.873	10.276
1c_CG BAL 1p-1p 30gr-blades 6gr-washer	145	-0.587	10.323	-32.540	12.246
1d_CG BAL 30gr-blades 7gr-washer	145	-2.059	12.01	-33.860	14.463
6a_CG BAL4p-0p 30gr-blades 2-washer	104	-0.868	5.635	-50.629	8.884
6c_CG BAL2p-2p 30gr-blades 2-washer	104	4.463	5.635	-15.252	5.841
6cd_CG BAL1,3p-2,6p 30gr-blades 2-washer	104	6.181	5.656	-1.834	5.659
6cd_CG BAL1,75p-2,25p 30gr-blades 2-washer	104	5.194	5.650	-8.121	5.708
6cd_CG BAL 1,5p-2,5p 30gr-blades 2-washer	104	5.796	5.650	-2.071	5.654
6cd_CG BAL1,25p-2,75p 30gr-blades 2-washer	104	6.398	5.650	4.025	5.664
6d_CG BAL1p-3p 30gr-blades 2-washer	104	7.129	5.635	11.328	5.747
6e_CG BAL0p-4p 30gr-blades 2-washer	104	9.795	5.635	33.954	6.794

Tabla. 16 Coordenadas del centro de gravedad del álabe de 4cm de cuerda, en sus distintas variantes. La definición de x_{CG} e y_{CG} se explica gráficamente en la Fig. 83 ¹²⁰

¹¹⁹ Realización propia con Catia V5. Los datos de la configuración se han sombreado en la Tab. 16.

¹²⁰ Registro de datos de las variaciones de masa del álabe modificado, y posición del CG obtenido con los ensamblajes virtuales realizados con Catia.

En Catia es posible definir el material de cada una de las piezas, por tanto conocida la masa de la pieza fabricada en PLA se ajusta la densidad en Catia, igual se procede con todos los componentes. De ese modo el esfuerzo de dibujar todos los detalles se ve recompensado al obtener de forma muy exacta la posición del centro de gravedad.

En cuanto al diseño de la turbina de diámetro 1.60 m, aparte de los álabes que ya se han detallado en el apartado anterior, destaca el diseño del freno (necesario para medir potencia). Se adaptó un freno de disco de bicicleta con un grupo de 4 piezas diseñadas para albergar dos rodamientos (6006.2RSR) en su interior, tal y como se observa en la Fig. 85. Fue especialmente delicada la fase de integración geométrica de la pinza. Las piezas grises se fabricaron en PLA con una densidad del 100%, por tratarse de elementos sometidos a mayor esfuerzo. En los ensayos el freno funcionó perfectamente.

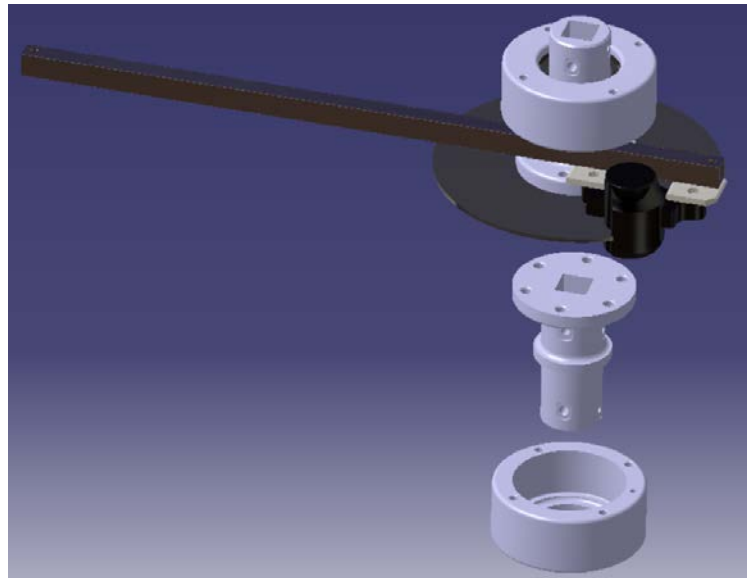


Fig. 85. Despiece renderizado del freno de la maqueta de 1.6 m de diámetro¹²¹



Fig. 86. Otras piezas diseñadas para la maqueta de 1.6 m de diámetro

¹²¹ Vista renderizada de realización propia con Catia V5.

6.2.3. Resultados etapa de fabricación.

Los resultados de fabricación son evidentes cuando se revisa el archivo gráfico de la tesis. Se exponen a continuación las imágenes más representativas.

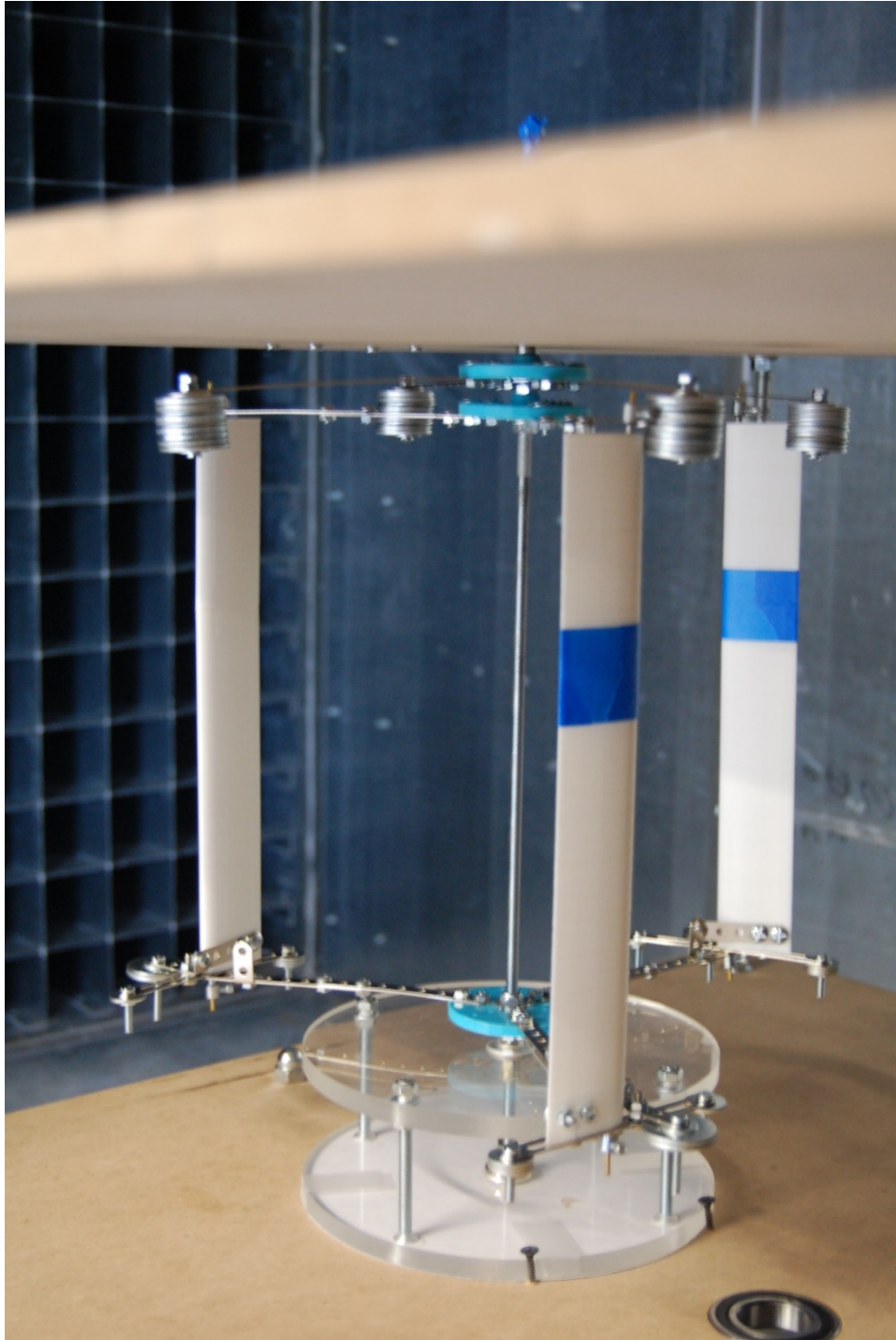


Fig. 87. Turbina de 40cm de diámetro durante pruebas realizadas en el túnel de viento de ZEL-EN, situado en Krsko (Eslovenia). Modelo S-VAWT con regulación centrífuga del Pitch¹²²

¹²² Imagen del archivo gráfico de la tesis. ZEL-EN es un centro de investigación situado en Krsko, asociado a la Universidad de Maribor (Eslovenia)

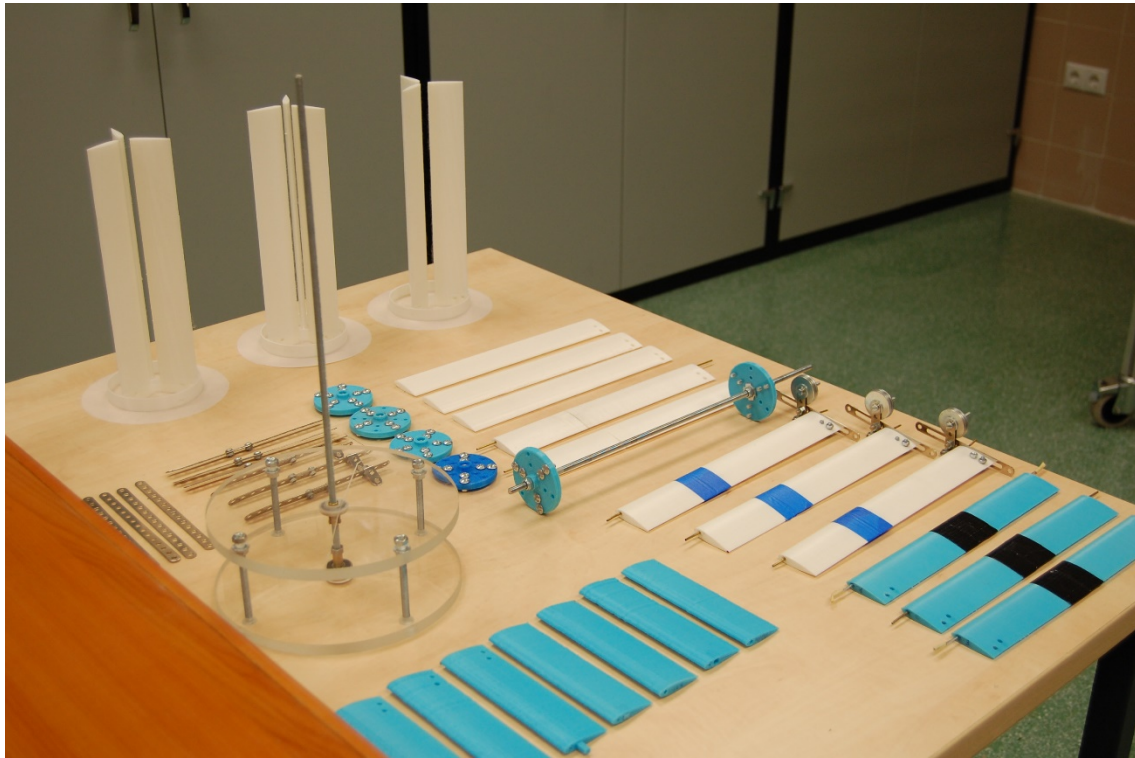


Fig. 88. Todos los componente fabricados para la turbina de 40cm de diámetro¹²³



Fig. 89. Detalle del montaje del contrapeso modificado para ensayar en túnel de viento el efecto de las variaciones del Centro de Gravedad de la Tab. 16

¹²³ Imágenes del archivo gráfico de la tesis



Fig. 90. Detalle de los rodamientos (608.2RS) de la maqueta de 16 cm de diámetro

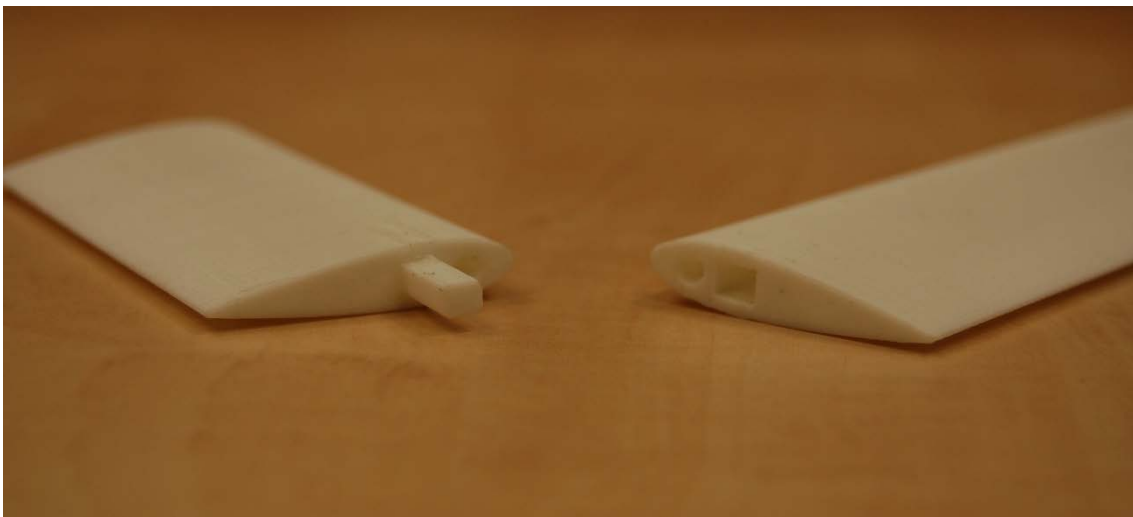


Fig. 91. Detalle del machihembrado de los álabes de 4cm de cuerda

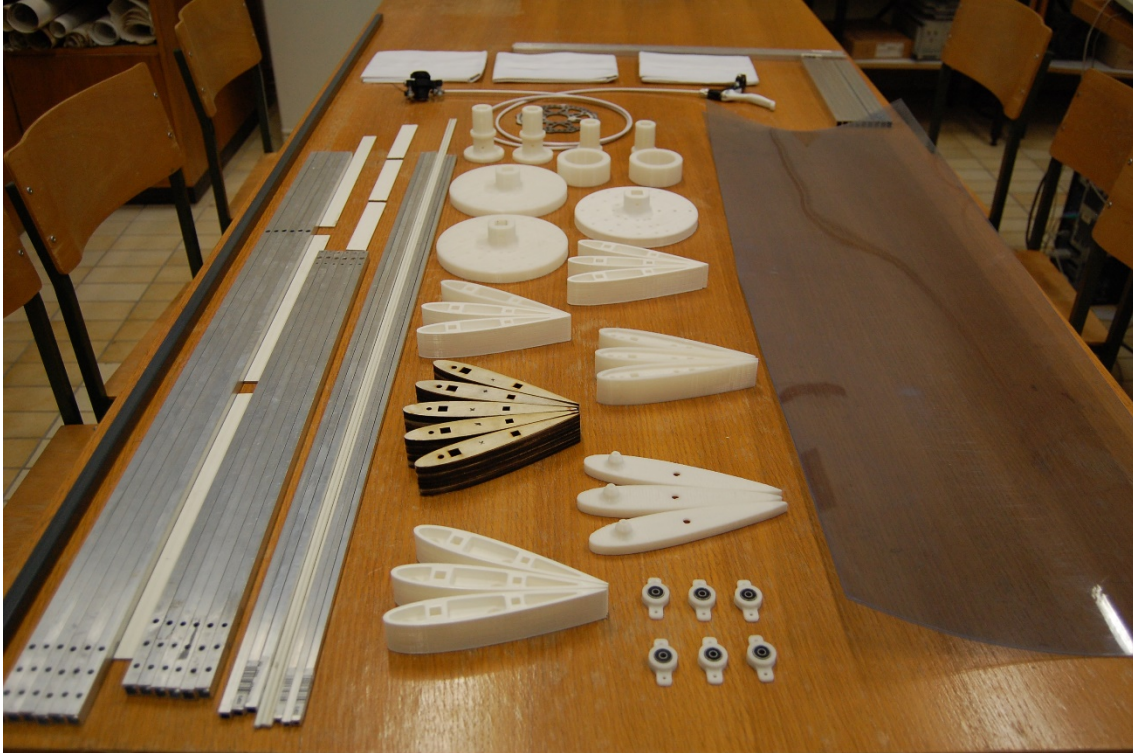


Fig. 92. Todos los componente fabricados para la turbina de 1.6 m de diámetro ¹²⁴

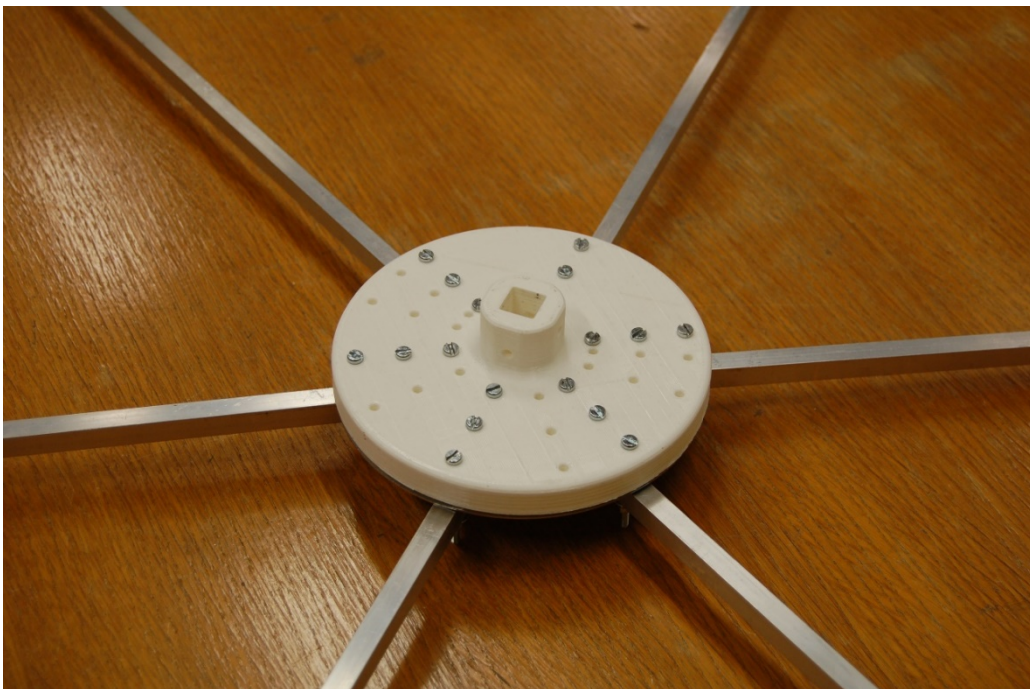


Fig. 93. Montaje del soporte que une los brazos de los álabes al eje de la turbina de 1.6 m

¹²⁴ Imagen del archivo gráfico de la tesis

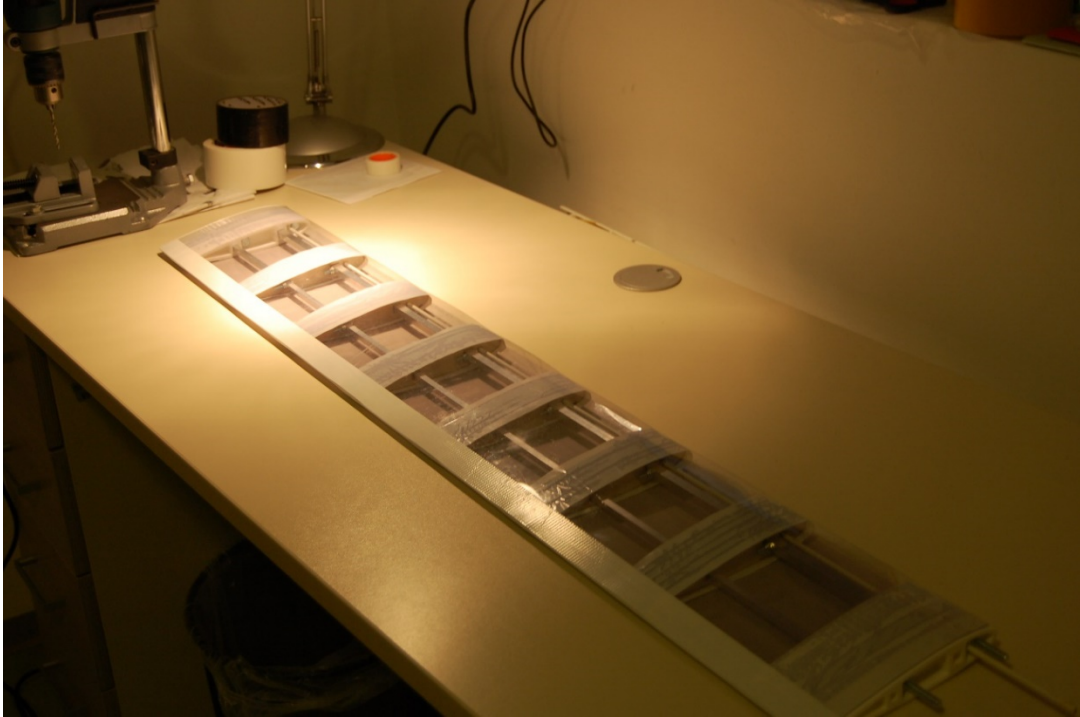


Fig. 94. Detalle del montaje de la lámina de acetato de 1 mm sobre las cuadernas de madera de la parte central de los álabes.



Fig. 95. Resultado del álabe de 16 cm de cuerda y 108 cm de esbeltez, una vez finalizada su fabricación y montaje¹²⁵

¹²⁵ Imágenes del archivo gráfico de la tesis

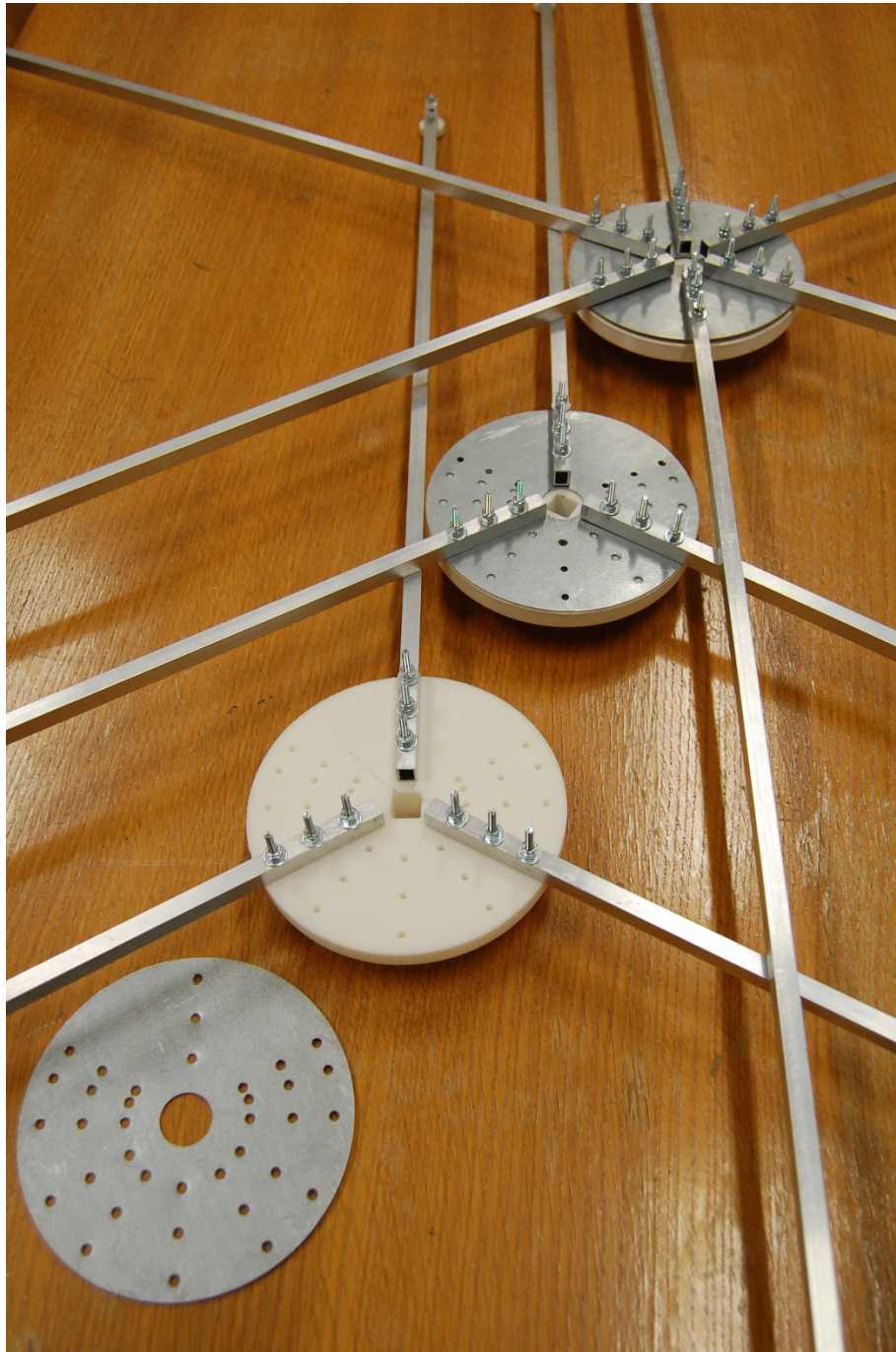


Fig. 96. Detalle del refuerzo con chapa galvanizada de los soportes que unen los brazos al eje de la turbina de 1.6 m de diámetro¹²⁶

¹²⁶ Imagen del archivo gráfico de la tesis

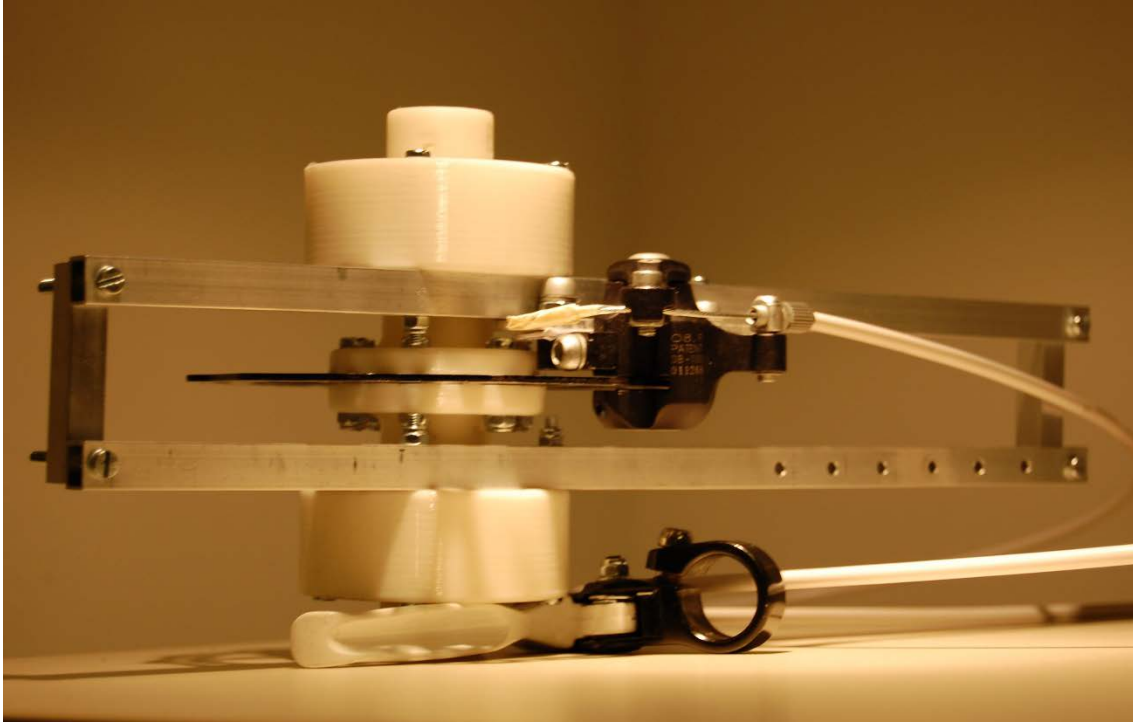


Fig. 97. Montaje finalizado del freno de la turbina de 1.6m, con el soporte de la pinza cuyos orificios son el punto de apoyo del dinamómetro¹²⁷



Fig. 98. Detalle del montaje de los pequeños rodamientos (624 EE) que permiten la rotación tipo Pitch de los álabes de 16 cm de cuerda

¹²⁷ Imágenes del archivo gráfico de la tesis



Fig. 99. Turbina de 1.6 m de diámetro durante pruebas realizadas en el túnel de viento de ZEL-EN, situado en Krsko (Eslovenia). Modelo S-VAWT con regulación centrífuga del Pitch¹²⁸

6.3. Conclusiones

En conjunto, el diseño y fabricación de las diferentes maquetas del modelo de turbina S-VAWT con regulación centrífuga ha sido una labor ardua pero exitosa.

¹²⁸ Imagen del archivo gráfico de la tesis. ZEL-EN es un centro de investigación situado en Krsko, asociado a la Universidad de Maribor (Eslovenia)

Se han detectado pequeños detalles de diseño que sería aconsejable mejorar:

En la maqueta pequeña los rodamientos estancos de la Fig. 90 (608.2RS) deben sustituirse por unos normales, ya que se ha comprobado que la grasa del interior ofrece cierta resistencia al giro. Durante las mediciones de potencia realizadas en túnel de viento se encontró que esta pérdida era significativa.

Con la maqueta grande, sorprendió que la zona del eje situada entre la base y el soporte inferior de los álabes tiende a flectar, por tanto para realizar pruebas a velocidades de viento superiores a 8 m/s es conveniente aumentar la inercia del eje en esa sección.

En cuanto a los materiales empleados destacar:

Ha sido difícil trabajar con acetato de 1mm, pues es complicado tanto cortarlo como plegarlo, y tiende a romperse durante dichas operaciones. Aunque hay que indicar que el resultado final ha sido bueno.

Se ha validado experimentalmente el método de unión basado en tornillos, de tal forma que la posibilidad de desmontar las maquetas ha hecho viable su traslado y su almacenamiento. Otra ventaja importante de las uniones atornilladas es que permite hacer modificaciones o sustituciones de piezas con facilidad. Los inconvenientes son: que esta solución encarece el coste de la maqueta, y requiere un tiempo para su montaje y desmontaje que debe tenerse en cuenta a la hora de programar los ensayos.

En cuanto a las piezas fabricadas con PLA, es difícil preestablecer las dimensiones de diseño para conseguir determinado tipo de ajuste, como sucede con el caso de los rodamientos. La mejor solución es imprimir piezas de prueba y comprobarlo experimentalmente. En caso de ser necesario rectificar las zonas de ajuste, debe hacerse lijando a mano, porque con lijadoras mecánicas el PLA plastifica. En general las piezas fabricadas con PLA, son poco mecanizables, por ejemplo es posible repasar taladros, pero no pueden ser muy profundos, porque en esos casos la broca plastifica el material.

Se ha echado en falta que las impresoras utilizadas, aportasen con otro extrusor material de soporte de fácil eliminación. Retirar el soporte realizado con PLA puede convertirse en una tarea complicada y desagradable.

En cuanto a la fabricación de álabes con técnicas FDM:

Formatos de álabes de hasta 30 cm son factibles en impresoras 3D tipo FFF, y son perfectamente funcionales. Fabricar álabes con 10% de relleno da buenos resultados y reduce el peso enormemente. Los tiempos de impresión dependerán de la impresora, pero en general se necesitan entre 2 y 6 horas por álabe, incluso hasta 9 horas para conseguir mejores acabados directamente de la impresión.

En cuanto a la fabricación de álabes de 1 metro, las técnicas FDM deben considerarse para casos muy puntuales, siendo en general recomendable solo para conseguir el núcleo de un futuro molde, porque la masa de los álabes obtenidos es del orden de 1Kg, y el tiempo de impresión en una impresora delta se estima en 30 horas por cada álabe. Tiempos tan altos de impresión son arriesgados porque si algo falla hay que comenzar de nuevo.

Trabajar con la impresora BQ Witbox ha sido bastante sencillo, porque han sido necesarias menos pruebas para la optimización de los álabes en comparación con otras impresoras.

La posibilidad de imprimir alturas superiores a 20 cm de la impresora delta de TEVO, la hace muy adecuada para la fabricación de álabes aerodinámicos; esto unido a su mayor velocidad facilita la posibilidad de obtener álabes de pequeño/mediano formato. Aunque debe señalarse que preparar la configuración más adecuada para la correcta impresión de piezas esbeltas, requiere dedicación y múltiples comprobaciones de las trayectorias generadas por Slicer.

Fabricar piezas en PLA con impresoras 3D es económico para piezas de poco peso como son los álabes, aunque es conveniente contar con impresora propia, porque son muchas horas de impresión, y las tarifas de las empresas que ofrecen estos servicios es por horas. Por tanto es una solución económica si se tiene impresora 3D.

6.4. Agradecimientos etapa fabricación

Para la realización de esta parte de la tesis ha sido muy importante la disponibilidad de las impresoras 3D utilizadas, todas ellas pertenecen al área de Fabricación del Departamento de Ingeniería Mecánica y Minera de la Escuela Politécnica de Jaén. Los resultados de este punto no habrían sido posibles sin esta colaboración.

También se agradece el acceso a los laboratorios mecánicos de la Universidad de Jaén y de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Maribor.

7. Ensayo de prototipos en túnel de viento: medidas de potencia en función de la regulación (objetivo 4º)

El objetivo nº 4 consiste en: **ensayar los prototipos en túnel de viento, para detectar parámetros influyentes en el mecanismo de regulación y medir la potencia de las distintas configuraciones.**

7.1. Metodología

Las maquetas para realizar los ensayos se han descrito sobradamente en el capítulo anterior, en cualquier caso se recapitula que ambas trabajan con tres álabes NACA0015, siendo la relación de escala entre las mismas 1:4. Los datos más representativos se resumen en la Tab. 17.

Maqueta S-VAWT con regulación centrífuga:		
	Pequeña	Grande
Diámetro turbina	40 cm	160 cm
Altura maqueta	40 cm	168 cm
Cuerda álabe	4cm	16 cm
Altura álabe	27 cm	108 cm
Masa álabe sin contrapesos	50 gr / 31 gr / 28 gr	1165 gr

Tabla. 17 Características más importantes de las maquetas ensayadas.

Ambas maquetas modifican el Pitch¹²⁹ con el mecanismo de regulación centrífuga propuesto en el capítulo 5.

Es necesario para planificar los ensayos conocer, o al menos tener una orientación, sobre las variables que influyen en el mecanismo de regulación centrífuga, por ello la investigación comienza con el análisis dimensional del mecanismo.

Una vez conocidos los parámetros influyentes en la regulación se planifican los ensayos de las distintas versiones del mecanismo centrífugo expuestas en la Tabla 16. Las configuraciones de esta tabla, consisten en cambiar el número y posición de los contrapesos de una forma concreta, para la que se conoce el CG modificado del álabe y la masa global alabe + contrapesos.

En la maqueta pequeña se ensayan las 20 configuraciones (ver Fig. 100) detalladas en la Tab. 16. De tal forma que una vez selecciona la óptima, se implementa en la maqueta grande.

¹²⁹ Pitch: inclinación de la cuerda del álabe vertical respecto a la dirección tangente de la trayectoria circular del mismo. Detalles del Pitch se pueden consultar en el capítulo 4.

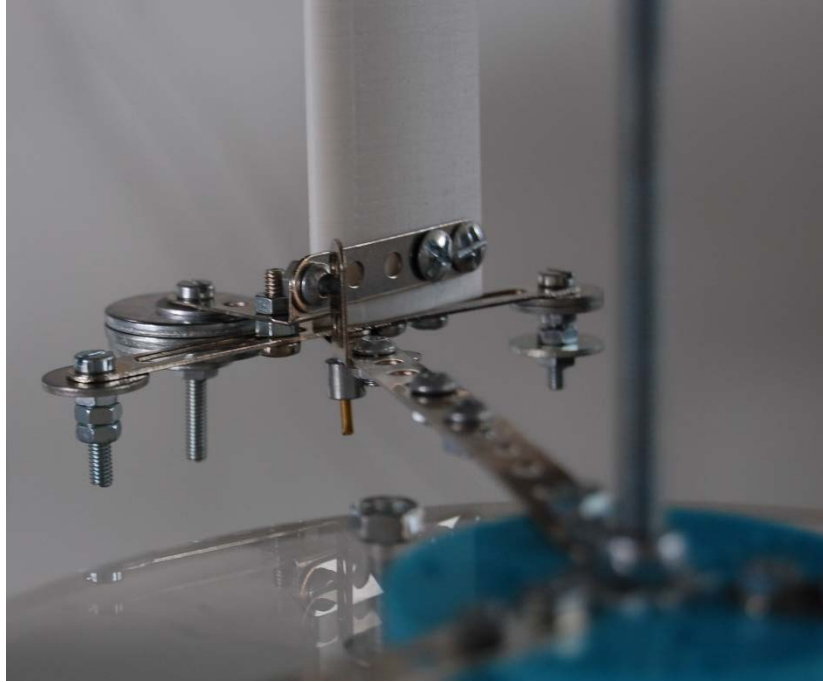


Fig. 100 Una de las configuraciones del mecanismo centrífugo ensayado¹³⁰

Se expone a continuación las instalaciones donde se realizan los ensayos. Los túneles de vientos son lugares donde la velocidad del aire es una magnitud controlada por el usuario. Existen diversas modalidades y aplicaciones, Sejong Chun [80] realiza una descripción general de las distintas variantes y su operativa.



Fig. 101 Túnel de viento del laboratorio Fluidos, Escuela Politécnica de Jaén. UJA.¹³¹

El túnel mostrado en la Fig. 101, es de tipo cerrado porque el aire recircula por la instalación, de tal modo que la maqueta se instala en el interior del área de ensayo, con una sección transversal de 40 cm por 40 cm. La zona experimental es la parte de metacrilato como se puede ver en la Fig. 101; las maquetas aerodinámicas se instalan en el interior a través de dos accesos

¹³⁰ Imagen del archivo gráfico de la tesis.

¹³¹ Imagen cedida por el área de Fluidos del Departamento de Ingeniería Mecánica y Minera.

circulares con 20 cm de diámetro, uno situado en la parte superior, y otra en la parte lateral. El tamaño de los ojos de buey ha condicionado el diámetro de la base de la maqueta pequeña; los brazos de los álabes se plegaban por su centro y se reajustaban una vez situado el prototipo en el interior del túnel.

El flujo uniforme de aire del túnel de viento es producido por un ventilador de 5 kW, el cual tiene adaptado un variador de velocidad, que permite modificar la velocidad del aire en el rango comprendido entre 1 m/s y 30 m/s. Este túnel consigue un nivel de turbulencia inferior al 2%, y un ratio de uniformidad de flujo de 0.2%. Para lograr la uniformidad el túnel está provisto de un sistema de filtros, rejillas con forma de panel de abeja y una contracción de sección hasta llegar a la zona de metacrilato.

El equipo empleado para medir la velocidad del viento en este túnel es un tubo de Pitot de acero inoxidable de la casa Testo (referencia 06352045), con 50 cm de longitud. Se conecta a un micro-manómetro diferencial de 2 hPa, modelo TESTO 512. Tiene una incertidumbre expandida de ± 0.01 hPa, en el rango que va de 2 m/s a 17.5 m/s. La frecuencia de las lecturas son dos por segundo, y se instala aguas arriba respecto a la posición de la maqueta, tal y como se detalla en la Fig. 102.

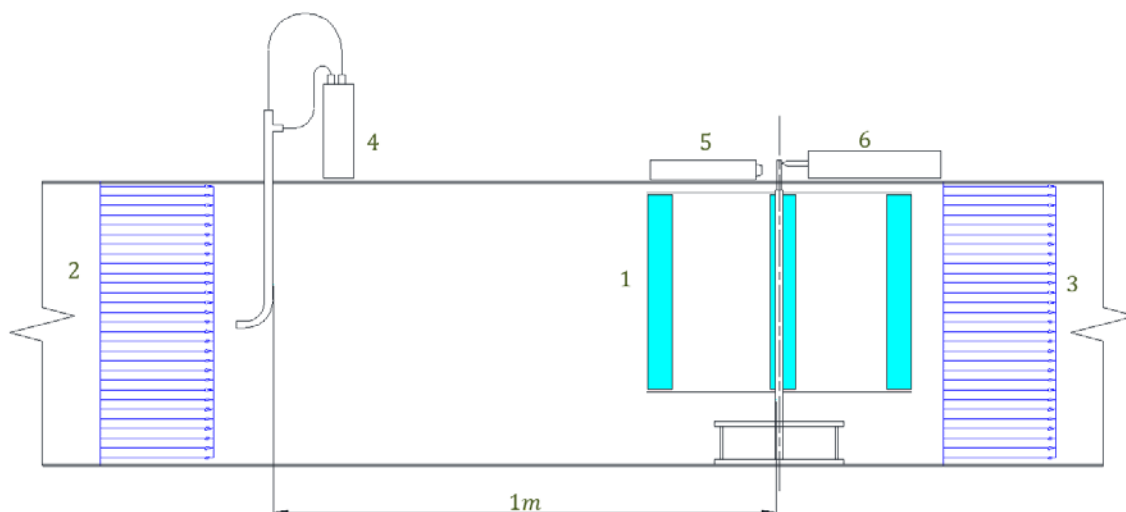


Fig. 102 Diagrama esquemático de la disposición del ensayo de medida de potencia. Túnel 40cm*40cm¹³²

Túnel UJA 40cm *40cm			
1	Turbina de eje vertical tipo Darrieus	4	Tubo de Pitot y micro-manómetro diferencial
2	Flujo de aire aguas arriba	5	Tacómetro óptico
3	Flujo de aire aguas abajo	6	Dinamómetro

¹³² Figura de elaboración propia

Tabla. 18 Componentes del esquema de ensayo potencia.

Para medir potencia es necesario completar el equipamiento con un tacómetro y un dinamómetro.

Se ha empleado un tacómetro óptico modelo RM-1501, con una frecuencia de toma de datos de 1 lectura por segundo, la incertidumbre expandida del mismo es ± 0.2 rpm, con el tacómetro se obtiene la frecuencia de rotación de la turbina S-VAWT. La lectura se toma en una prolongación del eje de la turbina que sobresale por la parte superior de la zona de ensayo.

El par torsor efectuado por la turbina, se mide directamente en el eje de la misma, mediante un “Freno de Prony”¹³³, instalado encima del panel de metacrilato superior de la zona de ensayo. Esta metodología para medir par es empleada en la medición de curvas características de maquetas de máquinas hidráulicas (Kaplan, Pelton, Francis), y no debe olvidarse que los generadores eólicos son máquinas hidráulicas; por este motivo el libro de máquinas hidráulicas de A. Viedma [81] expone algunas nociones sobre generadores eólicos.

Para construir el dispositivo medidor de par, se ha utilizado un dinamómetro PCE-FB50, posicionado a 30 mm del eje de la turbina, apuntando a un segmento metálico que actúa de brazo torsor por estar unido al eje con un freno regulable.

El dinamómetro utilizado ha sido un PCE-FB50 con un rango de medida entre 0 y 50 Newtons, una resolución de 0.01 N y una incertidumbre expandida de ± 0.01 N.

El otro túnel de viento utilizado se encuentra situado en Krsko (Eslovenia), pertenece a un Centro de Investigación denominado ZEL-EN¹³⁴, el cual colabora con la Universidad de Maribor. La distancia entre Krsko y Maribor son 98 km, por tanto fue necesario coordinar las fechas con los responsables del laboratorio para realizar los ensayos.

También se trata de un túnel de tipo cerrado, aunque en este caso la sección de ensayo es de 2.2 m por 2.2 m.

Tal y como se puede apreciar en la Fig. 103, se puede acceder desde el laboratorio a la zona de ensayo, por una gran puerta acristalada que permite vigilar la maqueta durante las pruebas. Como el retorno del aire está en la parte inferior, la zona de trabajo se encuentra elevada sobre el nivel del suelo. El rango de velocidades de este túnel es hasta 16 m/s.

¹³³ Inventado por Gaspard de Prony en 1821

¹³⁴ <https://www.zel-en.si/en/about-us.html>



Fig. 103 Vista general del túnel de viento del laboratorio de ZEL-EN (Krsko-Eslovenia) ¹³⁵

Este túnel también cuenta con variador de velocidad, de tal forma que desde un programa específico se controla el porcentaje de potencia, y se mide la velocidad con un anemómetro de rueda alada de la casa Extech, modelo 451126. El anemómetro tiene un rango de trabajo de 0.3 a 45 m/s, con una exactitud de $\pm 3\% + 0.1$ m/s.



Fig. 104 Lay-out de la maqueta S-VAWT pequeña en el túnel de viento del laboratorio de ZEL-EN (Krsko-Eslovenia) ¹³⁵

¹³⁵ Imagen del archivo gráfico de la tesis

Para ensayar correctamente la maqueta es necesario centrarla lo más posible dentro del volumen de trabajo del túnel, para ello se empleó la base de la turbina grande, aunque en esta ocasión montada en dos alturas. Como la distancia entre tableros era 40 cm, se dispuso en el tablero de encima el tacómetro y dinamómetro de forma similar a la indicada en el esquema de la Fig.101. Se muestra una fotografía del conjunto en la Fig. 104, y otra con el detalle de los equipos en la Fig. 105.

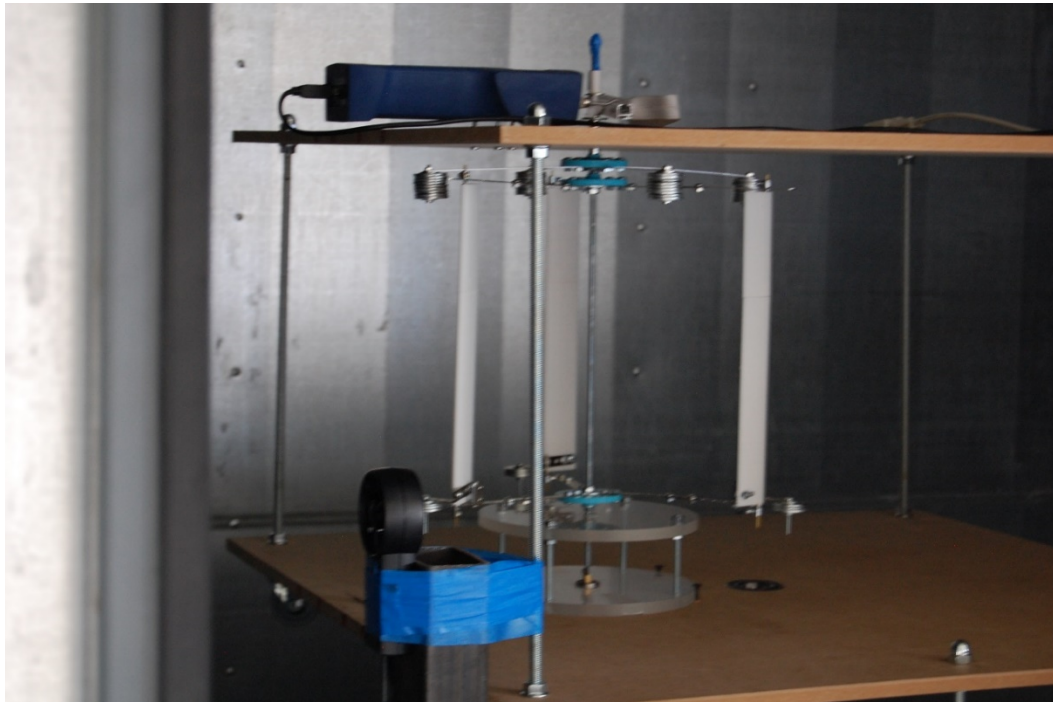


Fig. 105 Disposición del equipamiento para medir potencia en la maqueta S-VAWT 40 cm*40cm, en el túnel de viento del laboratorio ZEL-EN (Krsko-Eslovenia)¹³⁶

Además de medir potencia, en una configuración se comprobó el funcionamiento de la regulación centrífuga del Pitch con una cámara de alta velocidad Fastec HiSpec 1, que puede obtener 546 fotogramas por segundo al máximo de resolución, y tiempos de grabación de 3.2 segundo igualmente a máxima resolución.

La cámara y un foco de luz se instalaron en el techo del túnel de viento, con la intención de grabar vistas en movimiento de la parte superior de la turbina. Se sustituyó el tablero superior por otro de metacrilato, para conseguir medir potencia simultáneamente a la realización de las instantáneas del recorrido del álabe y sus variaciones de Pitch.

¹³⁶ Imagen del archivo gráfico de la tesis

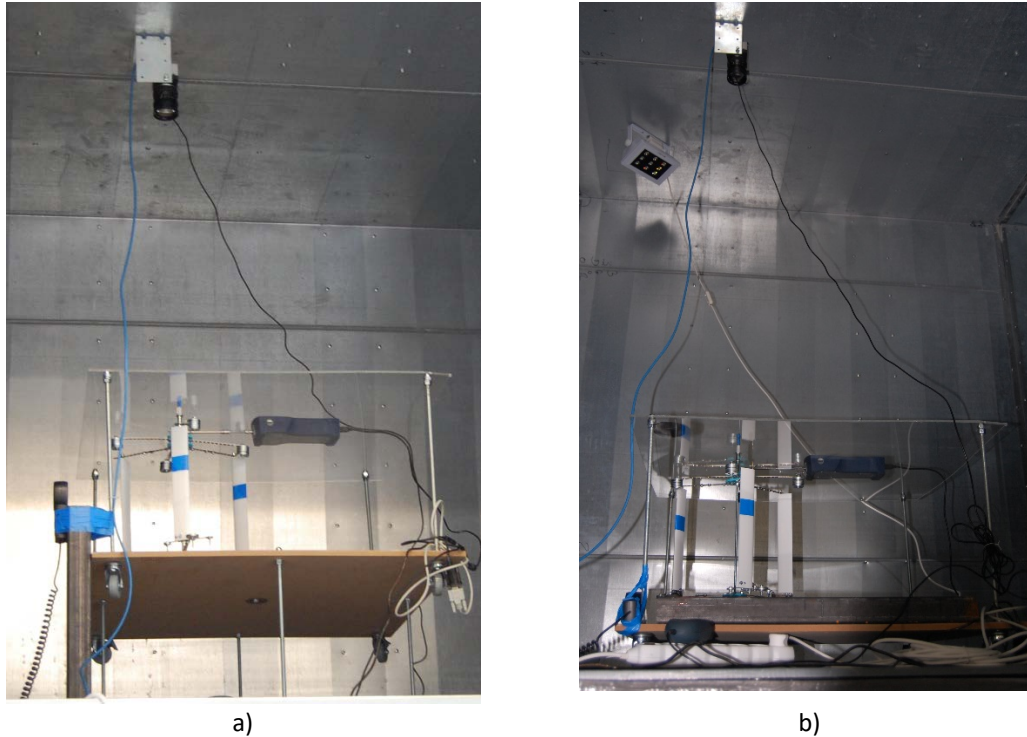


Fig. 106 Disposición del equipamiento para medir potencia y grabar Pitch:
a) maqueta centrada, b) maqueta en la parte inferior del túnel ¹³⁷

Para grabar las imágenes a alta velocidad, fue necesario además cambiar el lay-out del ensayo, porque para captar en la misma imagen la parte superior de la turbina en su conjunto, la cámara necesitaba más distancia para un correcto enfoque. El conjunto quedó tal y como muestra la Fig. 106 b).

Por último explicar que en otra visita al túnel de viento de ZEL-EN, enero 2017 (ver Fig. 107), se realizaron pruebas en el túnel con la maqueta grande.



Fig. 107 Vista exterior del centro de investigación ZEL-EN (Krsko-Eslovenia), antes de la realización de las pruebas en la maqueta grande de la turbina S-VAWT ¹³⁷

¹³⁷ Imágenes del archivo gráfico de las tesis

En la Fig. 108 se muestra el aspecto de la maqueta de turbina S-VAWT con regulación centrífuga después de su montaje y ser izada a la zona de ensayo del túnel. Solo las labores de ensamblaje de la maqueta y el equipamiento de medida en el interior del túnel son 4 horas de trabajo. En la Fig. 109, el túnel a puerta cerrada está funcionando, y la S-VAWT comenzando a girar en su interior.

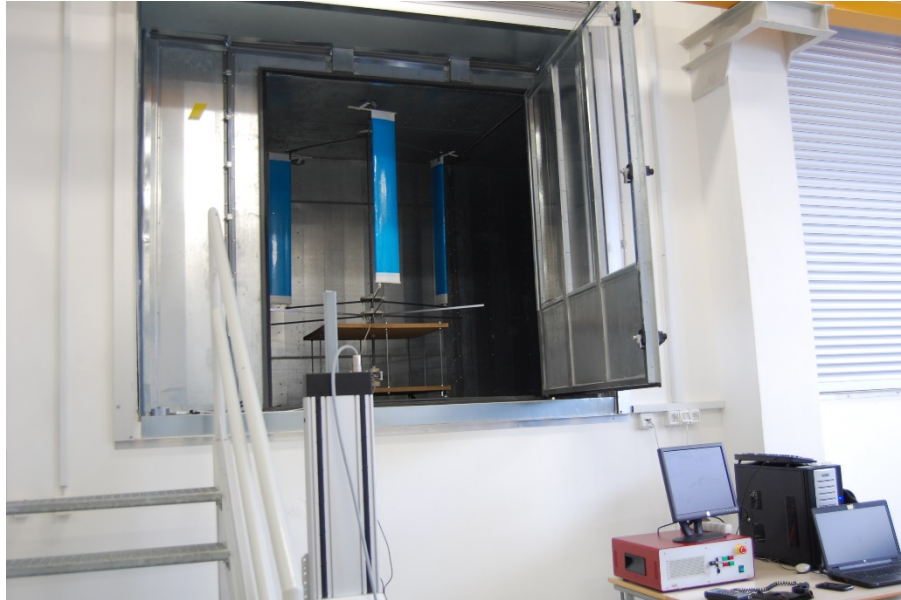


Fig. 108 Vista general del túnel de viento del laboratorio de ZEL-EN (Krsko-Eslovenia), con la maqueta de 1.6 m de diámetro en su interior ¹³⁸



Fig. 109 Túnel de viento de ZEL-EN durante la realización del ensayo de potencia de la maqueta de 1.6 m de diámetro ¹³⁸

¹³⁸ Imágenes del archivo gráfico de las tesis

Los equipos utilizados son los mismos, aunque en esta ocasión el freno es capaz de soportar la mayor potencia de la turbina (ver Fig. 110)



a)



b)

Fig. 110 Disposición del equipamiento para medir potencia en la maqueta S-VAWT $\varnothing 1.6\text{m}$, en el túnel de viento del laboratorio ZEL-EN¹³⁹: a) Freno, dinamómetro y anemómetro, b) tacómetro

Se puede comprobar que el soporte que se utilizó con anterioridad para posicionar la maqueta pequeña en el centro del túnel, ahora es la base de la S-VAWT 1.6 m de diámetro; uso para el que realmente fue diseñada.

¹³⁹ Imágenes del archivo gráfico de la tesis

Aclarar que para la maqueta grande se diseñaron dos bases, una de metacrilato, ubicada en la Universidad de Jaén, y la de madera que se encuentra en el ZEL-EN, ya que es difícil trasladarla y será de utilidad en el futuro en caso de que se realicen más ensayos.

En último lugar comentar que medir curvas de potencia en laboratorio es una disciplina compleja que llevó tiempo depurar, ya que antes de trabajar con el freno de Prony, se pensó en medir la potencia eléctrica con un pequeño generador instalado en la turbina. De hecho se probó con dos generadores, tal y como se demuestra en las imágenes de la Fig. 111. Esta metodología se descartó al comprender que era difícil saber si el generador estaba trabajando en su punto óptimo o no, y gran parte del rendimiento podía perderse. Por otra parte de ese modo se obtenía un valor orientativo de potencia, pero no una curva de potencia según distintas situaciones de carga.

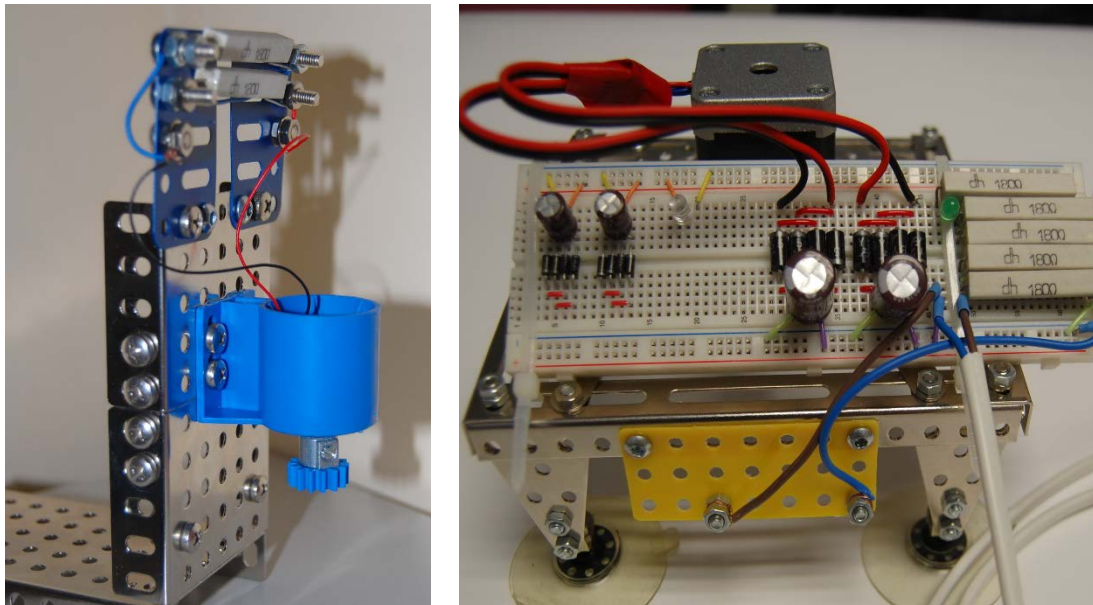


Fig. 111 Equipos para medir la potencia de la maqueta pequeña. (descartados)¹⁴⁰

7.2. Resultados

El primer resultado importante es precisamente la metodología en sí. Obtener curvas de potencia no es una disciplina sencilla, y tampoco se difunden los detalles de la misma en las escasas publicaciones de ensayos experimentales con S-VAWT. En este sentido El-Samanoudy et al. [82], solo dicen que miden la tensión de una cuerda (la maqueta en este caso es de 0.8 m de diámetro). R. Howell et al. [83] explican que miden el par de freno con dos muelles cuya distancia al eje de la turbina es regulable, su maqueta es de 0.3 m de diámetro. T. Kiwata et al.

¹⁴⁰ Imágenes del archivo gráfico de la tesis

[52] utiliza un trasductor de par TEAC TQ-AR5N de 5 N·m, aunque no explica como frena las S-VAWT, una de 0.3 m y otra de 0.8 m; y J.J. Miao et al. [60] ensayan la maqueta con variación de Pitch, pero el momento torsor lo estiman teóricamente. El máximo tamaño de maqueta S-VAWT ensayada por otros investigadores es 0.9 m de diámetro, precisamente la utilizada por J.J. Miao.

Una vez que se conoce el método y este ha sido depurado, es útil para otros investigadores. Por este motivo surgió una colaboración para medir potencia en una turbina de eje vertical modalidad Savonius, de 40 cm de altura total. El ensayo para medir curvas de potencia es necesario en esta ocasión para validar un procedimiento de cálculo basado en técnicas CFD. El artículo resultante se puede consultar en el **Anexo III**. Las curvas publicadas en el mismo fueron realizadas con la metodología mostrada en la Fig. 102. Es interesante comparar los resultados de la turbina tipo Darrieus con otra tipo Savonius de dimensiones similares.

El artículo del **Anexo III** se ha publicado en la revista científica Energy Conversion and Managemet de la editorial Elsevier, disponible en Science Direct con doi: 10.1016/j.enconman.2017.12.058. El título del mismo es “A numerical and experimental study of a new Savonius wind rotor adaptation based on product design requirements” [84], es decir: Estudio numérico y experimental de una nueva adaptación de la turbina eólica Savonius basado en requerimientos de producto.

7.2.1. Análisis dimensional para detectar variables de influencia.

Volviendo a la analogía con otras máquinas hidráulicas, es habitual medir las curvas características de las mismas mediante maquetas en el laboratorio, y a continuación mediante análisis dimensional se deduce la potencia que tendrá la maquina a escala real. La metodología del análisis dimensional se puede consultar por ejemplo en el libro de A. Viedma [81]

No se suele proceder de este modo con los generadores eólicos, y en las conclusiones de este capítulo se comentan algunos motivos detectados. En turbinas de eje horizontal HAWT se optimiza el coeficiente de potencia mediante técnicas CFD, y las curvas características de los prototipos HAWT se miden a escala próxima a la real en emplazamientos exteriores.

Muchos investigadores utilizan la metodología CFD, para estudiar el coeficiente de potencia de las turbinas de eje vertical. Los resultados son muy interesantes, especialmente en lo que al comportamiento del campo fluido se refiere, pero en el caso de las VAWT los estudios teóricos no tienen referencias claras de cuál será la velocidad de giro de la turbina, es decir, se desconoce

el Blade Speed Ratio (BSR)¹⁴¹, de tal forma que los investigadores suponen su valor sin muchos argumentos al respecto. Por ejemplo H. Beri [29], utiliza en sus estudios un BSR nominal igual a 4 para una turbina de 4m de diámetro, sin justificar su elección. El equipo de R. Howell [83], opta por trabajar con CFD, pero antes ha comprobado en el túnel de viento la velocidad de giro, por ello trabaja con BSR del orden de 2.4 para una turbina de 0.3 m de radio.

En el **Anexo IV**, se expone un estudio mecánico, basado en el análisis dimensional, del generador S-VAWT con regulación centrífuga, de tal manera que se deducen todos los parámetros que influyen en el coeficiente de potencia: nº de Reynolds, BSR, esbeltez, solidez, relación de aspecto, masa, inercia, centro de giro del álabes y centro de gravedad del álabes. Podría añadirse a la lista el C_L y C_D , del perfil aerodinámico utilizado.

Dicho estudio se ha publicado en libro de artículos del XXI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica [85].

En caso de estudiarse un mismo modelo de turbina, sin modificar sus álabes, sin variaciones geométricas, y solo en casos estacionarios, los parámetros influyentes se reducen a: Re, BSR, masa, centro de giro del álabes y centro de gravedad del álabes (para turbinas con regulación centrífuga). Cuando se estudien maquetas de gran formato, o proyectos a escala real, es posible que desaparezca la dependencia con el número de Reynolds, despreciando en esos casos los efectos viscosos por tratarse de números de Reynolds elevados.

$$C_P = f \left(Re, BSR, \frac{m}{\rho \cdot D^3}, \frac{x_{CG}}{D}, \frac{x_a}{D} \right), \quad (7.1)$$

Se reedita el esquema explicativo del significado de x_{CG} y x_a , en la Fig. 112.

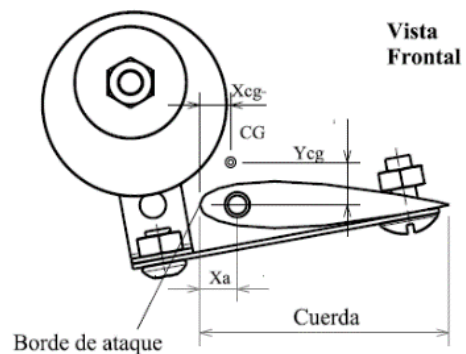


Fig. 112 Detalle de parámetros del álabes importantes en la regulación centrífuga de las S-VAWT.

Con el diseño de las maquetas disponibles es posible estudiar la influencia de $\frac{m}{\rho \cdot D^3}$, $\frac{x_{CG}}{D}$, BSR y de Reynolds.

¹⁴¹ BSR es la relación adimensional entre la velocidad angular de la turbina y la velocidad del viento, se detallan aspectos relativos al BSR en el Capítulo 3.

7.2.2. Curvas de Potencia.

Se muestran a continuación las curvas de potencia de la turbina S-VAWT con regulación centrífuga.

La intención es estudiar la influencia de la posición del centro de gravedad modificado en la curva característica.

La curva característica relaciona dos parámetros adimensionales: coeficiente de potencia, C_p , y el coeficiente de velocidad, λ , también conocido como “Tip speed ratio, TSR” en turbinas de eje horizontal, o “Blade speed ratio, BSR” en turbinas de eje vertical.

Se recopilan las fórmulas de dichos números adimensionales, que ya se expusieron en la ecuación (4.6), y (4.27), solo que ahora se definen en función del Diámetro de las maquetas:

$$C_p = \frac{\dot{W}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^3 \cdot D \cdot R} , \quad (7.2)$$

$$\lambda = \frac{\omega \cdot D/2}{V} , \quad (7.3)$$

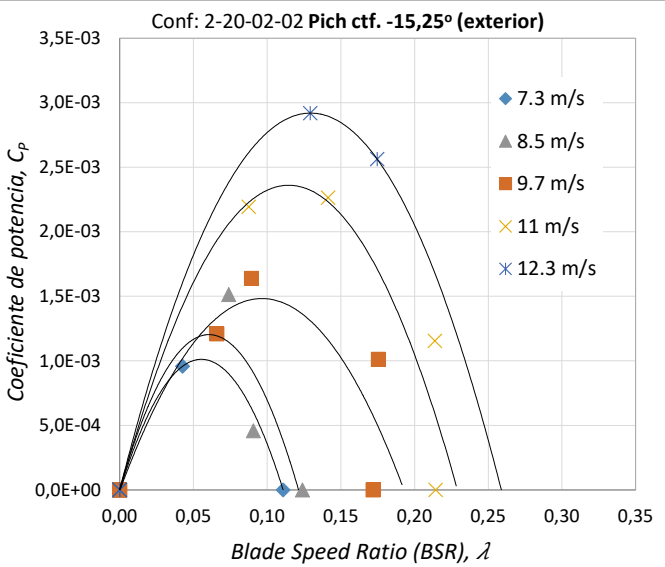
En todos los casos estudiados a continuación el centro de giro del álabe permanece invariable: $\frac{x_a}{D} = 0.0193$. equivalente a $\frac{x_a}{\text{cuerda}} = 0.15$

La masa total del álabe con los contrapesos también permanece constante, $m = 104 \text{ gr}$, para los ensayos en ZEL-EN, donde se estudian varias configuraciones consistentes en adelantar o atrasar el centro de gravedad. Los ensayos en UJA son con álabes de masa total $m = 100 \text{ gr}$.

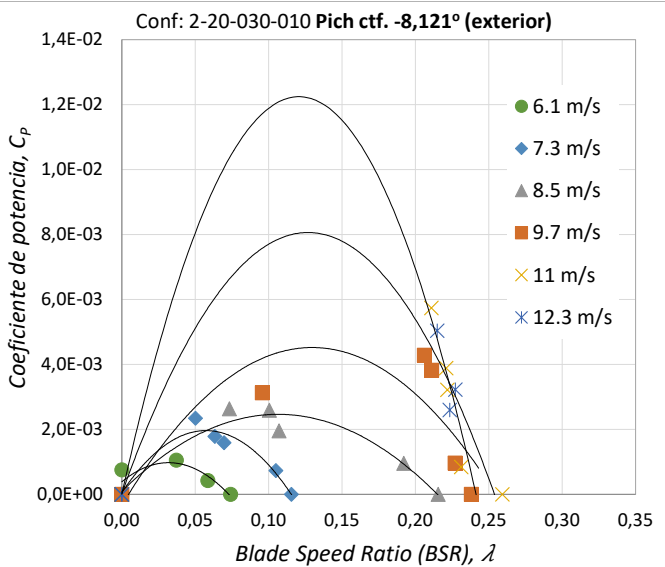
El Pitch es positivo cuando crece en la dirección de las agujas de reloj, y negativo en caso contrario, es el mismo criterio que se planteó en el Capítulo 4. Para evitar confusiones al positivo se le llama interior, porque la cabeza del álabe apunta al interior del recorrido circular de la turbina; y por el contrario los ángulos negativos apuntan hacia el exterior del recorrido circular (como si quisiera escaparse), pero ello se les llama exterior.

El número de Reynolds varía porque se realizan pruebas a distintas velocidades de viento, concretamente entre 6.1 m/s y 12.3 m/s.

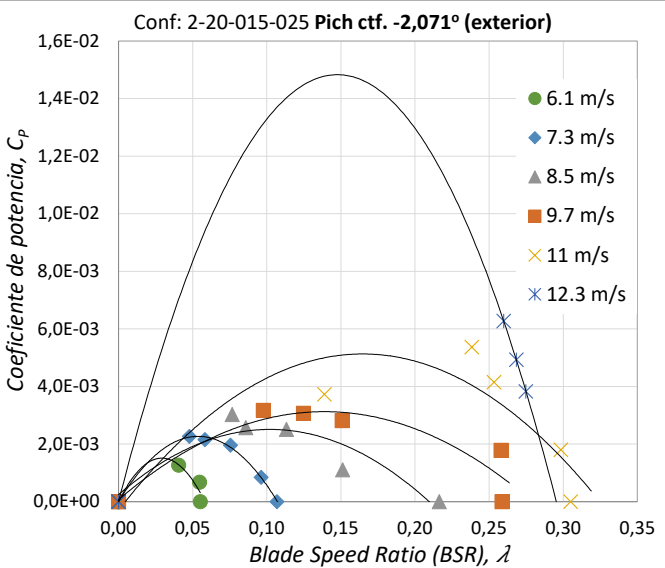
Ensayo de prototipos en túnel de viento
Potencia en función de la regulación



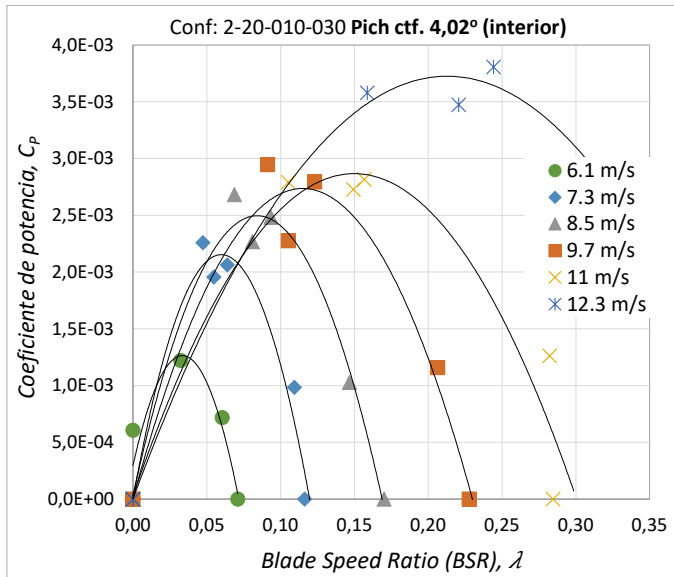
a)



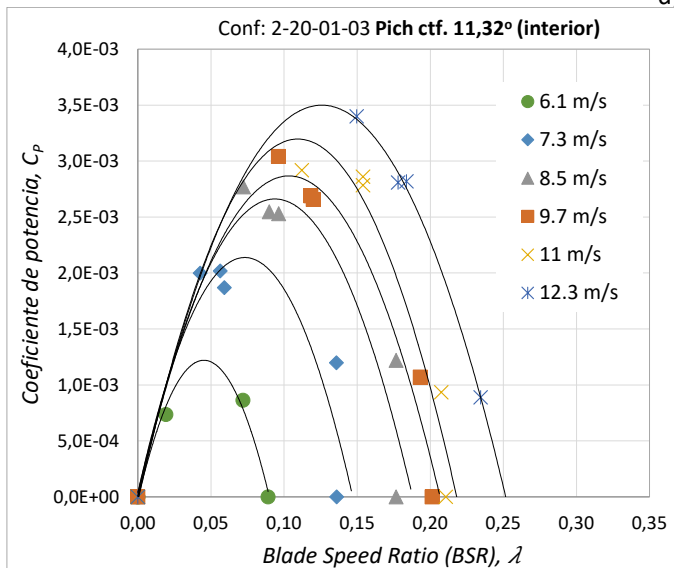
b)



c)



d)



e)



Fig. 112 Curvas características de la turbina S-VAWT de $\varnothing 40\text{cm}$, para distintas configuraciones del mecanismo centrífugo. A la derecha vista virtual de la configuración ensayada. Túnel $2.2\text{m} \times 2.2\text{m}$ ¹⁴²

En primer lugar se aprecia que el mecanismo centrífugo debe estar muy bien calibrado, ya que pequeños movimientos de masa, cambian apreciablemente el Pitch y como consecuencia el coeficiente de potencia.

El Pitch que ha dado mejor resultado ha sido 2 grados hacia el exterior (Fig. 112 b), un Pitch bastante próximo a la posición tradicional de la turbina Darrieus sin regulación, y de valor

¹⁴² Figuras de realización propia obtenidas experimentalmente en ZEL-EN. Vistas virtuales realizadas en Catia.

negativo, es decir al contrario de las agujas del reloj, o según el criterio explicado en la página anterior que mira hacia el exterior de la turbina.

Este Pitch de 2 grados, consigue un coeficiente de potencia superior al resto, con un valor de 0.0145 a velocidades de 12.3 m/s, y BSR=0.15.

Por otra parte el Pitch de 4 grados positivos (hacia el interior) consigue un coeficiente de potencia tres veces menor, pero ahora BSR=0.21.

También se aprecia en la curvas adimensionales que los efectos viscosos en este tamaño de maqueta no son despreciables, pues de serlo las curvas a diferentes velocidades de viento se habrían superpuesto.

Destacar que la configuración de la curva característica b) de la Fig. 112, fue grabada con cámara de alta velocidad, de tal forma que al Pitch centrífugo de -2 grados le corresponde la variación azimutal de Pitch de la Fig. 56, obtenida de fotogramas como los de la Fig. 57 (ambas pertenecientes al capítulo 5.

- Se aportan a continuación los resultados experimentales obtenidos en el túnel de viento de la Universidad de Jaén.

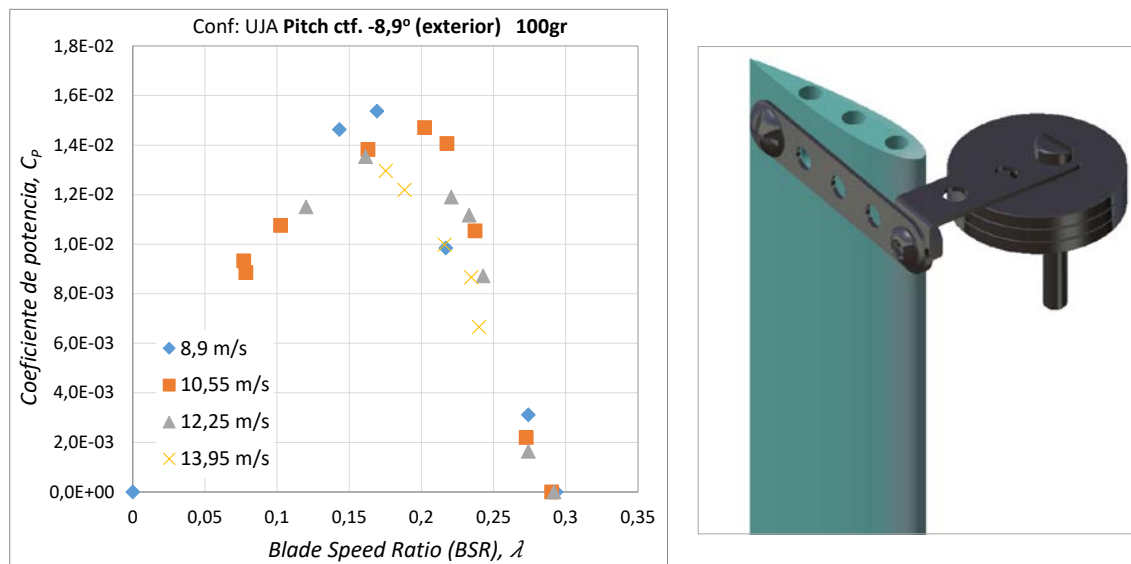


Fig. 113 Curvas características de la turbina S-VAWT de $\varnothing 40\text{cm}$. A la derecha vista virtual de la configuración ensayada. Túnel $0,4\text{m} \times 0,4\text{m}$ ¹⁴³

¹⁴³ Figura de realización propia obtenidas experimentalmente en UJA. Vista virtual realizada en Catia.

En general la curva característica obtenida en Jaén es similar a la obtenida en Krsko, de forma más precisa los resultados de la Fig.113, deberían corresponderse con la Fig. 112 b). No debe sorprender que en UJA hayan sido un 25% más altos, porque el factor de bloqueo del túnel más pequeño mejora el comportamiento de la turbina, más concretamente tiende a aumentar la velocidad en la zona de ensayo.

Es interesante conocer el ratio de corrección del coeficiente de potencia por efecto del bloqueo, pues en futuros experimentos de la maqueta pequeña en este túnel se pueden corregir los resultados.

Otro aspecto interesante es que las curvas a distintas velocidades se superponen cuando el ensayo se realiza en el túnel de Jaén. Se valora como motivo el efecto de bloqueo, ya que al situarse las paredes más próximas el comportamiento mejora, y esta influencia positiva sea más evidente a bajas velocidades de viento.

Los resultados del coeficiente de potencia son sorprendentemente bajos, en la tabla se comparan con otro tipo de turbina de eje vertical cuyos detalles se pueden consultar en el Anexo III

Modelo de turbina	Coeficiente de velocidad sin carga, λ	Coeficiente de velocidad con carga, λ_t	Coeficiente de potencia
Darrieus S-VAWT Regulación centrífuga	0.3	0.15-0.2	0.0145
Variante geométrica Savonius. (Fig.13 del Anexo III)	0.6	0.3	0.045

Tabla. 18 Comparativa coeficiente de potencia turbina S-VAWT centrífuga y variante de Savonius.

En principio el coeficiente de potencia menor puede deberse a que el coeficiente de velocidad es bastante bajo. Esto a su vez puede ser consecuencia de las elevadas inercias del conjunto. En consecuencia se deduce la necesidad de reducir la masa de los álabes.

Otro aspecto diferenciador entre ambas maquetas, es que la S-VAWT se construyó con rodamientos estancos que generan más rozamiento que el rodamiento axial usado en la construcción de la Savonius. Algunos investigadores como M.A. Kamoji [68] han descrito que eliminan la grasa, para reducir las pérdidas mecánicas.



Fig. 114 Diferentes rodamientos utilizados, que pueden afectar al coeficiente de potencia de las maquetas pequeñas: a) axial, b) radial¹⁴⁴

Es conveniente además comparar los resultados obtenidos con las previsiones teóricas del capítulo 4, donde la fórmula (4.29) planteaba la posibilidad de estimar el coeficiente de potencia máximo de una S-VAWT con el Pitch óptimo. Si se sustituyen en dicha ecuación el número de Reynolds y los lambdas obtenidos en el ensayo de potencia, tal y como se detalla en la ecuación (7.4), $Re=3.28 \cdot 10^4$, $\lambda=3$, $\lambda_t=2$ y obteniendo de la Fig. 35 el valor teórico del coeficiente de momento correspondiente a un solo álabe, $C_{M_{max}}=0.36$.

$$C_{P_{max}} = \lambda_t \cdot \frac{n \cdot c}{D} \cdot C_{M_{max}} = 0.2 \cdot \frac{3 \cdot 0.04}{0.31} \cdot 0.36 = 0.02787, \quad (7.4)$$

Este valor es el máximo teórico para un coeficiente de velocidad (BSR o λ), y un número de Reynolds tan pequeños. Esto explica los valores tan bajos del coeficiente de potencia, y es que es fundamental aumentar el valor de BSR o λ , para conseguir coeficientes de potencia más competitivos.

Si se consideran unas pérdidas del 50% (Pitch no perfecto, perdidas sotavento, pérdidas mecánicas, límite de Betz), se estima el siguiente coeficiente de potencia.

$$C_{P_{max}} = 0.5 \cdot C_{M_{max}} = 0.5 \cdot 0.02787 = 0.0139, \quad (7.5)$$

Esta estimación concuerda con los resultados experimentales, de tal forma que se valida el procedimiento de estimación de las S-VAWT utilizado en la ecuación (7.4).

7.3. Conclusiones

La primera conclusión es que la turbina S-VAWT, con el mecanismo de regulación centrífuga funciona y es capaz de arrancar por sí misma, luego la variación de Pitch obtenida con dicha regulación consigue las distintas orientaciones de los álabes necesarias en el proceso de

¹⁴⁴ Imágenes obtenidas del catálogo de SKF

puesta en marcha. La evolución teórica del Pitch y la conseguida experimentalmente con la regulación óptima, se puede consultar en las Figs. 58 y 59.

Las curvas características de la maqueta pequeña, realizadas en diferentes túneles de viento son bastante parecidas, y se ha podido cuantificar el efecto por bloqueo del túnel de menor sección.

Se ha comprobado que el óptimo del centro de gravedad modificado de los álabes es aquel que posiciona el Pitch centrífugo en -2 grados, para números de Reynolds del orden de 33000. El Pitch centrífugo es aquel que se conseguiría si solo actuasen las fuerzas centrífugas, y de hecho se ha demostrado que en el mecanismo centrífugo interactúan las fuerzas centrífugas y las fuerzas aerodinámicas, ya que las grabaciones con la cámara de alta velocidad demuestran que al Pitch centrífugo de -2 grados le corresponde la variación de Pitch de la Fig. 56. Al menos esa es la correspondencia para la posición del eje de los álabes estudiada.

Si el punto de giro del álabe se traslada a la posición del centro de momentos aerodinámicos nulo, la fuerza centrífuga tendría más protagonismo. En cualquier caso la Fig. 58 demuestra que la trayectoria de Pitch conseguida concuerda bastante bien con la teoría aerodinámica de los álabes rotantes, y por tanto en principio no conviene modificar la localización del eje de los álabes

Sorprende que los resultados del coeficiente sean tan bajos, pues incluso buscando la regulación óptima del mecanismo su valor no llega al 2%. Parece que el motivo de este resultado es el coeficiente de velocidad tan bajo del dispositivo, porque si se hace el cálculo teórico del coeficiente de potencia máximo para valores de $BSR=0.2$, y $Re=32800$, verdaderamente no puede salir un coeficiente de potencia mejor en esas circunstancias.

Para mejorar la potencia será necesario aumentar el número de Re , es decir, aumentar el diámetro y aumentar el BSR . Se han detectado varios modos de aumentar el BSR , de los cuales reducir la inercia de los álabes y disminuir pérdidas en los rodamientos parecen evidentes. Aunque ambos parámetros deben equilibrarse ya que aumentar el diámetro es contraproducente para el BSR , para entenderlo es suficiente recordar la ecuación (5.7).

Resaltar que obtener resultados equiparables entre la teoría de álabes rotantes y los experimentos, valida de nuevo la teoría expuesta en el Capítulo 4, donde se comparó positivamente con datos publicados por otros investigadores. Igualmente en el Capítulo 5 se demostró la coherencia del Pitch teórico deducido de la misma.

Por último la deducción de velocidad angular para maquetas de distinto diámetro del anexo IV, coinciden con los resultados que se obtienen con la ecuación cinemática (5.7). Por tanto hacer deducciones con ambos métodos es factible, sin embargo debe observarse que en maquetas aerodinámicas es muy difícil que se respete la semejanza de los coeficientes de masa e inercia, porque al fabricar dispositivos más grandes es posible y deseable obtener menores relaciones entre el peso y el volumen del álabe. Por esta reducción de inercia, los resultados de la maqueta mayor siempre serán superiores a lo previstos con el análisis dimensional, partiendo de los datos de la maqueta pequeña. En conclusión la operativa de análisis dimensional debe utilizarse con precaución en dispositivos eólicos.

7.4. Agradecimientos etapa ensayos

Ha sido muy importante la cooperación de los compañeros de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Maribor, y del centro de investigación ZEL-EN, que pusieron a disposición de la presente investigación sus instalaciones. Ayudando además al montaje de las maquetas y su equipamiento en el interior del túnel.

También ha sido indispensable la disponibilidad del túnel de viento del área de Fluidos del Departamento de Ingeniería Mecánica y Minera de la Escuela Politécnica de Jaén.

Los resultados de este capítulo no habrían sido posibles sin estas colaboraciones.

8. Ensayo de prototipos en espacios exteriores: Preparación de equipos, análisis influencia de parámetros ambientales (objetivo 5º)

El objetivo nº 5 consiste en **preparar el ensayo de los prototipos en espacios exteriores:**

- o Mediante la **calibración de un anemómetro de cucharillas** para medir presión dinámica y velocidad de viento instantánea

- o **Análisis de la influencia de los parámetros ambientales** en las lecturas de los anemómetros de cucharilla, para mejorar los cálculos de las curvas de potencia de los generadores eólicos medidas en exterior, así como mejorar la intercomparación de las estimaciones de AEP específica

En este capítulo se preparan los equipos para medir curvas de características y realizar estimaciones anuales de potencia (AEP¹⁴⁵) en emplazamientos exteriores [86]. Velocidad de viento y densidad son fuentes de incertidumbre en los cálculos de AEP, de tal forma que las incertidumbres de la velocidad del aire se eleva al cubo en el proceso de cálculo. Por ello la metrología de la velocidad del viento es una herramienta clave en la evaluación del potencial energético de cualquier equipo eólico [87, 88].

El uso de las estimaciones de AEP está muy extendido, no solo para determinar la viabilidad financiera de futuras implantaciones [89], sino para evaluar el volumen de kWh que se ofertan al “Pool” eléctrico en emplazamientos en operación.

El anemómetro de cucharillas es un equipo robusto y fiable, ideado por Robinson en 1847; este tipo de anemómetro se usa habitualmente para evaluar el rendimiento de potencia de generadores eólicos, mediante la medida del flujo de la energía cinética del viento a través del área barrida por el rotor. Su uso ha aumentado paralelamente con la energía eólica instalada [90].

La influencia de la densidad del aire en la potencia de las turbinas ha sido estudiada por investigadores como Díaz et al. [91], los cuales han detectado el notable efecto de la densidad del aire en el cálculo de potencia entregada por los generadores eólicos. Santiago Pindado y su

¹⁴⁵ AEP, acrónimo en inglés de “Annual Energy Production”, se refiere a la estimación anual de la energía producida por un determinado generador en emplazamientos genéricos, o en localizaciones establecidas, en cuyo caso se añade el calificativo de AEP específica.

equipo [92, 93], estudian una gran base de datos de calibraciones de anemómetros, y concluyen que pequeñas variaciones de densidad causan grandes desviaciones en los cálculos de AEP. Algunos investigadores como Martin et al. [94] remarcan que las desviaciones en los cálculos de AEP conllevan grandes riesgos en la inversión financiera de las granjas eólicas.

Kristensen denuncia discrepancias en las constantes de calibración realizadas por distintos laboratorios sobre un mismo anemómetro [95]. Por tanto todo apunta a que los anemómetros de cucharillas tienen baja reproducibilidad por causa de los parámetros ambientales.

A pesar de que algunos expertos han detectado y denunciado la problemática, no han encontrado formas factibles para resolverla. Pindado y su equipo [92], intentaron introducir las variables ambientales en la ecuación de calibración (8.1), pero aunque se cuantifica la influencia de la densidad, no detectan la física del problema y no encuentran una función matemática plausible que relacione las constantes de calibración con la densidad del aire.

$$V = A \cdot f_r + B. \quad (8.1)$$

Esta ecuación es actualmente la fórmula de calibración normalizada para la calibración de anemómetros. Tal y como explica la normativa IEC, sobre medida de potencia de generadores eólicos [86]. V , es la velocidad del viento, f_r , es la frecuencia de rotación del anemómetro de cucharillas, A , es el coeficiente de pendiente de calibración y, B , es el coeficiente de intersección.

En el presente capítulo se estudia la influencia en la pendiente de calibración, A , del efecto combinado de la densidad del aire y la fricción. Se parte de la hipótesis, inspirada en observaciones experimentales, de la independencia del coeficiente de intersección, B , respecto a los parámetros ambientales. Para ello la metodología consiste en estudiar las variables V y f_r mediante análisis dimensional, convirtiéndolas en sus homologas: coeficiente de velocidad (TSR¹⁴⁶), y número de Reynolds (Re).

8.1. Metodología

El equipo utilizado para obtener los datos experimentales ha sido un anemometro de cucharillas procedente de una estación meteorológica modelo Auriol IAN 114435 (ver Fig. 115).

¹⁴⁶ TSR: Acrónimo en inglés de “Tip Speed Ratio”, ratio de velocidad de punta, también llamado coeficiente de velocidad o λ . Se usa igualmente en el estudio de curvas características de turbinas de eje horizontal en laboratorio. En las turbinas de eje vertical suele denominarse “Blade Speed Ratio”



Fig. 115 Anemómetro de cucharillas utilizado en el presente capítulo: Auriol IAN-114435¹⁴⁷

Este anemómetro tiene tres cucharillas esféricas con 26 mm de diámetro cada una, la distancia entre el eje de rotación y el centro de las cucharillas es de 52 mm. Se trata por tanto de un pequeño anemómetro con un diámetro total de 130 mm, adecuado para ser probado en el túnel de viento de sección 0.4 m * 0.4 m, disponible en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Jaén. El anemómetro tiene una veleta que no ha sido retirada, por no afectar a los experimentos y porque será necesaria en futuras aplicaciones de campo.

El túnel de viento utilizado, así como el tubo de Pitot y el micro-manómetro, ya han sido descritos en la metodología del capítulo 7, se remite al lector que desee conocer las características técnicas de estos equipos al punto 7.1 del presente documento.

Para medir el giro del anemómetro se utiliza un tacómetro óptico modelo RM-1501, el cual realiza lecturas cada segundo.

Las condiciones ambientales se cuantifican con tres termómetros: un Tecpel 305 situado en el interior del túnel para determinar la temperatura seca, otro del mismo modelo situado en el exterior del túnel para medir la temperatura ambiente, y por último un termómetro de alcohol en el interior del túnel (con la punta rodeada de algodón húmedo), para cuantificar la temperatura de bulbo húmedo.

La disposición de todos los elementos utilizados se detalla en la Fig. 116.

La presión barométrica ambiente se mide con un barómetro que forma parte de una estación meteorológica, situada en la terraza superior del edificio de la Escuela Politécnica de la

¹⁴⁷ Imagen del archivo gráfico de la tesis.

Universidad de Jaén. Los datos de presión barométrica de la estación meteorológica se publican en la página de MATRAS [96]; en el presente caso se han corregido por la diferencia de altura entre la terraza y el laboratorio, según la fórmula de atmósfera estándar especificada en la ISO 2533:1975.

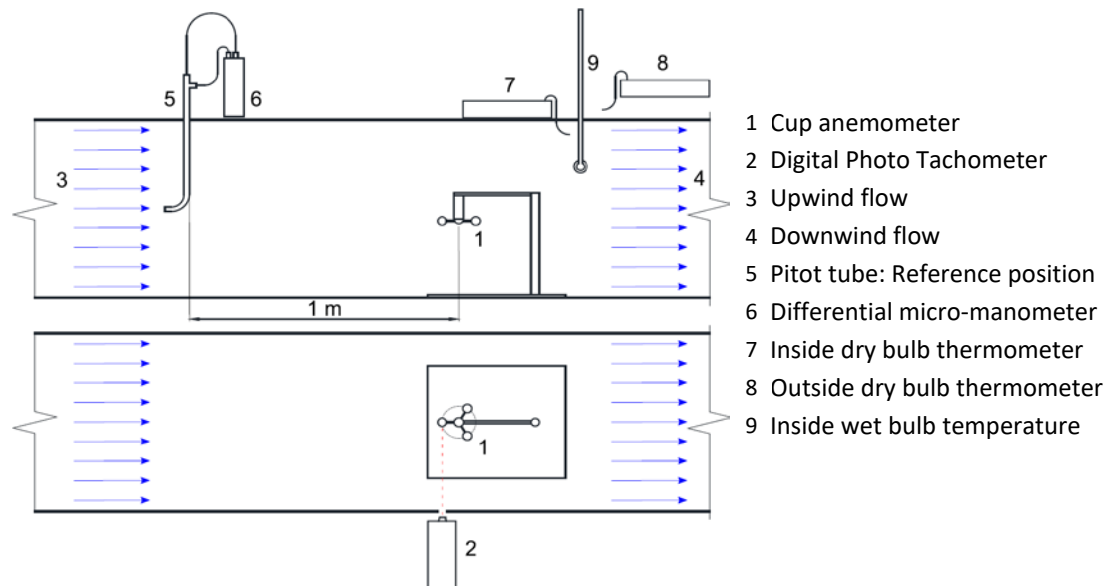


Fig. 116 Diagrama esquemático de la preparación de equipos experimentales¹⁴⁸

La estrategia de medición tiene lugar en una serie de escalones de velocidad entre 1.6 m/s y 17 m/s; en cada escalón de velocidad constante se toman datos de la frecuencia de rotación del anemómetro durante al menos 60 segundos, y en mitad de este intervalo se toma datos durante 10 segundos de la presión dinámica medida con el micro-manómetro conectado al tubo de Pitot. En cada escalón de medida se cuantifica temperatura seca, temperatura húmeda y presión barométrica.

Se hizo un primer experimento con el objetivo de calibrar el anemómetro a densidad constante, para medir de forma directa tanto velocidad del aire, como presión dinámica.

Un segundo grupo de experimentos consistieron en repetir el anterior a razón de dos diarios, durante 7 días con cierta variabilidad atmosférica. De esta forma se consiguieron 14 calibraciones con cierto rango de variación de la densidad del aire.

Calibrar el anemómetro para medir velocidad requiere el ajuste de los datos según una regresión lineal, de esta forma se obtiene la pendiente, A , y la intersección, B , de la ecuación (8.1), y la incertidumbre de dicha calibración es la combinación de la varianza de A , la varianza de B , y la covarianza entre ambas. Dicho cálculo de incertidumbres se puede realizar según las

¹⁴⁸ Figura de elaboración propia.

recomendaciones de la Guía de Incertidumbre de la medida [97], también conocida como GUM¹⁴⁹, en la cual a modo de ejemplo se facilitan ecuaciones para el caso de regresión lineal.

Además de la calibración lineal, de forma innovadora en la presente tesis se ha calibrado el anemómetro directamente para medir presión dinámica, en ese caso la ecuación de calibración utilizada es la (8.2)

$$\Delta p = y_1 + y_2 \cdot f_r + y_3 \cdot f_r^2 \quad (8.2)$$

En esta ocasión los datos experimentales se usan para determinar las constantes y_1 , y_2 , y_3 , mediante un ajuste cuadrático. Y la incertidumbre de dicho ajuste es la combinación de la varianza de y_1 , la varianza de y_2 , la varianza de y_3 , las covarianzas entre y_1 e y_2 , y_1 e y_3 , y_2 e y_3 . En esta ocasión las formulas no están disponibles en los ejemplos de la GUM. No se han encontrado otras referencias fiables para este fin, y por ese motivo han tenido que ser deducidas; se facilitan en el Anexo VI.

Con la temperaturas seca, húmeda y la presión barométrica se puede calcular la densidad del aire aplicando la ecuación de CIPM-2007 [98]. Si el estudio no requiere un cálculo tan preciso de la densidad, se puede utilizar la ecuación propuesta en el anexo F de la norma IEC 61400-12-1 [86]; esta opción se ha utilizado en el Anexo VI, que se ha ceñido en general a la normativa recomendada por la IEC.

Independientemente de la fórmula empleada para el cálculo de la densidad del aire húmedo, la incertidumbre de la misma se ha calculado siguiendo la metodología del CENAM [99].

El estudio dimensional con el número de Reynolds requiere la determinación de la viscosidad del aire del aire húmedo. Se ha empleado la fórmula teórica de Mason y Monchick [100], la cual fue validada experimentalmente por Kestin y Whitelab [101] por medio de un disco oscilatorio, dicha expresión de la viscosidad es recomendada por investigadores del centro tecnológico de la NASA situado en Langley [102].

$$\mu = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot T + (\alpha_2 + \alpha_3 \cdot T) \cdot x_w + \alpha_4 \cdot T^2 + \alpha_5 \cdot x_w^2, \quad (8.3)$$

¹⁴⁹ GUM: Acrónimo en inglés de “Guide to the expression of Uncertainty in Measurement”, Guía para la expresión de la incertidumbre de la medida. Se trata de un estándar metrológico disponible en español, francés e inglés.

Constant terms	Value	Units
α_0	$8.4986 \cdot 10^{-7}$	Pa·s
α_1	$7 \cdot 10^{-8}$	Pa·s·K ⁻¹
α_2	$1.13157 \cdot 10^{-6}$	Pa·s
α_3	$-1 \cdot 10^{-8}$	Pa·s·K ⁻¹
α_4	$-3.7501 \cdot 10^{-11}$	Pa·s·K ⁻²
α_5	$-1.00015 \cdot 10^{-6}$	Pa·s

Tabla. 19 Constantes de la ecuación (8.3) para el cálculo de la viscosidad

La incertidumbre de la viscosidad se ha obtenido de nuevo utilizando la metodología de cálculo de incertidumbres del CENAM [99], solo que adaptada a la fórmula (8.3).

Por último indicar que las medidas de presión dinámica tomadas con el tubo de Pitot, se corrigen por una serie de efectos: alineación del mismo, desprendimientos de capa límite en las paredes de la zona de ensayo, y por el efecto del bloqueo de la sección de paso por el propio dispositivo a estudiar. Todos ellos son tenidos en cuenta en el proceso de cálculo, los detalles se facilitan en el Anexo VI. En este punto son útiles las recomendaciones del anexo F de la IEC [86], y las explicaciones aportadas por O. Frost Hansen , S. Ole Hansen y L. Kristensen [103].

8.2. Resultados.

Con los resultados del presente capítulo se ha elaborado un artículo enviado a la revista Measurement, la cual está indexada en el Q1 del JCR, con un factor de impacto de 2.359, ocupando la posición 19 de las 85 revistas de su categoría. El título del artículo es “Wind power density uncertainty reduction, via a cup anemometer calibration based on a new measurement method”, es decir: Reducción de la incertidumbre de la densidad de potencia eólica, mediante la calibración del anemómetro según un nuevo método de medida. Dicho artículo se puede consultar en el anexo VI.

Además se ha preparado una publicación para el XIII Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, de tal modo que forma parte del Libro de Actas con ISBN 978-989-95683-4-1. El título de este último artículo es: “Calibración de la incertidumbre de un anemómetro de cucharas”, y se encuentra en el anexo V.

Por último, con los conocimientos recabados en esta fase de la tesis, se ha ideado un nuevo dispositivo que puede medir físicamente la viscosidad y la densidad del aire ambiente. El número de patente es: P201830873. Detalles de dicha patente están disponibles en el anexo VII.

8.2.1. Calibración del anemómetro de cucharillas a densidad constante

Estos resultados corresponden a la etapa metodológica de cálculo a densidad constante, es decir se calibra el anemómetro con condiciones ambientales lo más constantes posibles, y siendo rigurosos la calibración solo es válida para ese valor de densidad.

Esta es la forma de proceder en los métodos de calibración recomendados en las normas existentes sobre la materia [86]. Bajo la herencia de este curioso punto de vista se reflexiona si es posible utilizar el anemómetro de cazoletas directamente como manómetro.

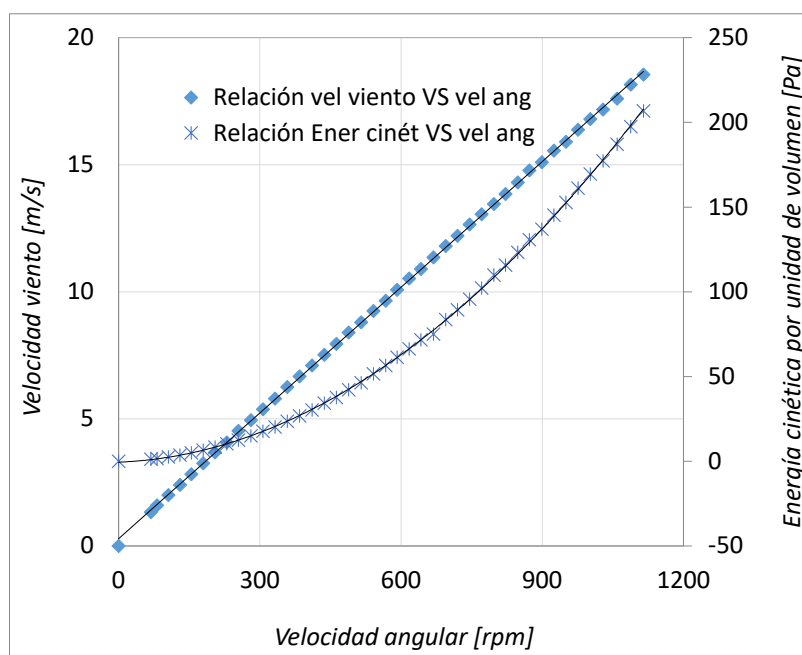


Fig. 117 Calibración del anemómetro IAN-114435 según dos metodologías¹⁵⁰

En la Fig. 117 aparece la calibración del anemómetro a densidad constante, según dos modalidades: la tradicional de la IEC [86] relaciona la velocidad del viento con la velocidad de rotación del anemómetro, y una nueva propuesta que obtiene la energía cinética por unidad de volumen o presión dinámica en función de la velocidad de rotación.

Al sistema tradicional se le podría denominar anemómetro-AS, y al segundo anemómetro-DYP.

Se pueden consultar más detalles sobre la metodología y los componentes de la incertidumbre en el Anexo VI.

¹⁵⁰ Gráfico de elaboración propia.

Cuando se hace el estudio de incertidumbres de ambos sistemas de medición se observa la siguiente ventaja en el método DYP: La incertidumbre en el cálculo de potencia disminuye. En la Fig. 118 se puede comprobar como la incertidumbre de la línea naranja (Anemómetro DYP) es mucho menor que la incertidumbre cuando se utiliza el método tradicional (Anemómetro AS).

La principal razón es que el error en la densidad medida por el usuario añade una gran cantidad de incertidumbre al cálculo de potencia. Los errores de cada una de las variables se multiplican por coeficientes de sensibilidad deducidos de las derivadas de la ecuación de potencia respecto a dichas variables, y en el caso de la densidad el coeficiente adquiere un valor muy elevado. Los detalles del cálculo se pueden consultar en el Anexo VI. En consecuencia la mayor parte del error del sistema AS, calculado y representado en la Fig. 118, lo aporta la barra roja punteada correspondiente a la densidad medida por el usuario.

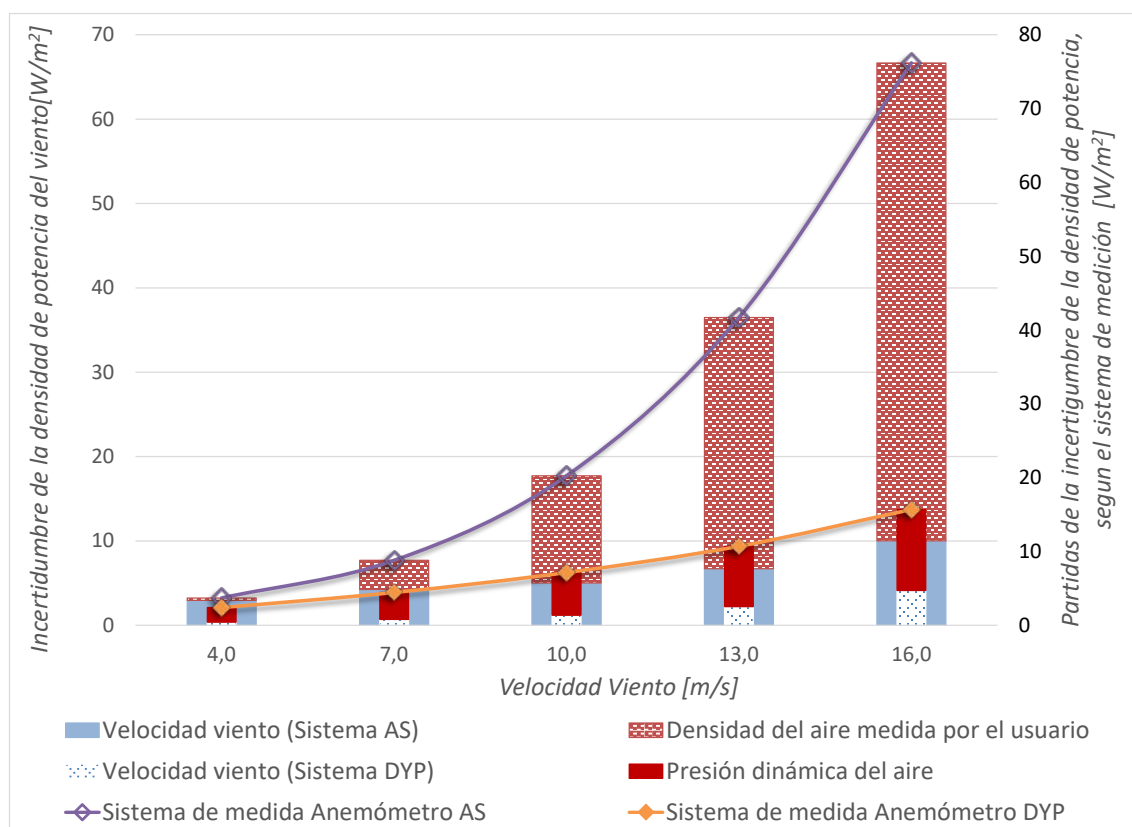


Fig. 118 Incertidumbre de la densidad de potencia del viento ($\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^3$), y las partidas que la componen. Comparativa según dos sistemas de medición.¹⁵¹

¹⁵¹ Gráfico de elaboración propia.

8.2.2. Calibración del anemómetro de cucharillas teniendo en cuenta el efecto de las condiciones ambientales.

Los métodos anteriores tienen el inconveniente de no tener en cuenta que la densidad del aire en el momento en que el usuario utilice el anemómetro normalmente será distinta, a la existente en el laboratorio en el momento de la calibración.

La cuestión es ¿afecta mucho esta diferencia a las medidas que realiza el usuario?

Para responder a la misma, se han representado en la Fig. 119, catorce calibraciones realizadas sobre el mismo instrumento (anemómetro de cucharillas IAN-114435), en el mismo túnel de viento, la única diferencia es que se realizaron con condiciones ambientales distintas entre ellas.

Luego la respuesta a la pregunta es evidente, si influye, porque la reproducibilidad del ensayo se ve afectada por cuestiones ambientales.

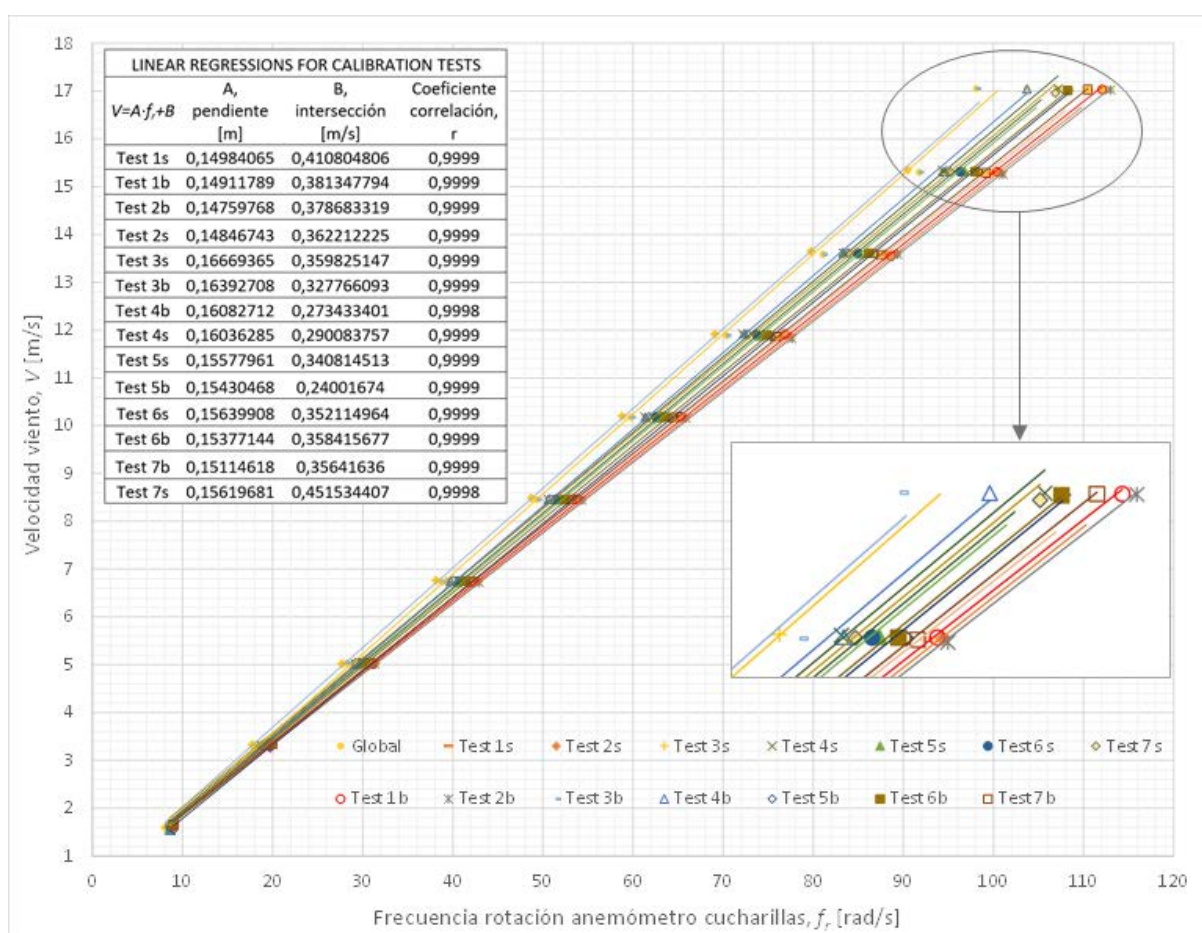


Fig. 119 Ensayos de calibración del mismo anemómetro de cucharillas, en la misma instalación, en momentos distintos.¹⁵²

¹⁵² Gráfico de elaboración propia.

Por tanto el usuario de un anemómetro perfectamente calibrado a la densidad del aire del laboratorio, tendrá variaciones en la recta de calibración por el hecho de trabajar en otro momento u otro lugar con densidades del aire diferentes.

En la Fig. 119 parece que las medidas realizadas a velocidad constante, muestran cierta variabilidad, que podría depender en principio de la densidad del aire.

Se hace un gran esfuerzo por analizar estas secuencias desde distintos puntos de vista, y finalmente cuando los valores experimentales se representan adimensionalizados se percibe la realidad de un modo más evidente.

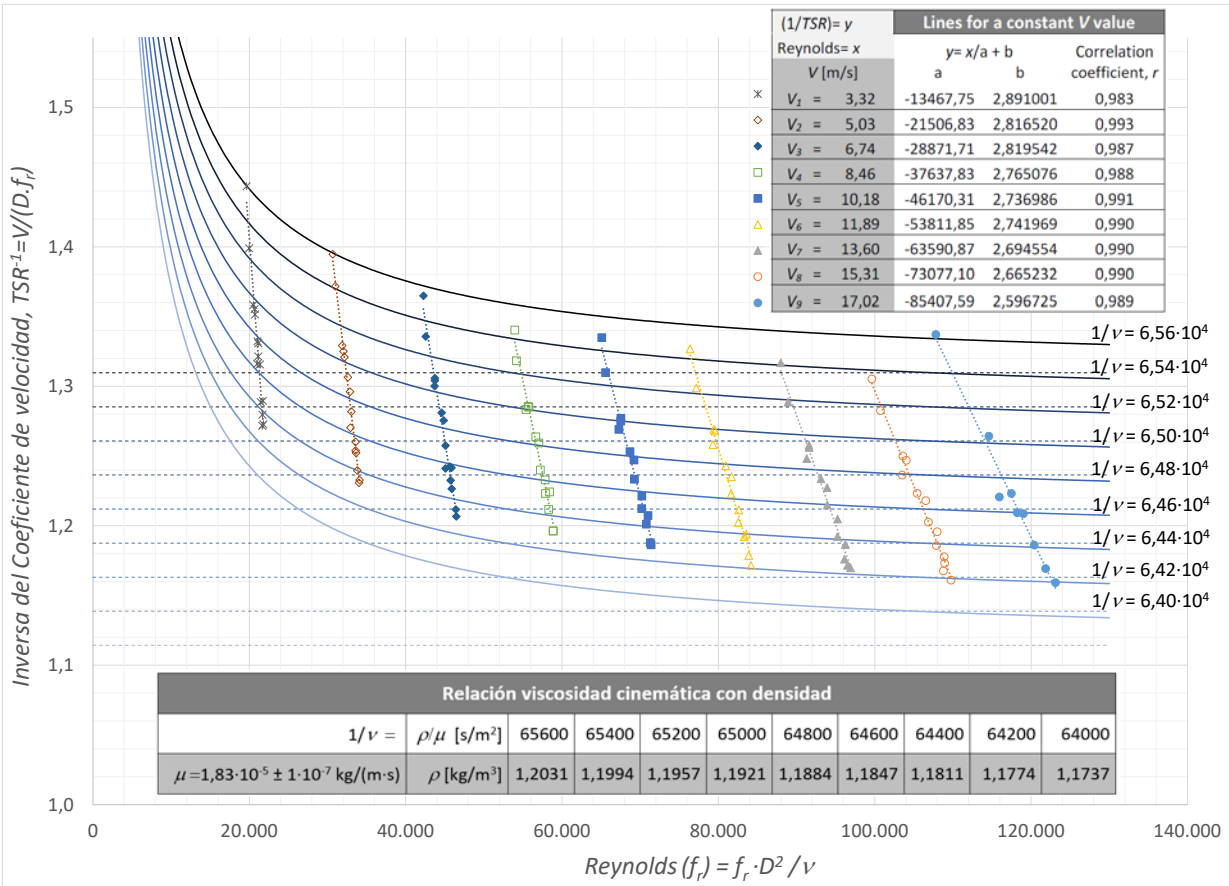


Fig. 120 Resultados experimentales representados en el ábaco adimensional Re-TSR, con isolíneas de velocidad de viento y viscosidad cinemática¹⁵³

En la Fig. 120 la velocidad del viento se ha transformado en el coeficiente de velocidad (también conocido como TSR), y la frecuencia de rotación del anemómetro se ha convertido en el número de Reynolds. Los resultados experimentales obtenidos con la misma velocidad de viento, en ensayos que se hicieron en días distintos quedan maravillosamente alineados. Y lo que en la Fig. 119 eran rectas de calibración ahora son hipérbolas.

¹⁵³ Ábaco de elaboración propia.

Cada una de las hipérbolas corresponde a un valor constante de viscosidad cinemática. Cuando las variaciones ambientales no son muy grandes (la viscosidad dinámica permanece casi constante), y solo en esos casos la viscosidad cinemática puede relacionarse de manera biunívoca con la densidad del aire, tal y como se propone en la tabla inferior insertada en el propio gráfico.

En cuanto a las rectas del gráfico a velocidad constante, implican una relación lineal entre Reynolds y TSR, por tanto si varía Reynolds, varía TSR. Pero ¿Cómo puede variar Reynolds si la velocidad es constante?, la única opción es que Reynolds varía porque varía ρ/μ , que no es otra cosa que la inversa de la viscosidad cinemática. Y son estas variaciones las que generan un cambio en el coeficiente de velocidad, y como consecuencia en la frecuencia de rotación (ya que $V=\text{cte}$).

Por tanto la verdadera responsable de la baja reproducibilidad de los anemómetros de cucharillas es la viscosidad cinemática, entendida como densidad en los casos en que la viscosidad dinámica varíe poco.

Interpretar desde un punto de vista físico la influencia de la viscosidad cinemática, equivale a decir que la causa de la diversidad de los resultados experimentales es la fricción con el aire. Luego el ábaco de la Fig. 120 explica el efecto de las fuerzas viscosas en el anemómetro de cucharillas estudiado.

Por tanto lo que intentaba calibrarse en dos dimensiones, debería calibrarse en realidad en tres. La Fig. 121, demuestra que en ese caso la superficie de calibración es un paraboloides hiperbólico, con un coeficiente de correlación $r=0.9988$ para los valores experimentales de los Figs. 119 y 120.

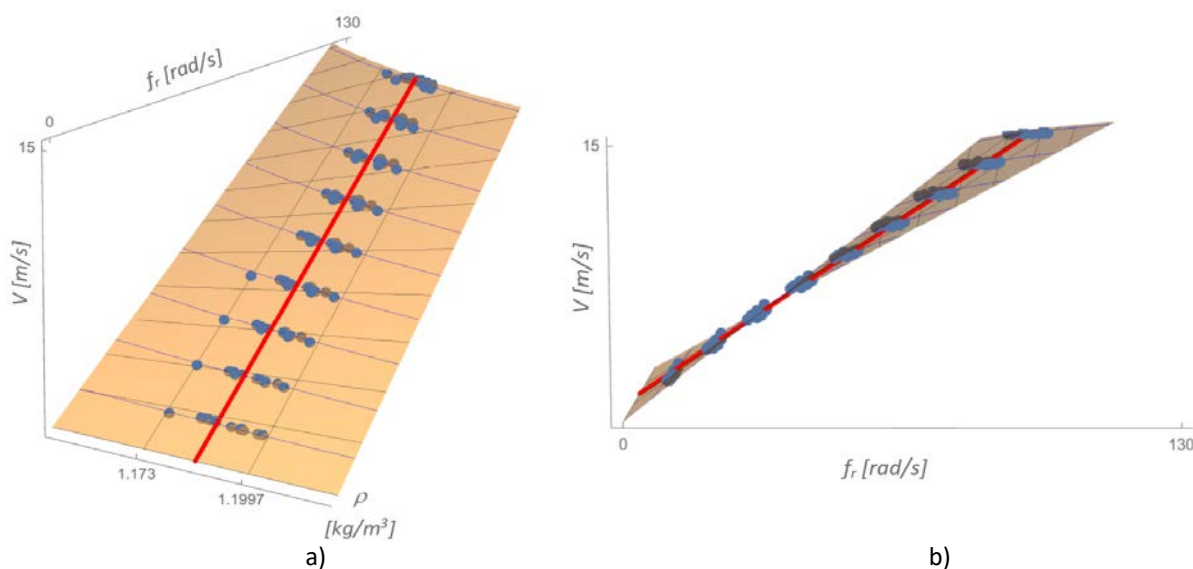


Fig. 121 Dos vistas del ajuste de los resultados experimentales. La superficie obtenida es un paraboloides hiperbólico, que tiene en cuenta las variables ambientales. La línea roja representa la recta de calibración tradicional¹⁵⁴

¹⁵⁴ Figura de elaboración propia.

Cada valor de la densidad del aire implica una recta de calibración ligeramente diferente, en consecuencia los anemómetros calibrados de forma tradicional necesitan corregir sus lecturas según lo distinta que sea la densidad del aire en el momento de la medida respecto a la densidad cuando el anemómetro se calibró. Esta idea se ha materializado en la Fig. 122 y 123.

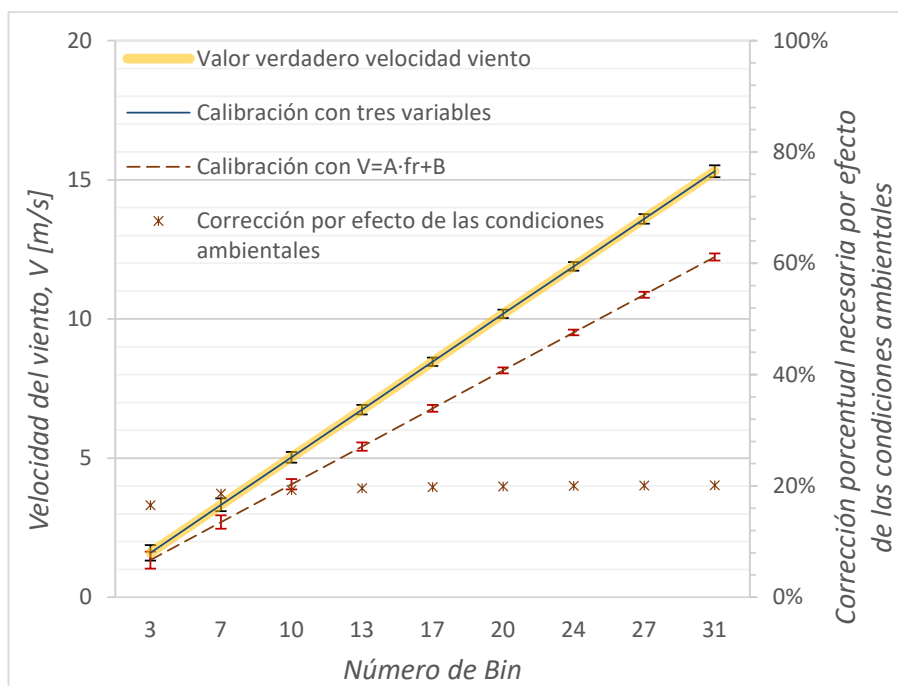


Fig. 122 Diagrama esquemático de la preparación de equipos experimentales

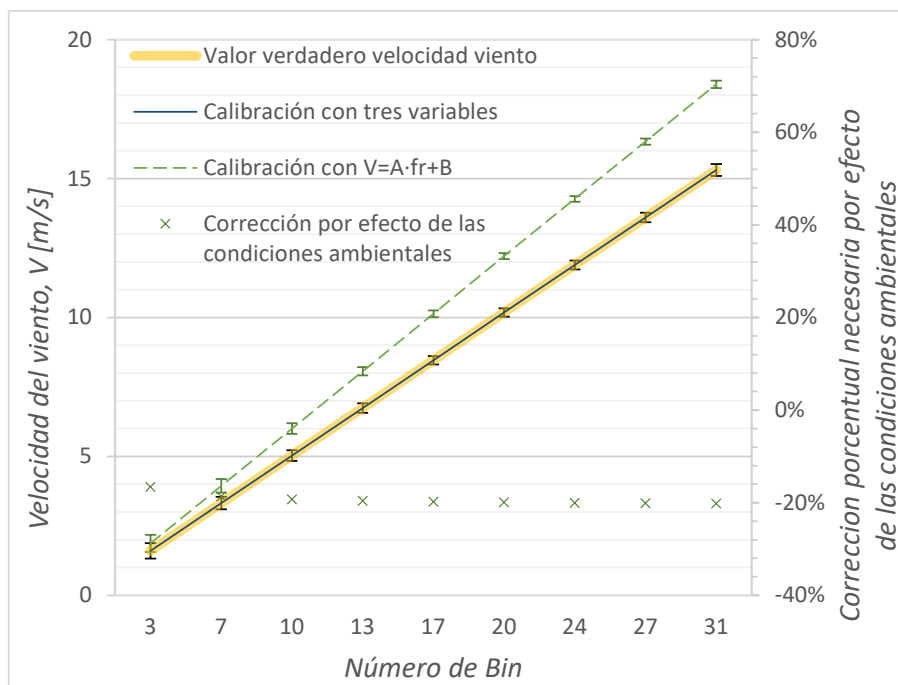


Fig. 123 Diagrama esquemático de la preparación de equipos experimentales¹⁵⁵

¹⁵⁵ Figuras de elaboración propia.

8.2.3. Cálculo de potencia entregada por una turbina en emplazamientos exteriores

Las medidas de velocidad de viento son necesarias para determinar la curva de potencia medida y la curva de potencia adimensionalizada con el flujo de energía cinética del viento, C_p ; ya que cada valor medio de las lecturas de potencia durante 10 minutos para una turbina concreta se asocia al valor de la velocidad de viento en el momento de la medición según el “método de los bins de velocidad”, tal y como se detalla en la norma IEC 61400-12-1 [1].

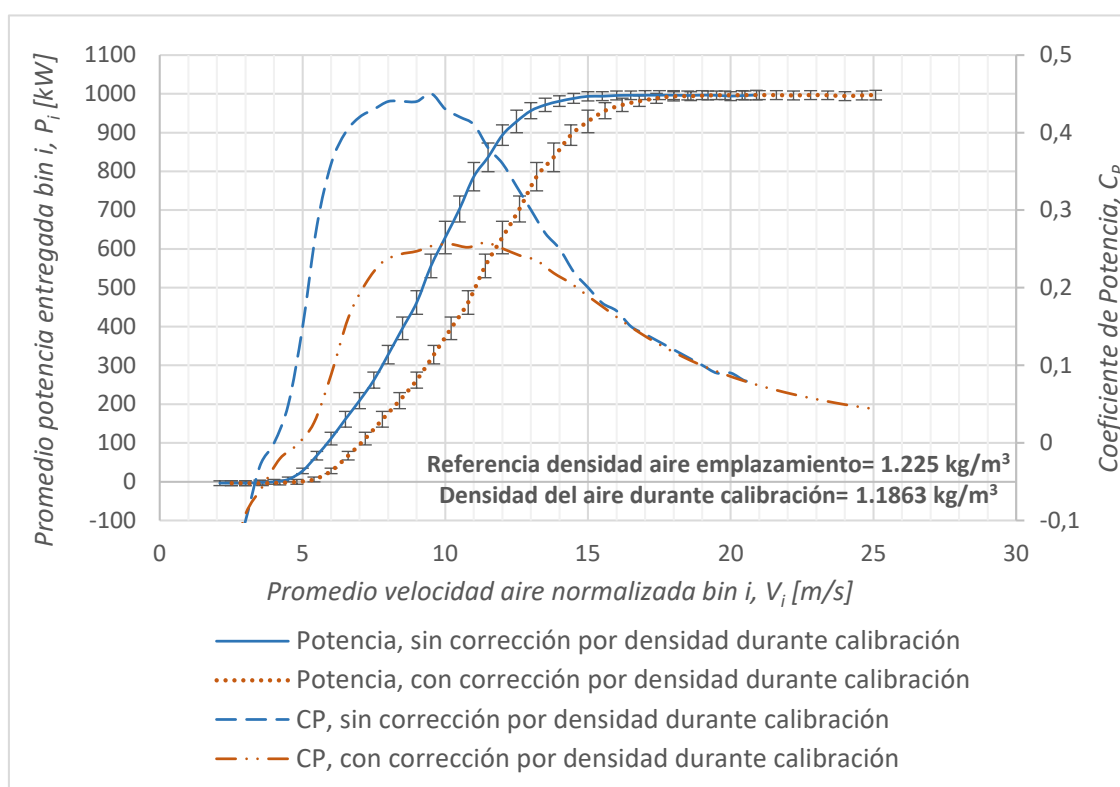


Fig. 124 Efecto de la corrección por densidad de calibración, en la potencia entregada y el coeficiente de potencia de una turbina eólica. Cuando emplazamiento tiene densidad del aire mayor¹⁵⁶

Por tanto la corrección propuesta en la Figs. 122 y 123, consistente en que las condiciones ambientales son distintas en el momento de utilización en campo del anemómetro respecto al momento y lugar en el que dicho anemómetro fue calibrado, afecta al resultado de las curvas de potencia de los generadores eólicos; este efecto se presenta en la Figs. 124 y 125, suponiendo que los datos de la curva de potencia utilizada como ejemplo en la página 67 de la norma IEC 61400-12-1 [86] se han medido con el anemómetro Auriol IAN aquí estudiado.

¹⁵⁶ Gráfico de elaboración propia, análisis datos experimentales de una turbina de 1MW [86]

La Figs. 124 y 125 muestran que cuando se miden curvas de potencia el resultado dependerá del valor de la densidad del aire de referencia en el emplazamiento, respecto al valor de la densidad en el momento de la calibración del anemómetro utilizado para cuantificar dichas curvas en campo.

Si la densidad de referencia es mayor en un valor de aproximado de 4 centésimas, el coeficiente de potencia debería corregirse, reduciéndose un 50%, ya que la potencia medida en un bin concreto debería haberse asignado a un bin de velocidad un 20% superior, Fig. 124; por el contrario si la densidad de referencia es menor en un orden de 4 centésimas, el coeficiente de potencia debería corregirse, aumentando un 50%, ya que la potencia medida en un bin debería haberse asignado a un bin de velocidad un 20% inferior, Fig. 125.

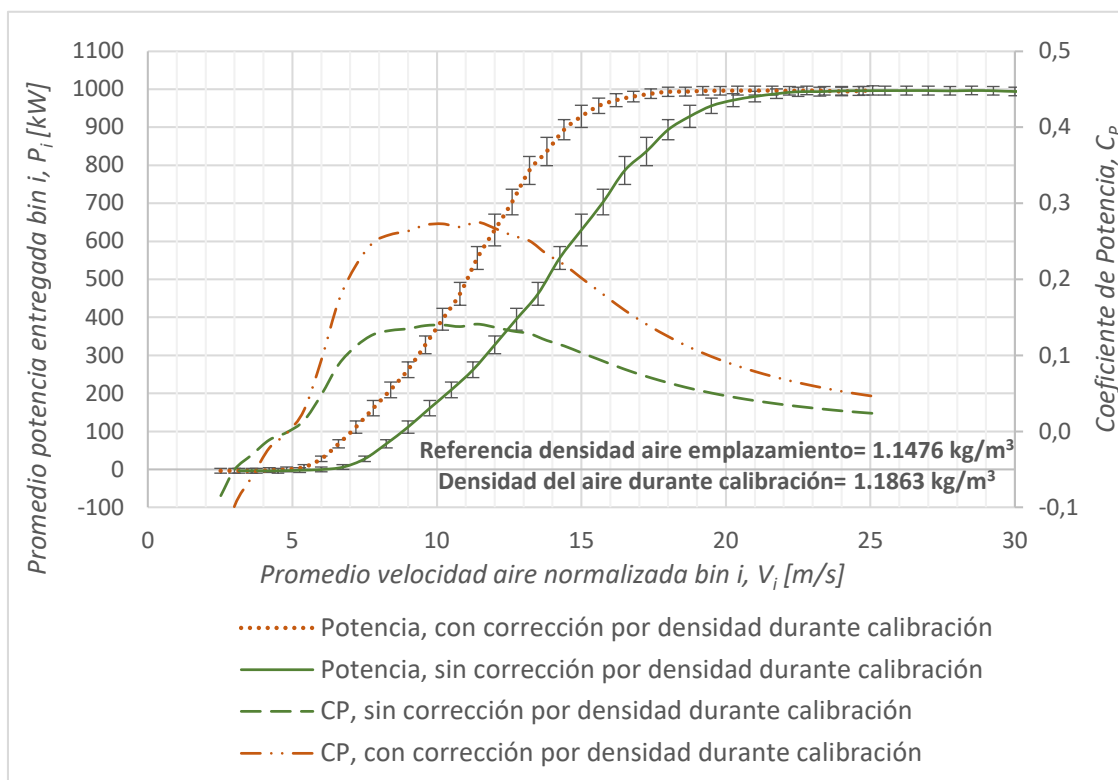


Fig. 125 Efecto de la corrección por densidad de calibración, en la potencia entregada y el coeficiente de potencia de una turbina eólica. Cuando emplazamiento tiene densidad del aire menor¹⁵⁷

Por tanto, pequeñas diferencias en las densidades de los emplazamientos respecto a la densidad de calibración de los anemómetros utilizados en las mediciones, hacen necesarias grandes correcciones en las curvas de potencia. Si las diferencias de densidad fuesen mayores las correcciones de las curvas de potencia deberían plantearse en términos de la viscosidad del aire en el momento de la calibración y cuando se use en campo.

¹⁵⁷ Gráfico de elaboración propia, análisis datos experimentales de una turbina de 1MW [86]

La importante consecuencia de lo expuesto en la Figs. 124-125, es que no se pueden comparar las curvas de potencia de dos turbinas eólicas, si se han determinado en emplazamientos distintos o con anemómetros distintos; a no ser que antes se corrijan las curvas obtenidas teniendo en cuenta las variaciones ambientales respecto al momento de calibración del anemómetro utilizado.

8.2.4. Cálculo de la probabilidad de viento de un emplazamiento concreto.

Para calcular la producción anual de energía específica, “specific AEP”¹⁵⁸, de un emplazamiento es necesario determinar la distribución de probabilidad de viento en el emplazamiento específico objeto de estudio, asignando una probabilidad de ocurrencia a cada valor de velocidad del viento, clasificado según el mencionado “método de los bins”.

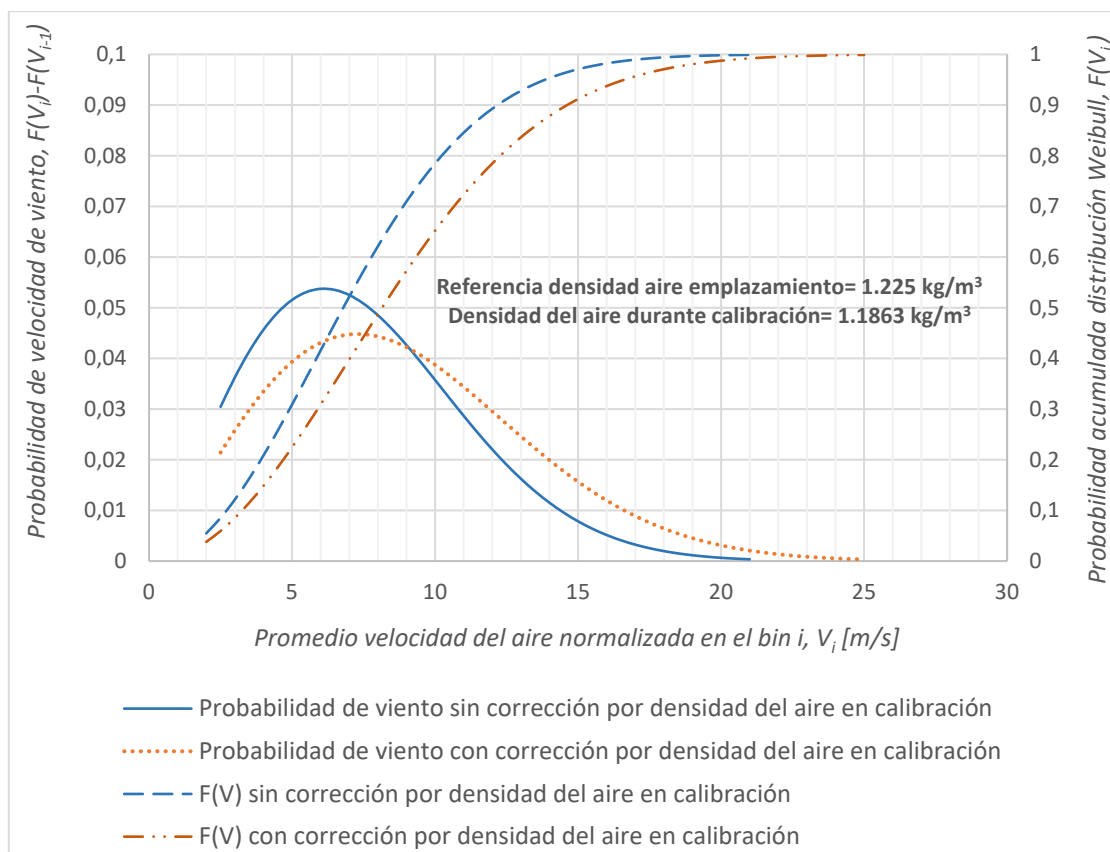


Fig. 126 Efecto de la corrección por densidad de calibración, en la distribución de Viento de un emplazamiento específico, y su función de probabilidad correspondiente. Caso emplazamiento densidad de aire mayor¹⁵⁹

¹⁵⁸ Specific AEP: Annual Energy Production, Producción de energía anual calculada para un emplazamiento concreto en el que se ha medido la función de probabilidad de viento, generalmente con una distribución tipo Weibull.

¹⁵⁹ Gráfico de elaboración propia, análisis datos experimentales publicados [86].

La probabilidad de viento específica también está afectada por la corrección propuesta en la Figs. 122-123; de nuevo se recuerda que la necesidad de dicha corrección se debe: a las diferentes condiciones ambientales cuando el anemómetro es usado en campo, respecto al momento en el que fue calibrado en túnel de viento.

En la Fig. 126 se presentan las curvas de distribución de probabilidad acumulada y de frecuencia, si el mismo viento se midiese en dos emplazamientos con densidad del aire distinta a la existente en el momento de calibración del anemómetro, utilizando el IAN Auriol aquí parametrizado para caracterizar el viento en ambos emplazamientos.

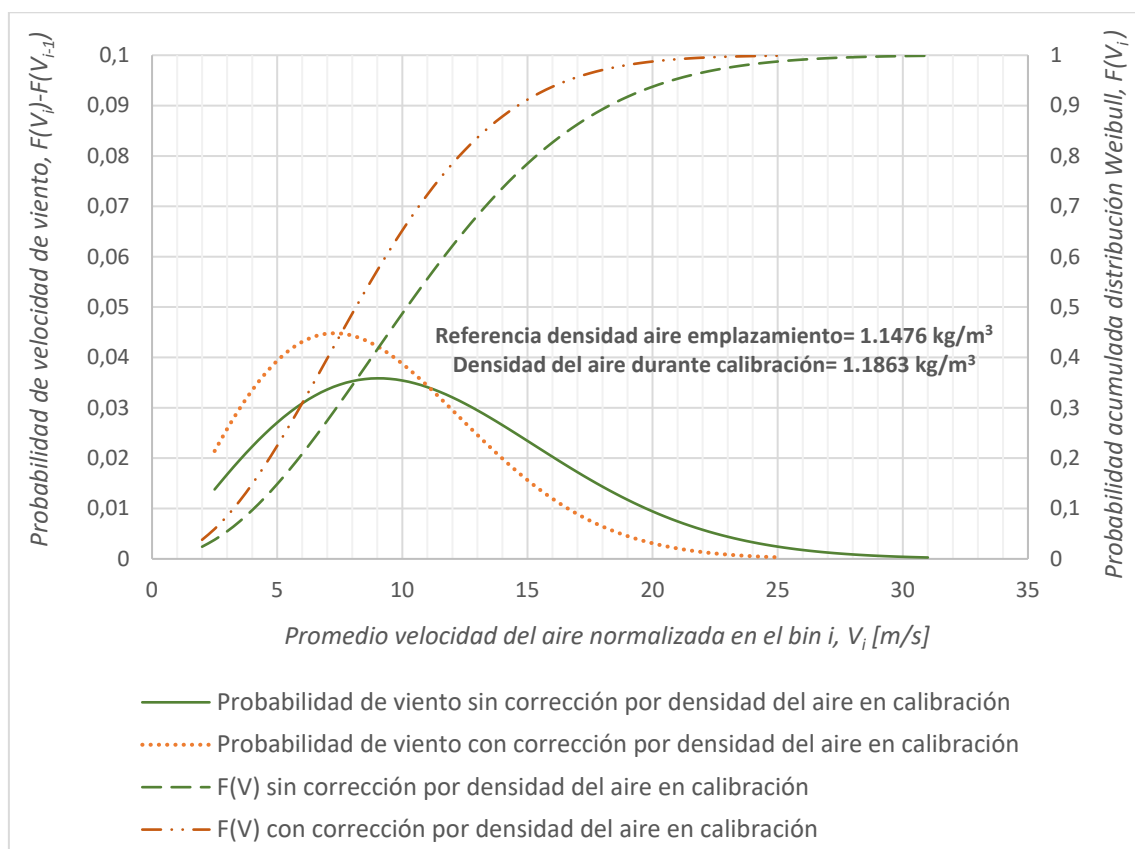


Fig. 127 Efecto de la corrección por densidad de calibración, en la distribución de Viento de un emplazamiento específico, y su función de probabilidad correspondiente. Caso emplazamiento densidad de aire menor¹⁶⁰

Sabiendo que la densidad media en el túnel de viento, cuando se calibró el anemómetro Auriol IAN, era 1.1863 kg/m^3 , si a posteriori el anemómetro se usa en emplazamientos con densidad ligeramente mayor (del orden de 4 centésimas), los efectos viscosos ralentizan el giro del anemómetro respecto del momento en que fue calibrado, por tanto, tal y como se muestra en la Fig. 127, la distribución acumulada asignada a un bin concreto debería haberse asignado a

¹⁶⁰ Gráfico de elaboración propia, análisis datos experimentales publicados [86].

un bin de velocidad un 20% por encima. Por el contrario en emplazamientos con densidad ligeramente inferior (del orden de 4 centésimas), los efectos viscosos se reducen, aumentando el giro del anemómetro respecto del momento en que fue calibrado, tal y como se muestra en la Fig. 18(b), y en consecuencia la distribución acumulada asignada a un bin concreto debería haberse asignado a un bin de velocidad un 20% por debajo. En el primer caso el valor más frecuente de viento (la moda) es en realidad para vientos mayores, y en el segundo caso el valor más frecuente tiene lugar para vientos menores. De nuevo si las diferencias de densidad fuesen mayores las correcciones de las curvas de frecuencia de viento deberían plantearse en términos de la viscosidad del aire.

Es fundamental advertir, que si las correcciones por condiciones ambientales de calibración no se realizan, es imposible establecer comparaciones entre las curvas de frecuencia de viento de dos emplazamientos distintos. Ya que la velocidad media de viento anual (o el factor de escala de Weibull) deberá corregirse al alza en los emplazamientos de densidad superior a la de calibración (típicamente emplazamientos costeros) y a la baja en los emplazamientos de densidad inferior a la de calibración (típicamente interiores o montañosos).

8.2.5. Cálculo de la AEP genérica y específica.

La producción anual de energía genérica, definida como AEP en el estándar IEC 61400-12-1 [86], se estima aplicando la curva de potencia medida a referencias de frecuencias de viento, tipificadas mediante distribuciones Rayleigh de velocidad de viento, con medias de viento anuales a la altura de buje de 4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, 9 m/s, 10 m/s y 11 m/s.

Entonces teniendo en cuenta que la corrección por condiciones ambientales de calibración desplaza la curva de potencia medida (Figs. 124-125), los cálculos de AEP genérica dependerán igualmente de dicha corrección. La Fig. 128 detalla el procedimiento de cálculo de la AEP-genérica, consistente en multiplicar el promedio de potencia entregada por una serie de probabilidades de viento de referencia.

Según si la curva de potencia se mueve a izquierda o derecha la multiplicación con cualquiera de las curvas de velocidad dará valores muy distintos.

Resultando que los valores de AEP-genérica calculados en emplazamientos con densidad superior a la de calibración del anemómetro deben corregirse sustancialmente a la baja; mientras que cuando la AEP-genérica se calcula en emplazamientos con densidad inferior a la de calibración del anemómetro, debe corregirse ostensiblemente al alza.

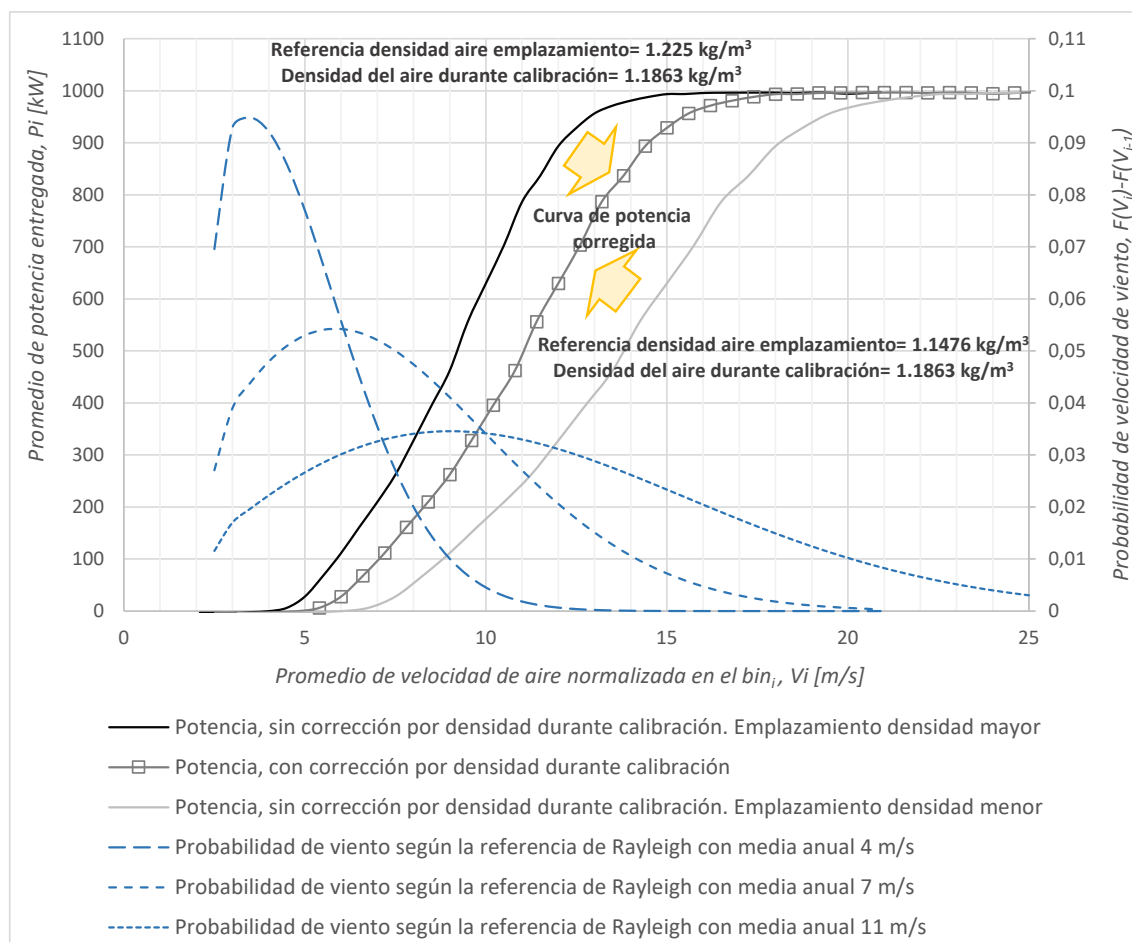


Fig. 128 Efecto de la corrección por densidad de calibración, en el cálculo de la AEP-genérica.¹⁶¹

Por tanto a la hora de calcular estimaciones de AEP-genérica, es básico tener en cuenta el efecto de las condiciones ambientales del emplazamiento, respecto a las condiciones ambientales en el momento de calibración del anemómetro utilizado durante la medición.

La reedición de la norma IEC 61400-12-1 [86], explica la posibilidad de calcular la AEP para un emplazamiento específico, AEP-específica, de tal modo que en ese caso se multiplicará la curva de potencia medida con la curva de frecuencia de viento específica del emplazamiento; en ese caso si ambas curvas se miden simultáneamente con el mismo anemómetro, el valor de AEP-específica no necesita ser corregida por el efecto de la densidad del aire durante la calibración del anemómetro, tal y como puede observarse en la Fig. 129.

El motivo es que las curvas de potencia y frecuencia se corrigen en la misma medida, no variando el resultado de la multiplicación de las mismas.

¹⁶¹ Gráfico de elaboración propia, análisis datos experimentales publicados [86].

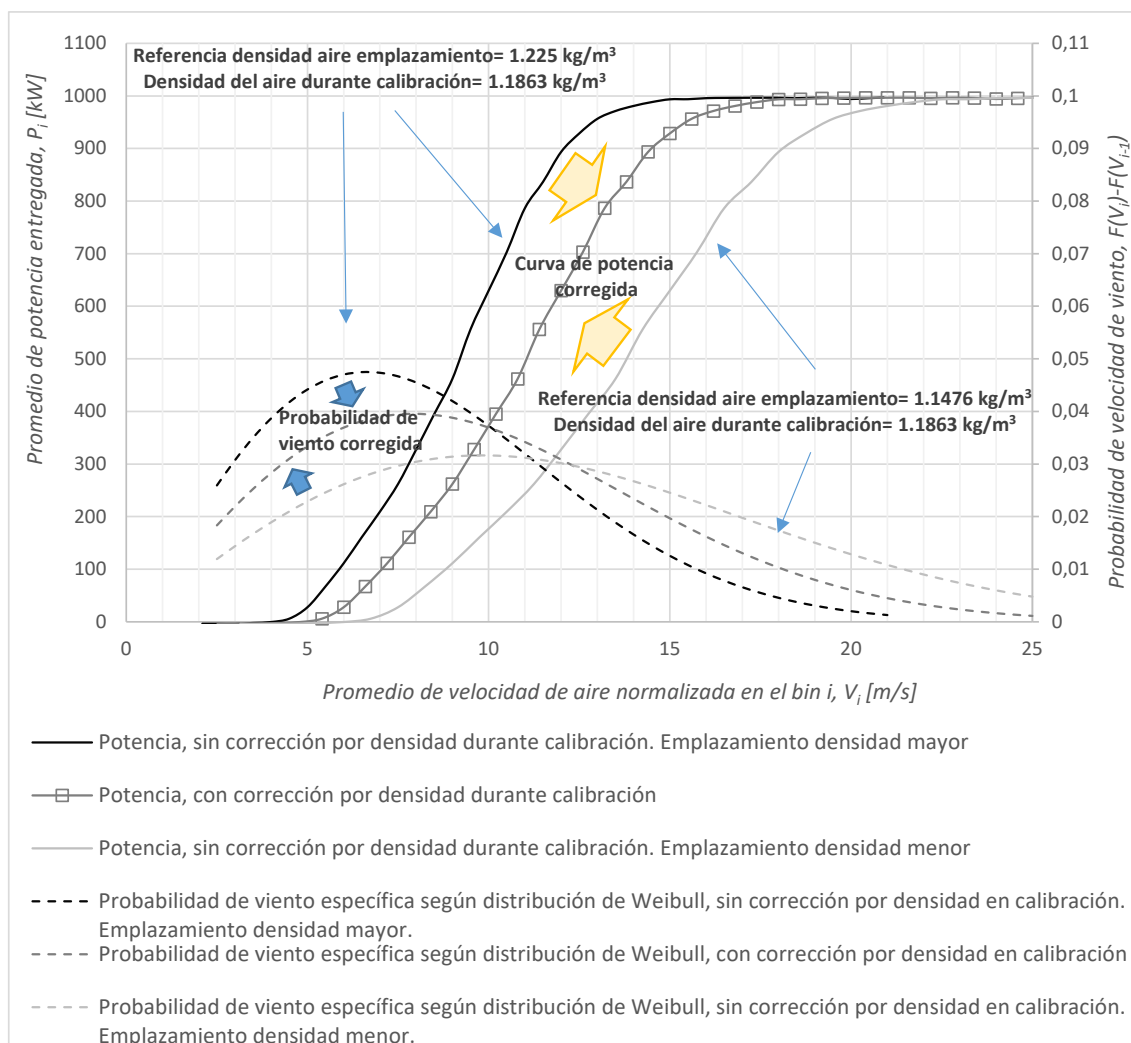


Fig. 129 Efecto de la corrección por densidad de calibración, en el cálculo de la AEP-específica.¹⁶²

Esto se comprueba en la Fig. 130, donde la energía anual es el área de cada una de las curvas representadas. Obtenidas de multiplicar en la Fig. 129 las curvas de potencia entregada y probabilidad de viento del mismo color. El área sale exactamente igual, las pequeñas diferencias se debe a que el área que supera la velocidad de corte de la máquina (25 m/s) no se contabiliza.

El problema es que para medir de forma simultanea ambas curvas con el mismo anemómetro, el emplazamiento debe existir físicamente, o medirse alguno existente en las inmediaciones; en ese caso contrario conocer la metodología de corrección de las curvas ayudará a estudiar adecuadamente aquellos emplazamientos susceptibles de explotación y en cuyas proximidades no haya instalada ninguna granja eólica.

¹⁶² Gráfico de elaboración propia, análisis datos experimentales publicados [86].

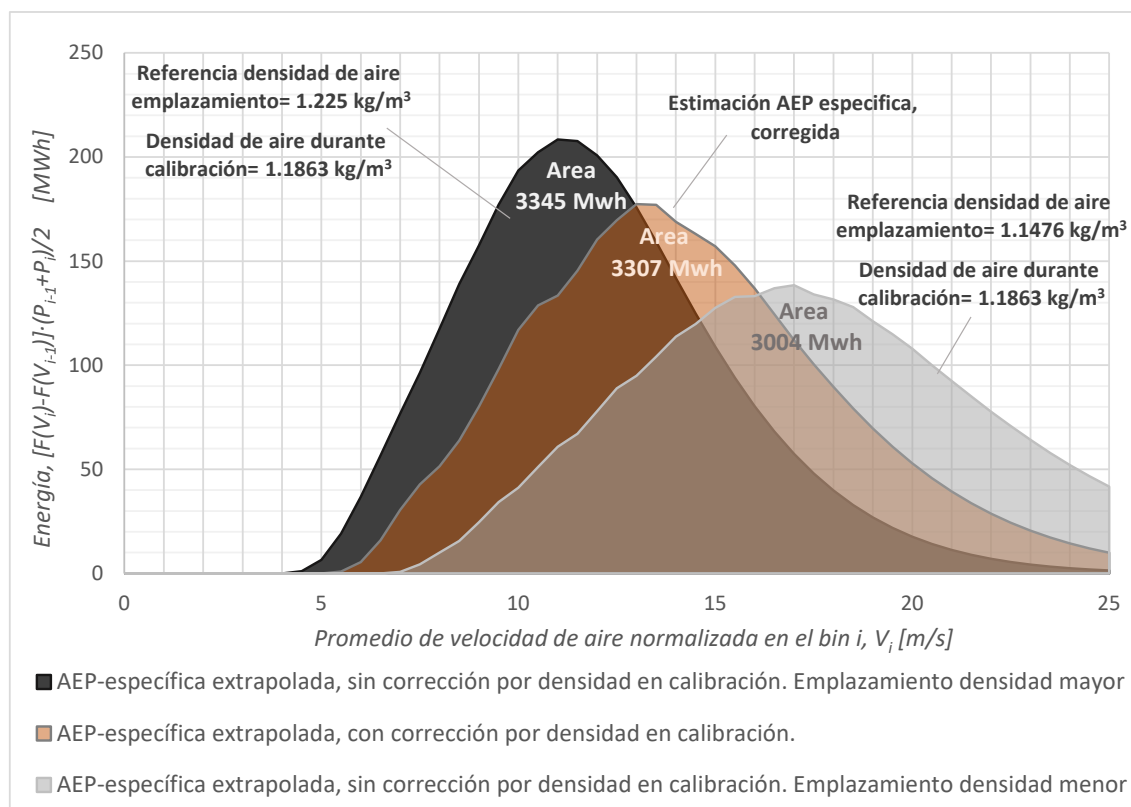


Fig. 130 Curvas de AEP, para distintas situaciones de densidad en el cálculo de la AEP-específica.¹⁶³

En la Fig. 131 se representan los cálculos de la AEP-específica y AEP-genérica, para cuantificar el efecto de las diferencias entre densidades en laboratorio y en campo.

Los cálculos de AEP-genérica, comparan en líneas verticales de velocidad, y por tanto entre corregir o no la diferencia es grandísima, si por ejemplo se analiza el caso de velocidades medias anuales de 8m/s, emplazamientos con densidad menor, casi duplicarán la AEP: de 1250 MWh sin corregir a 2400 MWh que probablemente entreguen en la realidad. En emplazamientos con densidad mayor las previsiones de 3250 MWh, deberían corregirse reduciéndolas hasta 2400 MWh.

En los cálculos de AEP-específica las previsiones de energía coinciden en todos los casos, siempre y cuando se use el mismo anemómetro para medir potencia entregada y viento.

La confusión en ese caso afecta a las velocidades medias anuales de los emplazamientos, pues ni hay en realidad 12 m/s en los emplazamientos con baja densidad, ni 8 m/s en los de alta densidad. Recuerdese que la hipótesis de partida utilizada en los cálculos era “si el mismo viento se midiese”, en emplazamientos con densidad distintas.

¹⁶³ Gráfico de elaboración propia, análisis datos experimentales publicados [86].

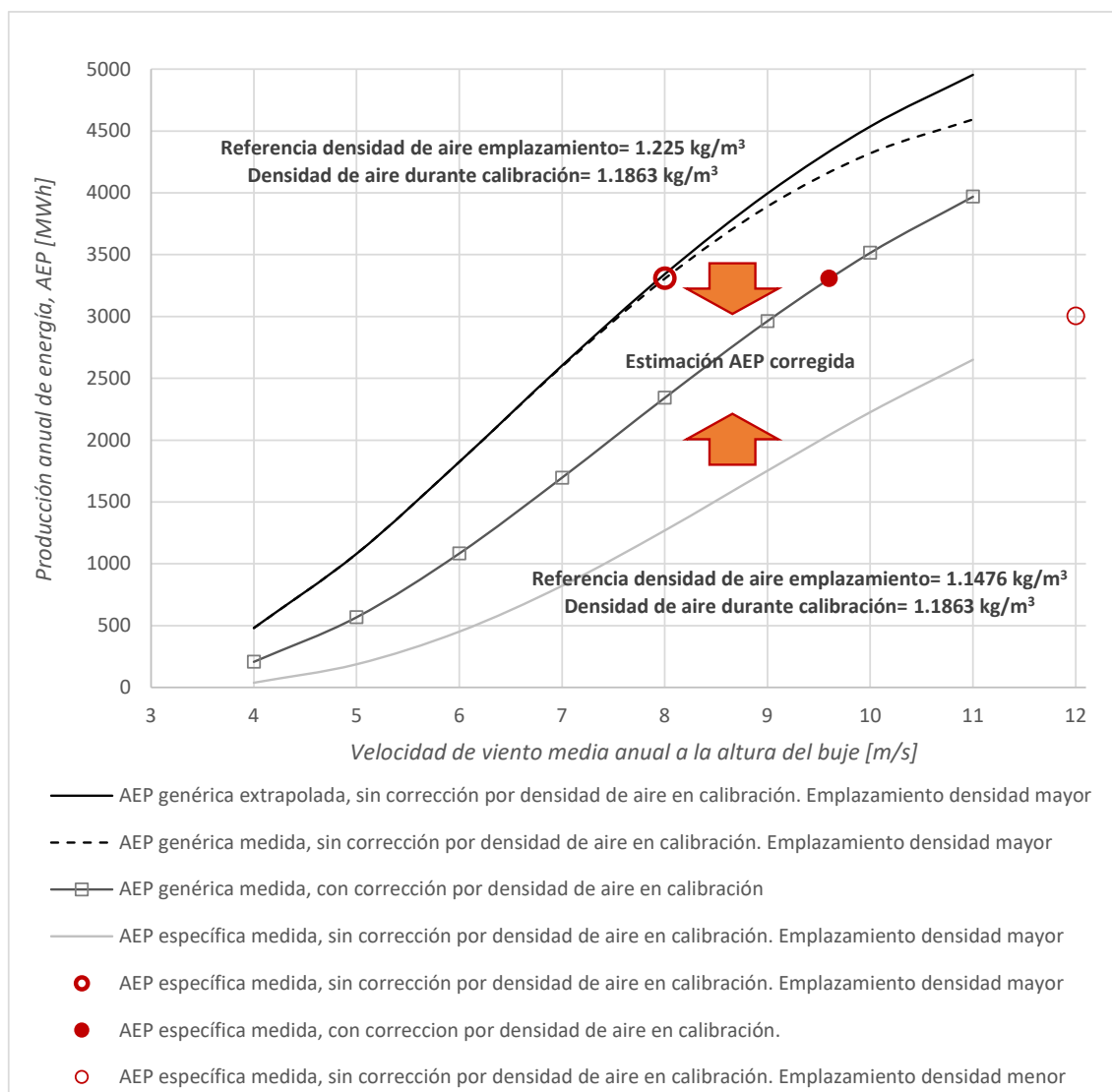


Fig. 131 Efecto de la corrección por densidad de calibración, en el cálculo de la AEP-genérica.¹⁶⁴

8.3. Conclusiones

Los anemómetros de cucharillas sometidos a un mismo viento tienen una frecuencia de rotación distinta dependiendo de las condiciones ambientales. Deberían en consecuencia plantearse correcciones a causa de las diferentes condiciones ambientales entre el lugar de uso de un anemómetro y el momento de calibración del mismo.

Se ha cuantificado dicha corrección sobre las lecturas de velocidad de viento para un anemómetro en particular, calibrándolo en función de pequeñas variaciones de densidad; las necesidades de corrección de las lecturas son del orden del 20%, para variaciones aproximadas de densidad del aire de 0.04 kg/m³. De tal forma que la corrección reduce la lectura en

¹⁶⁴ Gráfico de elaboración propia, análisis datos experimentales publicados [86].

emplazamientos en los que la densidad es menor que la de calibración, y aumenta la lectura en los casos en los que la densidad es mayor que la de calibración.

Se ha estudiado el efecto que tendría la no corrección de las lecturas del anemómetro cuando este se usa para medir curvas de potencia, el resultado son variaciones del 50% del coeficiente de potencia, C_p , cuando se mide la curva de potencia de la misma turbina en emplazamientos con densidades ligeramente inferiores o superiores a la densidad de calibración; por tanto se da la situación de curvas de potencia muy distintas para una misma turbina eólica dependiendo del lugar de medición de las mismas. Si se aplica la corrección propuesta la potencia nominal de la turbina se reduce en emplazamientos con densidades mayores, y aumenta en emplazamientos con densidades menores, de tal forma que la tendencia de los resultados de curvas de potencia para una misma turbina tiende a coincidir con independencia del emplazamiento donde esta se mida.

Esto implica que si no se corrigen las lecturas de los anemómetros por el concepto descrito, es imposible comparar las curvas de potencia de turbinas distintas, o incluso de la misma turbina cuando se mide con anemómetros calibrados en distintas condiciones ambientales.

De igual modo no se pueden comparar las curvas específicas de frecuencia de velocidad de viento estudiadas en lugares con distintas condiciones ambientales de referencia, no sin antes corregir los valores de la velocidad media anual representativos del emplazamiento o el factor de escala en caso de utilizar la distribución de Weibull.

Se ha demostrado igualmente que las estimaciones de AEP específica no precisan la corrección del anemómetro, pero solo cuando la curva de potencia medida y la frecuencia específica de velocidad de viento se determinan en el mismo emplazamiento y con el mismo anemómetro; por tanto esta situación solo es factible cuando se mide una turbina ya existente.

Por tanto la diferencia entre las condiciones ambientales de calibración y de uso de los anemómetros de cucharillas, constituyen un importante parámetro de influencia, que puede corregirse valorando la sensibilidad de cada equipo en particular a las variaciones de viscosidad cinemática. Otra opción es calibrar los anemómetros de cucharillas en función de la viscosidad cinemática del aire (o de la densidad del aire si el rango de variación es pequeño), de este modo se mejoraría la reproducibilidad de las mediciones de los anemómetros de cucharillas, pudiendo ser utilizados con mayor confiabilidad en las mediciones de las curvas de potencia, estudios probabilístico de velocidad viento y estimaciones de AEP.

9. Conclusiones generales.

Se enumeran los descubrimientos más destacados de esta tesis dedicada al desarrollo de potenciales energéticos renovables; concretamente eólicos.

1. El hallazgo más destacable es de naturaleza metrológica, y tiene gran repercusión en los cálculos de potencia y estimaciones de energía anual producida (AEP) de los generadores eólicos: cuantificar el efecto de las condiciones ambientales en la medición de velocidad de viento con anemómetros de cucharillas.

Se ha detectado que es la fricción de las cucharillas con el aire, la causante de que estos equipos calibrados en condiciones cuasi constantes de densidad, midan menos velocidad del aire en emplazamientos con densidades mayores a las de calibración, y más velocidad cuando se utilizan en entornos con densidades menores a las de calibración.

Algunos autores han anunciado recientemente que la densidad del aire es uno de los parámetros que más incertidumbre genera en los cálculos de AEP, porque se elevan al cubo las incertidumbres de la velocidad del aire. Tradicionalmente, los evidentes descuadres en la AEP se habían achacado a la turbulencia del viento, pero estudios posteriores consistentes en comparar anemómetros de cucharillas con anemómetros ultrasónicos, no llegan a confirmarlo.

En realidad el parámetro influyente es la viscosidad cinemática, así se ha demostrado calibrando un pequeño anemómetro haciendo uso de variables adimensionales. Los resultados experimentales a velocidad del aire constante en el túnel de viento, muestran con claridad la relación lineal inversa entre el número de Reynolds y el coeficiente de velocidad.

Usando dicha relación adimensional se obtiene que hasta 15 m/s, la función matemática entre velocidad del aire, frecuencia de rotación del anemómetro de cucharillas y viscosidad cinemática del aire, es un paraboloide hiperbólico. Bastaría calibrar los anemómetros con esta nueva ecuación para mejorar ostensiblemente los cálculos de potencia y AEP de los generadores eólicos; o al menos sería necesario realizar correcciones a las medidas realizadas con los anemómetros calibrados sin tener en cuenta este efecto.

2. Otro importante resultado de la presente investigación es la propuesta de una elaborada teoría de álabes rotantes, creada específicamente para turbinas de eje vertical con álabes rectos (S-VAWT), pudiendo además ser estos pivotantes (Pitch variable).

Partiendo de conceptos aerodinámicos básicos, analiza las variaciones del Pitch que consiguen el par máximo para las turbinas S-VAWT dependiendo del coeficiente de velocidad (denominado también BSR ó λ).

Esta teoría demuestra que el momento torsor de las S-VAWT varía conforme giran, de tal forma que cada álabe da lugar a dos picos muy acentuados de par a lo largo de cada vuelta.

Al estudiar la dirección de la velocidad relativa del viento (punto de vista del álabe), se comprueba que la posición fija de los álabes de la Darrieus clásica, es adecuada para BSR altos, $\lambda > 3$; mientras que se clarifica que es totalmente inadecuada para λ inferiores, haciendo imposible el auto-arranque que tiene lugar con ratios en régimen transitorio desde $\lambda = 0$.

Esta teoría concuerda con el comportamiento de las S-VAWT, y resuelve muchas de las dudas sobre las mismas, especialmente de la fase de arranque.

Remarcar que con la teoría de álabes rotantes, se ha deducido una expresión para estimar el COEFICIENTE DE POTENCIA máximo teórico según datos geométricos de una S-VAWT cualquiera, λ y el número de Reynolds. Este coeficiente se ha validado con datos de campo publicados de una turbina Giromill de 17m de diámetro probada en 1979.

3. Desarrollo de un nuevo mecanismo para la regulación de las turbinas eólicas verticales de álabes rectos pivotantes:

Partiendo de la teoría de álabes rotantes, no solo se formula un Pitch óptimo para distintos valores de λ , si no que se deducen las zonas de mayor influencia del mismo. Con esta información se idea un sencillo mecanismo de naturaleza centrífuga que regula el Pitch de las S-VAWT.

Las pruebas realizadas con las maquetas en el túnel de viento, demuestran la capacidad autónoma de arranque de la turbina S-VAWT con regulación centrífuga. Otra ventaja descubierta de este modelo es que no necesita ser orientado en la dirección dominante del viento.

Las grabaciones con cámara de alta velocidad revelan que el mecanismo regula mediante la interacción de la fuerza centrífuga y la fuerza aerodinámica. Las grabaciones muestran fehacientemente que el dispositivo propuesto modifica el Pitch del álabe a lo largo del recorrido circular, adaptándose a las distintas situaciones de velocidad de giro y velocidad de viento.

Se analiza experimentalmente la influencia que las variaciones del centro de gravedad modificado del álabe ejercen en el coeficiente de potencia, C_p . Los resultados obtenidos del C_p son bajos, pero cuadran con las previsiones teóricas deducidas para esta modalidad de turbinas: diámetros pequeños y $\lambda < 1$, no pueden aportar mejores resultados. Es necesario como mínimo trabajar con $\lambda \geq 2$, para que el C_p sea comparable con los modelos comerciales de generadores de eje horizontal.

4. Aplicación de técnicas de impresión 3D en la fabricación de álabes y maquetas aerodinámicas.

El mecanismo centrífugo se materializa en dos maquetas S-VAWT, una de $\varnothing$ 0.4 m y otra de $\varnothing$ 1.6 m.

En la fase de fabricación se comprueba que las técnicas de impresión 3D con deposición de hilo fundido son adecuadas para la fabricación de álabes, especialmente si son de pequeño formato (hasta 0.5 m), porque en ese caso los tiempos de impresión oscilan entre 2 y 9 horas dependiendo de la impresora; en cuanto a la masa, el resultado es similar o menor en comparación con otras técnicas de fabricación.

Para tamaños de álabes rectos de 1m de esbeltez los tiempos de impresión superan las 24 horas y la masa es del orden de 1000 gr; esta cifra podría reducirse eliminando el relleno, pero difícilmente será inferior a 500 gr.

5. Invención de un dispositivo para cuantificar físicamente la viscosidad cinemática y la densidad del aire húmedo.

En conexión con el primer punto de las conclusiones, el conocimiento de la función matemática que relaciona viscosidad-densidad del aire, con rotación dispositivos verticales y velocidad del aire, permite su uso como sistema metrológico para la determinación de la viscosidad cinemática y la densidad del aire.

Fijando la velocidad del aire se puedan cuantificar variaciones de densidad-viscosidad del aire ambiente, según las lecturas de frecuencia de rotación de cualquier tipo de dispositivo vertical que gire por acción del arrastre del viento.

Este planteamiento se ha redactado en la patente con número de solicitud P201830873, cuyo contrato de explotación se está ultimando.

General conclusions.

The present doctoral dissertation deals with the development of renewable energy potentials, in particular, with wind energy. The most important findings are presented as follows:

1. The most noteworthy finding is related to metrology and has a great impact on power calculation and Annual Energy Production (AEP) estimations of wind turbines: the effect of ambient conditions on the determination of wind speed via cup anemometers has been quantified.

It was demonstrated that the friction between air and cups decreases the value of wind speed provided by cup anemometers for those locations where the density is higher than that at the calibration laboratory, and vice versa.

Previous authors have recently highlighted that the air density is one of the parameters that generates more uncertainty in the AEP estimations, because the calculation of its uncertainty includes the third power of the wind speed uncertainty. Traditionally, the significant deviations in AEP were attributed to wind turbulence. Nevertheless, later studies dealing with comparing cup anemometers to ultrasonic ones don't reach the target of supporting this hypothesis.

In fact, the influential parameter is the kinematic viscosity. This affirmation was demonstrated through the calibration of a small cup anemometer based on dimensionless variables. Experimental results clearly show that, considering a constant wind speed within the wind tunnel, Reynolds number is linearly related to the inverse of Tip Speed Ratio (speed coefficient).

Taking into account the aforementioned dimensionless relationship, the mathematical function which relates wind speed, anemometer rotation frequency and air kinematic viscosity describes a hyperbolic paraboloid surface, up to 15 m/s. Including the new equation in the calibration process of cup anemometers would significantly improve the estimations of power and AEP of wind turbines; or at least it would be necessary to make corrections to the measurements provided by the cup anemometers which have been calibrated without taking into account this relationship.

2. Another important result of the present work is the development of an elaborated theory about rotating blades, which is focused on straight-bladed vertical wind turbines (S-VAWT) whose blades can rotate (Pitch variable).

Based on basic aerodynamic concepts, the theory analyses the Pitch variations that achieve the maximum torque for this kind of wind turbines depending on the speed coefficient (also called BSR or λ).

The developed theory demonstrates that the torque of a S-VAWT varies as it rotates, so that each blade provides two significant peaks of torque along each turn.

When studying the direction of the relative wind speed (blade point of view), it is verified that fixed blades (Darrieus wind turbine configuration) are suitable for high values of BSR ($\lambda > 3$); while it is totally inadequate for lower values of λ , because the selfstarting of the turbine would be impossible since this transient regime begins from $\lambda = 0$.

This theory satisfactory describes the behaviour of the S-VAWTs and solves many of the doubts about them, especially those related to the selfstarting.

It is noteworthy that, from this theory about rotating blades derived an expression to estimate the theoretical maximum power coefficient respect to geometrical data of a S-VAWT, λ and Reynolds number. This expression has been validated based on published data regarding a Giromill wind turbine of 17 m diameter, which was tested in 1979.

3. Development of a new mechanism for the regulation of rotating blades S-VAWTs.

Starting from the theory of rotating blades, not only the optimal Pitch is determined for a λ value, but also the areas of great influence of the Pitch. This finding allows developing a simple mechanic which regulates the Pitch of a S-VAWT.

Several prototypes of S-VAWT with centrifugal regulation were tested in two wind tunnels. The results of these tests show the capability of this turbine to selfstart. Another interesting finding is that this mechanism does not need to be oriented in the dominant direction of the wind.

High-speed camera recordings reveal that the mechanism regulates through the interaction of centrifugal force and aerodynamic force. The recordings show that the proposed device modifies the Pitch of the blade, along the circular path, according to rotation speed and wind speed.

The influence of the variation of blade centre of gravity on the power coefficient C_p is experimentally analysed. The C_p values tested are low but agree with the theoretical estimations for these kind of turbines: small diameters and $\lambda < 1$ cannot provide better C_p results. λ of these

turbines have to be at least ≥ 2 so that C_p would be comparable with commercial horizontal axis wind turbines.

4. Wind turbine prototypes via 3D printing techniques.

Blades and different components of two S-VAWT prototypes with centrifugal regulation (one of $\varnothing$ 0.4 m and another of $\varnothing$ 1.6 m) have been printed in Fused Deposition Modelled FDM machines.

Due to its capabilities to produce parts with different shapes at low cost and with good mechanical properties, 3D printing by FDM has proven its usefulness to obtain turbine blades with the same or less mass than others manufacturing techniques, if the height of the blade is up to 0.5 m.

The build time is the main drawback of this technique, for blades up to 0.5 m height, this building time is between 2 and 9 hours (depending on the print). For blades of 1 m height, the printing time exceed 24 hours and the mass is of the order of 1000 gr; the mass could be reduced by decreasing the printing infill, but it will hardly be less than 500 gr.

5. Development of a measurement system for kinematic viscosity and moist air density determination.

During the wind turbine experimental assessment, an interesting relationship of kinematic viscosity and moist air density with the rotation frequency of a cup anemometer was discovered. This means that a cup anemometer, or a similar vertical device with a rotation by wind drag, can measure kinematic viscosity and air density.

The abovementioned idea resulted in a patent with application number P201830873. A contract for its exploitation is under preparation.

10. Futuras líneas.

Construir un prototipo del densímetro/viscosímetro, con contador de vueltas electrónico, y realizar pruebas de comportamiento en túnel de viento.

Trabajar en un dispositivo que permita la fácil calibración del densímetro/viscosímetro patentado.

Trabajar en la estandarización de los procedimientos de calibración de anemómetros de cucharillas en función de la viscosidad cinemática

Estudio de la influencia de la fricción con el aire en comportamientos anómalos de las turbinas de eje vertical.

Estudio con parámetros adimensionales de la calibración de la medida directa de presión dinámica con anemómetros de cucharillas.

Analizar distintas configuraciones de las turbinas de eje vertical con regulación centrífuga (S-VAWT-cent), con el objetivo de conseguir coeficientes de potencia competitivos

Investigación de técnicas de fabricación que permitan fabricar álabes con peso reducido a bajo coste. Pues se ha detectado que la reducción de la masa de los álabes y las pérdidas en rodamientos son el punto de partida para la mejora del coeficiente de potencia de las S-VAWT centrífugas.

Referencias.

- [1] EPA (2018), Inventory of U.S. Greenhouse Gas Emissions and Sinks. EPA 430-R-18-003
- [2] IEA (2017), CO₂ Emissions From Fuel Combustion Highlights. International Energy Agency.
- [3] A. López-Nicolás, El liderazgo de la Unión Europea en Energías Renovables: El Paquete de Energía Limpia de la Comisión Europea. Cuadernos de Energía 55 (2018) 22-27.
- [4] Subdirección General de Planificación Energética y Seguimiento. “Plan de Acción Nacional de Energías Renovables de España”. (PANER) 2011-2020”, 30 junio 2010.
- [5] Comisión Europea, Libro Blanco “Para una estrategia y un plan de acción comunitarios: Energía para el futuro: Fuentes de Energías Renovables” COM (1997) 599 final, de 26 de noviembre de 1997.
- [6] Council of the EU (2015), EU position for the UN climate change conference in Paris: Council conclusions. Press release 657/15 18/09/2015
- [7] IRENA (2018), Renewable Power Generation Costs in 2017, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi.
- [8] OECD/IEA (2017), World Energy Outlook 2017. International Energy Agency.
- [9] IEA (2018), Renewables information: Overview. International Energy Agency.
- [10] IEA (2018), Electricity information: Overview. International Energy Agency.
- [11] GWEC (2018), Global Wind Statistic 2017. Global Wind Energy Council.
- [12] Global Solar Council (2018), Global Solar Power Industry 2018-2022. Solar Power Europe.
- [13] IHA (2018), Hydropower status report. International hydropower association.
- [14] E. Quintanilla, El papel de las energías renovables en Latinoamérica ante el cambio climático. Cuadernos de Energía 55 (2018) 7-21
- [15] S. Butterfield, W. Musial, J. Jonkman, P. Sclavounos (2007), Engineering Challenges for Floating Offshore Wind Turbines. Conference Paper NREL/CP-500-38776. Presented at Offshore Wind Conference.
- [16] G.J.M. Darrieus (1926), Turbine Having its rotating shaft transverse to the flow of the current. US1835018A.
- [17] R.E. Sheldahl, P.C. Klimas (1981), Aerodynamic Characteristics of Seven Symmetrical Airfoil Sections Through 180-Degree Angle of Attack for Use in Aerodynamic Analysis of Vertical Axis Wind Turbines. Prepared by Sandia National Laboratories SAND80-2114.
- [18] R.B. Noll, N.D. Ham, H.M. Drees, L.B. Nichols (1982), ASI/PINSON 1 kilowatt high reliability wind system development. Prepared by Aerospace Systems Inc. RFP-3046/1
- [19] M. Cahay, E. Luquiau, C. Smadja, F. Silvert (2011), Use of a Vertical Wind Turbine in an Offshore Floating Wind Farm. Offshore Technology Conference OTC 21705
- [20] J. Yen, N. Ahmed (2012), Improving safety and performance of small-scale vertical axis wind turbines Procedia Engineering, 49, 2012: 99-106

- [21] P.D. Chougule, S.R.K. Nielsen, B. Basu (2013), Active Blade Pitch Control for Straight Bladed Darrieus Vertical Axis Wind Turbine of New Design. *Key Engineering Materials*, 569-570, 2013: 668-675
- [22] D. Saeidi, A. Sedaghat, P. Almdari, A.A. Alemrajabi (2013), Aerodynamic design and economical evaluation of site specific axis wind turbines. *Applied Energy*, 101, 2013: 765-775
- [23] F. Saeed, I. Paraschimoiu (2003), A Straight-Bladed Variable-Pitch VAWT concept for improved power generation. *Proceedings of WIND2003- 24*
- [24] GWEC (2017), Global Wind Statistic 2016. Global Wind Energy Council.
- [25] K. Meier (2014), Hydrogen production with sea water electrolysis using Norwegian offshore wind energy potentials. *Int. J Energy Environ. Eng.* 5:104
- [26] W. Cater, B.M. Diong (2004), Model of a Regenerative Fuel Cell-Supported Wind Turbine AC Power Generating System. *IEEE IAS* 7803-8486, 2204: 2778-2785
- [27] EWEA (2018), Wind in Power 2017-Annual Combined onshore and offshore wind energy statistics. *Wineurope.org*, Bruselas.
- [28] IRENA (2018), Renewable Energy Statistics 2018, International Renewable Energy Agency (IRENA), Abu Dhabi.
- [29] WEC (2017), World Energy Resources: Hydropower 2016. World Energy Council (WEC)
- [30] WEC (2017), World Energy Resources: Wind 2016. World Energy Council (WEC)
- [31] WEC (2017), World Energy Resources: Solar 2016. World Energy Council (WEC)
- [32] WEC (2017), World Energy Resources: Bioenergy 2016. World Energy Council (WEC)
- [33] WEC (2017), World Energy Resources: Geothermal 2016. World Energy Council (WEC)
- [34] WEC (2017), World Energy Resources: Marine Energy 2016. World Energy Council (WEC)
- [35] R. Perveen, N. Kishor, S.R. Mohanty (2014), Off-shore wind farm development: Present status and challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29, 2014: 780-792
- [36] S.E. Hirdasi, W. Bai, D. Dessi, A. Ergin, X. Gu, et al. (2014), Loads for use in the design of ships and offshore structures. *Ocean Engineering*, 78, 2014: 131-174
- [37] T.Y. Liu, P.J. Tavner, Y. Feng, Y.N. Oiu (2013), Review of recent offshore wind power developments in China. *Wind Energy*, 16, 2013: 786-803
- [38] Main(e) International Consulting LLC (2013), Floating offshore wind foundations: Industry consortia and projects in the United States, Europe and Japan. An Overview. Mayo 2013
- [39] L. Castro-Santos, V. Diaz-Casas (2014), Life-cycle cost analysis of floating offshore wind farms. *Renewable Energy*, 66, 2014: 41-48
- [40] A. Myhr, C. Bierkseter, A. Agotnes, T.A. Nygaard (2014), Levelized cost of energy for offshore floating wind turbines in a life cycle perspective. *Renewable Energy*, 66, 2014: 714-728
- [41] GWEC (2018), Global Wind 2017 Report. Chapter four; A Snapshot of Top Wind Markets in 2017: Offshore Wind. 2018: 54-63

- [42] EWEA. How efficient are Wind Turbines? <http://www.ewea.org/wind-energy-basics/faq/>
- [43] A.R. Henderson, C. Morgan, B. Smith, H.C. Sorensen, R.J. Barthelmie, B. Boesmans (2003), Offshore Wind Energy in Europe. A Review of State-of-the-Art. *Wind Energy*, 6, 2003: 35-52
- [44] G. Betti, F. Marcello, G.A. Guagliardi, A. Marzorati, R. Scattolini (2014), Develop of a Control-Oriented Model of Floating Wind Turbines. *IEEE Transactions on control systems technology*, 22, 2014: 69-82
- [45] F. Yang, S. Li, L. Wang, S. Zuo, O. Song (2014), Adaptive Backstepping Control Based on Floating Offshore High Temperature Superconductor Generator for Wind Turbines. *Hindawi Publishing Corporation Abstract and Applied Analysis*, ID 139752
- [46] J.M. Jonkman (2009), Dynamics of Offshore Floating Wind Turbines-Model Development and Verification. *Wind Energy*, 12, 2009: 459-492
- [47] A. Cordle, J. Jonkman (2011), State of the Art in Floating Wind Turbine Design Tools. Conference Paper NREL/CP-5000-50543. Presented at the 21st International Offshore and Polar Engineering Conference
- [48] J. Jonkman, T. Larsen, A. Hansen, T. Nygaard, K. Maus et al. (2010), Offshore Code Comparison Collaboration within IEA Wind Task 23: Phase IV Results Regarding Floating Wind Turbine Modelling. Conference Paper NREL/CP-500-47534. Presented at European Wind Energy Conference
- [49] M.A. Bhutta, N. Hayat, A.U. Uzair Faroop, A. Zain, S. Jamil, Z. Hussain (2012), Vertical axis wind turbine- A review of various configurations and design techniques. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 2012: 1926-1939
- [50] L. Lazauskas (1992), Three Pitch Control Systems for Vertical Axis Wind Turbine Compared. *Wind Engineering*, 16-5, 1992: 269-282
- [51] I. Paraschivoiu, O. Trifu, F. Saeed (2009), H-Darrieus Wind Turbine with Blade Pitch Control. *Hindawi Publishing Corporation Abstract and Applied Analysis*, ID 505343
- [52] T. Kiwata, T. Amada, T. Kita, S. Takata, N. Komatsu, S. Kimura (2010), Performance of a Vertical Axis Wind Turbine with Variable-Pitch Straight Blades utilizing a Linkage Mechanism. *Journal of Enviroment and Engineering*, 5-1, 2010: 213-225
- [53] S.C. Roh, S.H. Kang (2013), Effects of a blade profile, the Reynolds number, and the solidity on the performance of a straight bladed vertical axis wind turbine. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27-11, 2013: 3299-3307
- [54] J.D. Anderson Jr (2011), *Fundamentals of Aerodynamics*, McGraw-Hill Series in Aeronautical and Aerospace Engineering, fifth edition.
- [55] I.H. Abbott, A.E. Von-Doenhoff (1959), *Theory of wing sections*, Dover Publications, New York.
- [56] L. Zhang, Y. Liang, X. Liu, J. Guo (2014), Effect of blade pitch angle on aerodynamic performance of straight-bladed vertical axis wind turbine. *J. Cent. South University*, 21, 2014: 1417-1427
- [57] R. Firdaus, T. Kiwata, T. Kono, K. Nagao (2015), Numerical and experimental studies of a small vertical-axis wind turbine with variable-pitch straight blades. *Journal of Fluid Science and Technology*, 10-1
- [58] H. Beri, Y. Yao (2011), Double Multiple Stream Tube Model and Numerical Analysis of Vertical Axis Wind Turbine. *Energy and Power Engineering*, 3, 2011: 262-270

- [59] A. Shires (2013), Development and Evaluation of an Aerodynamic Model for a Novel Vertical Axis Wind Turbine Concept. *Energies*, 6, 2013: 2501-2520
- [60] J.J. Miao, S.Y. Liang, R.M. Yu, C.C. Hu, T.S. Leu, J.C. Cheng, S.J. Chen (2012), Design and Test of a Vertical-Axis Wind Turbine with Pitch Control. *Applied Mechanics and Materials*, 225, 2012: 338-343
- [61] A.H. Soni (1974), *Mechanism Synthesis and Analysis*. Robert E. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida.
- [62] E. Torrecilla-Insagurbe (2012), *El gran libro de Catia*. Ediciones técnicas Marcombo, Barcelona, España.
- [63] X. González-Freixer (2013), *Módulo de cinemática DMU de Catia V5*. Ediciones técnicas Marcombo, Barcelona, España.
- [64] W. Tjiu, T. Marnato, S. Mat, M.H. Ruslan, K. Sopian (2015), Darrieus vertical axis wind turbine for power generation I: Assessment of Darrieus VAWT configurations. *Renewable Energy*, 5, 2015: 50-67
- [65] J.B. Wheatley (1937), Simplified aerodynamic analysis of the Cyclogiro rotating-wing system. NACA-National Advisory Committee for Aerodynamics. Technical note 467
- [66] Q. Zhang, H. Chen, B. Wang (2010), Modelling a simulation of two leaf semi-rotary VAWT. *Zhongyuan Institute of Technology*, 2010: 389-398
- [67] F.L. Ponta, J.J. Sminara, A.D. Otero (2007), On the aerodynamics of variable-geometry oval-trajectory Darrieus wind turbines. *Renewable energy*, 32, 2007: 35-56
- [68] M.A. Kamoji, S.B. Kedare, S.V. Prabhu (2009), Performance tests on helical Savonius rotors. *Renewable Energy*, 34, 2009: 521-529
- [69] R.J. Preen, L. Bull (2013), Towards the Evolution of Novel Vertical Axis Wind Turbines. *IEEE Transactions on control systems technology*, 13, 2013
- [70] K. Olasek, P. Wiklac (2014), Application of 3D printing technology in aerodynamic study. *Journal of Physics: Conference Series*, 530 012009
- [71] L.W. Traub (2013), Effect of Rapid-Prototyped Airfoil Finish on Loading at Low Reynolds Numbers. *Journal of Aircraft*, 50, 1
- [72] S. Daneshmand, A.A. Nadooshan, C. Aghanajafi (2008), Evaluation of FDM Rapid Prototyping with ABSi Material for Airfoil Design. *Advanced manufacture: Focusing on new and emerging technologies*, 594, 2008: 249
- [73] K. Basset, R. Carriveau, D.S.-K. Ting (2015), 3D printed wind turbines part 1: Design considerations and rapid manufacture potential. *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 11, 2015: 186-193
- [74] P. Sean, P. Russell (2015), Rapid Prototyping of Small Wind Turbine Blades Using Additive Manufacturing. PRASA RobMech, Port Elizabeth, South Africa. November 26-27
- [75] I. Gibson, D.W. Rosen, B. Stucker (2010), *Additive Manufacturing Technologies-Rapid Prototyping to Direct Digital Manufacturing*. Springer, New York Heidelberg, Dordrecht London
- [76] F. Guerrero-Villar, E. Torres-Jimenez, R. Dorado-Vicente, J.I. Jiménez-González (2015), Development of Vertical Wind Turbines via FDM Prototypes. *Procedia Engineering*, 132, 2015: 78-85

- [77] C. Gasdaska, VR. Jamalabad, D. Dalfonzo, T. Paterson, L. Xue, L. Poandl (1999), Direct manufacture of saptially engineered components for aerospace applications by fused deposition of ceramics. Solid freeform fabrication proceedings, 1999: 825-832
- [78] A. Iftikhar, M. Khan, K. Alam, et al. (2013), Turbine Blade Manufacturing Through Rapid Tooling (RT) Process and Its Quality Inspection. Materials and manufacturing processes, 28, 5, 2013: 534-538
- [79] R. Clavel (1989), Une nouvelle structure de manipulateur parallèle pour la robotique legère. Journal Européen des Systèmes Automatisés, 23, 6, 1989: 501-519
- [80] S. Chun (2011), Air Speed Measurement Standards Using Wind Tunnels. Wind Tunnels and Experimental Fluid Dynamics Research. Prof. Jorge Colman Lerner (Ed.) InTech.
- [81] B. Zamora Parra, A. Viedma Robles (2016), Máquinas hidráulicas teoría y problemas. CRAI UPCT Ediciones. ISBN: 978-84-16325-19-1
- [82] M. El-Samanoudy, A.A.E. Ghorab, Sh.Z. Youssef (2010), Effect of some design parameters on the performance of a Giromill vertical axis wind turbine. Ain Shams Engineering Journal 1, 2010: 85-95
- [83] R. Howell, N. Qin, J. Edwards, N. Durrani (2010), Wind tunnel and numerical study of a small vertical axis wind turbine. Renewable Energy, 2010: 412-422
- [84] J.M. Mercado-Colmenero, M.A. Rubio-Paramio, F. Guerrero-Villar, C. Martin-Doñate (2018), A numerical and experimental study of a new Savonius wind rotor adaption based on producto design requirements. Energy Conversion and Management, 158, 2018: 210-234
- [85] F. Guerrero-Villar, E. Torres-Jiménez, R. Dorado-Vicente, L. Lesnik (2016), Estudio mecánico de un Generador Eólico de Eje Vertical basado en análisis dimensional. Universitas Miguel Hernández. Pg: 1120-1129
- [86] I.E.C.I.W.t. part, E. 12–1: power performance measurements of electricity producing wind turbines, I.-International Standard, Geneva, Switzerland, Wind turbines – part 12–1: power performance measurements of electricity producing wind turbines, IEC 61400-12-1, 2018.
- [87] Y. Jin, P. Ju, C. Rehtanz, F. Wu, X. Pan (2018), Equivalent modeling of wind energy conversion considering overall effect of pitch angle controllers in wind farm. Applied Energy 222, 2018: 485-496.
- [88] A. Sedaghat, A. Hassanzadeh, J. Jamali, A. Mostafaeipour, W.-H. Chen (2017), Determination of rated wind speed for maximum annual energy production of variable speed wind turbines. Applied Energy 205, 2017: 781-789.
- [89] A.G. Lira, P.A.C. Rosas, A.M. Araújo, N.J. Castro (2016), Uncertainties in the estimate of wind energy production. Energy Economics Iberian Conference, 2016, Federal University of Rio de Janeiro.
- [90] E. Roibas-Millan, J. Cubas, S. Pindado (2017), Studies on Cup Anemometer Performances Carried out al IDR/UPM Institute. Past and Present Research. Energies, 10, 2017: 1860
- [91] S. Díaz, J.A. Carta, J.M. Matías (2018), Performance assessment of five MCP models proposed for the estimation of long-term wind turbine power outputs at a target site using three machine learning techniques. Applied Energy, 209, 2018: 455-477.
- [92] S. Pindado, A. Sanz, A. Wery (2012), Deviation of Cup and Propeller Anemometer Calibration Results with Air Density. Energies 5, 2012: 683-701.

- [93] S. Pindado, E. Vega, A. Martínez, E. Meseguer, S. Franchini, I. Pérez-Sarasola (2011), Analysis of calibration results from cup and propeller anemometers. Influence on wind turbine Annual Energy Production (AEP) calculations. *Wind Energy*, 14, 2011: 119-132.
- [94] C.M. St Martin, J.K. Lundquist, A. Clifton, G.S. Poulos, S.J. Schreck (2016), Wind turbine power production and annual energy production depend on atmospheric stability and turbulence. *Wind Energy Science (Online)* 1, 2016.
- [95] L. Kristensen, G. Jensen, A. Hansen, P. Kirkegaard (2001), Field Calibration of Cup Anemometers. Riso National Laboratory. Roskilde (Dinamarca), 2001, Riso-R-1218(EN).
- [96] MATRAS Atmosphere & Solar Radiation Modelling Group. <http://matras.ujaen.es/en/index.php>. Meteorological Station Database: <http://www.ujaen.es/dep/fisica/estacion/estacion3.htm>
- [97] JCGM/WG1, Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement, International Organization for Standardization, Geneva, (Switzerland), 2008.
- [98] A. Picard, R.S. Davis, M. Gläser, K. Fujii (2008), Revised formula for the density of moist air (CIPM-2007). *Metrologia*, 45, 2008: 149-155.
- [99] L-O. Becerra, M.E. Guardado (2003), Estimación de la incertidumbre en la determinación de la densidad del aire. CENAM, 2003.
- [100] E. Mason, L. Monchick (1965), Survey of the equation of state and transport properties of moist gases. *Humidity and Moisture: Fundamentals and Standards*, 1965: 257-272.
- [101] J. Kestin, J. Whitelaw (1964), The viscosity of dry and humid air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 7, 1964: 1245-1255.
- [102] A.J. Zuckerwar, R.W. Meredith (1985), Low-frequency absorption of sound in air. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 78, 1985: 946-955.
- [103] O. Frost Hansen , S. Ole Hansen y L. Kristensen (2012), Wind Tunnel Calibration of Cup Anemometers. AWEA Wind Power, Conference Paper, Atlanta, jun 2012.

Anexo I

Proyectos de eólica marina flotante (FOWT¹⁶⁵) en desarrollo a nivel mundial

¹⁶⁵ FOWT: Acrónimo en inglés de “Floating Offshore Wind Turbine”, turbina eólica marina flotante.

La información ha sido obtenida de las páginas web oficiales realizadas por los promotores del proyecto, y de noticias publicadas en prensa de divulgación general.

Para completar la información se puede consultar la referencia de Maine International Consulting [38]

El presente documento se editó en julio de 2014, desde entonces las fechas de inauguración de algunos de ellos ha sido modificada.

Name of the project	Promoter	Place assembled	Place deployed	Deep water	Timing	Wind Turbine	Platform topologies	Anchoring type fixing	
HYWIND Full scale Operational	Hydro: Statoil(NW) Siemens(GE)	NORWAY Åmøy Fiord near Stavanger (North sea)	NORWAY in a place 11km from the coastal city of Karmøy	220m	Deployed-Jun 09	SWT-2.3-82 SIEMENS	Spar: One submerged column	three mooring stress	
					Conexened-Jul10	Power: 2,3MW	1700 Tn Accomodate ballast		
					¿disconnected?	Hub height: 65m			
						Diameter: 82m			
						5300 Tn			
FORWARD First Phase 11-13 Full scale prototype	Marubi Corporation: Mitsubishi Hitachi Furakawa ... University of Tokyo	JAPAN The Chiba factory of Mitsui Engineering and Shipbuilding Co. in Ichihara, Chiba Prefecture.	JAPAN Onahama Port in Iwaki, Fukushima Prefecture	120m	Deployed-Jun 13	Downwind turbine HITACHI	Compact Semi-Sub Floater Height: 32m (ASL)	Mooring 6 catenaries (Iron Chains)	
					Conexened-Nov13	Power: 2 MW			
					¿disconnected?	Hub height: 65m (ASL)			
						Diameter: 80m			
FORWARD Second Phase 14-15 Full scale prototype	Marubi Corporation: Mitsubishi Hitachi Furakawa ... University of Tokyo		JAPAN Fukushima	120m	Deployed-Aug 13	25MVA Floating Substation	Advanced Spar	66 KV Undersea Cable	
					Deployed Conexed ¿disconnected?	Hydraulic Turbine MITSUBISHI			
						Power: 7 MW			
						Hub height: 105m (ASL)			
						Diameter: 164m			
					Deployed Conexed ¿disconnected?	Hydraulic Turbine MITSUBISHI			
						Power: 7 MW			
						Hub height: 105m (ASL)			
						Diameter: 164m			
						Hydraulic Turbine MITSUBISHI			
			JAPAN Fukushima		Deployed	Hydraulic Turbine MITSUBISHI	Advanced Spar	Mooring 8 catenaries	
					Conexed				
					¿disconnected?				

Information on the different projects have been obtained from the official project websites or the media sources

GOTO Half & Full scale Prototype	MOE Japan Hitachi Fuyo University of Kyoto		JAPAN in a place 1km from Kabashima Island, Goto City, Nagasaki	99m	Deployed-Jun12 Conexened-Aug12 ¿Disconnected?	Half scale Power: 100kW Hub height: 23m (ASL) Diameter: 22m	Spar: One submerged column 37m height 4m diameter	
WINDFLOAT Operational 20M €	WindPlus JV Principle Power (USA), EDP (PT), A.SILVA MATOS (PT), REPSOL, VESTAS. FAI (PT)	PORTUGAL Lisnave Shipyards, in Setubal	PORTUGAL In a place 5km from "Póvoa de Varzim" Aguçadoura Wave Farm	45 m	Deployed-Oct11	VESTAS V80 Power: 2 MW	Spar: One submerged column 76m height 8m diameter	Four lines Two in the column with turbine. "asymmetric mooring"
Principle's Coos Bay (30 MW) Precommercial 28M \$	Principle Power (USA), Siemens, MacArthey Underwater Technology, Houston Offshore Engineering, American Bureau of Shipping, National Renewable Energy Laboratory (NREL), Det Norske Veritas.	USA	USA In a place 30 km off Coos Bay	366m	Deployed 2017	SIEMENS 5 * Power: 6 MW	Semi-submersible type floating foundation. Tri-column triangular platform. Turbine on one column	Four lines Two in the column with turbine. "asymmetric mooring"

Information on the different projects have been obtained from the official project websites or the media sources

TLB B TLB X3 Tension Leg Buoy	University of Life Science in Norway						Stabilizing system consisting of six taut fibre ropes held by three Vertical Load Anchors (VLA) Minimal motion 445 Tn 521 Tn	
Blue H First Phase Down scale Prototype	Blue H Technologies (UK)		ITALY In a place 21,3 km off the south coast (Tricase wind farm)	113m	Assembled-Dic07 Deployed-Jul08 Decommissioned- Jan09	80 kW Two wings	Floating offshore tension-legged platforms ("TLPs")	SDP System
Blue H Second Phase Full scale Prototype	Blue H Technologies (UK)		ITALY In a place 21,3 km off the south coast (Tricase wind farm)	113m	Assembled_08 Deployed-12	2 MW	Floating offshore tension-legged platforms ("TLPs")	SDP System
Blue H Third Phase Commercial 92 MW: 2*2,5 23*3,5 1*7,5	Sky Saver Blue H Technologies (UK) Dufenergy (IT)		ITALY In a place 21,3 km off the south coast (Tricase wind farm)	113m	2014	92 MW: 2* 2,5MW 23* 3,5MW 1* 7,5MW	Floating offshore tension-legged platforms ("TLPs")	SDP System
SWAY I Down scale 1:6 test model	Sway (NW)	NORWAY Coast Center Base (CCB) is located at Ågotnes in Fjell municipality, near Bergen.	NORWAY in a place 7km from CCB		Assembled_Feb11 Deployed-Mar11 Out for Repairs+Electric- Dic11 Redeployed-May12	15kW Diameter: 13m Downwind rotor	Spar Floater: One submerged column. Total eight: 29m (including tower)	One mooring stress. Tension leg spar: one tendon attached to a suction anchor
SWAY II Full scale	Sway (NW) Metcentre (NW)/Marine Energy Test Centre AS	NORWAY	NORWAY in a place 11km from the coastal city of Karmøy	200m	2014	2,6 MW Hub height: 60m (ASL)	Spar Floater: One submerged column 60m 1100 Tn	One mooring stress

Information on the different projects have been obtained from the official project websites or the media sources

SeaTwirl Prototype III down-scaled	Sea Twirl (SW) University of Gothenburg Chalmers University of Technology Others	SWEDEN	SWEDEN near Halmstad on the Swedish west coast		Deployed-Aug11	Vertical Wind Turbine: The new design is storing energy as a flywheel and by transporting water it can be charged and uncharged even after the wind has stopped blowing. Total height: 10m	
Ideol (Pool prototype)	Ideol (FR) Gamesa (SP) Stuttgart University Demeter Partners SOFIMAC Partners group	FRANCE			2011 Pool test $\geq$ waves up to 25m height and wind up to 90 km/h	IDEOL floater to feature exceptional hydrodynamic and motion performances compared to other surface floaters. Compatible with any commercial offshore wind turbines without modification Scalable and flexible construction	Compatible with IDEOL patented mobility solution, to eliminate wake losses
Emerge 4M€	Tecnalia (SP) Acciona Energía (SP) Iberdrola Renovables (SP) UPV UCA	SPAIN	SPAIN Bay of Biscay	50m		ALSTOM 3MW	
WINFLO	Nass & Wind DCNS Vergnet IFREMER ENSTA- Bretagne	FRANCE Brest	FRANCE Le Croisic (Brittany peninsula)	35m	2013 Demonstrator design phase 1MW 2014 full scale 2-3MW Future, Groix 5MW	VERGNET 1MW Adapted version	Tri-floater sub- structure
WIND LENS Scale model	Kyushu University	JAPAN	JAPAN 600 m from shore Akata Bay		Deployed 4/12/11 One Year		
TLWT Tension Leg Wind Turbine	IDEAS					Tri-floater sub- structure	3 Vertical tendons Held by suction anchors A second catenary mooring system

Information on the different projects have been obtained from the official project websites or the media sources

Anexo II

“Development of Vertical Wind Turbines via FDM Prototypes”

Desarrollo de Turbinas Eólicas Verticales mediante prototipos FDM.

Publicado en la revista científica Procedia Engineering de la editorial Elsevier, disponible en Science Direct con [https://doi.org/ 10.1016/j.proeng.2015.12.482](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.12.482).

ISSN: 1877-7058

Año 2015

Q2 Scopus: 126/262 General Engineering

(Fuente: <https://www.scopus.com/sources>)



The Manufacturing Engineering Society International Conference, MESIC 2015

Development of Vertical Wind Turbines via FDM Prototypes

F. Guerrero-Villar^{a,*}, E. Torres-Jimenez^a, R. Dorado-Vicente^a, J.I. Jiménez-González^a

^a*Department of Mechanical and Mining Engineering, University of Jaén, Campus Las Lagunillas A3, Jaén 23071, Spain*

Abstract

In the present work, we propose to design and manufacture a specific Vertical Axis Wind Turbine (VAWT) prototype in order to evaluate its performance when some geometrical parameters are modified. The key idea is to take advantage of additive manufacturing flexibility to print the main components in an easy way and at low cost. Prototype size (scale 1:250, with respect to a 2 MW wind turbine) is small enough to be tested in a 40 cm x 40 cm wind tunnel. We use a Fused Deposition Modeling (FDM) machine to print the prototype, which is previously designed via CAD software. Different tests have been performed to determine an adequate printing configuration, mainly regarding how layer height influences roughness and printing time. Main dimensions, roughness and weight of the printed pieces were measured and finally, parts of highest quality were used to assemble a working prototype. The methodology presented in this paper shows it is possible to manufacture a wind turbine prototype with the following characteristics: flexibility to modify the design throughout the course of the investigation, low cost and low time needed to obtain the components with enough quality.

© 2015 The Authors. Published by Elsevier Ltd. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

Peer-review under responsibility of the Scientific Committee of MESIC 2015

Keywords: Vertical Axis Wind Turbine; Azimuthal variation of pitch blade angle; Fused Deposition Modelling; Floating Offshore Wind Turbines; Computer Aided Design

1. Introduction

In the recent years, the offshore wind energy has been developed worldwide. This kind of renewable energy is being supported by European governments fundings, e.g. through the H2020 framework programme for research and innovation, counting with numerous examples of projects in Germany, France and Great Britain [1], whose aim is to decrease the European Community's energy dependency, although this goal is still far from being achieved [2].

* Corresponding author. Tel.: +34-953-212-867; fax: +34-953-212-870.

E-mail address: mgvillar@ujaen.es

On the other hand, the offshore wind energy can be divided into two categories, based on the type of windmill, namely, bottom-founded windmills and floating windmills. The latter type is rising the interest of those countries whose coasts are deep, as demonstrate the large amount of research proposal being investigated in Japan, Italy, USA, Norway, Spain and Portugal, among others [3].

The floating offshore wind energy is still under development, and the performance of windmill prototypes are still being investigated in test facilities. Some of those full-scale facilities consist of arrays of floating horizontal axis wind turbines (HAWT). However, HAWTs are mainly optimized for onshore applications, what creates some structural and performance problems along with a high cost [4].

Considering those difficulties, the development of vertical axis wind turbines (VAWT) constitutes an interesting approach, since its kinematics and dynamics might be advantageous with regard to the structural design of the offshore assembly. In this sense, VAWTs are historically less developed than HAWTs [5], what encourages us to manufacture and test a VAWT prototype (Darrieus's type) in order to evaluate its suitability for offshore applications.

In the present work, we propose to design and manufacture a particular VAWT model. This prototype will be used to evaluate its performance when some geometrical parameter are modified, which avoid performing time-consuming and computational demanding three-dimensional numerical simulations of the flow around the turbine. This experimental approach might represent a more realistic option to test the performance of different VAWT geometries in an easy and low-cost way. The methodology proposed is intended to open the research field in wind turbines, because we will show that expensive equipment are not needed.

From the point of view of design, and in line with the idea exposed above, we have developed a transformable prototype model, with the aim at testing a large number of geometrical configurations, being it possible to evaluate advantages and inconveniences of several versions.

Regarding the manufacturing process, the methodology employed constitutes a novel way when compared with other research prototypes, since the use of a 3D printer allows to reduce the size. The latter translates into a lower material investment and shorter manufacturing time, with respect to aluminum, carbon fiber or wood models [6]. Thus, the present work demonstrates that rapid prototyping tools allow the manufacturing of models with a more affordable and reasonable budget.

Prototype design

The key idea is to develop and manufacture a flexible and cheap Darrieus turbine mock-up, which might help to test different geometrical wind turbine configurations. Regarding its flexibility to perform meaningful experiments, we have based our design on the main parameters studied in recent research works for VAWT [7]. We summarize below the main parameters taken into account in our study:

- Diameter
- Number of Blades
- Type of Blades (NACA series)
- Chord of Blades
- Azimuthal variation of pitch blade angle [8]

Design constraints

The mock-up design has been performed considering the following constraints:



Fig. 1. Wind tunnel

- The model must be a Darrieus-type wind turbine, which has been selected due to its suitability for Floating Offshore Wind Farms.
- Printed components size is limited to 200x200x150 mm, in the X, Y and Z directions respectively, which corresponds to the working zone of the BCN3D Printer.
- Mock-up final size included within the limits 400x400 mm (Y, Z axes); which correspond to the wind tunnel testing section that will be employed in future research with the actual prototype. View Fig. 1.
- Pre-installed prototype size contains within a vertical cylinder of 200 mm diameter; to allow access to the wind tunnel testing area.
- Use of standardized components, e.g. screws, nuts, bearings, etc; as an overall design rule, since it translates into a lower manufacturing cost.
- To minimize the overall budget through an appropriate model design.

Design tools

The prototype has been designed using a CAD software, and more precisely, Catia Version V5 (R19). The reasons for this choice are [9]:

- A powerful parametric design, which allows the automatic modification of the dimensions characterizing the model. This feature will translate into a considerable time reduction if the parameters are updated based on the research results obtained with the first prototype.
- A good working accuracy, given by a wide working interval (from 1 m to 100 km), and a narrow precision of fit, between 0.01 micron and 0.1 mm. (Table 1.)
- The kinematics toolbox performs mechanisms simulations, allowing a deep analysis of movements and numerical results, such forces, velocities and accelerations.
- Great capability to define complex surfaces, achieving shapes of quality.
- Software widely used worldwide by numerous companies.

Table 1. Catia V5R19 Accuracy.

Scale Work range	Maximum accuracy	Maximum range
Small Scale	0.01 micron	1m
Standard Scale	1 micron	1 km
Large Scale	0.1 mm	100 km

Design description

With the aim at mounting turbines with a varying number of blades, we have designed 3 types of 60 mm diameter wheels that allow to mount between 2 and 8 supporting devices for the blades; you can view Fig. 2.

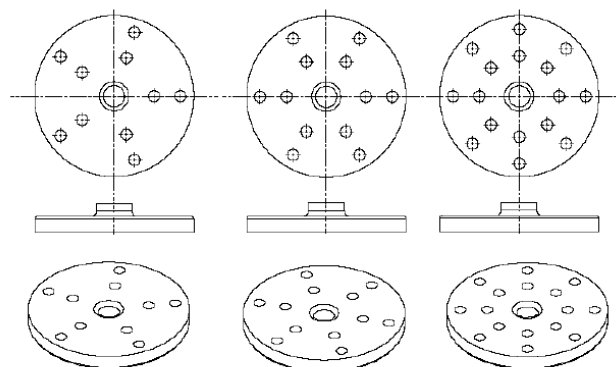


Fig. 2. Wheels designed for the mount of a variable number of blades.

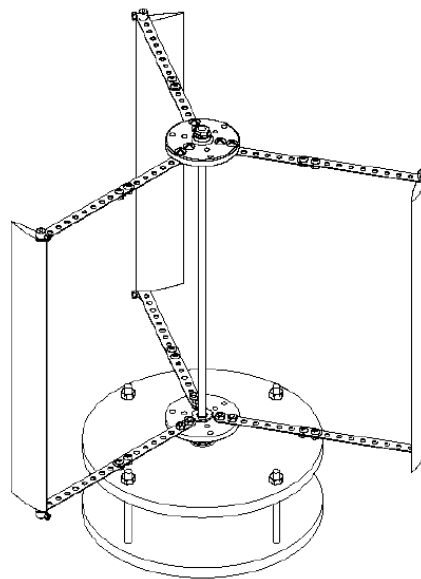


Fig. 3. Prototype general view

Regarding the blades, we have chosen symmetric NACA profiles, since they have been proven to be the most suitable for Darrieus-type wind turbines [7]. More precisely, we have designed the blades using the profiles described in Table 2.

Table 2. NACA profiles used.

NACA 0012	NACA 0015	NACA 0018	NACA 0021
Blade Chord length: 30, 40, 50 mm	Blade Chord length: 30, 40, 50 mm	Blade Chord length: 30, 40, 50 mm	Blade Chord length: 30, 40, 50 mm

In particular, blades have been conceived to be used for a straight type VAWT, i.e. we have considered straight cylindrical elements, parallel to the vertical axis, for each NACA section. These sections count with a height of 270 mm, divided into two 135 mm halves, in order to accomplish with the size constraints imposed by the BCN3d Printer. Besides, some standardized commercial elements have been included in the prototype design; see Table 5.

As far as the blade supporting arms are concerned, they have been built by joining two strips of 90 and 110 mm respectively, obtaining this way a variation in the rotation radius ranging from 45 to 175 mm, with 10 mm increments, since these strips counts with 4 mm diameter holes, whose centers are located 10 mm away from each other's.

Furthermore, we have designed a supporting device with two circular 19,5 mm diameter basis, which are mounted 6 cm away from each other. They allow not only an easy introduction in the tunnel, but more importantly, a smooth vertical spin of the turbine axis (by means of two 22 mm diameter bearings). The turbine axle is 390 mm high, and, in order to simplify the installation, consists of a metric 6 screwed bar. The assembly is depicted in Fig. 3.

Rapid prototyping via FDM

According to the design discussed in Section 2, blades and wheels are the only non-standard components, which help to manage solidity and efficiency as well. These are potentially the elements with the greatest manufacturing cost and therefore our candidates to be printed using a rapid prototyping technique.

Fused Deposition Modelling (FDM) is an additive technology where a plastic material (usually PLA or ABS) is fused and extruded through a nozzle. This nozzle, ruled by a CNC program, fills layer by layer the volume of a component. FDM technology was developed in the early nineties and nowadays it has become the most commonly

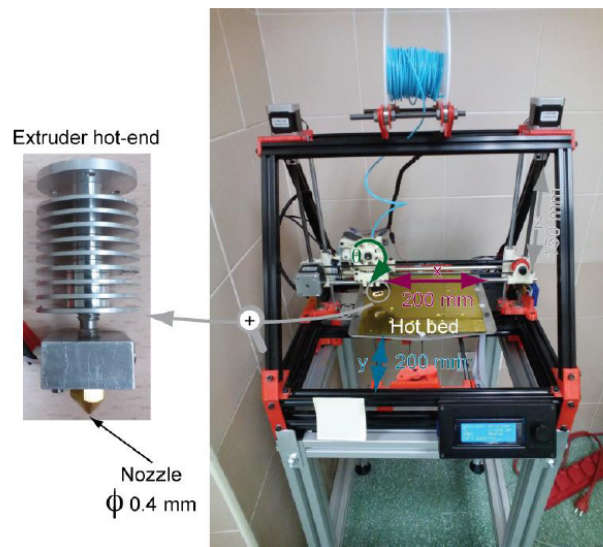


Fig. 4. Main characteristics of the 3D printed used

used Additive Manufacturing (AM) technique.

Gibson et al. [10] point out the characteristics of FDM technology. Regarding the advantages:

- Wide range of materials.
- Adequate mechanical properties; FDM provides stronger polymer parts than other AM processes.
- Low cost machines and materials compared to other AM processes.

The nozzle head inertia limits its acceleration leading to the main FDM disadvantage: a low operation speed.

FDM printer characteristics

Blades and wheels are printed in a BCN3D machine, Fig. 4. This printer is based on reRap project, which provides hardware designs and software to control different printer variants [11]. These machines can be assembled with minimum cost and tools. An assembled machine, similar to the BCN3D model, costs around 900 €.

G-code generation

We have to define the printer parameters to control part finishing. The printer runs a G-code program, which includes parameter values and the extruder path. There are several applications that provide automatically the previous G-code from an STL version of a CAD file.

Because of its simple interface and its accessibility (it is an open-source application), we have used Repetier host to define the main printing parameters and to get the G-code program. It shows the interface of this package and its main tools such as visualization, object placement, slice and G-code generation, and manual printer control.

The input to Repetier software is a part or model in StereoLithography STL format. It is a discretized version of the original CAD model. We convert blades and wheel CAD model into STL format with a maximum deviation of 0.007 mm.

Regarding slice and G-code generation, Repetier uses Slicer plugin, which slices the object and generates the G-code to print a part according the user parameter definitions. Table 1 shows the selected values for the main process parameters.

An example of the G-code generated, and the simulated layer deposition for the wheel part is shown at Fig. 5.

After testing a set of parameter values, we observe that those of Table 3 provide adequate part finishing, shape and dimensions in a reasonable time (always lower than 3 hours/part). Note that layer height is probably the most important variable because it influences the number of layers (and therefore printing time) and the part roughness. Fig. 6, shows the differences between 0.2 mm and 0.4 mm layer heights.

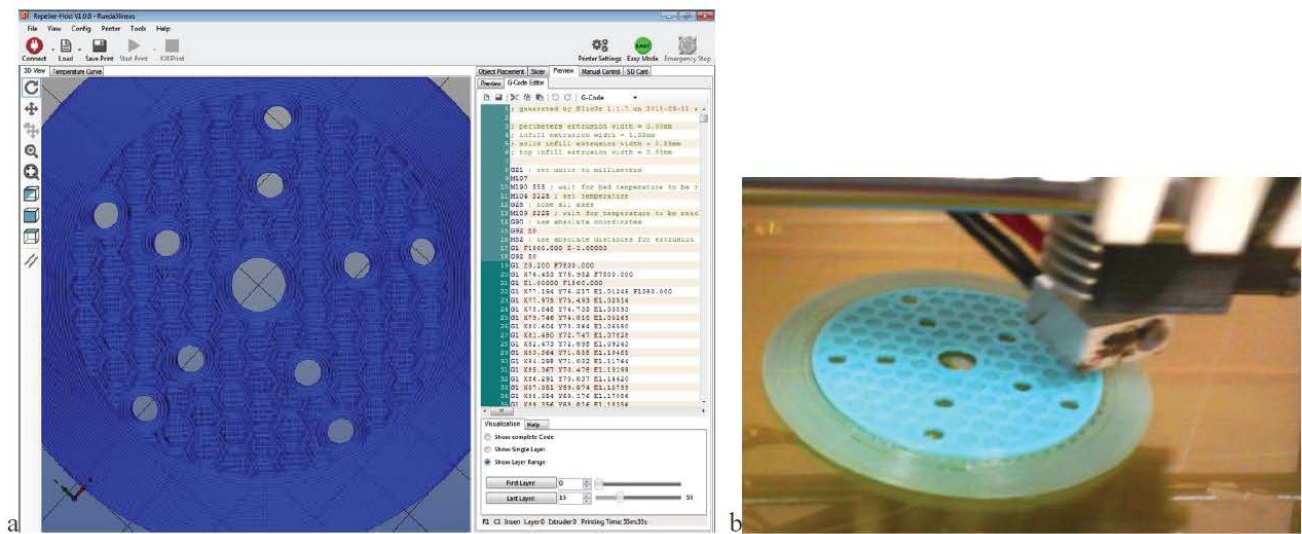


Fig. 5. (a) G-code generated and deposited filament for layer 0 through layer 15; (b) actual piece during printing.

Table 3. Main printing parameter values.

Property	Wheels	Blades
STL deviation (mm)	0.007	
Material	PLA	
Layer height (mm)	0.2	
Temperature Hot-end (°C)	225	
Temperature Hot-bed (°C)	55	
Infill (mm)	0.4	0.8
Fill pattern	Honeycomb	Rectilinear

Main steps for FDM printing

INPUT: a STL file with the discretization of the CAD model of our goal component. For high quality reduce the deviation between CAD model and STL version increasing the number of triangles.

Add the STL piece into Repetier or similar software and configure the printing parameters such as layer height, temperature, feed rate etc.

Automatically slice and generate the G-code to control the process.

Send and run the aforementioned G-code in the 3D printer.

Developed prototype

This section is devoted to present the assembled VAWT prototype. Fig. 7 shows the actual mockup and the CATIA design. Note that, the assembly is straightforward and the number of components is low. Moreover, we have

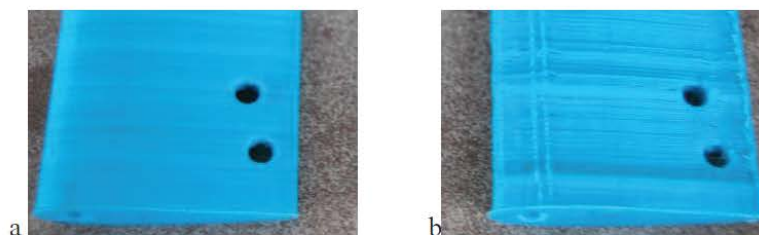


Fig. 6. Blade printed with a layer height of: (a) 0.2 mm; (b) 0.4 mm.

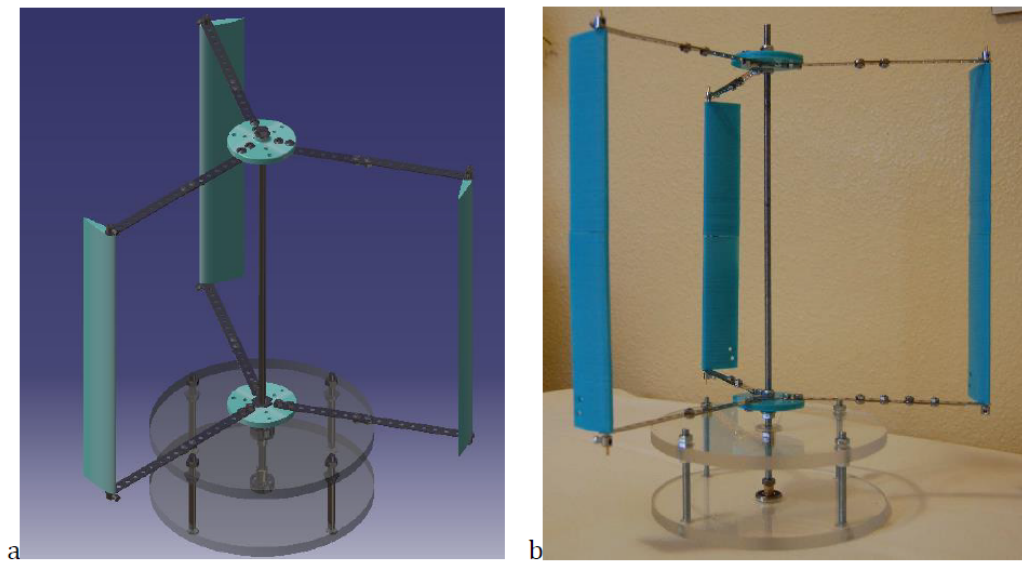


Fig. 7. (a) Catia design; (b) actual mockup

Table 4. Measured parameters of printed pieces. Blades 1-3 & wheels 1-2 were chosen for our prototype (Fig. 8)

		Height (mm)	Width (mm)	Weight (g)	Roughness (μm)	Material Cost (€)	Layer Height (mm)	Printing Time (hours:min)
Blade: Height 270 mm, Width 7 mm	Blade 1	269.09	6.94	44	13.268	0.90	0.2	6:00
	Blade 2	269.05	6.87	44	14.292	0.90	0.2	6:00
	Blade 3	269.68	7.00	46	13.382	0.92	0.2	6:00
	Blade 4	269.64	7.42	52	26.861	1.04	0.4	3:00
	Blade 5	269.09	7.49	48	31.72	0.96	0.4	3:00
	Blade 6	269.52	7.37	50	31.282	1.00	0.4	3:00
		Diameter(mm)	Thickness(mm)					
Wheel: Diameter 60 mm, Thickness 6 mm	Wheel 1	59.20	6.04	11		0.22	0.2	1:00
	Wheel 2	59.32	6.06	10		0.20	0.2	0:30
	Wheel 3	59.31	5.89	12		0.24	0.4	0:30

measured a set of parameters in order to get an idea of the used printer limits. Table 4 portrays those measurements.

The deviation between nominal and actual dimensions are less than 1% for those parts printed with a layer height of 0.2 mm. Regarding the cost, we have estimated the material cost from the part weight, so that biggest components (blades) cost around 0.9 €. The most expensive components are the bearings, which are priced at 9 euros each one. The Table 5 shows the prototype cost depending on blades number.

Conclusions

Summarizing, this work presents a product development method based on FDM rapid prototyping, and applied to produce scaled Vertical Wind Turbines VAWT. The great cost of experimental VAWT can impede to open the research about this technology. Low cost prototypes as the presented here can contribute to overcome this drawback.

Most components of our design are standard part. Non-standard components (blades and wheels) are developed in other to test its influence in the system behaviour. In order to test the influence of different solidity values in VAWT performance, FDM technique has been used to manufacture blades and wheels components.

FDM is a low cost and flexible additive manufacturing technology. Printing process can be performed almost automatically. There are several software solutions to transform a CAD model in STL format to the necessary g-

code. We use the open-source program Repetier, which slices and generates a G-code file with the user preferences. Printer parameters have to be adjusted in order to get an adequate result. The layer height is the main parameter affecting surface finishing.

Some parameters related to the non-standard components printing process have been measured in order to illustrate the capabilities of the method. Those parameters are: height, weight, roughness, printing time, energy and raw material cost. All parameters results support the feasibility of the proposed methodology.

Table 5. Prototype cost depending on blades number

Component	Items	€/ud	Blades number						
			2	3	4	5	6	7	8
Bolt M6 Height 80mm + Nut M6	4	0.27	1.08	1.08	1.08	1.08	1.08	1.08	1.08
Nut M6 with Collar	4	0.18	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72
Tread 608.2RS	2	9.5	19.00	19.00	19.00	19.00	19.00	19.00	19.00
Methacrilate A3 sheet 10mm	1	12	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00
Threaded Axle 6mm	395mm	1.02	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40
Nut M6 with Collar	2	0.18	0.36	0.36	0.36	0.36	0.36	0.36	0.36
Nut M6 autoblock	2	0.25	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
Brass split anchor	2	0.25	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
Threaded nut with spines	6	0.47	2.82	2.82	2.82	2.82	2.82	2.82	2.82
Bolt M4 12mm Height + Nut M4	4*Blades number	0.26	2.08	3.12	4.16	5.20	6.24	7.28	8.32
Strip 90mm	2*Blades number	0.4	1.60	2.40	3.20	4.00	4.80	5.60	6.40
Strip 110mm	2*Blades number	0.5	2.00	3.00	4.00	5.00	6.00	7.00	8.00
Bolt M4 8mm (Allen) + Nut M4	4*Blades number	0.25	1.00	1.50	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00
Brass 2mm tube	290mm *Blades n	2.7	1.57	2.35	3.13	3.92	4.70	5.48	6.26
Wire rope clip	2*Blades number	0.93	3.72	5.58	7.44	9.30	11.16	13.02	14.88
Wheels (raw material)	6	0.24	1.44	1.44	1.44	1.44	1.44	1.44	1.44
Blades (raw material)	-	0.9	1.80	2.70	3.60	4.50	5.40	6.30	7.20
Prototype cost (without labor) €			52.59	59.47	66.35	73.24	80.12	87.00	93.85

References

- [1] G. Corbetta, A. Mvistrova, A. Ho, J. Guillet, I. Pineda, The European offshore wind industry—key trends and statistics 2014, European Wind Energy Association. (2015).
- [2] F.R. Sigüenza, La reforma del mercado eléctrico europeo, Cuadernos de energía. (2015) 35-53.
- [3] A. Bossler, Floating Offshore Wind Foundations: Industry Consortia and Projects in the United States, Europe, and Japan, An Overview. Main(e) International Consulting. (2013).
- [4] M Cahay, E Luquiau, C Smadja, F Silvert, Use of a vertical wind turbine in an offshore floating wind farm, (2011).
- [5] M.M.A. Bhutta, N. Hayat, A.U. Farooq, Z. Ali, S.R. Jamil, Z. Hussain, Vertical axis wind turbine—A review of various configurations and design techniques, Renewable and Sustainable Energy Reviews. 16 (2012) 1926-1939.
- [6] M. El-Samanoudy, A. Ghorab, S.Z. Youssef, Effect of some design parameters on the performance of a Giromill vertical axis wind turbine, Ain Shams Engineering Journal. 1 (2010) 85-95.
- [7] S. Roh, S. Kang, Effects of a blade profile, the Reynolds number, and the solidity on the performance of a straight bladed vertical axis wind turbine, Journal of Mechanical Science and Technology. 27 (2013) 3299-3307.
- [8] I. Paraschivoiu, O. Trifu, F. Saeed, H-Darrieus wind turbine with blade pitch control, International Journal of Rotating Machinery. 2009 (2009).
- [9] E.T. Insagurbe, El gran libro de CATIA, Marcombo 2013.
- [10] I. Gibson, D.W. Rosen, B. Stucker, Additive manufacturing technologies, Springer 2010.
- [11] <http://www.reprap.org>.

Anexo III

“A numerical and experimental study of a new Savonius wind rotor adaptation based on product design requirements”

Estudio experimental y numérico de una nueva adaptación del rotor eólico Savonius en base a criterios de producto.

Publicado en la revista científica Energy Conversion and Management de la editorial Elsevier,
disponible en Science Direct: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.058>.

ISSN: 0196-8904

ISSNe: 1879-2227

Año 2017

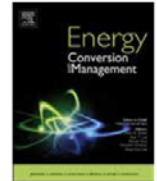
Factor de impacto 2017: 6.377 (Índice JCR)

<http://jcr.incites.thomsonreuters.com> 11/97 Q1 WOS



Contents lists available at ScienceDirect

Energy Conversion and Management

journal homepage: www.elsevier.com/locate/enconman

A numerical and experimental study of a new Savonius wind rotor adaptation based on product design requirements

Jorge Manuel Mercado-Colmenero^a, Miguel Angel Rubio-Paramio^a, Francisca Guerrero-Villar^b, Cristina Martin-Doñate^{a,*}^a Department of Engineering Graphics Design and Projects, University of Jaen, Spain^b Department of Mechanical Engineering, University of Jaen, Spain

ARTICLE INFO

Keywords:

Savonius wind rotor
Rotor shape
CFD
Wind tunnel testing
Sustainable product development

ABSTRACT

This paper presents the numerical-experimental study carried out on a new rotor adapted from a Savonius rotor. Aesthetic, ergonomic and functional requirements have been incorporated into it in order to be part of sustainable consumer products. The new rotor consists of a parametric model adaptable to the dimensions and geometry of the products which it will be part of. A set of translation, symmetry, rotation and scaling operations have been applied to the bucket sections of the Savonius rotor by means of transforming the initial cylindrical buckets into topological surfaces with an organic shape. The new modified Savonius rotor and the conventional Savonius with the same Aspect Ratio have been tested in an open jet wind tunnel in order to verify the influence level of product design parameters on rotor performance, in terms of power coefficient, torque coefficient and mechanical power generated. Experimental tests have been carried out for Reynolds values in the range of $[3.430 \cdot 10^4 \text{ and } 1.419 \cdot 10^5]$. A numerical analysis using an incompressible unsteady Reynolds average Navier Stokes model has been validated by means of the experimental results. Experimental and numerical results coincide with a 3.5% error. The behavior of the turbine has been analyzed by varying the angle of rotation for the sections of its buckets. Using a rotation angle of 45° the power coefficient values improve by 32% compared to the values obtained using an angle of 0° . The rotor has been dimensioned for its application in a patented consumer product of small dimensions and requirements of lateral accessibility to its interior. Under these limited conditions the rotor meets the small-scale energy requirements of the product. The new rotor is designed as an aid to the energy consumption of the product in which it is incorporated, maintaining the advantages of a conventional Savonius rotor as self-starting, easy manufacture and maintenance, obtaining at the same time a product that sells better, is more able to integrate into its environment and is customizable for the consumer.

1. Introduction

Industrial design is a differentiating factor of the product nowadays and a vital strategy tool for the companies, with the function of innovating and creating future markets. Consumers demand products that have little environmental impact, both in their manufacture and during use throughout their life cycle. This fact can become an advantage for a company that designs products that help reduce pollution levels, thus fulfilling the requirements of new generations of consumers. One of the main sources of environmental impact is the energy consumed by the products. Reviewing the design from the functional point of view, looking for opportunities in the reduction of the energy consumption or evaluating the way to generate energy consumption by means of a better geometry can present great advantages.

Wind energy is one of the renewable energy sources capable of generating clean energy economically [1] being a feasible alternative to reduce the dependency on conventional energy sources [2]. Wind energy has been adapted by industries and accommodated by individual users due to its availability, ease of maintenance and low cost operation [3]. In recent years, horizontal-axis turbines have focused research given their high level of aerodynamic efficiency [4], requiring complex design criteria [5]. In contrast, vertical axis turbines have other advantages such as their ability to generate power at relatively low wind speeds [6], simple installation and maintenance [7], ease of manufacture, and a low risk of damage to birds. Savonius rotors fall within the scope of vertical rotors characterized by generating a high starting torque in any wind direction even at low speed [8], being highly silent by operating at a very low tip speed ratio. As a particular advantage,

* Corresponding author at: Campus Las Lagunillas, s/n, Building A3-210, 23071 Jaen, Spain.

E-mail addresses: jmercado@ujaen.es (J.M. Mercado-Colmenero), marubio@ujaen.es (M.A. Rubio-Paramio), mgvillar@ujaen.es (F. Guerrero-Villar), cdonate@ujaen.es (C. Martin-Doñate).<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.058>

Received 6 September 2017; Received in revised form 12 December 2017; Accepted 16 December 2017

Available online 09 January 2018

0196-8904/ © 2017 Elsevier Ltd. All rights reserved.

ratio is in a value of 0.167 for a single-stage rotor. There are many papers [18] regarding the study of the overlap ratio, establishing the optimal values of this parameter in the range of [0.15–0.25].

The number of buckets in the Savonius rotors is an effective parameter which influences the starting torque but at the same time can decrease the value of C_p . The reason is that the increase of the convex area of the buckets in a given position tends to reduce the torque difference of the concave sides, which eventually affects the value of C_p . Saha et al. [20] determined that the optimal number of buckets is 2 for a Savonius rotor either of 1, 2 or 3 stages. Ali et al. [25] conducted a comparative experimental study of a 2 and 3 bucket rotor, concluding that the rotor with two buckets is more efficient and has a higher power coefficient than the rotor with three buckets, with the same test conditions. Mahmoud et al. [26] tested rotors of 2, 3 and 4 buckets with different aspect ratios, and without overlap between the buckets. As a conclusion to their research, he determined that the rotor of two buckets for one and two stages and with different aspect ratios provided better performance than rotors with three and four.

The performance of the Savonius rotor can also be improved by introducing several Savonius rotors in different stages. A multi-stage rotor is characterized by having several rotors at different heights which incorporate an angular displacement between them. The most important improvement of introducing rotors in several stages is to generate a more uniform torque throughout the 360°. However, the fact of having rotors in several stages means that the value of C_p decreases. Jian et al. [24] obtained a level of decrease of power when using a rotor of two stages of 20% less than when using a single stage rotor. Hayashi et al. [27] designed a new three-stage rotor with a 120° phase-shift angle in order to decrease torque variation and improve starting features. Although the rotor they developed needs to make improvements in the aspect ratio at each stage, the three-stage rotor without guide has better torque features than the single-stage rotor with guides for a tip speed ratio greater than 0.8. Menet et al. [28] tested Savonius rotors in different stages, obtaining as a result that the coefficient of starting torque of the double-stage rotor is never negative, regardless of the direction of the wind, and never near to the value 0. In this way, the rotor starts after a period without wind. They also found good angular stability of the dynamic torque during rotor operation.

The addition of curtains in front of the rotor significantly improves its performance. The curtains are placed in order to reduce the negative torque caused by the return bucket and increase the power coefficient. Suitable angles for the curtains plates are $\alpha = 45^\circ$ and $\beta = 15^\circ$. Altan et al. [29] designed a curtains to improve the low level of efficiency of Savonius wind turbines. Their design avoids negative torque in the convex bucket of the rotor. In a later study [30] Altan et al. introduced a straight flap which reduces the effects of the compression of the flow within the bucket so that the rotor performance is increased. Based on such optimizations it achieves a power coefficient increase of about 20%. Mohamed et al. [31] positioned an obstacle to protect the return bucket of the Savonius turbine and better drive the orientation of the flow towards the advance bucket. In this way it obtains a considerable improvement of the performance of the Savonius turbines, with a relative increase in the power coefficient of more of 27%. The performance of a Savonius rotor can be improved using multiple quarter blades. Sharma et al. [32] added multiple quarter blades to conventional configuration, observing an improvement in the coefficient of power of 8.89% to 13.69% for different inlet velocities over the conventional configuration. In a later study Sharma et al. [33] quantify the effect of layered multiple miniature blades on the coefficient of power of a Savonius rotor using simulation software, observing an improvement in COP spanning of between 8.1% and 11.34% with the modified configuration. Korprasertsak et al. [34] proposed an optimal design of wind boosters for vertical axis wind turbines at low speed. The wind booster comprises a number of guide vanes, which are mounted around a VAWT. The guide vanes direct wind to impact VAWT blades at effective angles while passages between each guide vane are arranged to

accelerate wind. The guiding and throttling effects of the wind booster are able to increase angular speed, leading to an increase in the mechanical power of the VAWT.

The use of end plates in the design of the rotor also improves the performance of the Savonius rotor. Alexander et al. [35] studied the effect of the end plates on the performance of the Savonius rotor, obtaining a high power coefficient. To improve the performance of the rotor, a value of the diameter of the end plates 10% higher than the diameter of the buckets D_b , is recommended for a rotor with an aspect ratio of 1.0 [18].

Vertical axis turbines combine functional performance with a strong aesthetic component. The use of this kind of rotor allows the introduction of geometric requirements in its technical specifications which often have an important role in the placement of rotors inside protected areas [36]. Coastal and mountainous areas are optimal for the location of vertical rotors due to wind conditions, however these locations tend to be areas of a high visual impact which can make a poorly harmonic design not suitable for these locations. Vertical rotors have the advantage of operating in a turbulent mode and with low wind speed [37]. They are optimal for use in cities [38], urban areas [39], sub-urban and remote areas [40] since its installation is possible in the top of many buildings [41]. Vertical axis wind turbines have the greatest future prospects among all wind technologies for small-scale power generation in the built environment [42]. In addition, the electrical production of the vertical rotors works in a distributed way, managing a large number of small renewable sources as if it were a single larger source, like a virtual power plant. These reasons make vertical rotors suitable for introduction into products for smart cities whose objective is to use resources efficiently, saving energy and improving the environmental footprint [43]. Working on the design of a rotor involves taking into account its appearance, but also incorporating this quality into the achievement of a good technical performance. Wind rotors and specifically vertical rotors are ideal components of consumer products because of their symmetrical topology and small-scale energy requirements. The introduction of technical specifications of the aesthetic and ergonomic type relates the product to the user, allowing it to operate in an intuitive and simple way although the product incorporates a highly complex technology. The current trend in design is to create products which are integrated into the environment. Thus incorporating an aesthetic value in the rotors helps to improve the natural and architectural environment, while humanizing a complex technology [44]. EcoDesign is a growing trend that integrates multifaceted aspects of design and environmental considerations. The objective is to create sustainable solutions that satisfy human needs and desires [45]. Following these lines of work some researchers have designed vertical rotors capable of incorporating aesthetic-ergonomic criteria used in the design of products for the design of the geometry of their buckets, maintaining their technical performance. The vertical rotor described in the patent [46] uses the value of the golden Ratio as the dimensioning parameter of its buckets. The topology of the buckets in the rotor is given by a convex surface generated from logarithmic spirals obtained from the value of the golden ratio. In this regard, the patent [47] describes a vertical rotor whose buckets consist of a spiral-shaped frame whose dimensions are also based on the values of the golden ratio. Unfortunately both rotors do not meet the requirement of lateral accessibility to their inside zone, and are therefore difficult to apply to consumer products.

Introducing aesthetic criteria in vertical rotors at the commercial level is a growing trend nowadays. The Hercules rotor of the Enessere company [48] introduces harmonic requirements into its design, offering great advantages in its setting inside any landscape context, even one of high aesthetic prestige. This rotor has recently been awarded the 2016 Silver Design Award [49]. For the particular use of Savonius rotors adapted to consumer products, the newly constructed artificial tree L'arbre du Vent [50] operates as a small local power generating network in which each bucket (Aeroleaf) is a small wind turbine. The Aeroleaf is

able to take advantage of the slightest wind breeze regardless of the direction of origin, this being optimal for the use of the product in an urban environment. The organic and biomimetic modeling [51] of the surface of the buckets makes them integrate into the environment, differentiating them from the conventional ones. The Wind Tulip turbines from the Leviathan Energy Company [52] are vertical rotors of the Savonius type, which combine aerodynamics and industrial design in the same way, requiring low wind speed to generate energy, being quiet and requiring low maintenance.

The paper presents the numerical-experimental study carried out on a new rotor adapted from a canonical Savonius rotor to which a set of geometric and topological requirements have been introduced. These new requirements cause changes in its geometry which allow the new rotor to be part of sustainable consumer products. The performance of the turbine has been analyzed for different rotation angles of its buckets by means of testing different wind speeds within a range of tip speed ratios. The new power coefficient, torque coefficient, and generated power have been calculated. The new rotor incorporates a parametrized design with geometric variables based on aesthetic specifications. The geometric operations applied to the canonical Savonius rotor have changed the curvature of its buckets by means of transforming the initial cylindrical surfaces into surfaces of an organic type that can be perfectly integrated into the architectural or particular environments which usually present these kinds of shapes. The new rotor features have all the advantages of the Savonius rotor such as self-starting, ease of manufacture and maintenance and operation at low wind speeds, as well as accessibility to its inside zone. The parameterization of variables allows obtaining rotors of different sizes which, when incorporated into sustainable products meet their design requirements while satisfying their functional requirements. While the new rotor partly sacrifices its performance it nevertheless meets the aesthetic and ergonomic requirements of the product, making it easier to sell while still meeting its energy requirements. The new rotor is born as a suitable variant of the Savonius rotor for small scale energy applications and for its application in products where aesthetic requirements need to be combined with a functional performance.

2. Description of the new rotor geometry

In order to validate the influence of the aesthetic and ergonomic requirements on the performance of the $\mathcal{S}$ Savonius vertical rotor,

three prototype rotors $\mathcal{P}_j$ have been designed and manufactured based on the $\mathcal{S}$ geometry. The new buckets of the rotors $\mathcal{P}_j$ have been obtained by means of geometric operations based on symmetry of translation, rotation and scale on the cross sections $[r_{s1i}, r_{s2i}]$ of the canonical $\mathcal{S}$ rotor. With this procedure it is possible to obtain a set of new profiles $[r_{p1i}, r_{p2i}]$ for the buckets of $\mathcal{P}_j$ on which a subsequent sweep operation is achieved. The curvature of the buckets of the canonical $\mathcal{S}$ rotor is transformed from cylindrical surfaces to organic ruled surfaces.

The geometry of the Savonius $\mathcal{S}$ rotor (Fig. 1) is encompassed within the scope of the symmetrical bodies. The symmetrical shapes present a set of potentially beneficial qualities for the designers since they allow the creation of harmonious, interesting and memorable designs. Symmetry is associated with beauty and is a geometric property found in almost all forms of nature. This is the reason why they tend to draw attention in the environment in which they are located. There are three types of basic symmetry; reflection symmetry, translational symmetry and rotation symmetry [53]. The three prototype rotors $\mathcal{P}_j$ have been designed to fulfill these three types of symmetry.

2.1. Application of the translational symmetry operation to the sections coincident with the mean plane of the rotor Savonius

The sections $[r_{s1i}, r_{s2i}] \in \mathcal{S}$ coinciding with the mean plane of the rotor ($i = \frac{H}{2}$) are separated from each other by a distance e_x along the X axis equal to the distance necessary to be able to locate an element $\mathcal{A}$ with radius a_{shaft} (Fig. 2) in the inside zone of the buckets $\mathcal{B}_r$.

In order to fulfill the ergonomic requirement of lateral accessibility to the inside element $\mathcal{A}$, the sections $[r_{s1i}, r_{s2i}] \in \mathcal{B}_r$ are again displaced on the plane $\pi_{\frac{H}{2}}$ by a length L_a along the direction $\vec{L}_a$ Eq. (1) and (2). As shown in Fig. 3, C_S represents the center of $[r_{s1i}, r_{s2i}] \in \mathcal{B}_r$, u_x [m] represents the displacement of $[r_{s1i}, r_{s2i}]$ along the X axis, and u_y [m] the displacement of the sections along the Y axis. In this way it has been possible to locate two new sections $[r_{p1i}, r_{p2i}]$ for $i = \frac{H}{2}$ which act as base profiles of the new prototype rotor geometry $\mathcal{P}_j$ according to the geometric requirement of translation symmetry. The distance L_a Eq. (2) between each pair of sections $[r_{p1i}, r_{p2i}]$ of the buckets $\mathcal{B}_{P_j}$ is parameterized so that different sized rotors can be obtained by simply replacing the design variables established in the paper. Eqs. (3)–(5).

$$\vec{L}_a = u_x \cdot \vec{x} + u_y \cdot \vec{y} \quad (1)$$

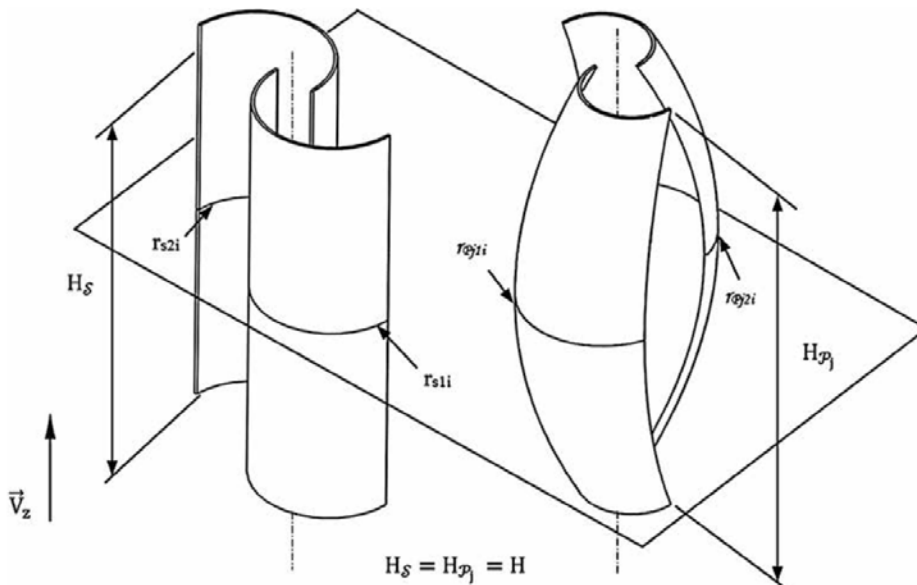


Fig. 1. Representation of a generic π_i cutting plane and the sections $[r_{s1i}, r_{s2i}] \in \mathcal{S}$ and $[r_{p1i}, r_{p2i}] \in \mathcal{P}_j$.

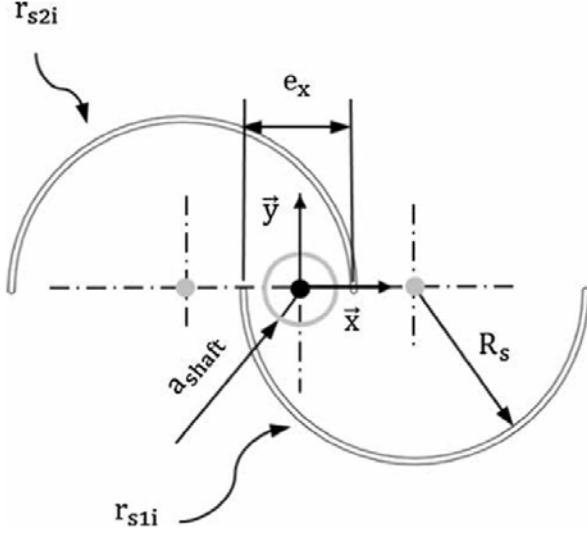


Fig. 2. Application of the translation symmetry operation to the sections $[r_{s1i}, r_{s2i}] \in \mathcal{S}$ coincident with the mean plane of the rotor ($i = \frac{H}{2}$).

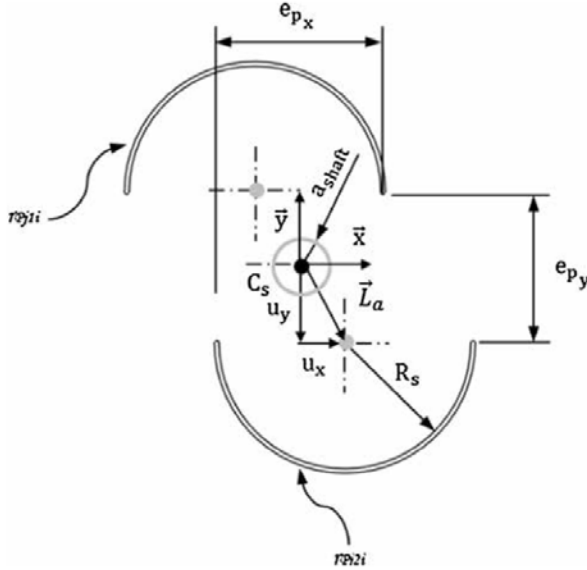


Fig. 3. Obtaining the profiles $[r_{pj1i}, r_{pj2i}] \in \mathcal{B}_{pj}$ for a height $i = \frac{H}{2}$.

$$L_a = |\vec{L}_a| = \sqrt{u_x^2 + u_y^2} \quad (2)$$

$$e_{px} = e_x + 2 \cdot |u_x| \quad (3)$$

$$e_{py} = e_y + 2 \cdot |u_y| = 2 \cdot |u_y| \quad (4)$$

$$e_y = 0 \quad (5)$$

As shown in Fig. 3, the geometric definition of each section $[r_{s1i}, r_{s2i}] \in \mathcal{S}$ and $[r_{pj1i}, r_{pj2i}] \in \mathcal{B}_{pj}$ that lies at a height $i = \frac{H}{2}$ can be expressed in parametric form as indicated in Table 1, Eqs. (6)–(9).

The radius R_p of the buckets $\mathcal{B}_{pj}$ for the sections $[r_{pj1i}, r_{pj2i}]$ at a height $i = \frac{H}{2}$ is analogous to the radius R_s of the sections $[r_{s1i}, r_{s2i}]$ of the canonical Savonius rotor with buckets $\mathcal{B}_j$.

2.2. Application of the geometric scaling operation between the sections of the ends of the rotor Savonius. Obtaining sections belonging to the new rotor

In order to obtain the final geometry of the prototype rotors $\mathcal{B}_j$, the

sections $[r_{s1i}, r_{s2i}]$ of the ends of the rotor $\mathcal{S}$ are displaced by a distance L_a along the X and Y axis, subsequently applying a reducing scale factor equal to the golden number ϕ . In this way, the geometric features of the new sections $[r_{pj1i}, r_{pj2i}]$ Eqs. (10) and (11) for $i = 1, H$ can be related through the criterion of golden proportionality with the sections $[r_{pj1i}, r_{pj2i}]$ for $i = \frac{H}{2}$. Finally the set of sections $[r_{pj1i}, r_{pj2i}]$ for heights $i = 1, \frac{H}{2}, H$ are joined by means of two 3D spline topology guide curves linking three points P_i contained in each section $[r_{pj1i}, r_{pj2i}]$ Fig. 4. The spline curves are used as a spine for the sweep operation of the set of sections $[r_{pj1i}, r_{pj2i}]$, obtaining the final surface of the new buckets $\mathcal{B}_{pj}$. Table 2 shows the parametric equations for the sections $[r_{pj1i}, r_{pj2i}]$ for height $i = 1, H$.

2.3. Application of the rotation symmetry operation to the sections del nuevo rotor P. Rotation angle δ for heights coinciding with the middle and extreme planes

Another topological feature of the Savonius rotors is the geometrical transformation of their buckets by applying rotational operations, thus obtaining helical Savonius rotors. This is in order to fulfill the aesthetic requirement of rotation symmetry between its buckets $\mathcal{B}_{pj}$. This operation has been applied to the sections $[r_{pj1i}, r_{pj2i}]$ for values $i = 1, \frac{H}{2}, H$, δ equal to $0^\circ, 22^\circ$ y 45° respectively, obtaining three prototype rotors $\mathcal{B}_j$ that meet the design requirement.

The new $\mathcal{P}$ rotor has been designed in a parametric way which allows the obtaining of the prototype $\mathcal{B}_j$ rotors by only modifying the value of the parameter δ . In order to validate the performance of the new rotor the values of the design variables have been established according to the dimensions of one of the products that the $\mathcal{P}$ rotor will be part of [54], one application is [55]. For this product dimensions related to lateral accessibility and ergonomics have been obtained from the standard anthropometric measurements of the hand of an adult man [56]. In Table 3 the magnitude of the set of geometric features is shown for both the canonical Savonius rotor $\mathcal{S}$ and the set of prototype $\mathcal{B}_j$ rotors analyzed in the present paper (see Fig. 5).

3. Experimental set-up and methodology

In order to analyze the mechanical behavior of each designed rotor, they were tested by means of a low-speed jet-type wind tunnel (see Fig. 6), whose testing transversal area is $400 \text{ mm} \times 400 \text{ mm}$ with a total length of the test channel of 1500 mm. The uniform main flow in the tunnel is produced by a 5 kW rotating fan with a variable speed drive engine, so the flow can reach a maximum speed of 40 m/s. The wind speed has been adjusted for each geometry analyzed according to the given Reynolds number and the maximum allowable speed that the rotors can withstand without load conditions. As is shown in Fig. 6 the wind tunnel was provided with a honeycombe-shaped plates system. Thus, the wind tunnel gave a turbulence level of less than 2%, and a high ratio of flow uniformity. The wind speed is determined by a pitot tube connected to a manometer (Testo 512).

The maximum size of the bounding box of each rotor tested in this study was $200 \text{ mm} \times 200 \text{ mm} \times 320 \text{ mm}$. As shown in Fig. 8, the prototype rotors were located at a distance of 900 mm downstream from

Table 1
Parametric equations of the sections $[r_{s1i}, r_{s2i}] \in \mathcal{S}$ and $[r_{pj1i}, r_{pj2i}] \in \mathcal{B}_{pj}$ for $i = \frac{H}{2}$.

Savonius rotor	$r_{s1i} = \left[R_s - \frac{e_x}{2} \quad 0 \right] + R_s \cdot (\cos(\vartheta), \sin(\vartheta)) \quad \forall \vartheta \in [0, \pi]$	(6)
	$r_{s2i} = \left[-R_s + \frac{e_x}{2} \quad 0 \right] + R_s \cdot (\cos(\vartheta), \sin(\vartheta)) \quad \forall \vartheta \in [0, \pi]$	(7)
Prototype rotors	$r_{pj1i} = \left[-R_s + \frac{e_{px}}{2} \quad \frac{e_{py}}{2} \right] + R_s \cdot (\cos(\vartheta), \sin(\vartheta)) \quad \forall \vartheta \in [0, \pi]$	(8)
	$r_{pj2i} = \left[R_s - \frac{e_{px}}{2} \quad -\frac{e_{py}}{2} \right] + R_s \cdot (\cos(\vartheta), \sin(\vartheta)) \quad \forall \vartheta \in [\pi, 2\pi]$	(9)

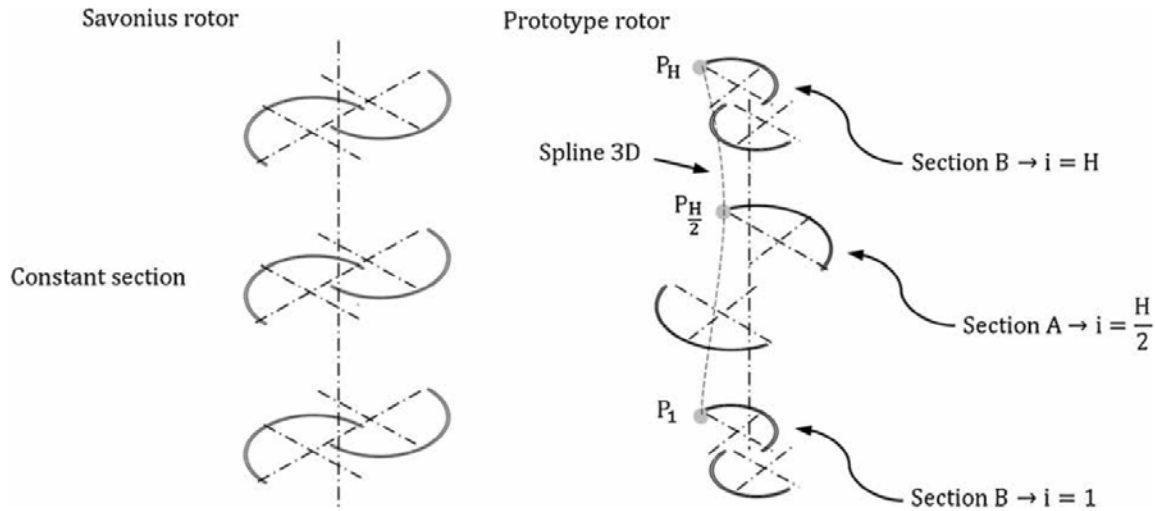
Fig. 4. Obtaining of the guide curves in the geometric operation of sweep along the sections in the rotors $\mathcal{P}_j$.

Table 2

Parametric equations of the sections $\{r_{p11}, r_{p21}\} \in \mathcal{P}_j$ for height values $i = 1, H$.

Prototype rotors	$r_{p11} = \frac{1}{\phi} \cdot r_{p1} = \frac{1}{\phi} \cdot \left(\left[-R_s + \frac{e_{px}}{2} \frac{e_{py}}{2} \right] + R_s \cdot (\cos(\theta), \sin(\theta)) \right) \forall \theta \in [0, \pi)$	(10)
	$r_{p21} = \frac{1}{\phi} \cdot r_{p2} = \frac{1}{\phi} \cdot \left(\left[R_s - \frac{e_{px}}{2} \frac{e_{py}}{2} \right] + R_s \cdot (\cos(\theta), \sin(\theta)) \right) \forall \theta \in [\pi, 2\pi)$	(11)

Table 3

Dimensions of the canonical Savonius rotor $\mathcal{S}$ and the prototype $\mathcal{P}_j$ rotors.

Savonius rotor $\mathcal{S}$		Prototype rotors $\mathcal{P}_j$ for $i = \frac{H}{2}$	
R_s [mm]	57.5	R_s [mm]	57.5
e_x [mm]	37.5	e_{px} [mm]	68.5
e_y [mm]	0	e_{py} [mm]	99.4
a_{shaft} [mm]	14.5	u_x [mm]	15.5
H_s [mm]	320.0	u_y [mm]	49.7
		a_{shaft} [mm]	14.5
		H_p [mm]	320.0

the entrance of the rectangular test channel. The rotors were fixed to a base composed of two circular plates in the center of which a bearing is located to allow rotation of the axis of the rotors minimizing the friction (see Fig. 7). This base was manufactured in PLA, using the additive manufacturing technique by means of flux deposition. The rotors were fixed to the shaft by means of threaded lugs housed in the rotor supports. The base was attached to the lower surface of the wind tunnel by means of a set of washers and screws. In addition, the center of rotation of the prototype rotors was aligned with the mass center of the main wind area of the tunnel channel, to avoid any kind of eccentricity. The application of this test methodology facilitates the replacement of the rotors for the different analyses performed (see Table 4).

The rotors were placed inside the wind tunnel through a circular window of 200 mm, located at the top of the tunnel. As can be seen in Fig. 6, the length of the rotor shaft is greater than the section height of the tunnel. This allows a direct torque measurement on the rotor shaft with a “Prony brake system” dynamometer and a speed measurement of the rotor through a conventional tachometer, both installed outside the wind tunnel over the ceiling of the testing space. Fig. 8 shows the layout of the arrangement of the main elements and tools used in the rotor tests.

To build the “Prony brake system” a PCE-FB50 dynamometer was used positioned at 30 mm from the turbine axis pointing to a torque arm

which is jointed to the rotor shaft with an adjustable brake. The PCE-FB50 dynamometer has a measurement range of between 0 and 50 N, 0.01 N of resolution and an accuracy of ± 0.01 N. To determine the power developed by the turbine it is also necessary to measure turbine speed, therefore a Digital Photo Tachometer model RM-1501 was used as well. The experimental devices were used to predict the static torque of the rotor at a given rotational speed and investigate the conditions experienced by the proposed wind turbines placed in the uniform air flow.

In addition, it is important to note that the results obtained cannot be acquired or compared with results obtained in a non-uniform fully external flow. Therefore, the jet-type wind tunnel (see Fig. 6) has been an important tool for obtaining a non-turbulent uniform flow to characterize the power and moment coefficient curves versus tip speed ratio of the prototype rotors $\mathcal{P}_j$.

4. Data reduction

The expression of the Reynolds number Eq. (12) used in the present paper uses as characteristic length the diameter of the prototype rotors and as characteristic speed the speed of the wind tunnel uniform air flow.

$$Re = \frac{\rho \cdot U_{\infty} \cdot D}{\mu} \quad (12)$$

where Re is the Reynolds number, U_{∞} [m/s] is the wind tunnel uniform air flow velocity, D is the prototype rotor, ρ [kg/m³] is the density of air and μ [Pa·s] is the absolute viscosity of air.

The expression of the dimensionless speed number, tip speed ratio Eq. (13), is given by.

$$TSR = \frac{\omega \cdot D}{2 \cdot U_{\infty}} \quad (13)$$

where ω [rad/s] is the angular velocity of the prototype rotors.

The magnitude of the force obtained by the dynamometer allows us to determine the moment Eq. (14) that the prototype rotor exerts on its

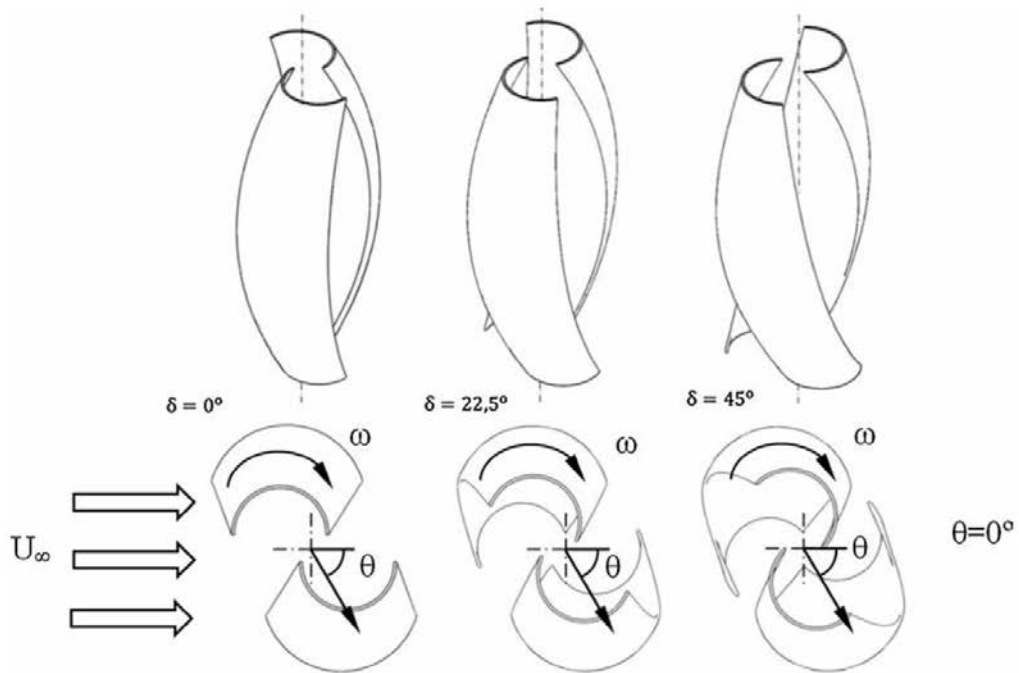


Fig. 5. Obtaining the three prototype rotors $\mathcal{R}_j$ for values of δ equal to 0° , 22° y 45° .



Fig. 6. Wind tunnel of the Higher Polytechnic School of the University of Jaen, fluid mechanics research group.



Fig. 7. Rotors $\mathcal{R}$ and $\mathcal{R}_j$ fixed to the wind tunnel by means of a circular PLA base.

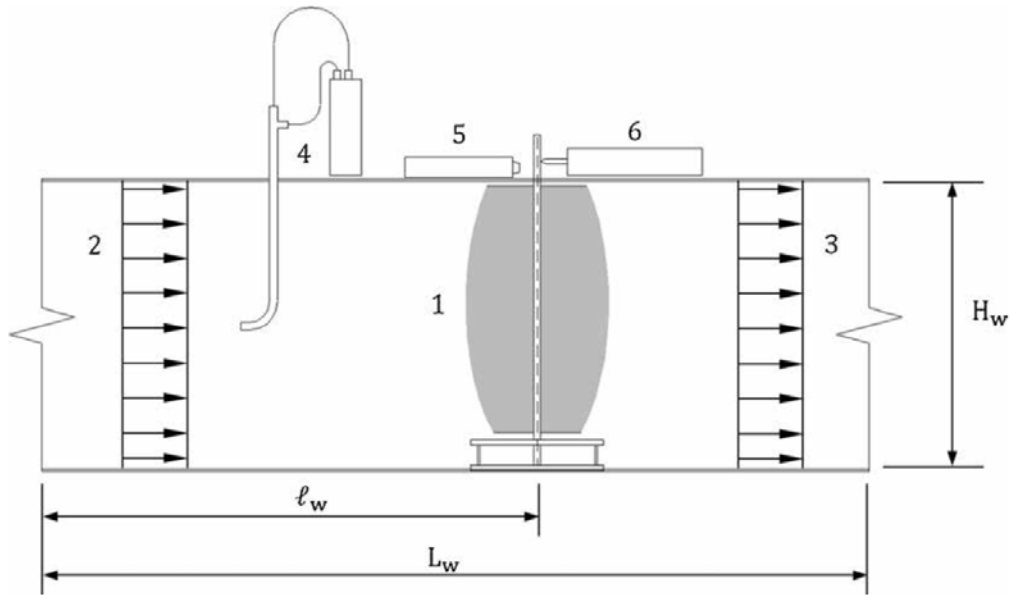


Fig. 8. Schematic diagram of the set-up.

Table 4

Components of the schematic set-up diagram.

1	Vertical rotor turbine	4	Pitot tube and manometer
2	Upstream air flow	5	Photo tachometer
3	Downstream air flow	6	Dynamometer

Table 5

Dimensionless geometric parameters of the prototype rotors and the canonical Savonius rotor.

	A_R	β_x	β_y
Savonius rotor	1.618	0.343	0.000
Prototype rotors	1.618	0.326	0.611

axis of rotation by means of the following expression.

$$T_s = F_{din} \cdot l \quad (14)$$

where T_s [N·m] is the static torque derived from the prototype rotors, F_{din} [N] is the magnitude of the force obtained by the dynamometer and l [m] the radial distance between the point of measurement or location of the dynamometer and the center of rotation of the prototype rotor.

Statics torque coefficient (C_{ts}), torque coefficient (C_t) and power coefficient (C_p) Eqs. (15)–(17) were given as follows:

$$C_{ts} = \frac{4 \cdot T_s}{\rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot D^2 \cdot H} \quad (15)$$

$$C_t = \frac{4 \cdot T}{\rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot D^2 \cdot H} \quad (16)$$

$$C_p = C_{ts} \cdot TSR = \frac{4 \cdot T_s \cdot \omega \cdot D}{\rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot D^2 \cdot H \cdot 2 \cdot U_{\infty}} = \frac{2 \cdot T_s \cdot \omega}{\rho \cdot U_{\infty}^3 \cdot D \cdot H} \quad (17)$$

where T [N·m] is the dynamic torque derived from the prototype rotors.

The aspect ratio (A_R) Eq. (18) represents the height of the prototype rotors relative to their diameter. The prototype rotors proposed in this paper are governed by the golden ratio, so the value of this dimensionless parameter is equal to the golden number (ϕ).

$$A_R = \frac{H}{D} \approx \phi \quad (18)$$

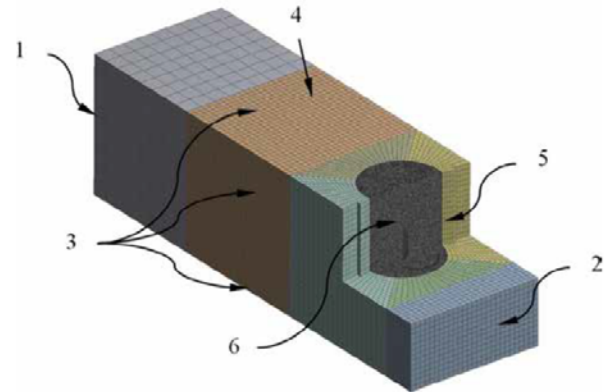
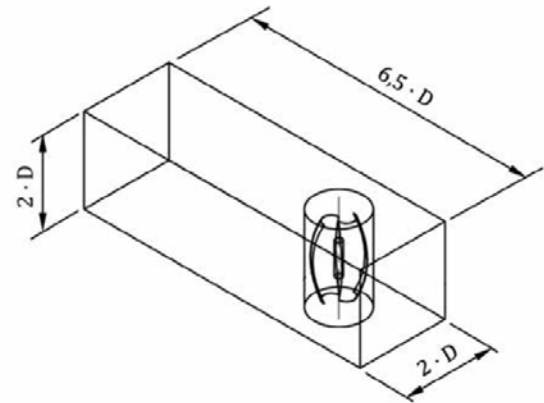


Fig. 9. Representation of the computational domain used in the numerical analysis.

Table 6

Boundary conditions and computing domain.

1	Pressure outlet	4	Wind tunnel domain
2	Velocity inlet	5	Interface rotor-tunnel domain
3	Static walls, No-Slip Walls	6	Rotor domain

Table 7
Intensity and turbulence length.

Intensity	5%
Length scale	0.1 [m]

where H [mm] is the height and D [m] is the diameter of the prototype rotors.

The overlap ratio (β_x, β_y) Eq. (19) is a dimensionless parameter relative to the separation distance between the buckets of the prototype rotors β_{ij} versus their diameter (see Fig. 3). The expression of this

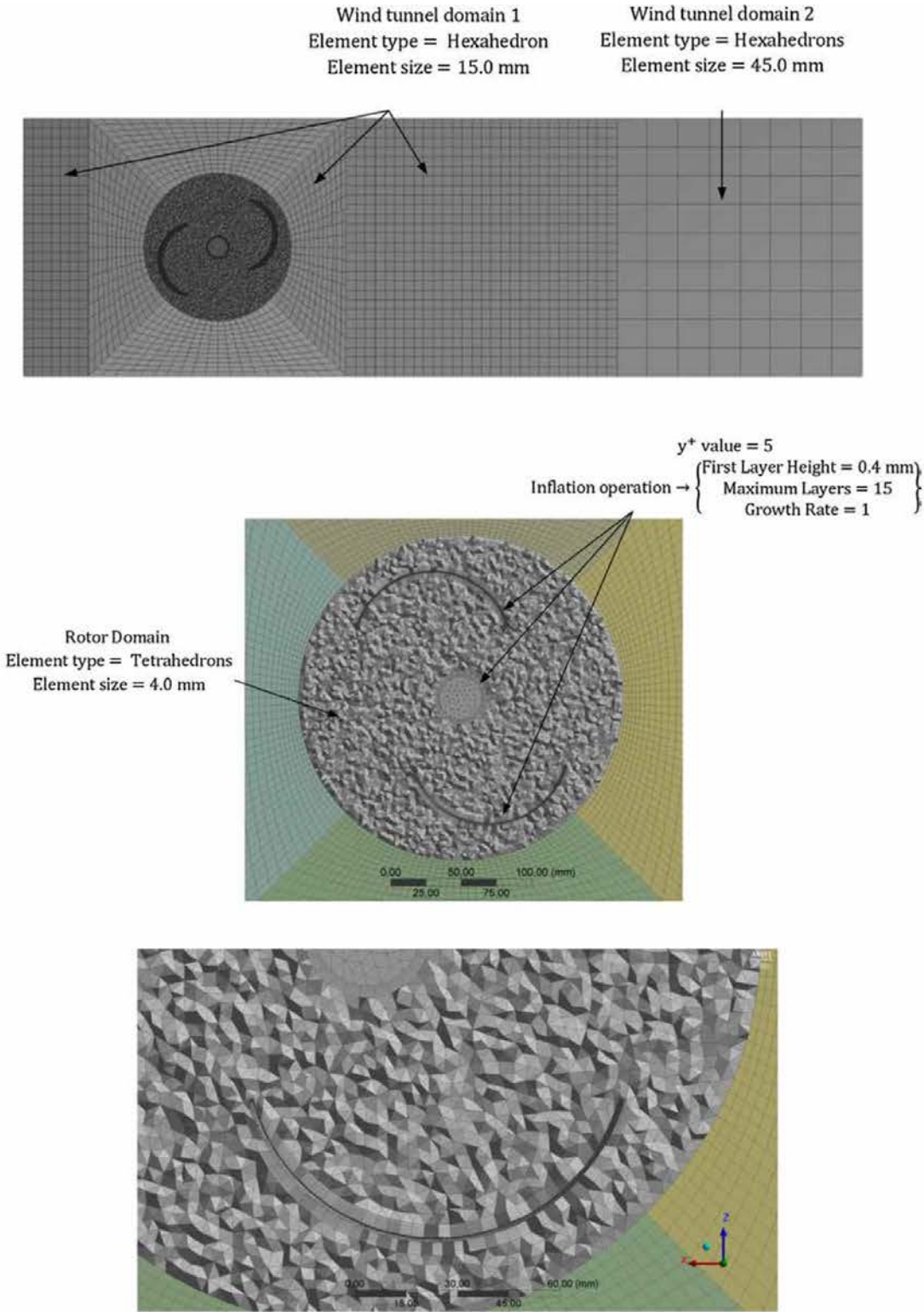


Fig. 10. Grid generation for the static domain and the boundary layers.

Table 8a

Number of grid points on the Rotor domain along streamwise and spanwise directions.

	Streamwise	Spanwise
Savonius rotor $\mathcal{S}$	64	118
Prototype rotor $\mathcal{P}_j$ for value of δ equal to 0°	61	113
Prototype rotor $\mathcal{P}_j$ for value of δ equal to 22.5°	60	114
Prototype rotor $\mathcal{P}_j$ for value of δ equal to 45°	62	115

Table 8b

Number of grid points on the buckets along its contour and streamwise and spanwise directions.

	Streamwise	Spanwise	Buckets contour
Savonius rotor $\mathcal{S}$	5	81	100
Prototype rotor $\mathcal{P}_j$ for value of δ equal to 0°	5	92	79
Prototype rotor $\mathcal{P}_j$ for value of δ equal to 22.5°	5	92	79
Prototype rotor $\mathcal{P}_j$ for value of δ equal to 45°	5	92	79

Table 9

Characteristic parameters of the meshes generated for each study geometry.

	Savonius rotor	Prototype rotors		
		$\delta = 0^\circ$	$\delta = 22.5^\circ$	$\delta = 45^\circ$
Average orthogonal quality	0.8138	0.8169	0.8170	0.8174
Input tetrahedral element size [mm]	4.0	4.0	4.0	4.0
Input hexahedral element size [mm]	15.0/45.0	15.0/45.0	15.0/45.0	15.0/45.0
Number of elements	2,316,895	2,319,440	2,323,401	2,323,825
Number of nodes	3,527,442	3,492,860	3,506,757	3,504,981

Table 10

Values of the main parameters of the governing equations.

v, w, k	1, 2, 3
C_μ	0.09
σ_k	1.00
σ_ϵ	1.30
$C_{1\epsilon}$	1.44
$C_{2\epsilon}$	1.92

Table 11

Time step size, Number of time steps and Max iterations employed for each rotor in the numerical analyses.

	Time step size (s)	Number of time steps	Max iterations
Savonius rotor $\mathcal{S}$	0.0049	18	20
Prototype rotor $\mathcal{P}_j$ for value of δ equal to 0°	0.0129180	18	500
Prototype rotor $\mathcal{P}_j$ for value of δ equal to 22.5°	0.0070319	18	500
Prototype rotor $\mathcal{P}_j$ for value of δ equal to 45°	0.012256	18	1000
Prototype rotor $\mathcal{P}$ for value of δ equal to 22.5°	0.005140	18	500
Prototype rotor $\mathcal{P}$ for value of δ equal to 45°	0.0101014	18	1000
Prototype rotor $\mathcal{P}$ for value of δ equal to 45°	0.0057100	18	500

dimensionless parameter is given as follows.

$$\beta_x = \frac{e_{px} - a_{shaft}}{2 \cdot R_s}; \quad \beta_y = \frac{e_{py} - a_{shaft}}{2 \cdot R_s} \quad (19)$$

where e_{px} [m] is the separation distance between the buckets of the

prototype rotors on the coordinate axis X, e_{py} [m] is the separation distance between the buckets of the prototype rotors on the coordinate axis Y, d [m] is the characteristic measure of the prototype buckets and a_{shaft} [m] is the diameter of object $\mathcal{A}$, housed inside the rotor (aligned with the axis of the object).

Table 5 shows the magnitude of the dimensionless geometric parameters for both the canonical Savonius rotor model and the set of prototype rotors.

Finally, the blockage ratio (B) Eq. (20) represents the area of the prototype rotors bounding box relative to the cross area of the wind tunnel.

$$B = \frac{H \cdot D}{H_{wt} \cdot W_{wt}} \quad (20)$$

where H_{wt} [m] is the cross area height of the wind tunnel and W_{wt} is the cross area width of the wind tunnel. Considering Fig. 8, the magnitudes of the geometric parameters of the section of the wind tunnel are the same because it has a square shape. Therefore, substituting the overlap ratio in the expression of the blockage ratio (B) Eq. (21).

$$B = \frac{H \cdot D}{2D \cdot 2D} = \frac{H}{4 \cdot D} = \frac{\phi}{4} \approx 0.405 \quad (21)$$

The maximum blockage ratio is within 40.5% for all the prototype rotor models studied in this paper.

5. Numerical method

In order to compare and discuss the experimental results of the present study, a numerical analysis was carried out using a Computational Fluid Dynamics (CFD) commercial software of the different geometries studied for different load scenarios. The commercial software used to perform numerical analysis is Ansys Fluent [57]. Fluent is a Computational Fluid Dynamics software which by means of the mathematical and numerical technique of the finite volumes solves problems of fluid mechanics and transfer of heat around or within geometries with complex surfaces. The modeling of the simulation is performed considering three-dimensional effects given that the geometry of the prototype rotors is not constant along the axial direction, as shown in the CAD modeling Fig. 5. Modeling of the CAD geometry of the rotors and the solid volume of the wind tunnel was performed by using Solidworks [58]. A guided process that offers the interface of the numerical calculation program allows the usual tasks of the process to be performed. These tasks consist of the selection of the physical model of calculation used, the selection and physical characteristics of the fluid and solid materials of the problem, all cell zone conditions, boundary conditions, solution methods and the turbulence model. After that, the values of limit conditions, maximum number of iterations and convergence criteria are defined in order to achieve the numerical analysis.

5.1. Computation domains and boundary conditions

The definition of the computational domain of the different numerical analyses was carried out considering the dimensions of the wind tunnel used. As shown in Fig. 9 and Table 6 the dimensions of the computational domain are $2D \times 2D \times 6.5D$, where D [m] is the diameter of the helices. In addition, from the surfaces of this domain, the boundary conditions corresponding to the stationary and moving walls, the uniform inlet airflow and the outlet airflow were defined.

The boundary condition of shear type in the walls of the rotors and in the side walls of the wind tunnel domain has been defined as 'No-Slip Walls'. The definition of this boundary condition contributes to the formation of a boundary layer near the walls of the rotors. The problem presented in this paper does not imply the use of a deformable mesh. Therefore a sliding mesh model was applied to perform the rotational motion of the rotor and analyze its dynamic behavior. Inside the wind

Table 12
Maximum values of the curves C_t vs TSR, C_p vs TSR and P vs ω .

Prototype rotors	$C_{p_{max}}$	Corresponding Re at $C_{p_{max}}$	TSR at $C_{p_{max}}$	$C_{t_{max}}$	Corresponding Re at $C_{t_{max}}$	TSR at $C_{t_{max}}$	P_{max}	Corresponding Re at P_{max}	ω at P_{max} [rad/s]
$\delta = 0^\circ$	0.031	$1.36 \cdot 10^5$	0.229	0.233	$9.91 \cdot 10^4$	0.089	0.562	$1.36 \cdot 10^5$	24.81
$\delta = 22.5^\circ$	0.032	$1.20 \cdot 10^5$	0.217	0.186	$9.91 \cdot 10^4$	0.087	0.637	$1.42 \cdot 10^5$	33.92
$\delta = 45^\circ$	0.046	$1.36 \cdot 10^5$	0.335	0.227	$9.91 \cdot 10^4$	0.131	0.744	$1.31 \cdot 10^5$	30.61
Savonius rotor	0.252	$7.75 \cdot 10^4$	0.721	0.364	$6.60 \cdot 10^4$	0.642	1.611	$7.75 \cdot 10^4$	38.22

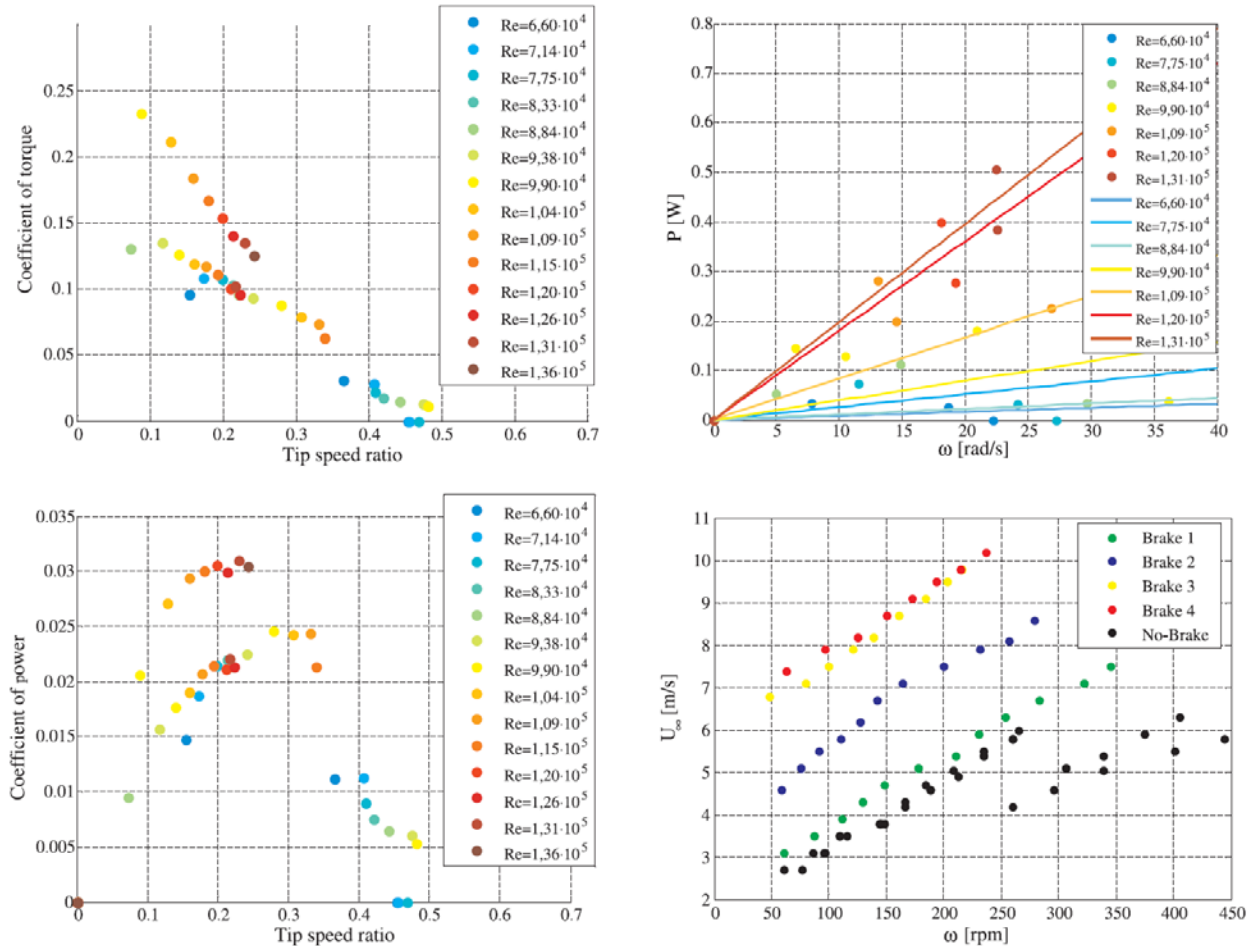


Fig. 11. Curves of power coefficient, Torque coefficient, Mechanical power and Wind tunnel velocity vs Angular rotor velocity for the prototype rotor $\delta = 0^\circ$.

tunnel domain a cylindrical domain, where the geometries of the rotors are included, is generated. This domain, called Rotor domain, is independent of the wind tunnel domain. This second domain is located at a distance downstream of 1.5D from the inlet uniform airflow surface and centered on the Wind tunnel domain.

This methodology is simpler and more efficient in comparison with the dynamic mesh model analysis. The technique consists of the realization of a steady model in which the definition of the cell zone condition for the Rotor domain is a moving reference frame, determining the speed (obtained through the experimental tests) and axis of rotation of the prototype rotors. After that, a transient model is generated in which the definition of the cell zone condition for the Rotor domain is obtained by copying the results of the Reference frame model to the section Mesh Motion. One interface surface is performed at the overlap edges between the adjacent domains, the rotor-tunnel domain, allowing the continuity of the solution in the air flow.

A uniform and steady velocity profile is applied at the boundary

condition of the velocity inlet. Specification method parameters used in the turbulence definition for the velocity inlet and pressure outlet are intensity and length scale, see Table 7. The walls of the Wind tunnel domain are defined as stationary static walls and the walls of the prototype rotors, with their respective axes and speeds of rotation, are defined as moving walls.

For all numerical analyses performed, the input parameters were supported by experimental data. Therefore, the rotational velocities of the prototype rotors studied for the Rotor domain were defined according to the rotational velocities measured during the experimental test in the wind tunnel. Best parameters were acquired comparing performance values acquired by different prototype rotor geometries.

5.2. Mesh definition

In order to compare experimental and numerical results and to improve numerical precision, mesh modeling was performed adaptively

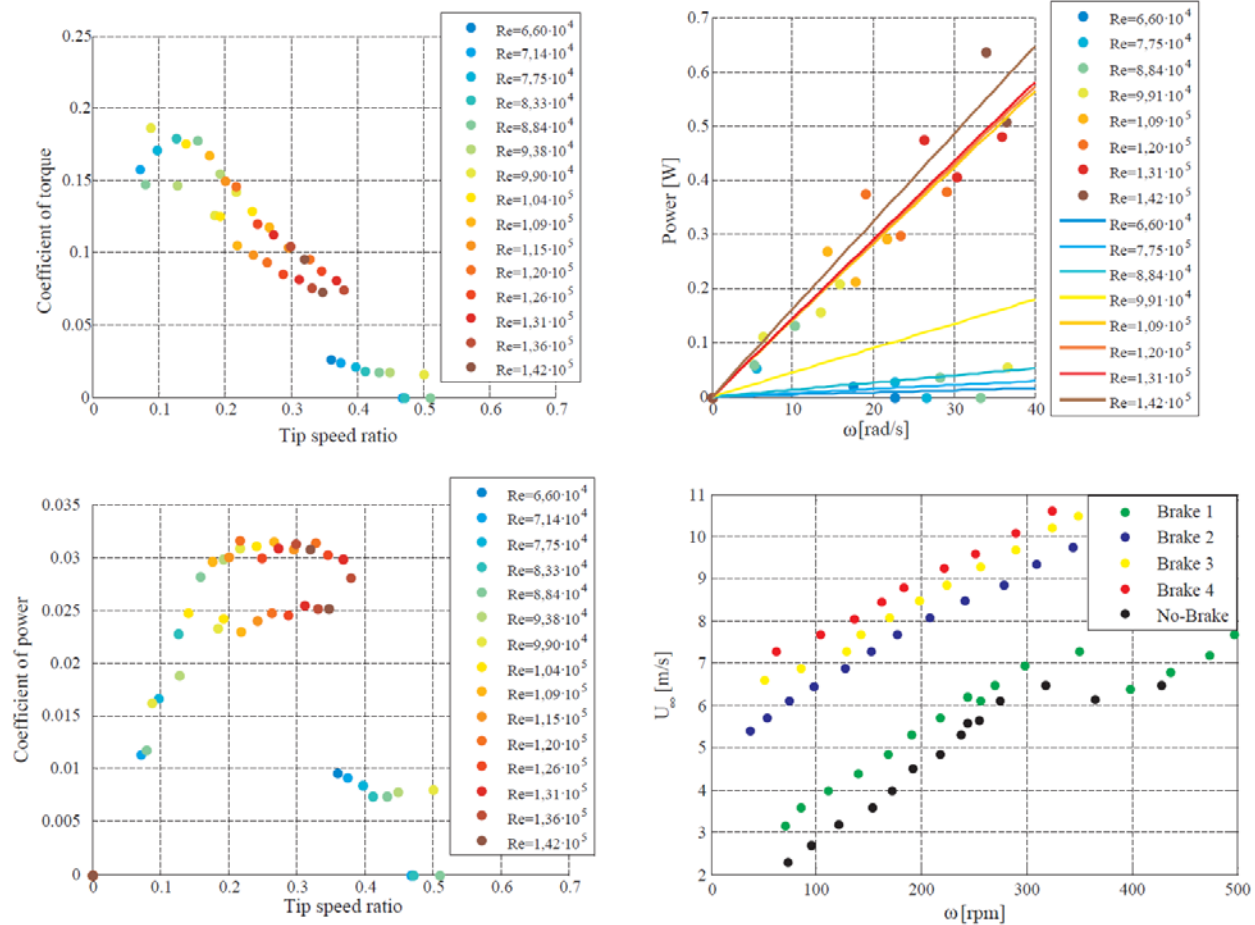


Fig. 12. Curves of power coefficient, Torque coefficient, Mechanical power and Wind tunnel velocity vs Angular rotor velocity for the prototype rotor $\delta = 22.5^\circ$.

for each computational domain. The perturbations in the fluids are of the same magnitude order as the objects which cause it, and for this reason aerodynamic studies often use mesh models between 10 and 20 times larger than the size of the airfoils, as Bangsa observes [65]; although in the present paper the lateral walls of the tunnel used for the experimental tasks have been included in the mesh, precisely because their proximity can have an effect on the behavior of the turbine. For this reason the sliding mesh is defined within a perimeter of $40\text{ cm} \times 40\text{ cm}$ in order to compare the numerical study with the experimental test. On the other hand it has been considered that the zones linked through non-conformal interfaces of the sliding meshes remain in contact with each other, and in that way the air will be able to flow from one domain to the other. The mesh node density used in the rotor domain is higher than in the wind tunnel domain, as is shown in Fig. 10. In addition, the geometry of the elements forming the meshes varies for each computational domain. In the case of the Rotor domain, tetrahedral elements with smaller size are used, which allows us to adapt with greater pressure to the geometry of prototype rotor geometries. On the contrary, for the Wind tunnel domain hexahedral elements are used since the size of this domain is greater and these elements improve the time and computational cost of the studies. The selection of tetrahedral elements for the Rotor domain penalizes the computational cost of the simulations; however, it improves the accuracy and adaptability of the mesh to the prototype rotor geometries.

Table 8a shows the grid points on the Rotor domain along streamwise and spanwise directions.

Table 8b shows the grid points along the streamwise and spanwise directions and along the contour of the buckets of the rotors. This grid points number corresponds to the ‘inflation’ meshing operation performed in order to improve the numerical analysis solution in the geometry regions near the wall of the buckets (the shear layer).

The elements of the mesh are three-dimensional because the geometry of the prototype rotors varies along their rotation axis (axial coordinate). In Table 9, the values of the characteristics parameters used in the modeling of the different meshes are shown.

Where orthogonal quality represents the quality of the elements of the mesh through a range from 0 to 1, with 0 being the low quality indicative.

Finally, in order to enhance the accuracy of the numerical analysis in the boundary layer flow and improve the mesh quality, prismatic mesh elements were extruded from the boundary edges of the prototype buckets (see Fig. 10). The modeling of these elements of the mesh was carried out by means of an inflation operation. The parameters used for the definition of this operation are shown in Fig. 10. These establish a y^+ value of the first elements from the wall equal to 5, given the rotational velocity and the position of the elements on the buckets (see Fig. 10). This value y^+ is constant for all the geometries analyzed and allows a precise analysis of the boundary layer in the walls of the buckets [60]. In addition, for the numerical analyses carried out, a wall function of the ‘Enhanced wall treatment’ type was used. This wall treatment combines a two-layer model with enhanced wall functions. It should be noted that the modeling of the surface roughness is not compatible with the wall function established for the turbulence model used.

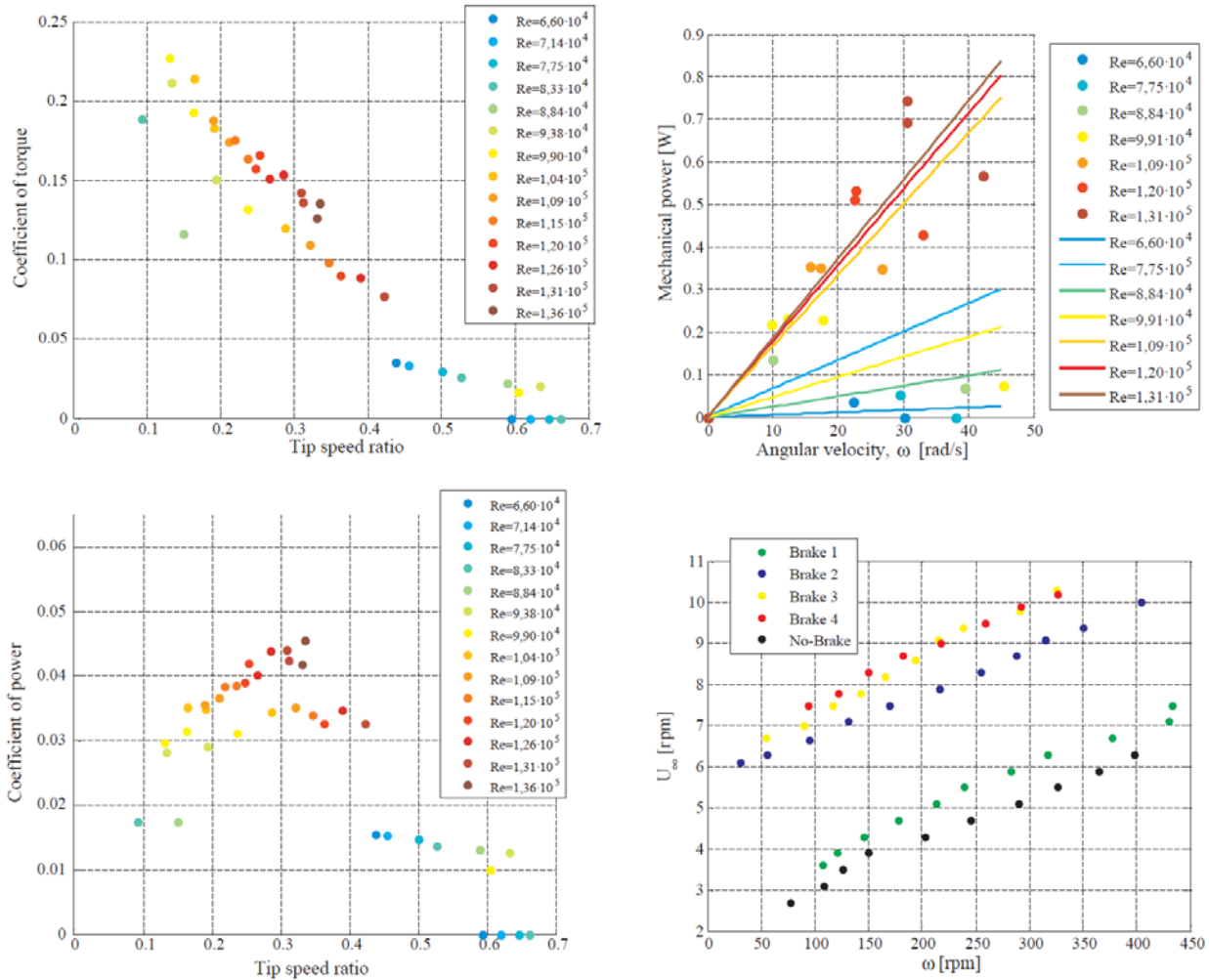


Fig. 13. Curves of power coefficient, Torque coefficient, Mechanical power and Wind tunnel velocity vs Angular rotor velocity for the prototype rotor $\delta = 45^\circ$.

Table 13

Reynolds number and wind velocity at which the prototype rotors and the canonical Savonius rotor were tested.

Prototype rotors		Savonius rotor	
Reynolds number	Wind velocity [m/s]	Reynolds number	Wind velocity [m/s]
$6.599 \cdot 10^4$	4.929	$3.436 \cdot 10^4$	2.567
$7.137 \cdot 10^4$	5.331	$3.916 \cdot 10^4$	2.925
$7.748 \cdot 10^4$	5.787	$4.398 \cdot 10^4$	3.285
$8.327 \cdot 10^4$	6.220	$5.026 \cdot 10^4$	3.754
$8.848 \cdot 10^4$	6.609	$5.574 \cdot 10^4$	4.164
$9.378 \cdot 10^4$	7.005	$6.097 \cdot 10^4$	4.554
$9.907 \cdot 10^4$	7.400		
$1.044 \cdot 10^5$	7.800		
$1.094 \cdot 10^5$	8.172		
$1.152 \cdot 10^5$	8.606		
$1.203 \cdot 10^5$	8.988		
$1.258 \cdot 10^5$	9.400		
$1.311 \cdot 10^5$	9.794		
$1.364 \cdot 10^5$	10.190		
$1.419 \cdot 10^5$	10.600		

Furthermore, in order to avoid problems of continuity between the different computational domains, a contact surface is established that allows interaction between them.

5.3. Turbulence model, governing equations and simulation set up

The viscosity model used in this study is Realizable $k-\epsilon$ with a logarithmic surface function in the analysis of turbulence flow. The Realizable $k-\epsilon$ model includes the effects of mean rotation in the definition of the turbulent viscosity inside the equations, in order to avoid the insensitivity to adverse pressure gradients of the standard $k-\epsilon$ model. This extra rotation effect has been tested on single sliding mesh systems and shown superior behavior over the standard $k-\epsilon$ model [64], or even the SST $k-\omega$ model in those cases where the turbulence was established, because the $k-\omega$ method has been calibrated to accurately compute flow separation. Nevertheless, due to the nature of the mean rotation modification, its application to multiple sliding meshes systems should be taken with some caution, because several rotating meshes can avoid the rotation turbulent effect added to the equations in some of the meshes. In the present paper, several turbulence models have been used, and finally with the realizable $k-\epsilon$ model the numerical results are closer to the experimental data [62]. Other authors studying VAWT type Savonius use the RNG $k-\epsilon$ model [61] or directly the Standard $k-\epsilon$ model [63], mainly because these turbines work with the drag force effect, instead of lift force as occurs with other airfoil applications.

Momentum equations, x,y,z velocity components, turbulent kinetic energy (k) and the specific dissipation rate of turbulent kinetic energy (ϵ). Eqs. (22)–(28) are the variables that were resolved by using CFD Fluent software [57]. The equations of mass protection, momentum

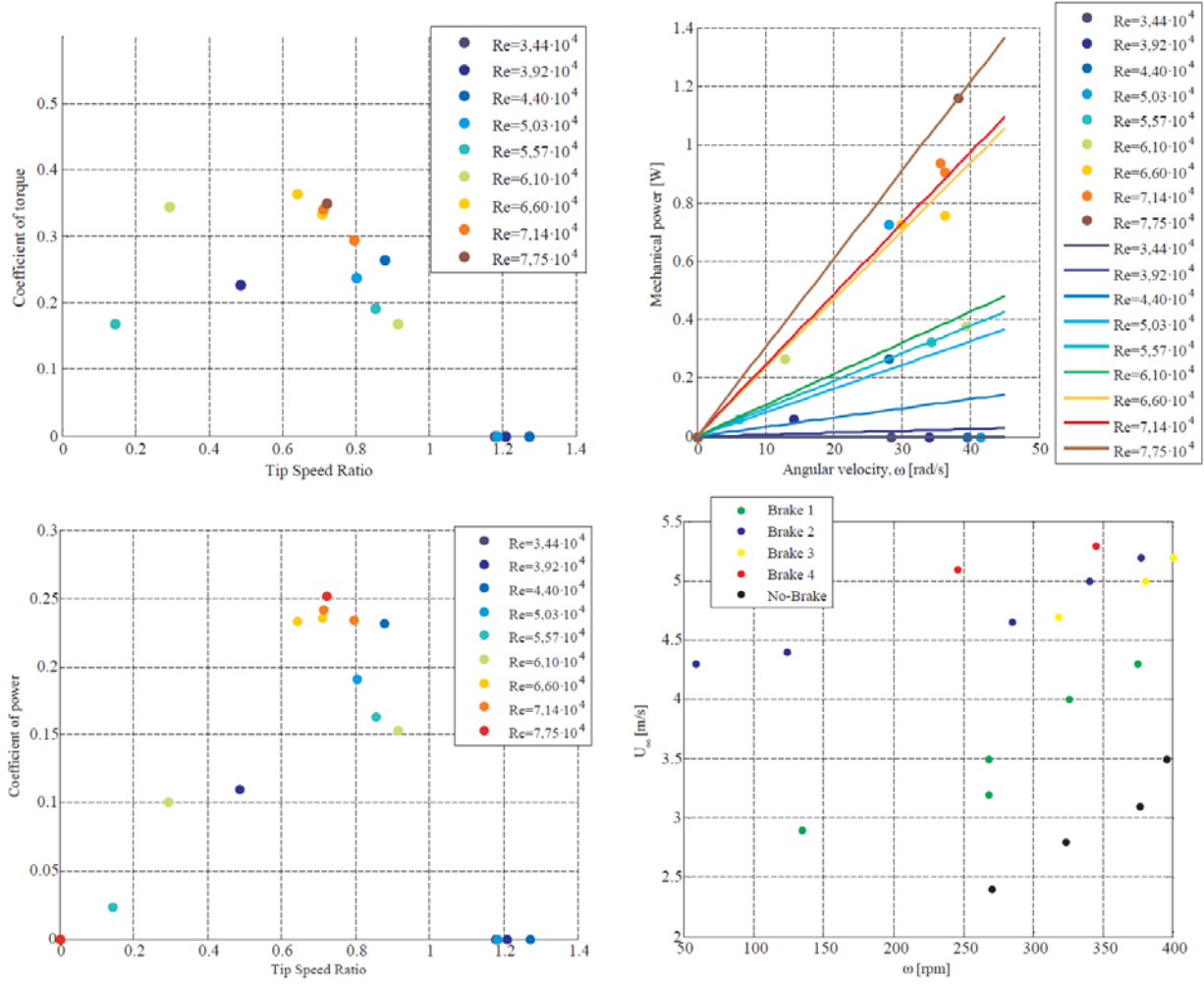


Fig. 14. Curves of power coefficient, Torque coefficient, Mechanical power and Wind tunnel velocity vs Angular rotor velocity for the canonical Savonius rotor.

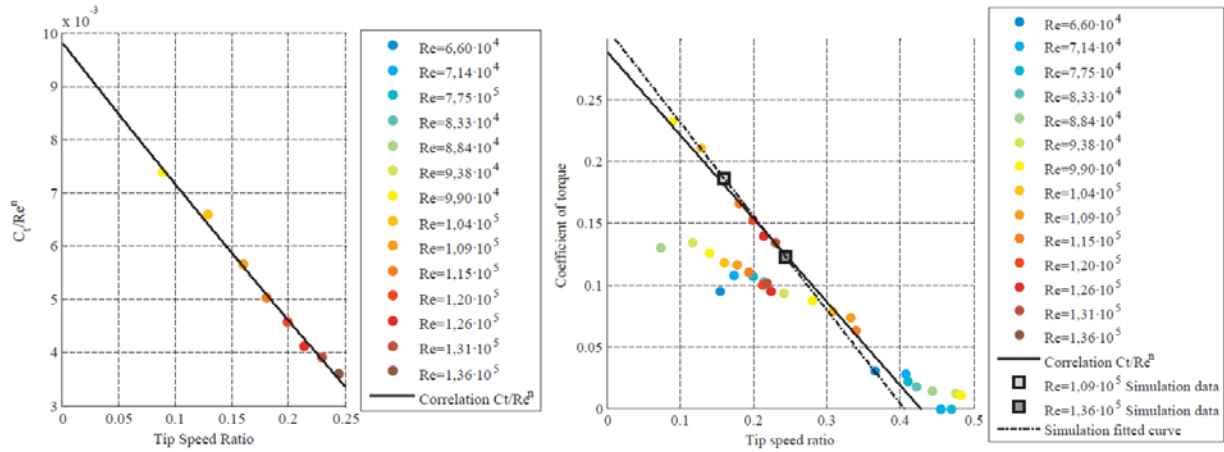


Fig. 15. C_t vs TSR and Correlation C_t/Re^0 , and Simulation fitted curve for the prototype rotor $\delta = 0^\circ$.

protection, stress tensor, turbulence viscosity, turbulence kinetic energy and dissipation rate of turbulence kinetic energy can be expressed for the compressible and incompressible steady flows as follows in the Cartesian tensor rotation [59]:

• Continuity equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_w} (\rho \cdot u_w) = 0 \quad (22)$$

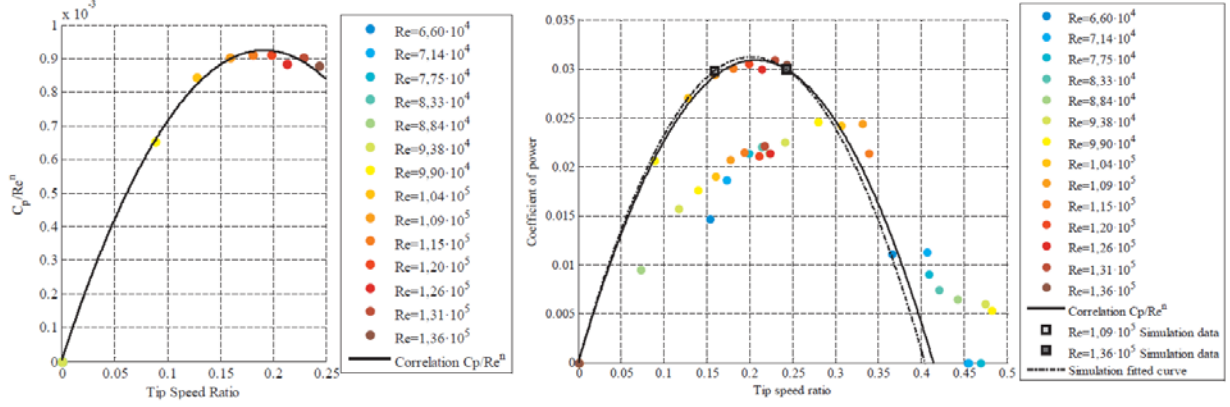


Fig. 16. C_p vs TSR and Correlation C_p/Re^n , and Simulation fitted curve for the prototype rotor $\delta = 0^\circ$.

Table 14
Correlation equations for prototype rotors.

Prototype rotors	n	Correlation equation	R – Square
$\delta = 0^\circ$	0.3	$\frac{C_t}{Re^{0.3}} = -0.025855 \cdot TSR + 0.0097774$	99.50%
$\delta = 22.5^\circ$	1.5	$\frac{C_t}{Re^{1.5}} = -0.012083 \cdot TSR^2 - 0.0082166 \cdot TSR + 0.0067841$	94.72%
$\delta = 45^\circ$	0.3	$\frac{C_t}{Re^{0.3}} = 0.03542 \cdot TSR^2 - 0.03239 \cdot TSR + 0.01069$	97.54%

• Momentum equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_w} \cdot (\rho \cdot u_w \cdot u_v - \tau_{vw}) = \frac{\partial P}{\partial x_w} \quad (23)$$

where x_j represents the cartesian coordinate, being $j=1,2,3$, u_j represents the absolute velocity components in the x_w direction. $P_1 = \partial P / \partial x_w$ represents the reduced pressure loss and τ_{vw} represents the stress tensor as follows:

• Stress tensor equation:

$$\tau_{vw} = \mu \cdot \left(\frac{\partial u_v}{\partial x_w} + \frac{\partial u_w}{\partial x_v} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \cdot \delta_{vw} \right) \quad (24)$$

$$\forall \{v,w\} | v \neq w \rightarrow \delta_{vw} = 0 \quad (25)$$

$$\forall \{v,w\} | v = w \rightarrow \delta_{vw} = 1 \quad (26)$$

where μ is the viscosity of the air and δ_{vw} is the Kronecker delta variable. The Kronecker delta variable takes a zero value when the values v and w are different. On the other hand, when the variables v and w are equal the Kronecker delta variable takes value 1.

• Turbulence kinetic energy (k):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_w} \cdot \left(\rho \cdot u_w \cdot k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_w} \right) = \mu_t \cdot s_{vw} \cdot \frac{\partial u_v}{\partial x_w} - \frac{2}{3} \left(\mu_t \cdot \frac{\partial u_v}{\partial x_w} + \rho \cdot k \right) \cdot \frac{\partial u_v}{\partial x_w} - \rho \cdot \varepsilon \quad (27)$$

• Dissipation rate of turbulence kinetic energy (ω)

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot \omega) + \frac{\partial}{\partial x_w} \cdot \left(\rho \cdot u_w \cdot \omega - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_w} \right) = C_1 \cdot f_1 \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot \left[\mu_t \cdot s_{vw} \cdot \frac{\partial u_v}{\partial x_w} - \frac{2}{3} \left(\mu_t \cdot \frac{\partial u_v}{\partial x_w} + \rho \cdot k \right) \cdot \frac{\partial u_v}{\partial x_w} \right] - C_2 \cdot f_2 \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} - C_3 \cdot \rho \cdot \varepsilon \cdot \frac{\partial u_v}{\partial x_w} \quad (28)$$

where the effective viscosity Eq. (29) is

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (29)$$

Being.

$$\mu_t = \rho \cdot f_\mu \cdot C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (30)$$

Table 10 shows the values defined in the numerical calculation software for the variables $v,w,k,C_\mu,\sigma_k,\sigma_\varepsilon,C_{1\varepsilon},C_{2\varepsilon}$ of the equations shown above [59].

This turbulence model does not require the implementation of transition models since it is valid only for flows developed in complete turbulence [64]. All the above equations were resolved by means of an iterative numerical calculation process, in which the Coupled analysis algorithm is used in order to calculate the field of velocities and pressures in the central point of each mesh elements. In addition, the terms of the second order of pressure, moment, turbulent kinetic energy (k), the specific dissipation rate of turbulent kinetic energy (ω), given in the equations governing the numerical model, are included in the calculation in order to match the numerical result with the experimental results. Furthermore, pressure correction is resolved in order to maintain the availability of the pressure area and mass protection in each iteration.

The number of Courant, CFL used in each numerical analysis is 200. Finally, Table 11 shows the Time step size, Number of time steps and Max iterations used for each numerical analysis. The time step was defined from the rotational speed of the rotors obtained in the experimental tests. For the numerical analysis of the rotors, an experimental value of the wind tunnel velocity and a rotary speed value of the rotors were used, respectively (each rotor has a characteristic speed for a given mechanical load and wind speed). From this rotation speed, the Time step corresponding to the 30° rotation in each rotor was obtained for the different numerical analyses carried out.

6. Results and discussion

The set of prototype rotors $\mathcal{P}$ presented in this paper together with the Savonius $\mathcal{S}$ canonical rotor were tested in the range of wind speeds

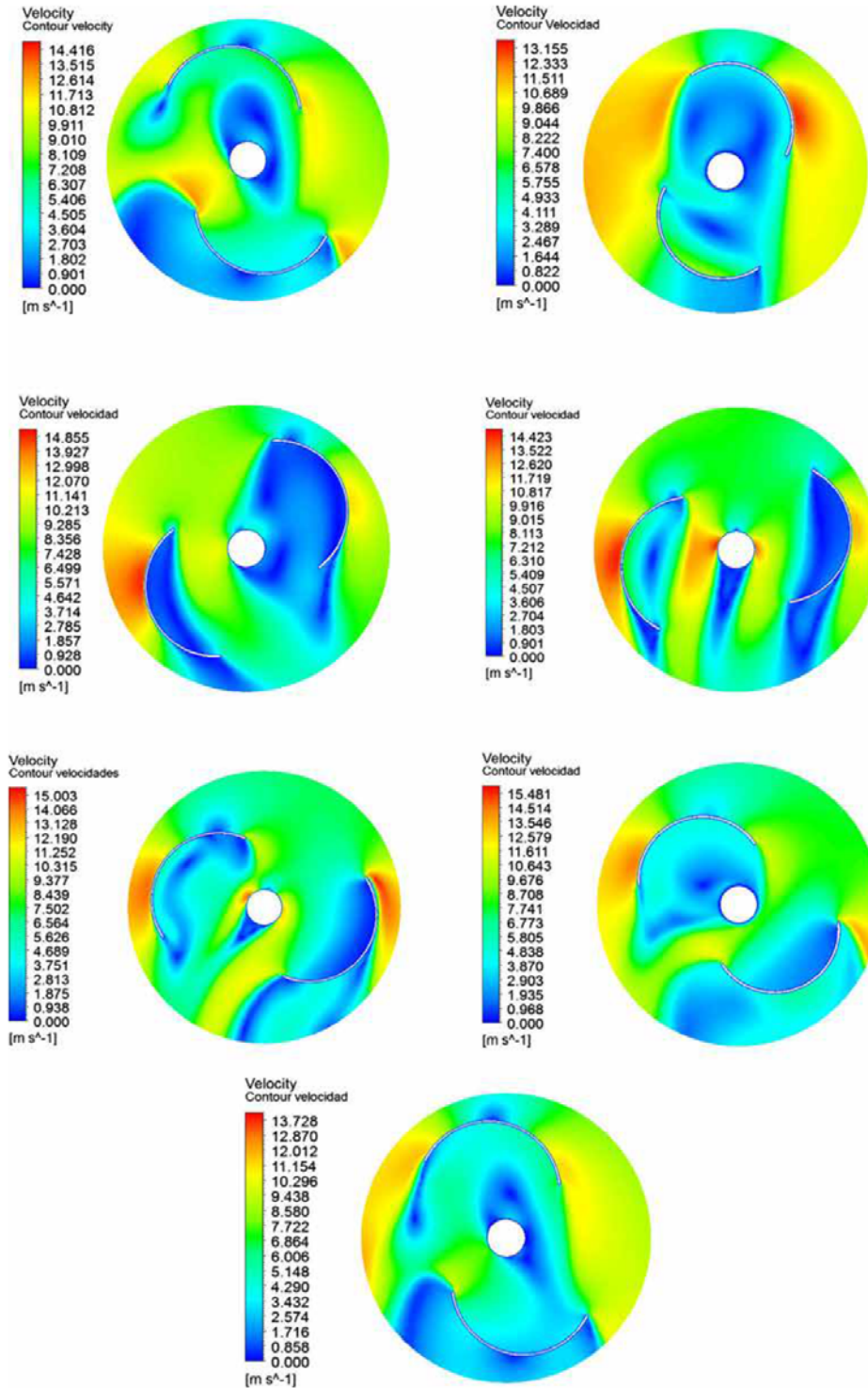


Fig. 17. Velocity map with Reynolds number $1.094 \cdot 10^5$ for rotor angle 0° , 30° , 60° , 90° , 120° , 150° , 180° . Prototype Rotor $\delta = 0^\circ$.

between 2.56 m/s and 10.6 m/s. According to the methodology used to perform the experimental tests, each rotor was tested for the different positions of the Prony brake. And for each of these positions of the Prony brake, Reynolds numbers between $3436 \cdot 10^4$ and $1419 \cdot 10^5$ were tested to characterize the behavior of the rotors in all their operating regimes. The objectives of the experimental tests were the determination of the parameters power coefficient, torque coefficient and mechanical power generated. In turn, in order to perform a validation

of the methodology used a set of numerical analyses were modeled using the Ansys Fluent software [57], whose results allowed us to determine the evolution of the parameters under study along the circular path of the rotors and contrast those results with those obtained experimentally. The experimental data of the force variables applied by the rotor F_{din} [N] and the rotational speed of the rotors ω [rad/s] were acquired according to the precision and resolution of the measurement instruments used, the PCE-FB50 dynamometer and Digital Photo

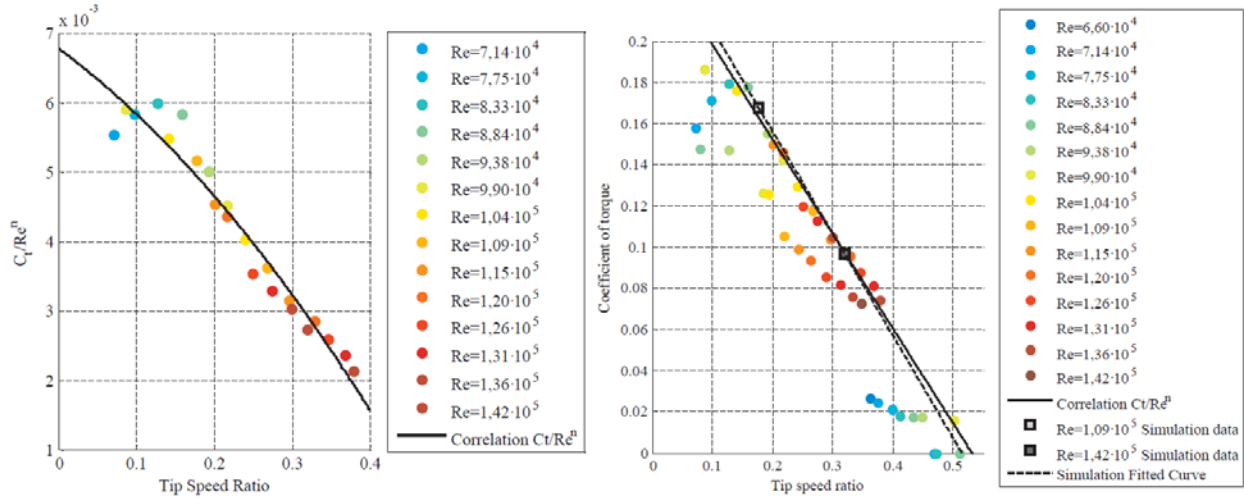


Fig. 18. C_t vs TSR and Correlation C_t/Re^n , and Simulation fitted curve for the prototype rotor $\delta = 22.5^\circ$.

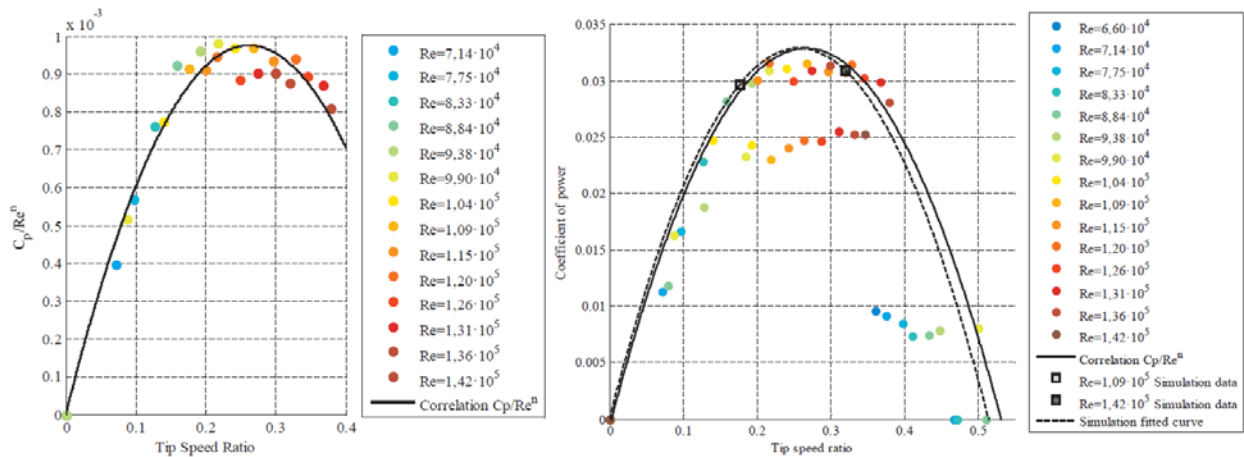


Fig. 19. C_p vs TSR and Correlation C_p/Re^n , and Simulation fitted curve for the prototype rotor $\delta = 22.5^\circ$.

Tachometer model RM-1501, respectively.

The graphs of power coefficient, torque coefficient and power of the prototype rotors were compared to each other for different magnitudes of the rotation angle parameter, $\delta = 0^\circ, 22.5^\circ, 45^\circ$. This parameter represents the rotation or torsion angle between the main sections of the prototype rotors (see Fig. 5). The torque coefficient profiles versus the rotational angle of the prototype rotors were compared with the profile obtained by the canonical Savonius rotor, for a wind speed of 5.331 [m/s] and Reynolds number $7.137 \cdot 10^4$ (see Fig. 14). In addition, the maxima in the power coefficient curves versus tip speed ratio of the prototype rotors were evaluated and compared with the values obtained in the power coefficient curve of the canonical Savonius rotor for the same magnitude of tip speed ratio of the maximums obtained (see Table 12). In this way, the influence of the geometric modifications performed in the prototype rotors with respect to the Savonius canonical rotor geometry can be determined for the study parameters: power coefficient, torque coefficient and mechanical power generated.

6.1. Effect of rotation or torsion angle δ

Figs. 11–13 show the power coefficient and torque coefficient versus tip speed ratio; the mechanical power generated versus the angular velocity of rotation; and the wind tunnel velocity versus the rotors

angular velocity for the prototype rotors with different rotation or torsion angles ($\delta = 0^\circ, 22.5^\circ, 45^\circ$) and for the canonical Savonius rotor. It may be observed that as the rotation angle δ increases, the maximum value of the curves of both power coefficient and mechanical power generated increase. Similarly, the tip speed ratio associated with these maxima (see Table 12) increases. This fact indicates that as the rotation angle δ increases, the angular velocity of the prototype rotors increases and thus the power coefficient curve is shifted towards values of tip speed ratio and higher power coefficient, improving the performance and behavior of the prototype rotors.

Table 12 shows the maximum values of the power coefficient, torque coefficient and mechanical power generated parameters, as well as the tip speed ratio and the Reynolds number from which these maximum values are calculated. Table 12 shows the difference in the tip speed ratio range for optimal rotor performance between the canonical Savonius $\mathcal{S}$ rotor and the prototype rotors. While in the prototype rotors the tip speed ratio range for optimum operation is 0.229, 0.217 and 0.335 for Reynolds numbers of $1.364 \cdot 10^5$, $1.203 \cdot 10^5$, $1.364 \cdot 10^5$, in the Savonius $\mathcal{S}$ canonical rotor the tip speed ratio for optimum rotor performance is 0.721 for a Reynolds number of $7.748 \cdot 10^5$. That is to say, the tip speed ratio of the optimal operating range of the prototype rotors is lower than that of the Savonius $\mathcal{S}$ canonical rotor, and on the contrary the Reynolds number for the optimal

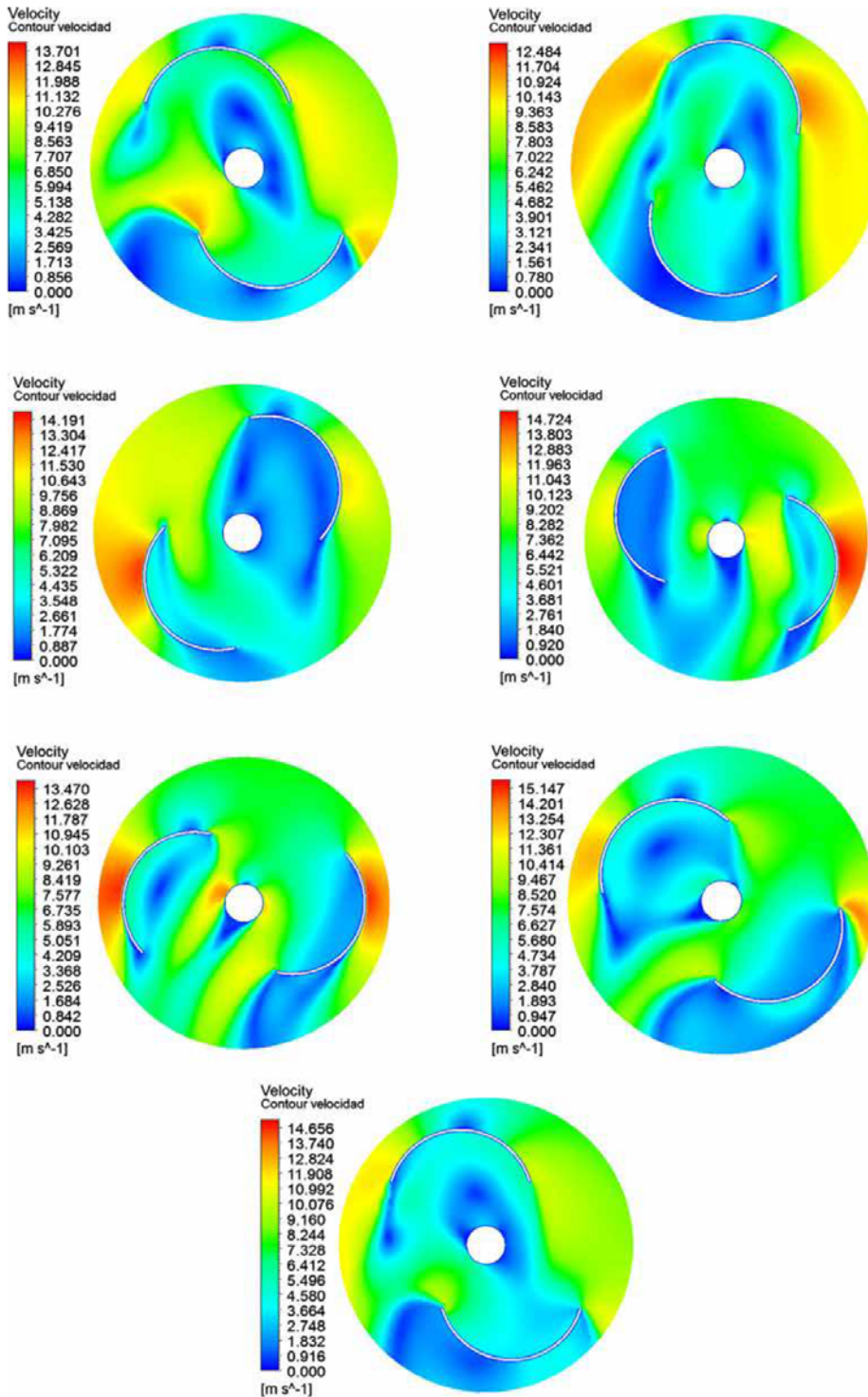


Fig. 20. Velocity map with Reynolds number $1.094 \cdot 10^5$ for rotor angle 0° , 30° , 60° , 90° , 120° , 150° , 180° . Prototype Rotor $\delta = 22.5^\circ$.

operating range of the prototype rotors is higher than that of the rotor Savonius $\mathcal{S}$ canonical. Therefore, it can be observed that in order to reach the optimum operating range for prototype rotors the wind speed must be higher compared to the Savonius $\mathcal{S}$ canonical rotor, since these tend to rotate at a lower angular velocity than the canonical Savonius one. This fact can be checked by evaluating the mechanical power generated, because for the prototype rotors the maximum mechanical

power generated (0.562 W, 0.637 W, 0.744 W, respectively) reaches a higher number of Reynolds ($1.364 \cdot 10^5$, $1.203 \cdot 10^5$, $1.364 \cdot 10^5$, respectively) and a lower angular speed of rotation (24.81 rad/s, 33.92 rad/s, 30.61 rad/s, respectively) compared to the canonical Savonius rotor (mechanical power generated 1.611 W, Reynolds number $7.748 \cdot 10^5$, angular speed of rotation 38.22 rad/s).

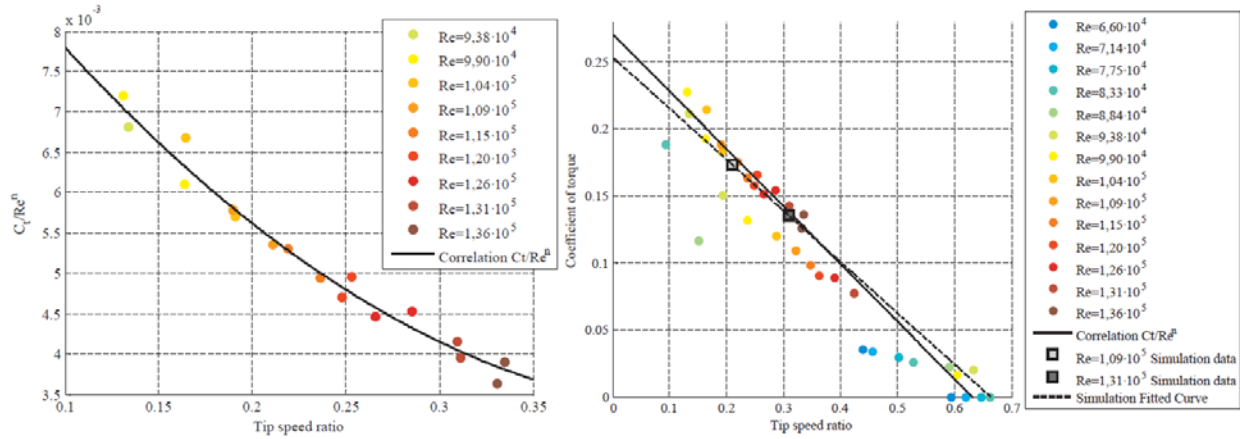


Fig. 21. C_t vs TSR and Correlation C_t/Re^n , and Simulation fitted curve for the prototype rotor $\delta = 45^\circ$.

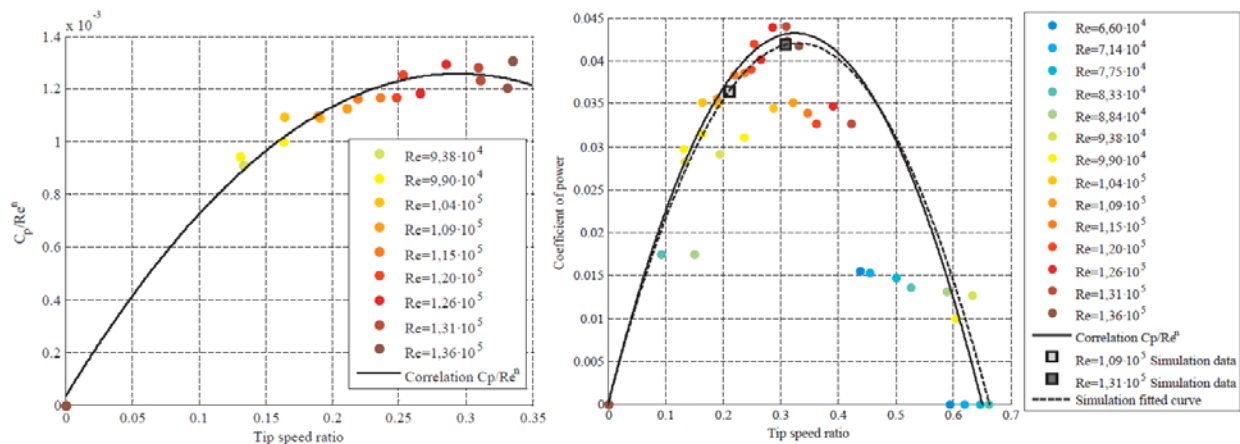


Fig. 22. C_p vs TSR and Correlation C_p/Re^n , and Simulation fitted curve for the prototype rotor $\delta = 45^\circ$.

6.2. Effect of the coefficient of power, coefficient of torque and Reynolds number

Table 13 shows the different Reynolds numbers and their corresponding wind speeds from which the prototype rotors and the Savonius canonical rotor were tested. Figs. 11–14 show the variation of the power coefficient for prototype rotors with a rotation or torsion angle in the bucket section of $\delta = 0^\circ, 22.5^\circ, 45^\circ$ and for the canonical Savonius rotor. According to these results, it is observed that the maximum coefficient of power increases with the increase of the Reynolds number. This fact is also reported by Kamoji et al. [11] and Akwa et al. [21] for conventional Savonius rotors. Furthermore, it is the tip speed ratio at which the maximum coefficient of power, $C_{p_{max}}$, increases with the increase of the Reynolds number from $6.599 \cdot 10^4$ to $0.419 \cdot 10^5$ (prototype rotor) and $3.436 \cdot 10^4$ to $6.097 \cdot 10^4$ (Savonius rotor).

Figs. 11–14 show the torque coefficient variation for prototype rotors with a rotation or torsion angle in the bucket section of $\delta = 0^\circ, 22.5^\circ, 45^\circ$ for the canonical Savonius rotor. The results obtained show that the Reynolds number influences the profiles of the torque coefficient curves. The torque coefficient decreases linearly as the tip speed ratio values increase. However, the trend of the torque coefficient as a function of the Reynolds number is not linear. The torque coefficient increases until the Reynolds number reaches its maximum $C_{t_{max}}$ at a Reynolds number of $9.907 \cdot 10^4$ for the three prototype rotors $\mathcal{A}$ and $6.599 \cdot 10^4$ for the Savonius $\mathcal{S}$ (see Table 13). From this value, the maximum torque coefficient for each Reynolds number decreases as the Reynolds number increases.

6.3. Correlations for performance of prototype rotors and comparison with the numerical analysis

As shown in Figs. 15 and 16, as the Reynolds number increases the power coefficient and torque coefficient curves have variations. In the case of the power coefficient curves, as the Reynolds number increases the magnitude of the power coefficient increases similarly until the maximum power coefficient $C_{p_{max}}$ (see Table 12) is reached in the parabolic profile. On the other hand, in the case of the torque coefficient curves, as the Reynolds number increases the torque coefficient increases until it reaches its maximum value $C_{t_{max}}$ (see Table 12). From this maximum value, the torque coefficient begins to decrease as the Reynolds number increases. This whole set of curves (torque coefficient versus tip speed ratio curve and power coefficient versus tip speed ratio curve) can be unified in a single curve that approximates the fluid-mechanical behavior of the rotors independently to the evolution of the Reynolds number, as shown in Figs. 15 and 16.

The correlation equation used is a second-order polynomial function $\frac{C_t}{Re^n}$ Eq. (31). To obtain the coefficients that define the correlation equation, the torque coefficients of each prototype rotor were divided by the Reynolds number corresponding to each point, raised to a dimensionless factor n (see Figs. 15 and 16). The curve $\frac{C_t}{Re^n}$ versus the tip speed ratio is interpolated from a second-order polynomial in order to obtain the coefficients that define the correlation equation (see Table 14). It should be noted that for prototype rotors with a rotation angle δ equal to 0° and 45° the correlation equation was applied to points in the torque coefficient curve with a Reynolds number greater

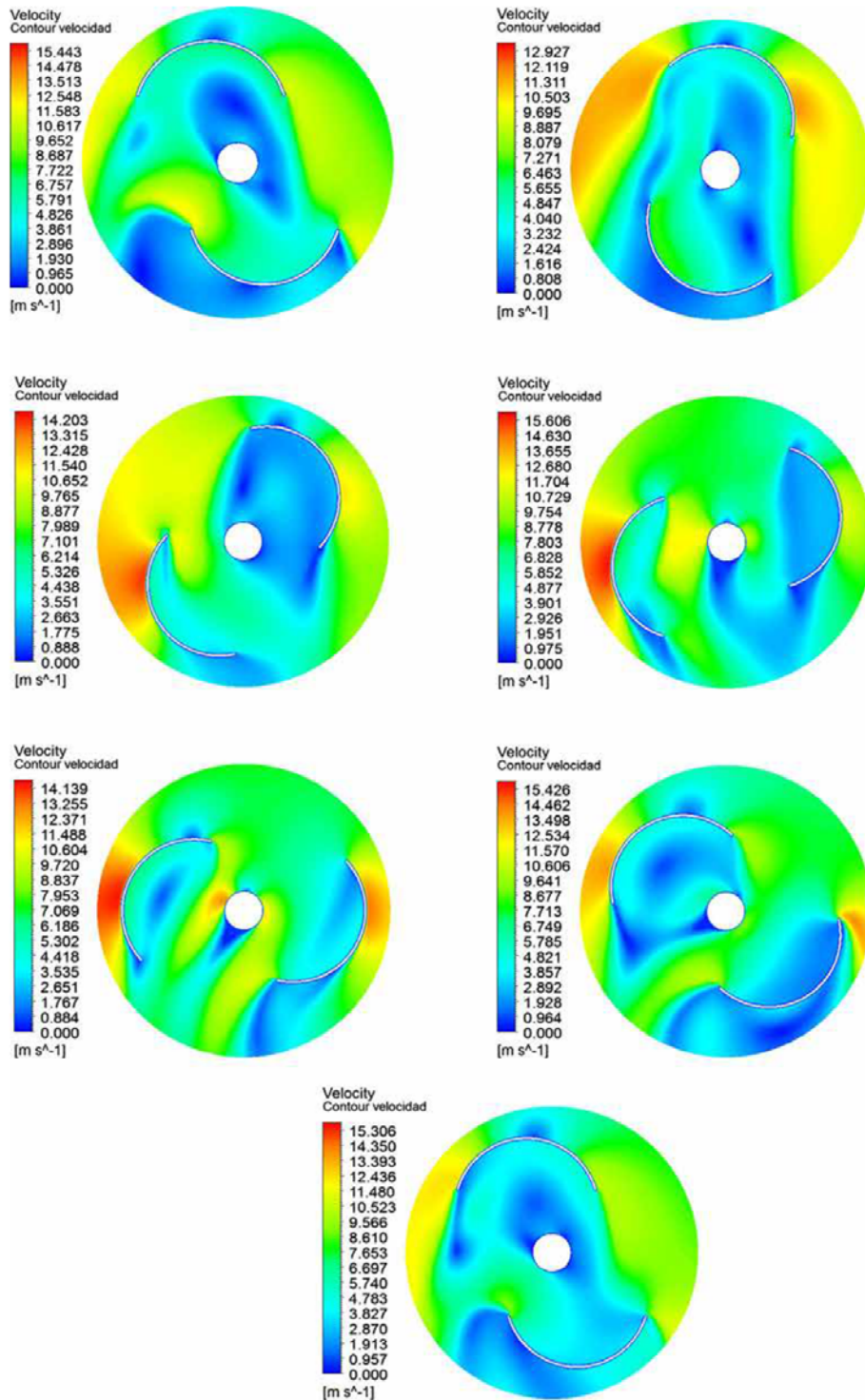


Fig. 23. Velocity map with Reynolds number $1.094 \cdot 10^5$ for rotor angle 0° , 30° , 60° , 90° , 120° , 150° , 180° . Prototype Rotor $\delta = 45^\circ$.

Table 15

Comparison between the results obtained experimentally by means of the correlation equation and the numerical simulation, for the prototype rotor $\delta = 0^\circ$.

	TSR	$C_{t_{\text{experimental}}}$	$C_{t_{\text{simulation}}}$	$C_{t_{\text{correlation}}}$	$C_{p_{\text{experimental}}}$	$C_{p_{\text{simulation}}}$	$C_{p_{\text{correlation}}}$
$Re = 1.094 \cdot 10^5$	0.159	0.184	0.187	0.182	0.029	0.030	0.029
$Re = 1.364 \cdot 10^5$	0.243	0.125	0.123	0.126	0.030	0.030	0.030

Table 16

Error in the approximation of the correlation equation and the numerical simulation for the prototype rotor $\delta = 0^\circ$.

	Correlation difference [%]	Simulation difference [%]
$Re = 1.094 \cdot 10^5$	1.630	1.087
$Re = 1.364 \cdot 10^5$	1.600	0.800

than $9.907 \cdot 10^4$, while for the prototype rotor with a rotational angle δ equal to 22.5° the correlation equation was applied for points in the torque coefficient curve with a Reynolds number greater than $7.137 \cdot 10^4$. In this way, lower Reynolds numbers are depreciated where the viscous stresses and the peeling of the boundary layer can cause a distortion in obtaining the correlation equation.

$$\frac{C_t}{Re^n} = p_3 \cdot TSR^2 + p_2 \cdot TSR + p_1 \quad (31)$$

On the other hand, the results obtained from the power coefficient and torque coefficient of the numerical simulations performed for the prototype rotors are shown in Figs. 15, 16, 18, 19, 21, 22. These simulations were performed for Reynolds numbers of $1.094 \cdot 10^5$ and $1.364 \cdot 10^5$ (Prototype rotor with $\delta = 0^\circ$), $1.094 \cdot 10^5$ and $1.419 \cdot 10^5$ (Prototype rotor with $\delta = 22.5^\circ$), $1.094 \cdot 10^5$ and $1.311 \cdot 10^5$ (Prototype rotor with $\delta = 45^\circ$); and for rotational speed equal to 13.51 rad/s and 24.82 rad/s (Prototype rotor with $\delta = 0^\circ$), 14.24 rad/s and 33.93 rad/s (Prototype rotor with $\delta = 22.5^\circ$), 17.28 rad/s and 30.58 rad/s (Prototype rotor with $\delta = 45^\circ$); obtained from the experimental analysis.

In Figs. 17, 20 and 23, the average contour of the velocity field resulting from the numerical simulations for each prototype rotor is shown. Analyzing the average contour of the velocity field, some vortices and backwater points are generated in the concave regions of the buckets of the rotors for their positions of 60° , 90° and 120° . These vortices and backwater points are of greater intensity, cause low pressure on the concave side and their magnitude decreases as the torsion angle of the rotors buckets δ increases. For the rest of the positions of the prototype rotors analyzed, the vortices or backwater points are of lesser intensity and, as in the case of the vortices and backwater points mentioned at 60° , 90° and 120° angles, their intensity decreases as the torsion angle of the rotors buckets δ increases. In order to model a dynamic numerical analysis, the velocity field for each position of the rotor angle between the 0° and 180° range was captured using 30° rotor angle increments.

The selection of the rotor angle range was performed according to the axisymmetric geometry of the prototype rotors. Finally, in Tables 15–20 a comparison is made between the values of the power coefficient and torque coefficient obtained either experimentally by applying the correlation equation $\frac{C_t}{Re^n}$, and those obtained by means of the numerical simulations. As shown in the comparative tables, the relative error between the experimental values and the values obtained by the correlation equation $\frac{C_t}{Re^n}$ and the numerical simulations do not exceed 3.5%. Therefore, experimental data and numerical data are shown to have supported each other.

6.4. Comparison between the prototype rotors and the Savonius canonical rotor

Fig. 24 shows the superposition of the profiles of the torque coefficient versus rotation angle of the rotor, obtained by means of

Table 17

Comparison between the results obtained experimentally by means of the correlation equation and the numerical simulation, for the prototype rotor $\delta = 22.5^\circ$.

	TSR	$C_{t,experimental}$	$C_{t,simulation}$	$C_{t,correlation}$	$C_{p,experimental}$	$C_{p,simulation}$	$C_{p,correlation}$
$Re = 1.094 \cdot 10^5$	0.177	0.168	0.167	0.163	0.030	0.030	0.30
$Re = 1.419 \cdot 10^5$	0.320	0.096	0.097	0.097	0.030	0.031	0.031

Table 18

Error in the approximation of the correlation equation and the numerical simulation for the prototype rotor $\delta = 22.5^\circ$.

	Correlation difference [%]	Simulation difference [%]
$Re = 1.094 \cdot 10^5$	2.976	0.595
$Re = 1.364 \cdot 10^5$	1.042	1.042

numerical simulations for the Savonius rotors and prototype canonical rotor for a Reynolds number equal to $7.137 \cdot 10^4$. These results show the effect of the geometrical parameters on the coefficient of torque and coefficient of power. As can be seen in Table 21, the maximum and minimum torque coefficient for the prototype rotors is obtained for a different rotor angle than for the canonical Savonius rotor. While for prototype rotors the point of maximum torque coefficient is obtained for an angle of rotor 110 – 120° ($C_{t,max}(\delta = 0^\circ) = 0.371$, $C_{t,max}(\delta = 22.5^\circ) = 0.247$, $C_{t,max}(\delta = 45^\circ) = 0.251$) for the canonical Savonius rotor the point of maximum coefficient of torque is obtained for a rotor angle of 50° ($C_{t,max} = 0.872$). This indicates that in the prototype rotors the influence of the lift component has a greater effect than the drag component for the force generated by the rotors since the point of maximum torque coefficient is obtained for a rotor angle of 110 – 120° . However, for the canonical Savonius rotor the drag component has greater influence than the lift component for the force generated by the rotor, because the point of maximum torque coefficient is obtained for a rotor angle of 50° .

Fig. 25 shows a comparison of the coefficient of torque and power coefficient between the prototype rotors and the canonical Savonius rotor for a Reynolds number equal to $7.137 \cdot 10^4$. Table 22 collects the magnitude of the maximum values for each coefficient of torque and power curve for the prototype rotors and the Savonius canonical rotor. These results show that the canonical Savonius rotor generates greater torque and power than prototype rotors at a higher tip speed ratio. This is due to the difference in speed of rotation between the prototype rotors and the Savonius canonical rotor. Whereas in the prototype rotors the maximum coefficient of torque and power is obtained for a tip speed ratio of 0.173, 0.072 and 0.455, respectively, For the Savonius canonical rotor the maximum coefficient of torque and power is obtained for a tip speed ratio of 0.712. That is to say, in order to obtain a coefficient of torque and power analogous to that of the canonical Savonius rotor, the prototype rotors must act with a higher Reynolds number (see Fig. 26).

Finally, Table 22 shows the maximum power coefficient values of the prototype rotors, as well as the tip speed ratio and the Reynolds number corresponding to these maximum values. These maximum power coefficients were compared with the power coefficients obtained in the canonical Savonius rotor for the tip speed ratio of the maximum prototypes rotor power coefficient. These results show an approximate reduction of 49–55% of the power coefficient in the prototype rotors versus the canonical Savonius rotor. In addition, it is verified that as the angle of rotation or torsion δ of the prototype rotors improves the behavior of the prototype rotor and increases the coefficient of torque, power coefficient and mechanical power obtained (Table 23).

7. Conclusions

This paper presents the numerical-experimental study of a new

Table 19

Comparison between the results obtained experimentally by means of the correlation equation and the numerical simulation, for the prototype rotor $\delta = 45^\circ$.

	TSR	$C_{t\text{experimental}}$	$C_{t\text{simulation}}$	$C_{t\text{correlation}}$	$C_{p\text{experimental}}$	$C_{p\text{simulation}}$	$C_{p\text{correlation}}$
$Re = 1.094 \cdot 10^5$	0.211	0.174	0.173	0.180	0.037	0.037	0.038
$Re = 1.311 \cdot 10^5$	0.309	0.136	0.135	0.138	0.042	0.042	0.043

Table 20

Error in the approximation of the correlation equation and the numerical simulation for the prototype rotor $\delta = 45^\circ$.

	Correlation difference [%]	Simulation difference [%]
$Re = 1.094 \cdot 10^5$	3.448	0.575
$Re = 1.311 \cdot 10^5$	1.471	0.735

rotor, adapted from a conventional Savonius rotor, to which aesthetic, ergonomic and functional requirements have been incorporated, allowing it to form an integral part of sustainable consumer products. Both studies aim to evaluate the performance of the new rotor. A set of translational, rotational and scale symmetry operations was applied to the bucket sections of a canonical Savonius rotor in order to transform the base cylindrical surfaces into organic type surfaces easily integrated into the product environment. The rotor has been designed in parametric format allowing it to adapt automatically to different products by simply changing its dimensions.

In order to validate the performance of the rotor, this was applied to a patented consumer product integrated into its geometry. The reduced dimensions of the device in which it was integrated and its requirement of lateral accessibility to the inside shaft of the rotor enabled the performance of the rotor to be obtained in design conditions outside the optimum range of the technical parameters of the rotor. The modified Savonius rotor has been compared to a conventional Savonius rotor with the same aspect ratio in terms of power coefficient, torque coefficient and mechanical power generated.

The new rotor was tested in an open jet wind tunnel in order to verify the level of influence of product design parameters on rotor performance. Experiments were carried out for Reynolds values included in the range of $[3.436 \cdot 10^4 \text{ y } 1.419 \cdot 10^5]$. The experimental

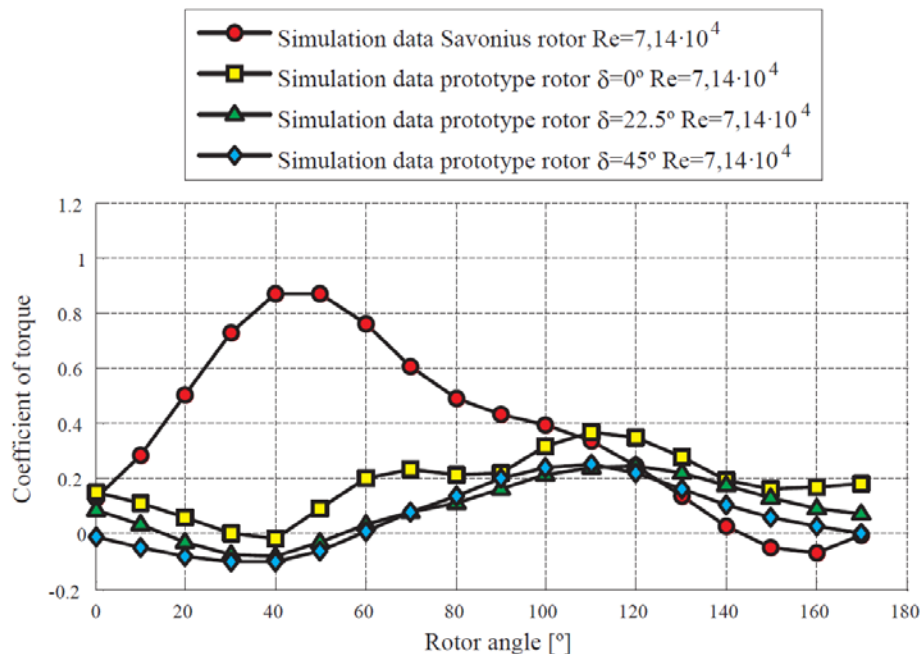
Table 21

Maximum torque coefficient versus rotor angle at a Reynolds number $7137 \cdot 10^4$ for the prototype rotors and the canonical Savonius rotor.

$Re = 7.137 \cdot 10^4$	Savonius rotor	Prototype rotors		
		$\delta = 0^\circ$	$\delta = 22.5^\circ$	$\delta = 45^\circ$
$C_{t\text{max}}$	0.872	0.371	0.247	0.251
$C_{t\text{min}}$	-0.065	-0.015	-0.082	-0.098
Location of $C_{t\text{max}}$ [°]	50°	110°	120°	110°
Location of $C_{t\text{min}}$ [°]	160°	40°	40°	40°

results have been validated with a numerical analysis using an incompressible unsteady Reynolds average Navier-Stokes model, obtaining a deviation of 3.5% between the experimental results and those obtained numerically. For the range of tip speed ratio values between 0.223 and 0.335, the rotor fulfills the functional requirements of the product of small-scale power generation, although in view of the results an increase in the speed of operation analyzed previously in the paper would be favorable.

The set of symmetry and translation operations performed on the canonical Savonius rotor greatly influences the design parameters of the rotor β_x and β_y , increasing its value and affecting its performance. This can be improved in those designs where a large value of lateral accessibility is not required, decreasing the value of the parameters β_x and β_y and which would favorably influence the performance of the rotor. Introducing the golden ratio in the dimensioning of the rotor greatly improves the harmonic proportions of the product, making it better integrated into the environment. The scaling process of the sections causes the value of β_y to be variable along the height of the rotor, decreasing by 61.80% from the central sections to the ends. The aspect

Fig. 24. Comparison of C_t vs Rotor angle at a Reynolds number $7.137 \cdot 10^4$ for the prototype rotors and the canonical Savonius rotor.

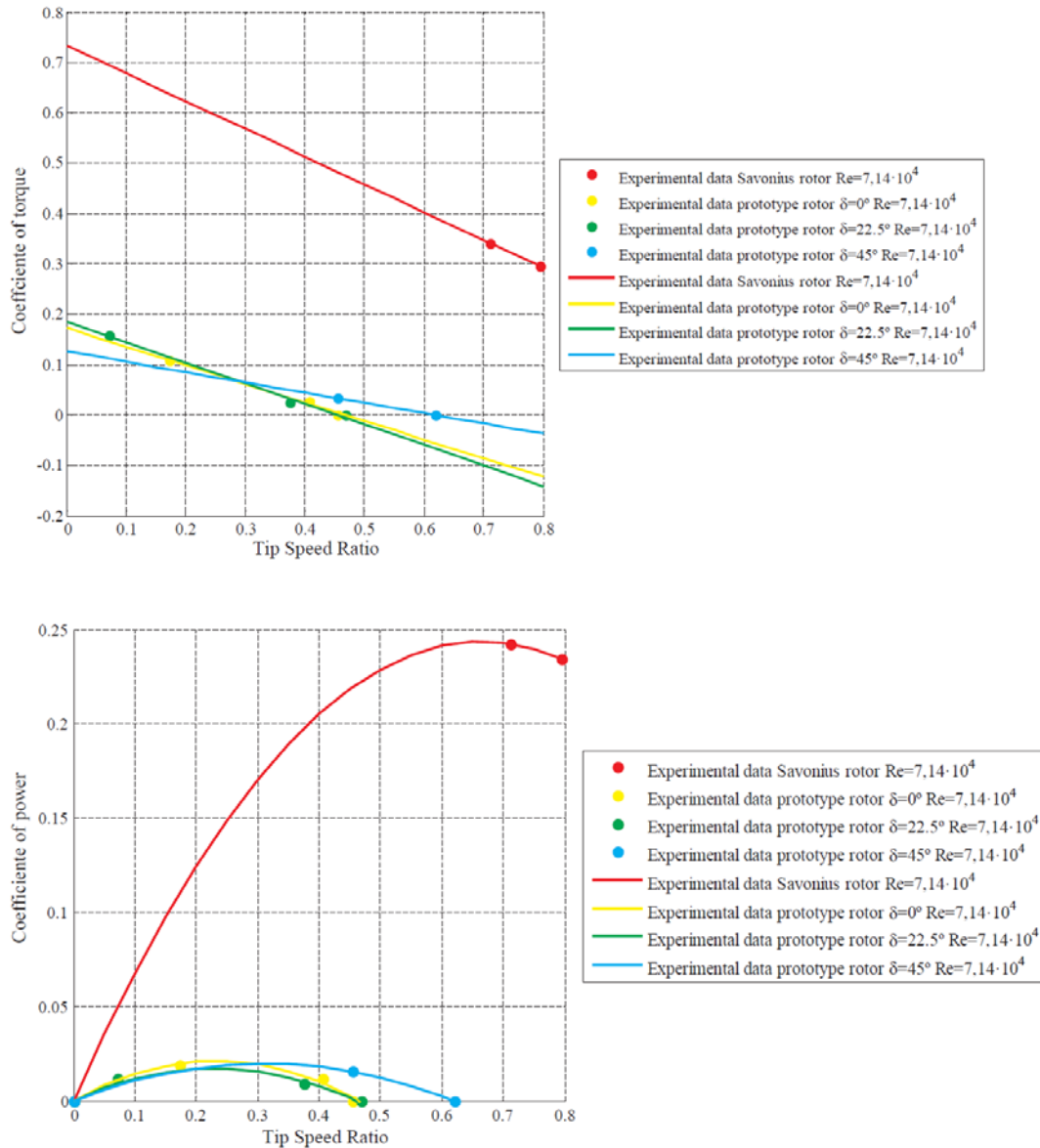


Fig. 25. Comparison of C_t vs TSR and C_p vs TSR to a Reynolds number $7.137 \cdot 10^4$ for the prototype rotors and the canonical Savonius rotor.

Table 22

Coefficient of torque and coefficient of power with maximum tip speed ratio at a number of Reynolds $7.137 \cdot 10^4$ for prototype rotors and Savonius rotor.

Re = $7.137 \cdot 10^4$		C_{tmax}	C_{pmax}	TSR at C_{pmax} , C_{tmax}
Prototype rotors	$\delta = 0^\circ$	0.108	0.019	0.173
	$\delta = 22.5^\circ$	0.158	0.011	0.072
	$\delta = 45^\circ$	0.034	0.015	0.455
Savonius rotor		0.341	0.243	0.712

ratio AR for the new rotor has a value of 1.608, equal to the golden number, being within the range of recommended values for good technical performance.

The behavior of the rotors with different rotation angles in the sections of their buckets has been analyzed, observing that as the value of the rotation angle δ increases, the speed of the rotor increases, improving the power coefficient and the tip speed ratio, as well as the mechanical power generated. For a rotation angle δ of 45° , the power

coefficient values improve by 32% compared to the values obtained for the angle 0° . The experimental and numerical analyses performed on the new rotor show a lower speed ratio compared to that of the conventional Savonius rotor. This indicates that the rotation speed of the new rotor is lower than the Savonius rotor, as it is shown that the Reynolds numbers at which the experimental tests of the new rotor have been performed are higher than in the Savonius rotor. This fact indicates a more favorable operation for the new rotor within a range of wind speeds superior to the range of the Savonius.

The new rotor is born as a suitable variant of the Savonius rotor for small-scale energy applications, or to reduce the energy consumption of products where aesthetic and ergonomic requirements are necessary for sale. The new rotor maintains the advantages of the Savonius rotor at the same time that it integrates perfectly into the geometry of the product, giving it personality and making it desirable for consumers. The new rotor is part of a new line of research consisting of incorporating technical elements capable of contributing to the energy generation of the product, fulfilling its own requirements of aesthetic

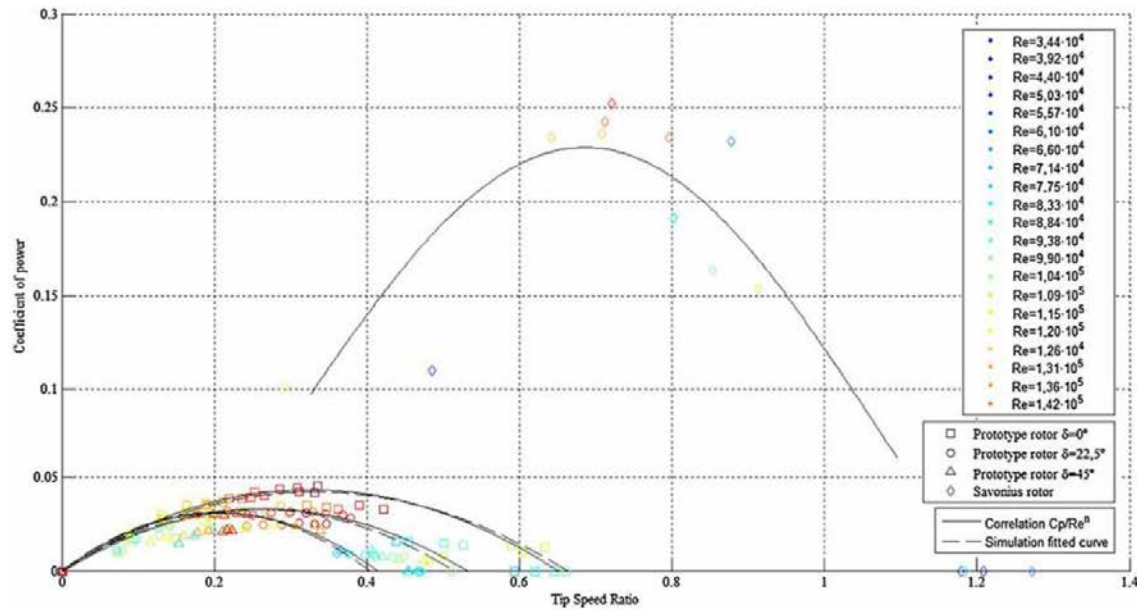


Fig. 26. Comparison of C_p vs TSR at a Reynolds number between $3.436 \cdot 10^4$ and $1.419 \cdot 10^5$ for the prototype rotors and the canonical Savonius rotor. Results obtained experimentally and by means of the correlation equation.

Table 23

Comparison of maximum power coefficients for prototype rotors and power coefficients for the Savonius rotor a tip speed ratio of the maximum prototypes rotor power coefficient.

Prototype rotors	C_{pmax}	Corresponding Reynolds number	TSR at C_{pmax}	Savonius C_p at TSR of the maximum rotor power coefficient	$C_{t,Cp}$ difference [%]
$\delta = 0^\circ$	0.031	$1.36 \cdot 10^5$	0.229	0.070	55.714
$\delta = 22.5^\circ$	0.032	$1.20 \cdot 10^5$	0.217	0.0670	52.239
$\delta = 45^\circ$	0.046	$1.36 \cdot 10^5$	0.335	0.091	49.451

and ergonomic design with the aim of improving the urban sustainability of society.

Acknowledgments

This work has been supported by the University of Jaen through the project titled "Diseño de un bastón ecológico de senderismo generador eólico hidráulico" Project Code (AC20/2015-12) and (R1 A7/2017). The authors would like to thank the Mechanical Engineering Department at Jaen University for using the wind tunnel to achieve the experimental study. The authors would like to thank the reviewers for comments that improved the exposition.

References

- [1] Marinić-Kragić I, Vučina D, Milas Z. Numerical workflow for 3D shape optimization and synthesis of vertical-axis wind turbines for specified operating regimes. *Renewable Energy* 2018;115:113–27.
- [2] Roy S, Saha UK. An adapted blockage factor correlation approach in wind tunnel experiments of a Savonius-style wind turbine. *Energy Convers Manage* 2014;86:418–27.
- [3] Al-Hadhrani LM. Performance evaluation of small wind turbines for off grid applications in Saudi Arabia. *Energy Convers Manage* 2014;81:19–29.
- [4] Bangga G, Lutz T, Jost E, Krämer E. CFD studies on rotational augmentation at the inboard sections of a 10 MW wind turbine rotor. *J Renewable Sustainable Energy* 2017;9(2):023304.
- [5] Mereu R, Federici D, Ferrari G, Schito P, Inzoli F. Parametric numerical study of Savonius wind turbine interaction in a linear array. *Renewable Energy* 2017;113:1320–32.
- [6] Roy S, Das R, Saha UK. An inverse method for optimization of geometric parameters of a Savonius-style wind turbine. *Energy Convers Manage* 2018;155:116–27.
- [7] Ducoin A, Shadloo MS, Roy S. Direct Numerical Simulation of flow instabilities over Savonius style wind turbine blades. *Renewable Energy* 2017;105:374–85.
- [8] Goodarzi M, Keimaneh R. Numerical analysis on overall performance of Savonius turbines adjacent to a natural draft cooling tower. *Energy Convers Manage* 2015;99:41–9.
- [9] Saha UK, Rajkumar MJ. On the performance analysis of Savonius rotor with twisted buckets. *Renewable Energy* 2006;31(11):1776–88.
- [10] Roy S, Saha UK. Wind tunnel experiments of a newly developed two-bucket Savonius-style wind turbine. *Appl Energy* 2015;137:117–25.
- [11] Kamoji MA, Kedare SB, Prabhu SV. Experimental investigations on single stage modified Savonius rotor. *Appl Energy* 2009;86(7):1064–73.
- [12] Roy S, Ducoin A. Unsteady analysis on the instantaneous forces and moment arms acting on a novel Savonius-style wind turbine. *Energy Convers Manage* 2016;121:281–96.
- [13] Tian W, Mao Z, Zhang B, Li Y. Shape optimization of a Savonius Wind Rotor with Different Convex and Concave Sides. *Renewable Energy* 2017.
- [14] Lee JH, Lee YT, Lim HC. Effect of twist angle on the performance of Savonius wind turbine. *Renewable Energy* 2016;89:231–44.
- [15] Damak A, Driss Z, Abid MS. Experimental investigation of helical Savonius rotor with a twist of 180. *Renewable Energy* 2013;52:136–42.
- [16] Yang HB. Wind Tunnel study on the performance characteristics of Savonius Wind Turbine [Master Thesis]. Pusan National University; 2013.
- [17] Al-Kayiem HH, Bhayo BA, Assadi M. Comparative critique on the design parameters and their effect on the performance of S-rotors. *Renewable Energy* 2016;99:1306–17.
- [18] Roy S, Saha UK. Review of experimental investigations into the design, performance and optimization of the Savonius rotor. *Proc Inst Mech Eng, A: J Power Energy* 2013;227(4):528–42.
- [19] Blackwell BF, Sheldahl RF, Feltz LV. Wind tunnel performance data for two- and three-bucket Savonius rotors. Albuquerque (NM): Sandia Laboratories; 1977.
- [20] Saha UK, Thotha S, Maity D. Optimum design configuration of Savonius rotor through wind tunnel experiments. *J Wind Eng Ind Aerodyn* 2008;96(8):1359–75.
- [21] Akwa JV, da Silva Júnior GA, Petry AP. Discussion on the verification of the overlap ratio influence on performance coefficients of a Savonius wind rotor using computational fluid dynamics. *Renewable Energy* 2012;38(1):141–9.
- [22] Fujisawa N. On the torque mechanism of Savonius rotors. *J Wind Eng Ind Aerodyn* 1992;40(3):277–92.
- [23] Ushiyama I, Nagai H. Optimum design configurations and performance of Savonius rotors. *Wind Eng* 1988:59–75.
- [24] Jian C, Kumbemuss J, Linhua Z, Lin L, Hongxing Y. Influence of phase-shift and overlap ratio on Savonius wind turbine's performance. *J Sol Energy Eng* 2012;134(1):1–9.
- [25] Ali MH. Experimental comparison study for Savonius wind turbine of two & three buckets at low wind speed. *Int J Modern Eng Res (IJMER)* 2013;3(5):2978–86.
- [26] Mahmoud NH, El-Haroun AA, Wahba E, Nasef MH. An experimental study on improvement of Savonius rotor performance. *Alexand Eng J* 2012;51(1):19–25.
- [27] Hayashi T, Yan LI, Yutaka HARA. Wind tunnel tests on a different phase three-stage Savonius rotor. *JSME Int J, Ser B* 2005;48(1):9–16.

- [28] Menet JL. A double-step Savonius rotor for local production of electricity: a design study. *Renewable Energy* 2004;29(11):1843–62.
- [29] Altan BD, Atılman M. The use of a curtain design to increase the performance level of a Savonius wind rotors. *Renewable Energy* 2010;35(4):821–9.
- [30] Altan BD, Altan G, Kovan V. Investigation of 3D printed Savonius rotor performance. *Renewable Energy* 2016;99:584–91.
- [31] Mohamed MH, Janiga G, Pap E, Thévenin D. Optimization of Savonius turbines using an obstacle shielding the returning bucket. *Renewable Energy* 2010;35(11):2618–26.
- [32] Sharma S, Sharma RK. Performance improvement of Savonius rotor using multiple quarter blades-A CFD investigation. *Energy Convers Manage* 2016;127:43–54.
- [33] Sharma S, Sharma RK. CFD investigation to quantify the effect of layered multiple miniature blades on the performance of Savonius rotor. *Energy Convers Manage* 2017;144:275–85.
- [34] Korprasertsak N, Leephakpreeda T. Analysis and optimal design of wind boosters for Vertical Axis Wind Turbines at low wind speed. *J Wind Eng Ind Aerodyn* 2016;159:9–18.
- [35] Alexander AJ, Holownia BP. Wind tunnel tests on a Savonius rotor. *J Wind Eng Ind Aerodyn* 1978;3(4):343–51.
- [36] Krause CL. Our visual landscape: managing the landscape under special consideration of visual aspects. *Landscape Urban Plann* 2001;54(1):239–54.
- [37] Chong WT, Pan KC, Poh SC, Fazliza A, Oon CS, Badarudin A, et al. Performance investigation of a power augmented vertical axis wind turbine for urban high-rise application. *Renewable Energy* 2013;51:388–97.
- [38] Müller G, Chavushoglu M, Kerri M, Tsuzaki T. A resistance type vertical axis wind turbine for building integration. *Renewable Energy* 2017;111:803–14.
- [39] Orlandi A, Collu M, Zanforlin S, Shires A. 3D URANS analysis of a vertical axis wind turbine in skewed flows. *J Wind Eng Ind Aerodyn* 2015;147:77–84.
- [40] Bangga G, Lutz T, Dessoky A, Krämer E. Unsteady Navier-Stokes studies on loads, wake, and dynamic stall characteristics of a two-bladed vertical axis wind turbine. *J Renewable Sustainable Energy* 2017;9(5):053303.
- [41] Ferrari G, Federici D, Schito P, Inzoli F, Mereu R. CFD study of Savonius wind turbine: 3D model validation and parametric analysis. *Renewable Energy* 2017;105:722–34.
- [42] Bhuyan S, Biswas A. Investigations on self-starting and performance characteristics of simple H and hybrid H-Savonius vertical axis wind rotors. *Energy Convers Manage* 2014;87:859–67.
- [43] Simões T, Estanqueiro A. A new methodology for urban wind resource assessment. *Renewable Energy* 2016;89:598–605.
- [44] Lockwood T. Design thinking: integrating innovation, customer experience, and brand value. Skyhorse Publishing Inc.; 2010.
- [45] Karlsson R, Luttrupp C. EcoDesign: what's happening? An overview of the subject area of EcoDesign and of the papers in this special issue. *J Cleaner Prod* 2006;14(15):1291–8.
- [46] Walker James. Golden Ratio axial flow apparatus. Patent Number US9328717; 2016.
- [47] Choy Nam Hyun. A rotor for wind power generator. Patent Number KR101590054; 2016.
- [48] <https://enessere.com/it/hercules/hercules-wind-turbine/>.
- [49] <http://enessere.com/en/enessere-won-the-focus-open-silver-design-award-in-germany/>.
- [50] <http://www.newwind.fr/>.
- [51] Benyus JM. Biomimicry. New York: William Morrow; 1997. p. 1.
- [52] <http://leviathanenergy.com/technology/wind-tulips/>.
- [53] Lidwell W, Holden K, Butler J. Universal principles of design, revised and updated: 125 ways to enhance usability, influence perception, increase appeal, make better design decisions, and teach through design. Rockport Pub; 2010.
- [54] Martín-Doñate Cristina, Rubio-Paramio Miguel Angel, Mercado-Colmenero Jorge Manuel, Rus Casas Catalina. Bastón electrónico de senderismo. ES2598296B2; 2017.
- [55] <http://www.lavanguardia.com/tecnologia/20170717/424184267868/patentan-un-baston-de-senderismo-que-permite-recargar-dispositivos-moviles.html>.
- [56] Tilley A. The measure of man and woman: human factors in design; 1993.
- [57] <http://www.ansys.com/es>.
- [58] <http://www.solidworks.es>.
- [59] Altan Burçin Deda, Atılman Mehmet. An experimental and numerical study on the improvement of the performance of Savonius wind rotor. *Energy Convers Manage* 2008;49:3425–32.
- [60] Howell Robert, Qin Ning, Edwards Jonathan, Durrani Naveed. Wind tunnel and numerical study of a small vertical axis wind turbine. *Renewable Energy* 2010;35:412–22.
- [61] Tian Wenlong, Song Baowei, VanZwieten James H, Pyakurel Parakram. Computational fluid dynamics prediction of a modified Savonius wind turbine with novel blade shapes. *Energies* 2015;8:7915–29.
- [62] Rogowski Krzysztof, Maronski Ryszard. CFD computation of the Savonius Rotor. *J Theoret Appl Mech* 2015;53(2015):37–45.
- [63] Altan Burçin Deda, Altan Gurkan, Kovan Volkan. Investigation of 3D printed Savonius rotor performance. *Renewable Energy* 2016;99:584–91.
- [64] ANSYS FLUENT Theory Guide. <http://ansys.com>.
- [65] Bangga G, Thorsten L, Kramer E. Root flow characteristics and 3D effects of an isolated wind turbine rotor. *J Mech Sci Technol* 2017;31(8):3839–44.

Jorge Manuel Mercado Colmenero received his B.Eng and M.Eng. in Mechanical Engineering in 2012 and 2014 respectively from the University of Jaén in Spain. In 2014 he joined the Design, Engineering Graphics and Project department at Jaen university as a PhD student. He is currently developing his thesis about automatic analyses and design of injection plastic mold, including demoldability, ejection system, cooling system design and CAD-CAE design and manufacturing.

Dr. Miguel Angel Rubio Paramio received his MEng and Ph.D in Mechanical Engineering in 1992 and 2000 respectively from Polytechnic University of Madrid in Spain. In 1994 he joined the University of Jaen and currently he teaches courses of Computer-aided Design, Manufacturing and Engineering in the Engineering Graphics, Design and Projects Department. His thesis was focused on automatic analysis of injection plastic part. His research interests include CAD-CAM-CAE, Design for Manufacturing, computational geometry, constraint-based parametric modeling, and their applications on plastic injection mold design and manufacturing.

Francisca Guerrero-Villar received his B.Eng and M.Eng. in Mechanical Engineering from the University of Sevilla in Spain She worked for several years (2007–2013) as top head of the Technological Center CETEMET. She has been main researcher in two INNTERCONECTA call grant competitive projects (SEAMAR, ODISEO), and in a INNPACTO call grant competitive project (INNVEXTRAN). Since 2014 until now is a researcher at the Jaen University specialized in renewable energy.

Dr. Cristina Martín Doñate received her B.Eng. and M.Eng. in Electrical - Electronics Engineering and Industrial Engineering (Polytechnic University of Valencia - Spain) in 1997 and Ph.D in Industrial Engineering (University of Jaen - Spain) in 2010. She worked for several years as project manager on developing new products in automotive manufacturing industries. She developed research at the Technical University of Graz in Austria, and at the University of Applied sciences of Rosenheim in Germany in the field of manufacturing systems. She is currently Professor at Jaen University where she develops research and conduct research projects in manufacturing systems, plastic injection mold design and technology, CAD systems and new products development.

Anexo IV

Estudio mecánico de un Generador Eólico de Eje Vertical basado en análisis dimensional

Publicado en el Libro de Artículos del XXI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica.

Editorial Universidad Miguel Hernández de Elche

ISBN: 978-84-16024-37-7

Año: 2016

Estudio mecánico de un Generador Eólico de Eje Vertical basado en análisis dimensional

F. Guerrero-Villar¹, E. Torres-Jiménez², R. Dorado-Vicente³, Luka Lešnik⁴

¹Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Jaén. mgvillar@ujaen.es

²Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Jaén. etorres@ujaen.es

³Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Jaén. rdorado@ujaen.es

⁴Faculty of Mechanical Engineering, University of Maribor, Slovenia. luka.lesnik@um.si

Actualmente, la comunidad científica cuenta con herramientas de cálculo muy valiosas y potentes como son las basadas en métodos numéricos, de tal forma que para diseñar un mecanismo accionado por el viento podría utilizarse alguna herramienta basada en CFD como por ejemplo ANSYS FLUENT. Sin embargo, no todas las incógnitas de un estudio se resuelven por esta vía, ya que en primer lugar hay que estar muy concienciados con la necesidad de validación de la metodología computacional concreta empleada a través de experimentos o cálculos teóricos; y en segundo lugar, es insustituible un conocimiento previo de la física del problema, de cuyos detalles se puede pedir cuentas a los métodos CFD, pero no a la inversa.

En el presente artículo se afronta el estudio de un mecanismo para la regulación del posicionamiento de los álabes de un generador eólico de tipo vertical, basado en la fuerza centrífuga. Es imprescindible obtener mediante experimentación la velocidad de rotación del generador, siendo un dato necesario para iniciar el estudio numérico, y cuyo valor lógicamente influye plenamente en la potencia de la turbina. Por tanto, para estudiar las mejoras obtenidas con el mecanismo propuesto, en primer lugar se debe construir y ensayar en túnel de viento un prototipo de la turbina con dicha regulación mecánica.

Otra herramienta muy útil, y tal vez más utilizada en otras áreas de la ingeniería como la mecánica de fluidos, es el ANÁLISIS DIMENSIONAL, el cual permite extrapolar los resultados obtenidos para un mecanismo concreto, obteniendo una previsión del efecto del mismo en dispositivos a mayor escala. Por tanto, mediante análisis dimensional, se puede calcular una primera aproximación de la velocidad de rotación y la potencia de turbinas un orden de magnitud superior respecto al prototipo ensayado. Datos que lógicamente facilitan el diseño mecánico de dispositivos a escala real, así como los datos de partida para posteriores estudios numéricos.

1. Introducción

Los generadores eólicos de eje vertical (ver figura 1), son objeto hoy en día de numerosas investigaciones, debido a su aplicación en emplazamientos flotantes de turbinas eólicas marinas, “floating offshore wind” [1].

La principal ventaja, tal y como menciona Paraschivoiu [2], consiste en que la maquinaria pesada del generador se situaría bajo el nivel del terreno, o en el caso de dispositivos marinos, por debajo del nivel del agua.

Los dispositivos verticales desarrollados hasta la fecha adolecen de un menor rendimiento que los de eje horizontal, de ahí que muchas de las actuales investigaciones se centran en la regulación del ángulo de los álabes en función de la posición acimutal respecto al eje vertical. La figura 3 esquematiza el ángulo de inclinación del álabes, así como otros parámetros influyentes. Firdaus et al. (2014) [3], revisa la temática en los trabajos de numerosos investigadores en el campo de las turbinas eólicas de eje vertical, de cuyos estudios (en unos casos experimentales y en otros numéricos), se concluye la influencia de la variación de la inclinación de los álabes tanto en el rendimiento como en la capacidad de autoarranque.

El presente artículo detalla el análisis dimensional de un generador eólico de eje vertical de álabes rectos (Darrieus de álabes rectos), con regulación de la posición de los álabes $\gamma(\theta)$ mediante un mecanismo centrífugo (figura 2); partiendo de los resultados experimentales de una pequeña turbina con tres álabes de perfil simétrico (NACA-0015), ensayada en un túnel de viento con sección transversal de 40 cm*40 cm.

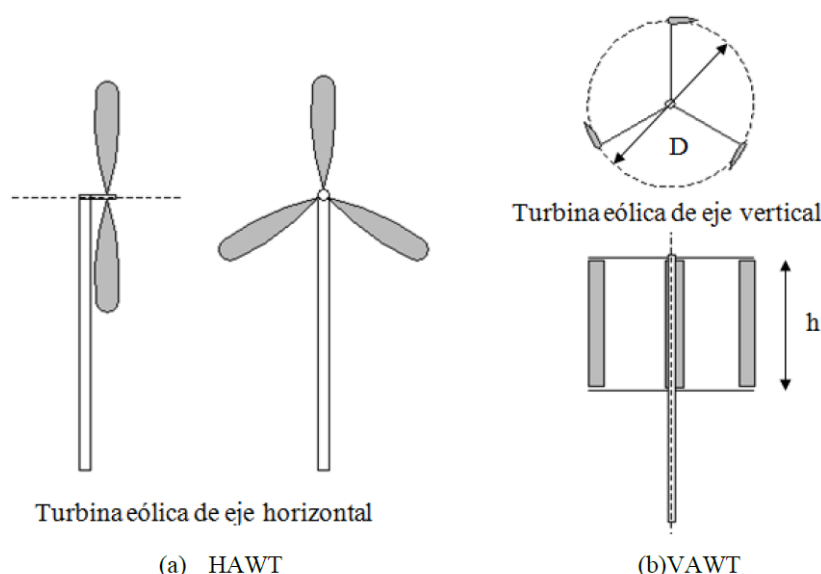


Figura 1: Clasificación de las turbinas eólicas en (a) “Turbinas de eje horizontal” (HAWT), y (b) “Turbinas de eje vertical” (VAWT)

El objetivo principal de este estudio, es estimar velocidades de giro, y potencias en dispositivos equivalentes al ensayado pero de mayor escala, en particular se han detallado los cálculos de un prototipo 4 veces superior respecto a la maqueta de cuyos datos experimentales se dispone. Un objetivo secundario sería difundir la utilidad del análisis dimensional como herramienta para el desarrollo de sistemas de regulación mecánica.

En las referencias [4,5] se aborda el estudio del análisis dimensional y su aplicación a sencillos problemas mecánicos.

2. Metodología

2.1. Descripción de la maqueta.

Se ha diseñado, construido y ensayado una maqueta de una turbina eólica de eje vertical, cuyos principales parámetros de diseño se presentan en la tabla 1.

Una de las claves de esta propuesta de generador eólico consiste en que los álabes además del giro propio de la turbina, pueden girar sobre sí mismos, y mediante una modificación de su centro de gravedad con un contrapeso adoptan una posición aerodinámica favorable. Por ello, dentro de los parámetros de diseño se incluye la situación del eje de giro del álabes (x_a) medido respecto al borde de ataque (figura 2).

También se facilita la posición del centro de gravedad modificado (x_{cg} , y_{cg}), puesto que dicha posición determinará los valores del ángulo de inclinación γ , a lo largo de la trayectoria circular del álabes, dicho ángulo denominado en la bibliografía inglesa como “pitch” se detalla en la figura 3.

Tabla 1: Parámetros de diseño de la turbina VAWT ensayada (maqueta)

Principales características de la turbina ensayada (ver figuras 1 y 2)	
Diámetro de la turbina, D	0.310 m
Envergadura de los álabes, h	0.270 m
Cuerda de los álabes, c	0.04 m
Perfil aerodinámico del álabes, escogido según conclusiones del estudio de Roh y Kang, [6]	NACA 0015
Número de álabes, n	3
Posición eje de giro del álabes respecto al borde de ataque, x_a	6 mm
Coordenada horizontal del Centro de Gravedad (álabes+contrapeso) respecto al borde de ataque, x_{cg}	4.924 mm
Coordenada vertical del Centro de Gravedad (álabes+contrapeso) respecto al borde de ataque, y_{cg}	6.809 mm
Masa de los álabes	0.05 kg
Masa de los álabes (incluidos contrapesos), m	0.10 kg
Momento inercia turbina+volante, I	0.017 kg m ²

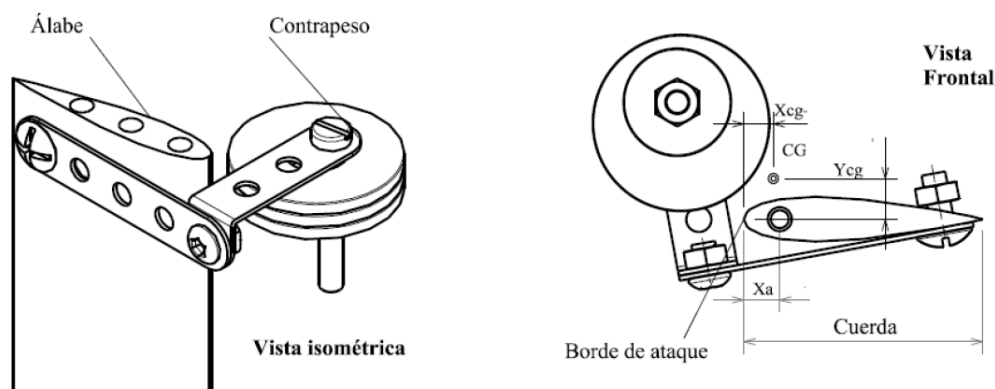


Figura 2: Gráfico parámetros geométricos del álabe.

Se dota además al mecanismo de un volante de inercia I , puesto que el par motor aerodinámico es variable respecto a la coordenada acimutal, el momento de inercia del conjunto turbina+volante (I) se facilita también en la tabla 1. En la figuras 1 y 2 se esquematizan los parámetros geométricos del álabe.

2.2. Equipo de laboratorio.

El ensayo de la maqueta se ha realizado en el túnel de viento de la Universidad de Jaén, se trata de un túnel de viento horizontal de sección 40 cm*40 cm, que funciona en circuito cerrado con un ventilador de 5 kW, que puede regularse con un variador de frecuencia, alcanzando una velocidad máxima de 40 m/s. El conjunto consigue una intensidad de turbulencia inferior al 2%, y una uniformidad de flujo de alto nivel, ya que dispone de un sistema de rejillas y paneles “honey combs”.

La velocidad se ha medido con un tacómetro óptico con interfaz RS-232, modelo PCE-151.

La potencia se ha medido mediante un freno tipo “Prony”, construido con un dinamómetro de rango 0-20 N, y resolución de 0.2N.

2.3. Análisis dimensional.

Mediante el análisis dimensional se obtiene la relación de los distintos parámetros que intervienen en un mecanismo, esto ayuda enormemente a su desarrollo.

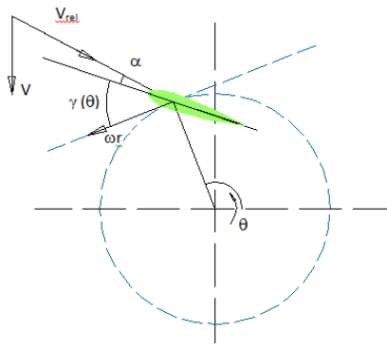
Además, cuando se cumple las condiciones de semejanza física (total o parcial), se puede determinar magnitudes adimensionales y con éstas a su vez, si se miden valores experimentales con una maqueta, es posible estimar las magnitudes de dispositivos proporcionales a la misma.

El primer paso para realizar el análisis dimensional de la potencia de un dispositivo, es determinar de qué parámetros depende ésta. En el caso que nos ocupa la potencia depende de las siguientes magnitudes y parámetros del problema.

$$\dot{W} = f(D, \omega, \rho, \mu, V, h, c, n, x_a, x_{cg}, m, I) \quad (1)$$

$\dot{W}$	potencia	W
D	diámetro	m
ω	velocidad angular	rad/s
ρ	densidad	kg/m ³
μ	viscosidad	kg/m/s
V	velocidad del viento	m/s
h	envergadura álabe	m
c	cuerda del álabe	m
n	número de álabes	-
x_a	posición eje de giro	m
x_{cg}	posición centro gravedad	m
m	masa total del álabe	kg
I	inercia turbina+volante	kg m ²

Se ha excluido y_{cg} , de la dependencia anterior, porque en el diseño de la maqueta (fig. 2) está directamente relacionado con x_{cg} . También se obvia el efecto del perfil aerodinámico del álabe, pues se parte de las conclusiones al respecto de Roh y Kang [6], y su influencia no pretende analizarse.



Nomenclatura		
V	Velocidad viento	m/s
V_{rel}	Velocidad relativa ábalo	m/s
ω	Velocidad angular	rad/s
r	Radio de la turbina	m
θ	Ángulo azimutal	grados
α	Ángulo de ataque	grados
γ	Ángulo de inclinación	grados

Figura 3: Gráfico que muestra $\gamma(\theta)$, es decir la inclinación del ábalo en función del ángulo acimutal.

Si la dimensión de la masa se expresa con $[M]$, la dimensión de la longitud con $[L]$, y la dimensión del tiempo con $[T]$, es posible establecer las dimensiones de las anteriores magnitudes tal y como se especifica en la tabla 2.

Tabla 2: Matriz de dimensiones de las magnitudes incluidas en la fórmula (1). Aparecen sombreadas las variables independientes escogidas para el primer análisis.

	$[\dot{W}]$	$[D]$	$[V]$	$[\rho]$	$[\mu]$	$[\omega]$	$[h]$	$[c]$	$[n]$	$[x_a]$	$[x_{cg}]$	$[m]$	$[I]$
$[M]$	1	1	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1
$[L]$	2	0	1	-3	-1	0	1	1	0	1	1	0	2
$[T]$	-3	0	-1	0	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0

Se seleccionan inicialmente como variables independientes: D , V , ρ ; es posible consultar la definición de variable independiente en la referencia [4]. A continuación se deducen las magnitudes restantes dimensionadas en función de dichas variables independientes.

$$[\dot{W}] = [M]^1 \cdot [L]^2 \cdot [T]^{-3} = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [L]^x \cdot [L^1 \cdot T^{-1}]^y \cdot [M^1 \cdot L^{-3}]^z = [M]^z \cdot [L]^{x+y-3z} \cdot [T]^{-y} \quad (2)$$

Igualando los exponentes de $[M]$, $z=1$.

Igualando los exponentes de $[L]$, $x+y-3z=2$.

Igualando los exponentes de $[T]$, $-y=-3$.

Resolviendo el sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas se obtiene: $x=2$, $y=3$, $z=1$. De tal forma que la dimensión de la potencia puede expresarse en función de las variables independientes del siguiente modo:

$$[\dot{W}] = [M]^1 \cdot [L]^2 \cdot [T]^{-3} = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [D]^2 \cdot [V]^3 \cdot [\rho]^1 \quad (3)$$

Por tanto, la potencia puede escribirse adimensionalmente mediante una expresión proporcional al denominado Coeficiente de Potencia (C_P), que introduce el coeficiente $1/2$ como conexión con la expresión de la energía cinética:

$$\Pi'_0 = \dot{W} / (\rho \cdot V^3 \cdot D^2) \quad (4')$$

$$\Pi_0 = C_P = \dot{W} / (1/2 \cdot \rho \cdot V^3 \cdot D^2) \quad (4)$$

Se repite el proceso para el resto de las magnitudes,

$$\begin{aligned} [\mu] &= [M]^1 \cdot [L]^{-1} \cdot [T]^{-1} = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [L]^x \cdot [L^1 \cdot T^{-1}]^y \cdot [M^1 \cdot L^{-3}]^z = [M]^z \cdot [L]^{x+y-3z} \cdot [T]^{-y} \\ z &= 1; x+y-3z=-1; -y=-1 \\ x &= 1; y=1; z=1 \\ [\mu] &= [M]^1 \cdot [L]^{-1} \cdot [T]^{-1} = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [D]^1 \cdot [V]^1 \cdot [\rho]^1 \\ \Pi_1 &= \mu / (\rho \cdot V \cdot D) \end{aligned} \quad (5)$$

La ecuación (5), es la expresión de la viscosidad adimensionalizada, la cual coincide con la inversa del número de Reynolds (Re), que relaciona las fuerzas de inercia del fluido con las viscosas.

$$\begin{aligned} [\omega] &= [M]^0 \cdot [L]^0 \cdot [T]^{-1} = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [L]^x \cdot [L^1 \cdot T^{-1}]^y \cdot [M^1 \cdot L^{-3}]^z = [M]^z \cdot [L]^{x+y-3z} \cdot [T]^{-y} \\ z &= 0; x+y-3z=0; -y=-1 \\ x &=-1; y=1; z=0 \end{aligned}$$

$$[\omega] = [M]^0 \cdot [L]^0 \cdot [T]^{-1} = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [D]^{-1} \cdot [V]^1 \cdot [\rho]^0$$

$$\Pi_2 = \omega D / V \quad (6)$$

La ecuación (6), es la expresión de la velocidad de rotación de la turbina adimensionalizada, y es proporcional al TSR, siglas de la expresión “Time Speed Ratio” ($\lambda = \omega R / V$) o coeficiente de velocidad, muy utilizado en la bibliografía de generadores eólicos; relaciona la velocidad tangencial del álabe, con la velocidad del viento, y tal y como se esquematiza en la figura 3, la suma de ambas da lugar a la velocidad relativa.

$$[c] = [M]^0 \cdot [L]^1 \cdot [T]^0 = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [L]^x \cdot [L]^1 \cdot [T]^{-1} \cdot [M]^1 \cdot [L]^{-3} \cdot [M]^z = [M]^z \cdot [L]^{x+y-3z} \cdot [T]^{-y}$$

$$z=0; x+y-3z=1; -y=0$$

$$x=1; y=0; z=0$$

$$[c] = [M]^0 \cdot [L]^1 \cdot [T]^0 = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [D]^1 \cdot [V]^0 \cdot [\rho]^0$$

$$\Pi_3 = c / D \quad (7)$$

$$\Pi_4 = n \cdot c / (\Pi \cdot D) \quad (8)$$

La expresión (7), es la expresión de la cuerda adimensionalizada o esbeltez del álabe (e), de tal forma que multiplicando por n y dividiendo por Π , no se alteran las dimensiones y obtenemos un nuevo número adimensional (8) conocido como solidez (s), que expresa la porción de circunferencia recorrida por la turbina ocupada por álabes.

$$[m] = [M]^1 \cdot [L]^0 \cdot [T]^0 = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [L]^x \cdot [L]^1 \cdot [T]^{-1} \cdot [M]^1 \cdot [L]^{-3} \cdot [M]^z = [M]^z \cdot [L]^{x+y-3z} \cdot [T]^{-y}$$

$$z=1; x+y-3z=0; -y=0$$

$$x=3; y=0; z=1$$

$$[m] = [M]^1 \cdot [L]^0 \cdot [T]^0 = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [D]^3 \cdot [V]^0 \cdot [\rho]^1$$

$$\Pi_5 = m / (\rho \cdot D^3) \quad (9)$$

$$\frac{F_{aerod.}}{F_{centrif.}} = \frac{C_L \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot D^2}{m \cdot \omega^2 \cdot \frac{D}{2}} = \frac{C_L \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot D^3}{m \cdot \omega^2 \cdot \frac{D^2}{2}} = \frac{C_L \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot D^3}{m \cdot \frac{\omega^2 \cdot D^2}{V^2 \cdot \frac{2}{2}}} = \frac{C_L \cdot \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot D^3}{m \cdot \lambda^2} = \frac{C_L}{4 \cdot \lambda^2} \cdot \frac{\rho \cdot D^3}{m} = \frac{C_L}{4 \cdot \lambda^2} \cdot \frac{1}{\pi_5} \quad (10)$$

La ecuación (9), es la expresión de la masa de los álabes adimensionalizada, este grupo adimensional no es habitual [7], aunque es esencial en el caso particular de turbinas con regulación centrífuga del pitch, ya que esta constante es representativa del balance entre la fuerza centrífuga y la fuerza aerodinámica, tal y como se desarrolla en (10), donde ρ es la densidad del aire y C_L es el coeficiente de sustentación aerodinámico, aunque podría plantearse idénticamente para C_D (coeficiente de arrastre aerodinámico) [8].

$$[I] = [M]^1 \cdot [L]^2 \cdot [T]^0 = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [L]^x \cdot [L]^2 \cdot [T]^{-1} \cdot [M]^1 \cdot [L]^{-3} \cdot [M]^z = [M]^z \cdot [L]^{x+y-3z} \cdot [T]^{-y}$$

$$z=1; x+y-3z=2; -y=0$$

$$x=5; y=0; z=1$$

$$[I] = [M]^1 \cdot [L]^2 \cdot [T]^0 = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [D]^5 \cdot [V]^0 \cdot [\rho]^1$$

$$\Pi_6 = I / (\rho \cdot D^5) \quad (11)$$

La ecuación (11), es la expresión del momento de inercia adimensionalizado, el cual influye en el análisis de los procesos transitorios del dispositivo.

$$[h] = [M]^0 \cdot [L]^1 \cdot [T]^0 = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [L]^x \cdot [L]^1 \cdot [T]^{-1} \cdot [M]^1 \cdot [L]^{-3} \cdot [M]^z = [M]^z \cdot [L]^{x+y-3z} \cdot [T]^{-y}$$

$$z=0; x+y-3z=1; -y=0$$

$$x=1; y=0; z=0$$

$$[h] = [M]^0 \cdot [L]^1 \cdot [T]^0 = [D]^x \cdot [V]^y \cdot [\rho]^z = [D]^1 \cdot [V]^0 \cdot [\rho]^0$$

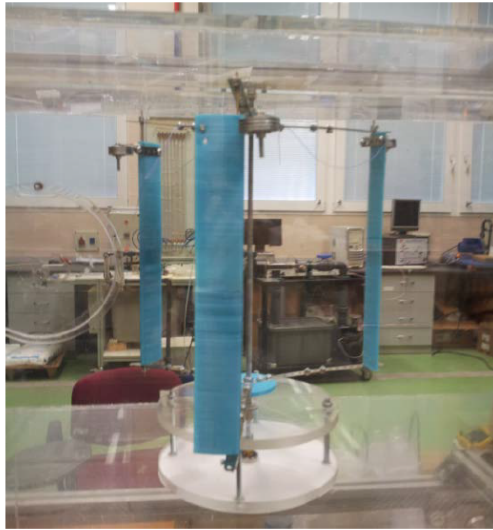
$$\Pi_7 = h / D \quad (12)$$

La ecuación (12), es la expresión de la relación de aspecto de la turbina (a).

Análogamente, el resto de parámetros geométricos generan sendos números adimensionales:

$$\Pi_8 = x_a / D \quad (13)$$

$$\Pi_9 = x_{cg} / D \quad (14)$$



(a)



(b)

Figura 4: Fotos: (a) de la maqueta durante los ensayos, (b) del túnel de viento

Como ya se ha indicado, la coordenada y_{cg} del centro de gravedad no se incluye en el estudio, porque está directamente relacionada con x_{cg} . La posición del centro de gravedad determina una variación concreta de γ , a lo largo de la trayectoria circular; por tanto, el centro de gravedad determina, junto con el balance de fuerzas (centrífuga versus aerodinámica), la inclinación del álabes en función de la coordenada azimutal.

El teorema Π , o de Vaschy-Buckingham, cuyo desarrollo puede consultarse en la referencia [4], demuestra que:

$$\Pi_0 = F(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5, \Pi_6, \Pi_7, \Pi_8, \Pi_9) \quad (15)$$

Lo cual en el caso objeto de estudio implica:

$$\begin{aligned} \dot{W} / (1/2 \cdot \rho \cdot V^3 \cdot D^2) &= F(\mu / (\rho \cdot V \cdot D), \\ \omega \cdot D / V, \quad c / D, \quad n \cdot c / (\Pi \cdot D), \\ m / (\rho \cdot D^3), \quad I / (\rho \cdot D^5), \\ h / D, \quad x_a / D, \quad x_{cg} / D) \end{aligned} \quad (16)$$

(podría añadirse C_L y C_D , en caso de pretender estudiar la influencia del tipo de álabes utilizado)

En la tabla 2, podrían haberse seleccionado otras magnitudes independientes, con una serie de restricciones tal y como se comenta en la bibliografía específica [4], pues es recomendable que una de ellas represente la naturaleza del fluido (sería el caso de ρ), otra la geometría del dispositivo (sería el caso de D), y otra alguna propiedad del movimiento (podría elegirse V ó ω).

El análisis anterior se ha realizado con V , y en caso de haber escogido ω el desarrollo es totalmente análogo. Se resume en la tabla 3, los resultados del análisis dimensional con las dos posibles combinaciones de variables independientes comentadas.

Tabla 3: Familias de números adimensionales según selección de variables independientes.

	$[\dot{W}]$	$[V]$	$[\omega]$	$[\mu]$	$[h]$	$[c]$	$[n]$	$[x_a]$	$[x_{cg}]$	$[m]$	$[I]$
$[\dot{W}]$ $[D]$ $[\rho]$	$\dot{W} / (1/2 \cdot \rho \cdot V^3 \cdot D^2)$	-	$\omega \cdot D / V$	$\mu / (\rho \cdot V \cdot D)$	h / D	c / D	$n \cdot c / (\Pi \cdot D)$	x_a / D	x_{cg} / D	$m / (\rho \cdot D^3)$	$I / (\rho \cdot D^5)$
$[\omega]$ $[D]$ $[\rho]$	$\dot{W} / (\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5)$	$V / \omega \cdot D$	-	$\mu / (\rho \cdot \omega \cdot D^2)$	"	"	"	"	"	"	"

Ambas familias de números se pueden utilizar indistintamente, siendo su diferencia fundamental las dos versiones del número de Reynolds, así como los dos modos de adimensionalizar la potencia; si bien el grupo adimensional de la potencia de la fila superior $\dot{W} / (1/2 \cdot \rho \cdot V^3 \cdot D^2)$ coincide con el parámetro adimensional más utilizado en la bibliografía de generadores eólicos, y es una expresión más propia de estudios aerodinámicos [8];

mientras que la potencia adimensional de la fila inferior $\dot{W}/(\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5)$ es interesante para el estudio de dispositivos en rotación y por ello es la utilizada en el estudio de turbomáquinas en general.

3. Análisis de resultados.

La expresión (16) puede resumirse, si los números adimensionales son referidos por los nombres introducidos en el apartado anterior y cuyo uso es habitual en la comunidad científica, dando lugar a la ecuación (17).

$$C_P = F(Re, \lambda, e, s, m/(\rho \cdot D^3), I/(\rho \cdot D^5), a, x_a/D, x_{cg}/D) \quad (17)$$

Es decir, el coeficiente de potencia podría depender del número de Reynolds, coeficiente de velocidad, esbeltez, solidez, aspecto, masa e inercia de la turbina, centro de giro y centro de gravedad del álabe; además del C_L y C_D del perfil aerodinámico utilizado.

Por tanto, si se fuerza la coincidencia de los números adimensionales de un prototipo a escala real con los obtenidos en el laboratorio mediante el ensayo de una maqueta, se puede extrapolar el dato de potencia de la maqueta para obtener la potencia del prototipo a escala real; ya que el cumplimiento de la ecuación (17), conlleva que la coincidencia de los números adimensionales del lado derecho de la ecuación implique la equivalencia del coeficiente de potencia.

El caso particular de la maqueta descrita en el apartado 2.1 (cuya fotografía se facilita en la figura 4) se ensayó en túnel de viento a 14 m/s, a una temperatura ambiente de 20°C, consiguiéndose una velocidad de rotación media de 151 rpm; los valores de los números adimensionales de la ecuación (15), se facilitan en la tabla 4.

Tabla 4: Valores adimensionales obtenidos en Túnel de viento, en el ensayo de la maqueta de la figura 4.

$V = 14 \text{ m/s}$; $\omega = 150.67 \text{ rpm}$ (geometría tabla 1)

Coeficiente de potencia, C_P	Reynolds, Re	Coeficiente de velocidad, λ	Aspecto de la turbina, a	Esbeltez del álabe, e	Solidez, s	Centro giro álabe	Centro de gravedad d álabe	Coeficiente de Masa	Coeficiente de Inercia	
$\dot{W}/(1/2 \cdot \rho \cdot V^3 \cdot D^2)$	$\dot{W}/(\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5)$	$(\rho \cdot V \cdot D)/\mu$	$\omega(D/2)/V$	h/D	c/D	$n \cdot c/(H \cdot D)$	x_a/D	x_{cg}/D	$m/(\rho \cdot D^3)$	$I/(\rho \cdot D^5)$
0.011	0.131	2.88E+05	0.175	0.871	0.129	0.123	0.150	0.123	2.797	5.081

Si se pretendiese conocer el valor de la potencia de un prototipo proporcional a la maqueta pero con un diámetro de 1.2 m, bastaría con utilizar los mismos valores de los grupos adimensionales obtenidos para la maqueta, y deducir de ellos el resto de características, dicho proceso se resume en la tabla 5.

Tabla 5: Valores deducidos a partir de los valores adimensionales de la tabla 4. Para un generador eólico de 1.2 m de ϕ , proporcional a la maqueta.

	Coeficiente de potencia, C_P		Reynolds, Re	Coeficiente de velocidad, λ	Centro de gravedad álabe	Coeficiente de Masa	Coeficiente de Inercia
A.- Semejanza física total	$\dot{W}/(1/2 \cdot \rho \cdot V^3 \cdot D^2)$	$\dot{W}/(\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5)$	$(\rho \cdot V \cdot D)/\mu$	$\omega(D/2)/V$	x_{cg}/D	$m/(\rho \cdot D^3)$	$I/(\rho \cdot D^5)$
	0.011	0.131	2.88E+05	2.88E+05	0.123	2.797	5.081
	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
	$W(w)$	$V(m/s)$	$\omega(tpm)$	$x_{cg}(mm)$	$m(kg)$	$I(kg \cdot m^2)$	
	-	3.60	10.06	19.06	5.80	15.17	
B.- Semejanza física parcial	$\dot{W}/(1/2 \cdot \rho \cdot V^3 \cdot D^2)$	$\dot{W}/(\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5)$	$(\rho \cdot V \cdot D)/\mu$	$\omega(D/2)/V$	x_{cg}/D	$m/(\rho \cdot D^3)$	$I/(\rho \cdot D^5)$
	0.011	0.131	2.88E+05	2.88E+05	0.123	2.797	5.081
	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
	$W(W)$	$V(m/s)$	$\omega(tpm)$	$x_{cg}(mm)$	$m(kg)$	$I(kg \cdot m^2)$	
	78.03	20	55.8	19.06	5.80	15.17	

Al conjunto de equivalencias adimensionales del caso A se le conoce como semejanza física total, e implica semejanza geométrica y del resto de magnitudes físicas; más detalles sobre la semejanza física total se pueden encontrar en la referencia [5].

Sin embargo, en gran número de ocasiones, sucede que la igualdad en un número adimensional implica un resultado fuera del rango de interés del estudio; en ese caso si se demuestra que se trata de un número cuya influencia es poco relevante, puede establecerse lo que se conoce como semejanza física parcial [5].

En el caso objeto de estudio, el valor de velocidad deducido en la tabla 5 (a través del número de Re) es demasiado bajo, por lo que podría estar por debajo de la velocidad de arranque de la turbina. Dado que un número de Re alto significa que los efectos viscosos son poco influyentes frente a las fuerzas de inercia, es posible despreciar su efecto; tratándose en ese caso de un estudio de semejanza física parcial. Este planteamiento deja libertad para la elección de la velocidad; se detalla en el apartado **B** de la tabla 5 el caso de $V=20$ m/s, de tal forma que una turbina de 1.2 m ϕ , girará a una velocidad de casi 56 rpm, y produciría una potencia de 78 vatios.

4. Conclusiones

Por tanto, para familias de turbinas geoméricamente semejantes a la descrita en la tabla 1, el coeficiente de potencia en un estudio a régimen constante dependerá de los siguientes grupos adimensionales (se elimina la inercia por no ser importante durante el régimen constante):

$$C_P = f(\lambda, m / (\rho \cdot D^3), x_{cg} / D) \quad (18)$$

Esta información facilita el planteamiento de futuros experimentos, pues se pueden realizar familias de ensayos dejando constante en unas ocasiones el coeficiente de masa, y en otras el coeficiente del centro de gravedad.

Por otra parte, del análisis dimensional se deduce un aumento de la masa y la inercia que hacen inviables construcciones de gran envergadura, y por ello convendría valorar la relación de x_{cg} / D y de λ , con el coeficiente $m / (\rho \cdot D^3)$, pues valores distintos a los aquí analizados podrían implicar coeficientes de masa menores, lo cual sería muy conveniente.

En cualquier caso, este tipo de turbinas de regulación centrífuga, se prevé gracias al análisis dimensional más indicado para dispositivos de tipo mini eólica, y evidentemente se aleja de la filosofía de los emplazamientos eólicos marinos; si bien tiene potencial en producciones de energía distribuida en zonas urbanas o en isla para emplazamiento de viviendas unifamiliares.

Por último, el valor de potencia de 78 W, previsto para la turbina de 1.2 m es un valor interesante desde un punto de vista práctico, ya que se ha obtenido para un coeficiente de velocidad (λ) relativamente bajo comparado con los datos de otros autores [3], y por tanto es deseable estudiar su evolución con el aumento de λ mediante nuevas pruebas en túnel de viento, o mediante CFD tras su validación con los datos experimentales.

5. Agradecimientos

Los autores agradecen al grupo de investigación de mecánica de fluidos de la UJA ("Fluid Mechanic Research Group TEP-235") haber facilitado el uso del túnel del viento.

6. Referencias

- [1] S. Butterfield, W. Musial, J. Jonkman, P. Sclavounos. Engineering Challenges for Floating Offshore Wind Turbines. Copenhagen Offshore Wind Conference, Copenhagen, Dinamarca, (2005).
- [2] I. Paraschivoiu. Wind Turbine Design: With Emphasis on Darrieus Concept, Presses Internationales Polytechnique, 2002. ISBN: 2553009313.
- [3] R. Firdaus, T. Kiwata, T. Kono, K. Nagao. Numerical and experimental studies of a small vertical-axis wind turbine with variable-pitch straight blades, Journal of Fluid Science and Technology, 10 (2015), nº 1.
- [4] M. Vera, I. Iglesias, A.L. Sánchez, C. Martínez. Ingeniería fluidomecánica, Paraninfo, (2012). ISBN: 9788497329040
- [5] L.I. Sedov. Similarity and Dimensional Methods in Mechanics (10th edition), CRC Press, (1993). ISBN: 0849393086
- [6] S.-C. Roh, S.-H. Kang. Effects of a blade profile, the Reynolds number, and the solidity on the performance of a straight bladed vertical axis wind turbine, Journal of Mechanical Science and Technology 27(11), (2013), 3299-3307.
- [7] J. D. Huba. NRL Plasma Formulary 2016. Naval Research Laboratory, Washington. <http://www.nrl.navy.mil/ppd/content/nrl-plasma-formulary>
- [8] J. Anderson. Fundamentals of Aerodynamics (6th edition). MacGraw-Hill, 2016. ISBN: 1259129918

Anexo V

Calibración de la Incertidumbre de un anemómetro de cucharillas

Publicado en el Libro de actas del XIII Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica

Editorial FCT Facultade de Ciências e Tecnologia UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

ISBN: 978-989-95683-4-1

Año: 2017

CALIBRACIÓN DE LA INCERTIDUMBRE DE UN ANEMÓMETRO DE CUCHARAS **F. Guerrero-Villar¹, E. Torres-Jiménez², R. Dorado-Vicente³, R. López-García⁴**

1. Dpto. de Ingeniería Mecánica, Universidad de Jaén, España, mgvillar@ujaen.es

2. Dpto. de Ingeniería Mecánica, Universidad de Jaén, España, etorres@ujaen.es

3. Dpto. de Ingeniería Mecánica, Universidad de Jaén, España, rdorado@ujaen.es

4. Dpto. de Ingeniería Mecánica, Universidad de Jaén, España, rlgarcia@ujaen.es

Resumen

Cada vez es mayor el uso de los generadores eólicos, de tal forma que son numerosos los estudios de variantes específicas de los mismos que se adaptan a necesidades concretas, por ejemplo es destacable el interés que los generadores eólicos de eje vertical han recuperado a consecuencia de la eólica marina, o el interés en las renovables tanto en las viviendas aisladas, como en los núcleos urbanos. A consecuencia de la necesidad de estudiar la potencia producida por las distintas variantes de prototipos de generadores eólicos, no solo en túneles de viento si no en emplazamientos al aire libre, se ha planteado el objetivo del presente artículo: calibrar en un túnel de viento un anemómetro de cucharillas para medir la energía cinética por unidad de volumen, también conocida como presión dinámica. Medir presión dinámica es más representativo para el cálculo de potencia que medir la velocidad del viento, aunque ambas variables están relacionadas; para obtener velocidades de viento es necesario determinar el valor de la densidad del mismo, por tanto es más directo trabajar con presiones dinámicas. El inconveniente es que la relación biunívoca entre velocidad de giro del anemómetro y presión dinámica es de tipo cuadrático, y el cálculo de la incertidumbre combinada como consecuencia de dicho ajuste cuadrático conlleva cierta complejidad. La incertidumbre de la medida obtenida en el proceso de calibración es ligeramente superior al doble de la incertidumbre del patrón empleado como referencia (un tubo de Pitot conectado a un micromanómetro diferencial), por tanto el equipo es perfectamente válido desde un punto de vista metrológico, y curiosamente la aportación a la incertidumbre del ajuste cuadrático es baja, por tanto la posibilidad de calibrar el anemómetro para medir presión dinámica se demuestra viable, lo cual unido al hecho de que este tipo de anemómetro no necesita orientarse con la dirección del viento, determina un equipo ideal para el cálculo de la presión dinámica instantánea del viento en emplazamientos exteriores.

Palabras claves: Anemómetro de cucharas, calibración, expresión de la medida, incertidumbre combinada ajuste cuadrático, potencia generador eólico.

1. Introducción

La investigación descrita en el siguiente artículo ha consistido en la construcción del prototipo de un anemómetro de cucharillas y su posterior calibración mediante un túnel de viento.

El interés de este tipo de anemómetro, radica en su idoneidad para realizar estudios de potencia de generadores eólicos en emplazamientos exteriores, con flujos naturales de viento; ya que no necesita orientarse con la dirección de las líneas de corriente, siendo adecuado para medir flujos turbulentos y de dirección oscilante.

Con este anemómetro se puede valorar la capacidad del viento para extraer potencia del mismo, independientemente de si es debida a la velocidad de la corriente fluida, a su temperatura, humedad, presión barométrica o particular composición.

El artículo se centra en el proceso de calibración de un prototipo de anemómetro de cucharillas en un túnel de viento, por comparación con un Tubo de Pitot. Dicho anemómetro será particularmente útil como parte del equipamiento para la medición de potencia de generadores eólicos de eje vertical que no requieran ser orientados con la dirección del viento, ya que evidentemente existe una relación biunívoca entre la velocidad de giro del anemómetro y la velocidad de giro de la turbina, cuando ambos son impulsados por el mismo flujo eólico, sin importar las circunstancias de dicho flujo eólico (temperatura, humedad, presión barométrica, composición, etc)

Los generadores eólicos de eje vertical son actualmente centro de numerosas investigaciones, ya que están menos optimizados que los de eje horizontal, pero presentan ventajas en aplicaciones como la eólica marina en aguas profundas o aplicaciones domésticas en emplazamientos urbanos. [1]

Por tanto independientemente de que el flujo eólico sea laminar, turbulento, de dirección variable, o tenga variaciones de temperatura, humedad o cualquier otro parámetro en el transcurso de un ensayo realizado en emplazamientos exteriores, un determinado giro del anemómetro estará asociado a una determinada energía cinética por unidad de volumen de la corriente de aire que hace girar dicho anemómetro; la cuantificación de dicha energía cinética por unidad de volumen [2], también denominada “presión dinámica” es el objeto del proceso de calibración que a continuación se describe.

En resumen, se trata de desarrollar un sistema de medición de presión dinámica instantánea, a través de la velocidad de giro de un anemómetro de cucharillas medida en intervalos de un segundo.

Uno de los sistemas de medición más fiables para la obtención de la presión dinámica es el Tubo de Pitot [incertidumbre tubo de Pitot], si bien la constitución del mismo solo permite usarlo en aplicaciones donde las líneas de corriente no cambian de dirección, ya que el tubo de Pitot debe permanecer alineado con las mismas. Por tanto se suele utilizar en aplicaciones aeronáuticas o en túneles de viento, pero no son útiles para caracterizar flujos de corrientes de aire exteriores. Puesto que el proceso de calibración del anemómetro ha tenido lugar en un túnel de viento, se ha utilizado como referencia un tubo de Pitot conectado a un micromanómetro diferencial, estableciéndose una relación cuadrática entre las lecturas de presión dinámica y el giro del anemómetro.

2. Metodología

Se describe a continuación la metodología de calibración de un anemómetro de cucharillas, cuyo objetivo es cuantificar “presión dinámica”, mediante comparación con un tubo de Pitot, ambos ensayados en un túnel de viento.

2.1. Descripción del anemómetro

Para el desarrollo del prototipo se consideraron imprescindibles los siguientes criterios de diseño:

- a) Dimensiones que permitiesen su ensayo en un túnel de viento de sección transversal 40 cm x 40 cm, así como su instalación en el interior del túnel a través de una ventana de diámetro 20 cm.
- b) Giro de las cucharillas con mínima pérdida por rozamiento.
- c) Posibilidad de lectura de la velocidad de giro del anemómetro mediante un tacómetro óptico que permite la realización de lecturas cada segundo.
- d) Cucharillas construidas con materiales resistentes a la intemperie, y con acabados superficiales adecuados desde un punto de vista aerodinámico.



Figura 1: Anemómetro de cucharillas calibrado.

El resultado final se puede observar en la figura 1. Consiste en un anemómetro con tres cucharillas, cada cucharilla tiene forma semiesférica con diámetro 26 mm, espesor de 1 mm, y el centro de la esfera tiene un radio de giro con respecto al eje vertical de 54mm.

No se ha fabricado “ex professo” para esta investigación, puesto que se ha reciclado de una estación meteorológica doméstica AURIOL modelo IAN 114435, adicionalmente cuenta con una veleta que no ha tenido aplicación en el estudio si bien tampoco ha interferido en el mismo. La elección de estas cucharillas ha estado motivada por la insignificante pérdida mecánica durante el giro de las mismas, su adecuado acabado superficial y materiales compatibles con uso en el exterior (dado que la estación original tiene IP44). El anemómetro se ha instalado en un soporte que dota al conjunto de estabilidad incluso con vientos de 22 m/s, y que posiciona el anemómetro a 20 cm del plano horizontal sobre el que descansa el prototipo, situando la turbina en el centro del área transversal del túnel de viento.

Al conjunto se ha añadido una plataforma que permite la instalación de un tacómetro óptico para cuantificar la velocidad de giro del anemómetro durante intervalos de 1 segundo, este tipo de medidor de velocidad angular tiene la ventaja de no añadir pérdidas mecánicas.

2.2. Descripción del experimento en el túnel de viento.

El ensayo de calibración se ha realizado en un túnel de viento existente en el laboratorio de fluidos de la Universidad de Jaén, figura 2; se trata de un túnel de viento tipo cerrado, que recircula el flujo de la corriente principal mediante un ventilador centrífugo de 5 kW regulado mediante un variador de velocidad.



Figura 2: Túnel de viento (tipo cerrado) de la Escuela Politécnica Superior de Jaén, laboratorio de fluidos.



Figura 3: Zona de ensayo del túnel de viento, sección 40cm x 40 cm, construida con metacrilato.

La zona de ensayo cuenta con una sección transversal de 40 cm x 40 cm, construida en metacrilato, la cual se detalla en la figura 3. El túnel reproduce flujos de aire en un rango de velocidades entre 2 y 30m/s.

El túnel dispone de un juego de rejillas tipo panel de abeja instaladas aguas arriba de la tobera visible en el margen izquierdo de la foto de la figura 3. Tanto las rejillas como la tobera dotan al flujo de aire de un ratio de turbulencia en la zona de ensayo por debajo del 2%, elevando además el nivel de uniformidad de las líneas de corriente, y reduciendo el tamaño de la capa límite en la zona de ensayo. Detalles de las rejillas tipo panel de abeja se pueden observar en la figura 4.

Se realizaron aproximadamente 100 mediciones para la calibración del anemómetro con valores de velocidad de viento comprendidas entre 1,3 m/s y 18,5 m/s, rango que incluye las velocidades de viento óptimas para los generadores eólicos, y dentro del cual las turbinas eólicas son operativas. Las mediciones se realizaron en secuencia de velocidad ascendente y posteriormente descendentes, con objeto de incluir en la incertidumbre comportamientos tipo histéresis en el anemómetro.



Figura 4: Rejillas con configuración de panel de abeja, que reducen la turbulencia del flujo de aire.

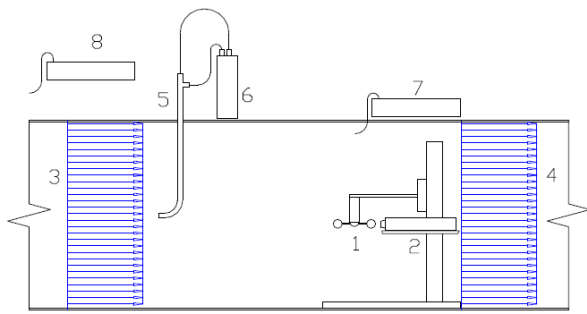


Figura 5: Esquema de disposición de equipos de medida.

Las mediciones tuvieron lugar en un rango de temperaturas en el laboratorio comprendido entre 21.3°C y 22.1°C, y un rango de temperaturas dentro del túnel comprendido entre 21.3°C y 26.1°C.

En la figura 5 y en la tabla 1 se detallan el montaje efectuado para el ensayo.

Tabla 1: Detalle esquema disposición durante ensayo

Nº	Denominación	Descripción
1	Anemómetro de cucharillas	Procedente de estación AURIOL modelo IAN 114435
2	Tacómetro óptico	Modelo RM-1501, con una precisión de ± 0.2 rpm
3	Flujo aire aguas arriba	Flujo uniforme de aire de entrada con turbulencia $< 2\%$
4	Flujo de aire aguas abajo	Flujo de aire que se recupera, retornando a la zona de impulsión.
5	Tubo de Pitot	Tipo tubo de Prandtl
6	Micromanómetro diferencial	Modelo Testo 512, de 0 a 2 hPa, con una precisión certificada de ± 0.01 hPa
7	Termómetro túnel viento	Modelo Tecpel 305
8	Termómetro laboratorio	Modelo Tecpel 305

2.3. Cálculo de incertidumbres

Se pretende medir la presión dinámica de manera indirecta a través de la velocidad de giro del anemómetro.

La relación entre ambas variables es de tipo cuadrático tal y como se observa en la figura 6.

La velocidad del viento y la presión dinámica, están relacionadas a través de la Ecuación de Bernoulli:

$$p_o - p_\infty = \frac{1}{2} \rho v_\infty^2 \quad (1)$$

donde: p_o : la presión de remanso.

p_∞ : presión estática de una corriente uniforme.

v_∞ : velocidad de una corriente uniforme, también denominada Velocidad de Viento.

$\frac{1}{2} \rho v_\infty^2$: energía cinética por unidad de volumen, también denominada Presión Dinámica.

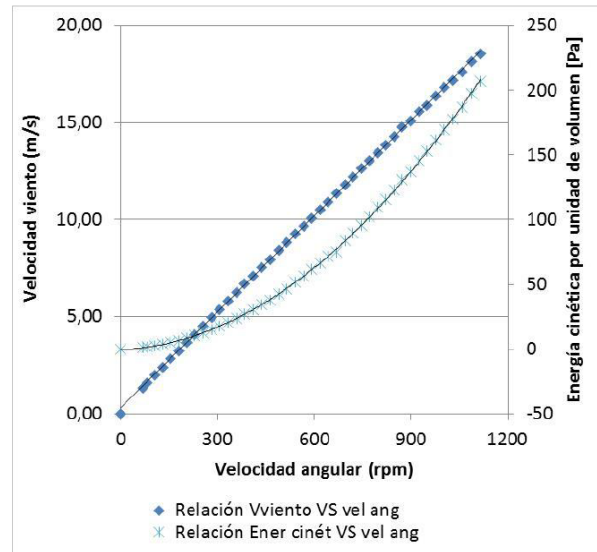


Figura 6: Relación de la velocidad angular con la velocidad y la presión dinámica del viento.

Se observa que la presión dinámica incluye la aportación de la densidad del aire a la energía cinética, por ello cualquier medidor de velocidad de viento basado en diferenciales manométricos de presión requieren la realización de correcciones por temperatura, ya que la densidad del aire depende principalmente de la temperatura de este [3], y una vez determinada la energía dinámica debe estimarse la densidad para despejar la velocidad del viento.

La ventaja de medir la presión dinámica de manera indirecta a través de la velocidad de giro del anemómetro es que esta no requiere correcciones por temperatura, siendo además una magnitud válida para determinar el potencial energético de una corriente de aire.

El inconveniente es que un ajuste de tipo cuadrático requiere un análisis de mayor complejidad para el cálculo de la incertidumbre de la medida.

$$\Delta P = y_1 + y_2 \cdot w + y_3 \cdot w^2 \quad (2)$$

Dicho ajuste cuadrático conlleva una incertidumbre típica combinada [4], que se puede calcular con la siguiente expresión:

$$u_c^2(\Delta P) = u^2(y_1) + w^2 \cdot u^2(y_2) + w^4 \cdot u^2(y_3) + 2w \cdot u(y_1, y_2) + 2w^2 \cdot u(y_1, y_3) + 2w^3 \cdot u(y_2, y_3) \quad (3)$$

La cual representa la incertidumbre debida al ajuste de la relación cuadrática entre las rpm del anemómetro y los valores de presión dinámica en Pascales aportados por el patrón en el proceso de calibración.

A esta incertidumbre hay que sumar la incertidumbre del patrón (u_0^2), la del proceso de medida del patrón (u_{m0}^2) y la del proceso de medida en sí, cuando esta sea efectuada por el usuario (u_m^2), aunque se incluye en el proceso de calibración en laboratorio. [5]

$$u^2 = u_c^2 + u_0^2 + u_{m0}^2 + u_m^2 \quad (4)$$

El valor de u_0 es la precisión del micromanómetro diferencial utilizado como patrón, el valor de U_0 se ha facilitado en la tabla 1, considerando que el fabricante ha tomado un factor de recubrimiento $k=2$, u_0 sería 0.5 Pa.

El valor de u_{m0}^2 se ha calculado siguiendo las indicaciones de estimación de variabilidad mediante el recorrido (R) [6], a través de la siguiente expresión, donde n_{m0} es el número de medidas del patrón en cada valor de velocidad angular ensayado.

$$u_{m0}^2 = \frac{s_{m0}^2}{n_{m0}} = \frac{\left(\frac{R}{4}\right)^2}{n_{m0}} \quad (5)$$

El valor de u_m^2 se obtiene aplicando propagación de varianzas a la expresión (2) respecto a w , una vez que los coeficientes y_1 , y_2 , y y_3 son conocidos; puesto que en el proceso de medición se conoce la varianza de w , es decir se conoce s_w^2 .

El valor de n_m es el número de medidas en rpm para cada valor de velocidad angular ensayado.

$$u_m^2 = \frac{s_m^2}{n_m} = \frac{(2 y_3 w + y_2)^2 \cdot s_w^2}{n_m} \quad (6)$$

Finalmente la incertidumbre expandida asignable a una medida con un factor de recubrimiento k :

$$U = k \cdot u \quad (7)$$

Donde $k=2$, implica que con una probabilidad del 95% cualquier medida que realicemos estará dentro del intervalo $\pm U$. [6]

3. Análisis de resultados

El ajuste cuadrático de la ecuación (2), queda del siguiente modo:

$$\Delta P = -0.678147 + 0.0130658 \cdot w + 0.0001557 \cdot w^2 \quad (8)$$

Donde w estaría expresado en rpm y ΔP en Pascales.

Calculando el coeficiente de correlación por el método de Karl Pearson

$$r = \frac{n \cdot \sum_k (w_k \cdot \Delta P_k) - \sum_k \Delta P_k \cdot \sum_k w_k}{\sqrt{[n \cdot \sum_k w_k^2 - (\sum_k w_k)^2] \cdot [n \cdot \sum_k \Delta P_k^2 - (\sum_k \Delta P_k)^2]}} \quad (9)$$

se obtiene $r=0.974$, indicando una fuerte relación entre w (rpm) y ΔP (Pascales).

Para el cálculo de la incertidumbre se aplican las ecuaciones (3), (4), (5) y (6), para cada valor de velocidad angular ensayado, y de todas ellas se selecciona el valor máximo de u^2 , de tal forma que en la tabla 2 se desglosa dicho valor de u^2 y se puede analizar el grado de influencia de cada uno de los términos que componen la incertidumbre.

El rango abarcado durante el proceso de calibración se extiende entre 1 y 200 Pascales en presiones dinámicas, con un equivalente en cuanto a velocidades angulares comprendido entre 65 rpm y 1125 rpm. En cuanto al rango de velocidades de viento asociado, el intervalo se extiende entre 1.3 m/s y 18.55 m/s, el cual es representativo de los valores de velocidad de viento útil para generadores eólicos.

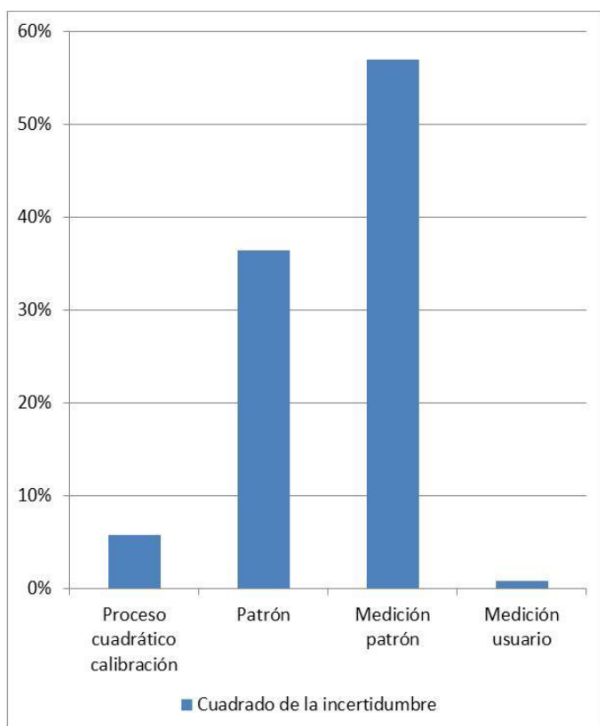
De la tabla 2 se deduce que un 36.2 % de la incertidumbre es debida a la incertidumbre del patrón, por tanto para obtener mejores resultados debería usarse un micromanómetro de mayor precisión, u otro sistema para obtener presiones dinámicas más exacto.

Por otra parte un 56.55% de la incertidumbre la aporta el proceso de lectura del patrón, de tal modo que el resultado de la incertidumbre mejoraría aumentando n_{m0} , es decir el número de repeticiones de las lecturas que se hacen del patrón para un mismo valor de velocidad angular ensayada.

El ajuste cuadrático de la variable indirecta solo aporta un 5.73% de la incertidumbre global y en su mayoría se debe al término de la varianza del coeficiente y_1 , y ligeramente a la covarianza entre y_1 e y_2 ; por tanto el ajuste cuadrático y su incertidumbre combinada no supone un porcentaje importante de la incertidumbre total, a pesar del complicado cálculo necesario para obtenerla.

Tabla 2: Análisis de influencia de los componentes de u^2

u^2	u_c^2	$u^2(y_1)$	0.07691	5.61%
		$w^2.u^2(y_2)$	$2.6354 \cdot 10^{-5}$	0%
		$w^4.u^2(y_3)$	$1.6177 \cdot 10^{-11}$	0%
		$2w.u(y_1,y_2)$	0.0022859	0.17%
		$2w^2.u(y_1,y_3)$	$1.4060 \cdot 10^{-6}$	0%
		$2w^3.u(y_2,y_3)$	$3.8931 \cdot 10^{-8}$	0%
	u_0^2		0.5	36.44%
	u_{m0}^2		0.78125	56.94%
	u_m^2		0.0114724	0.84%
$u^2= 1.371945 \text{ Pascals}^2$				
$u = 1.1713 \text{ Pascals}$				

Figura 7: Influencia de cada uno de los componentes de u^2

Finalmente el proceso de medida de la velocidad angular supone un 1.53% de la incertidumbre, por lo cual se considera que está bastante optimizado, ya que en cada punto de velocidad angular estudiado se han cuantificado n_m igual a cuarenta valores de media, es decir se ha realizado una lectura por segundo durante al menos 40 segundos. En la figura 7 se observa la fuerte influencia de la incertidumbre del patrón, así como del proceso de medición del mismo

4. Conclusiones

A través de la expresión (8):

$$\Delta P = -0.678147 + 0.0130658.w + 0.0001557.w^2$$

se pueden obtener presiones dinámicas en Pascales, de manera indirecta a través de la medida de la velocidad angular " w " en rpm del anemómetro de cucharillas estudiado.

La incertidumbre expandida del equipo calibrado, obtenida a través de la expresión (7), se detalla en la tabla 3.

Tabla 3: Incertidumbre e incertidumbre expandida.

Incertidumbre anemómetro	$u = 1.1713$ Pascales
Incertidumbre expandida con factor de recubrimiento $k=2$	$U = 2.3426$ Pascales
Por tanto el valor medido de presión dinámica [Pa] medido por el anemómetro $\pm U$, será el intervalo de confianza del 95% para dicha medición.	

Destacar que esta incertidumbre es la mayor obtenida con respecto a la calculada para cada punto de los 102 casos ensayados. Para remarcar esta cuestión en la figura 8, se han representado 16 de los 102 puntos medidos en laboratorio, observándose que el intervalo de incertidumbre es del mismo orden de magnitud en todos ellos, si bien se ha marcado el mayor, pues para estar del lado de la seguridad es el que determina la incertidumbre del equipo en el rango global de calibración.

Los rangos recomendados para el funcionamiento del anemómetro, dentro de los cuales ha sido calibrado se detallan en la tabla 4.

Tabla 4: Rango de funcionamiento donde la calibración es válida.

	mínimo	máximo	Unidad
Velocidad viento	1.3	18.55	m/s
Velocidad angular	65	1125	rpm
Presión dinámica	1	200	Pa

Comparando el resultado obtenido (detallado en la tabla 3, $U=\pm 2,35$ Pa) con la $U=\pm 1$ Pa del micromanómetro diferencial-tubo de Pitot utilizado como patrón, se infiere como un resultado aceptable para las aplicaciones de medición de potencia en generadores eólicos, teniendo en cuenta que la mayoría de los equipos disponibles en el mercado cuentan con $U=\pm 10$ Pa, aunque los fabricantes suelen expresar el valor de la precisión en hectoPascales $U=\pm 0.1$ hPa.

La calibración es válida en el rango de velocidades de viento [1.3 m/s, 18.55 m/s], por tanto el equipo es apto para emplearse en estudios de potencia de generadores eólicos, ya que los equipos "inshore" trabajan como máximo con vientos de 15 m/s.

Obtener valores de velocidad de viento a partir de los cálculos de Presión dinámica es posible a través de la ecuación (1), si bien es necesario realizar cálculos de la densidad del aire.

La mayoría de los equipos del mercado deducen la densidad del aire basándose en la temperatura del mismo, aunque lo cierto es que la densidad depende también de la humedad, composición, presión barométrica; y a su vez todos estos parámetros influyen en el potencial energético del viento. [3]

Por ello en el presente estudio el objetivo ha sido la medición la presión dinámica, dado que está directamente relacionada con la energía inherente en la corriente de aire, de hecho la "Presión dinámica" es la "Energía cinética por unidad de volumen" [2]

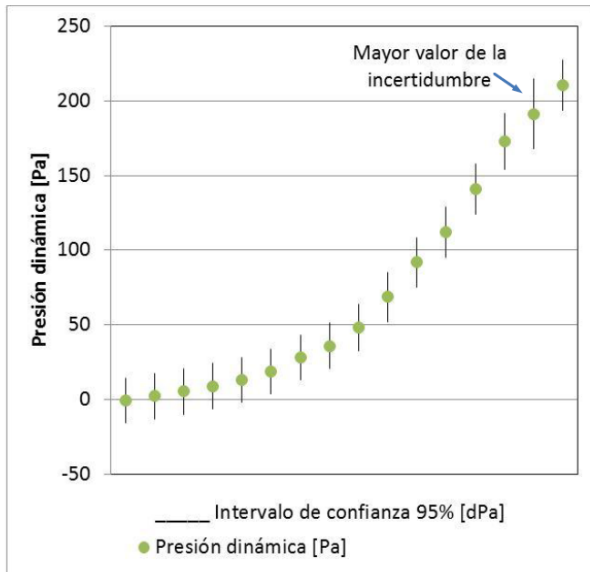


Figura 8: Intervalos de confianza del 95% expresados en deciPascuales, $\pm U$ (incertidumbre expandida con $k=2$), esquematizados sobre sendos puntos de presión dinámica medidos con el anemómetro de cucharillas

Por otra parte si el equipo que se utiliza para medir velocidad angular aporta lecturas cada segundo obtendremos el valor de la presión dinámica en cada segundo, lo cual es particularmente interesante para estudios realizados en exterior, donde las condiciones atmosféricas y especialmente el viento varían continuamente. De tal forma que la medida de presión dinámica instantánea es fundamental para el cálculo de potencia instantánea en exteriores.

Además el anemómetro de cucharillas puede medir Presión dinámica incluso con vientos de dirección variable, ya que a diferencia del tubo de Pitot no necesita estar orientado paralelamente a las líneas de corriente.

En conclusión el anemómetro de cucharillas ensayado es un equipo válido y recomendable para la medición de la “Presión dinámica instantánea” en exteriores, con especial interés en aplicaciones de cálculo de potencia de generadores eólicos.

En cuanto a su incertidumbre, puede concluirse que es adecuada, si bien podría reducirse empleando como referencia un patrón más exacto, y aumento el número de lecturas del mismo en cada punto de estudio.

5. Agradecimientos.

Los autores agradecen al grupo de investigación de mecánica de fluidos de la UJA (“Fluid Mechanic Research Group TEP-235”) haber facilitado el uso del túnel del viento.

6. Bibliografía

- [1] S. Butterfield, W. Musial, J. Jonkman, P. Slavounos, "Engineering Challenges for Floating Offshore Wind Turbines, “Copenhagen Offshore Wind Conference”, Copenhagen, Dinamarca, 2005.
- [2] M. Vera, I. Iglesias, A.L. Sánchez, C. Martínez, *Ingeniería fluidomecánica*, Paraninfo, 2012. ISBN: 9788497329040
- [3] A. Picard, R.S. Davis, M. Gläser, K. Fujii, “Revised formula for the density of moist air (CIPM-2007)”, *Metrologia*, 45:149-155, 2008.
- [4] Grupo de Trabajo 1 del Comité Conjunto de Guías en Metrología (JCGM/WG 1), *Evaluación de datos de medición. Guía para la expresión de la incertidumbre de la medida*, JCGM, 2008.
- [5] J. Carro, *Curso de metrología dimensional*, Madrid, 1978. ISBN: 84-600-1071-6
- [6] J. López-Rodríguez, *Fundamentos Básicos de Metrología dimensional*, Universidad Politécnica de Cartagena, 2011.

Anexo VI

“New measurement method to decrease wind power density uncertainty via an alternative calibration of a cup anemometer”

Nuevo método de medida para disminuir la incertidumbre de la densidad de potencia mediante un método alternativo de calibración

En proceso de revisión en la revista MEASUREMENT de la editorial Elsevier.

ISSN: 0263-2241

Factor de Impacto año 2017: 2.218 (Índice JCR)

<http://jcr.incites.thomsonreuters.com> 19/85 Q1 WOS

NEW MEASUREMENT METHOD TO DECREASE WIND POWER DENSITY UNCERTAINTY VIA AN ALTERNATIVE CALIBRATION OF A CUP ANEMOMETER

F. Guerrero-Villar ^a, R. Dorado-Vicente ^b, R. López-García^c, E. Torres-Jiménez ^{d*}

^{a, b, c, d} Department of Mechanical and Mining Engineering. University of Jaén. Spain

*Corresponding Author

Campus Las Lagunillas, s/n. Building A3-013

23071 Jaén (Spain)

Phone: +34 953212867, Fax: +34 953212870

E-mail: mgvillar@ujaen.es ^a, rdorado@ujaen.es ^b, rlgarcia@ujaen.es ^c, etorres@ujaen.es ^d

Abstract

This study presents a framework to reduce the wind power density uncertainty in field measurements, which is useful to improve the energy production predictions of wind farms. Power density is usually determined from the wind speed measured by a cup anemometer and the air density value (conventional procedure). An alternative procedure is proposed, which is based on wind speed and dynamic pressure estimations provided by a cup anemometer. The dynamic pressure is estimated by means of a calibration curve that relates the anemometer rotation frequency and the dynamic pressure measured by a Pitot tube. The quadratic regression, used to define the calibration curve, and its uncertainty are both detailed. A comparison between the alternative and the conventional procedure points out the advantage of the proposed alternative, as a high reduction of wind power density measurement uncertainty is noted.

Keywords: Cup anemometer, quadratic regression uncertainty, wind dynamic pressure, wind power density, wind tunnel, anemometer calibration, Pitot tube

1. Introduction

Cup anemometer is a robust and reliable device. From the first cup anemometer, invented by Robinson [1], this device is being investigated and improved [2, 3]. Current research provides analytical models and numerical studies regarding to its performance [4].

The use of cup anemometers is widely extended in fields such as meteorology and wind energy production. In the wind energy field, the use of cups anemometers is increasing as the installed wind power capacity does [5]. Consequently, calibration of these devices is growing in importance, since regulations, regarding to the determination of potential wind power production, establish a calibration of anemometers before and after each field data collection. In the wind energy field, power delivered by wind turbines is calculated from wind speed measurement. Even more, according to the international standard IEC 61400-12-1 [6], wind speed is needed to calculate the Annual Energy Production (AEP) and the power coefficient curve (C_P) (see Eq. (1)):

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot V^3} = \frac{P}{P_w \cdot S} \quad (1)$$

where: P is the electrical power produced by the wind turbine, ρ is air density, S is the blade swept area, and V is the wind speed. P_w is known as “wind power density” [7]: this magnitude allows the assessment of C_P , which depends on the air conditions at the location of the turbine.

In the calibration process of a cup anemometer, its rotational frequency f_r , which provides the rotational speed, is usually related to the wind speed. Previous studies demonstrated that this is a linear relationship [8]. Due to its reliability, the standard device in the cup anemometer calibration process is the Pitot tube, as MEASNET, which establishes an anemometer calibration process [9], and EUROMET, in their project titled “Comparison for Air speed Measurements” [10], propose.

Pitot tube provides the fluid flow velocity based on Bernoulli’s equation, as Tavoularis [11] establishes. This device measures the difference between total and static pressure, which is called dynamic pressure and represents the fluid kinetic energy per unit volume. This difference is proportional to the square of fluid flow velocity multiplied by air density (Eq. 2):

$$\Delta p = p_{total} - p_{static} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \quad (2) \quad \text{Bernoulli for Pitot tube}$$

Since Pitot tube measures dynamic pressure instead of fluid velocity, it is proposed to calibrate the cup anemometer rotation frequency regarding to the dynamic pressure, which would facilitate the calculation of C_P and P_w by means of Eq. (3.2), instead of Eq. (3.1):

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^3, \quad (3.1)$$

$$P_w = \Delta p \cdot V. \quad (3.2)$$

Hereafter, the cup anemometer used to measure Δp will be called as “DYP-Cup Anemometer”, meanwhile if the anemometer is used to measure ΔV it will be called as “AS-Cup Anemometer” (see Fig. 1).

The aerodynamic movement of the cup anemometer is mainly due to drag force, and this force is proportional to air dynamic pressure [12], which leads us to think that the relationship between air dynamic pressure and cup anemometer rotation frequency is quadratic.

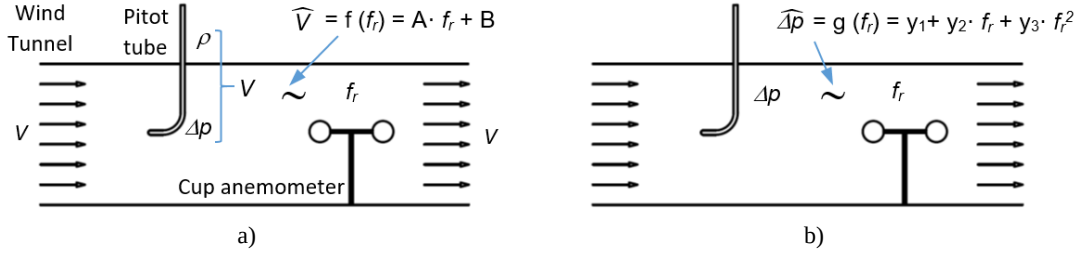


Fig. 1. Calibration of a cup anemometer by means of a Pitot tube:

- a) Conventional calibration: Air Speed Cup Anemometer (“AS-Cup Anemometer”).
- b) Alternative calibration: Dynamic Pressure Cup Anemometer (“DYP-Cup Anemometer”).

The targets of the present study are as follows: a) show that P_w can be obtained using a cup anemometer with a double calibration, so that f_r provides Δp and V , b) determine the goodness and the uncertainty of the quadratic regression between the wind dynamic pressure and the cup anemometer rotation frequency, c) quantify and compare the uncertainty of Δp measurements, with the uncertainty of V measurements obtained according to the conventional method developed in annex F of IEC 61400-12-1 international standard [6], and d) determine if the uncertainty of wind power density calculation decreases when the proposed method, based on dynamic pressure, is applied.

2. Materials and Methods

2.1.- Experimental set-up and measurement strategy

The experimental results presented in next sections are obtained by means of a cup anemometer taken from a commercial meteorological station Auriol model IAN 114435. This anemometer has three semi-spherical shape cups of 26 mm diameter each one, and 52 mm distance from the rotor axis to the centre of the cups. This small cup anemometer with a rotor diameter of 130 mm, has an appropriate size to be installed inside the tunnel available in the department of Mechanical and Mining Engineering of the University of Jaen (see Fig. 2). This cup anemometer has a vane, which has not been removed, because it does not disturb the experiment and it will be useful in future field applications.



Fig. 2. Cup anemometer used in the present study.

The cup anemometer was tested in a closed jet-type wind tunnel (see Fig. 3), whose testing transversal area is 40 cm by 40 cm. The uniform main flow in the tunnel is produced by a 5 kW rotating fan with a variable speed drive engine, which provides a flow velocity between 1 m/s and 30 m/s. The wind tunnel turbulence levels are less than 2%, and the ratio of flow uniformity is high (within 0.2% for x, y and z axis flows).



Fig. 3. Wind tunnel used in the present study.

The standard reference device in this work is a Pitot tube: Testo stainless steel, 500 mm length, reference 06352045 and Pitot tube factor = 1. It is connected to a Testo 512 2hPa differential micro-manometer, with 0.1 Pa of resolution, an accuracy of ± 0.01 hPa in a measuring range from 2 to 17.5 m/s, and it is capable to provide two lectures per second. The pitot tube is placed upstream at the same height as the cups, as shown in Fig. 4.

A digital Photo Tachometer model RM-1501, with a sample rate of one second and an accuracy of ± 0.2 rpm, is used to obtain the anemometer rotation frequency. In order to determine the air conditions, three thermometers are used: a Tecpel 305 placed inside the tunnel to obtain the dry bulb temperature, another Tecpel 305 placed outside the tunnel to obtain the ambient temperature and finally, one alcohol thermometer placed inside the tunnel to obtain the wet bulb temperature. The setup of these elements is schematically shown in the Fig. 4.

The barometer placed at the roof of the Higher Polytechnic School building of the University of Jaén is used to obtain the ambient barometric pressure. These results are published on the MATRAS webpage [13] and they have been corrected taken in account the height between the building roof and the laboratory where the wind tunnel is located, according to the standard atmosphere formulation specified in ISO 2533:1975.

The testing methodology consist on placing the cup anemometer inside the wind tunnel, testing several wind speeds in a range from 4 m/s to 16 m/s and registering the cup anemometer rotation frequency together with the dynamic pressure. A steady state operating condition is set every 0.43 m/s. For each operating condition tested, the anemometer rotation frequency is registered for at least 50 s with a sampling frequency of 1 Hz ($m=50$ measurements for each operating condition). The dynamic pressure is recorded for 10 s with a sampling frequency of 0.5 Hz ($l=20$ measurements for each operating condition). The actual value of rotation frequency and dynamic pressure for a specific operating condition is taken as the mean value. A number of $n = 29$ operating conditions were tested. About half of the operating conditions were tested by increasing wind speed (15 operating conditions in odd steps) and the rest of them by decreasing the wind speed (14 operating conditions in even steps).

The wind tunnel calibration factor k_c is determined by comparing the measurements of the Pitot tube placed at the reference position and the measurements at the anemometer position (Fig. 4). This procedure allows obtaining the relationship between both measurements and its uncertainty. At the anemometer position, air flow velocity is lightly higher than at the reference position.

The Pitot tube head coefficient C_h is related to the alignment accuracy of the Pitot tube with the wind flow direction inside the tunnel. The ISO 3966, about measurement of fluid flow velocity using Pitot static tubes [14], suggests a C_h value. This value and its corresponding uncertainty is given in Section 3.

On the other hand, the blockage correction factor k_f quantifies the influence of the anemometer shape on the mean flow field velocity V_b . This correction factor is calculated through Maskell theorem [15]:

$$k_f = \frac{V_b}{V} = 1 + \frac{1}{2} a \cdot c_f \cdot b, \quad (4)$$

where the blockage ratio b (anemometer front area divided by tunnel cross section) is equal to 0.025, and the product of the shape factor a and the force coefficient c_f is $a \cdot c_f = 0.5$ as it is recommended for unusual shapes tested within a wind tunnel [16]. The value of k_f has been checked in the wind tunnel by comparing the measurements of the Pitot tube placed at the anemometer section with and without the cup anemometer inside the tunnel.

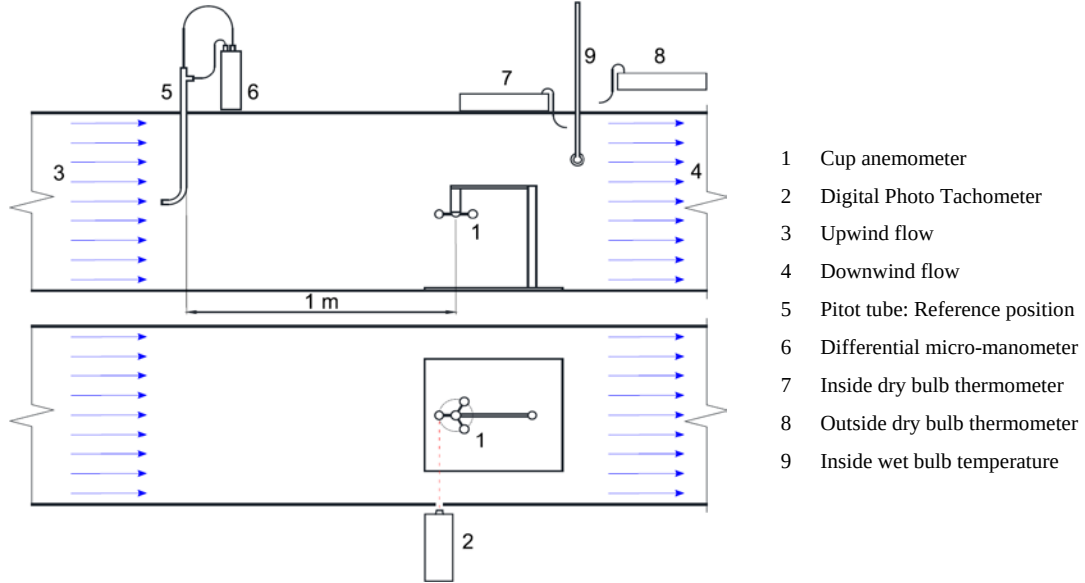


Fig. 4. Schematic diagram of the experimental setup. Upper: front view. Lower: top view.

The wind dynamic pressure at the anemometer position for a k operating condition Δp_k is determined as the mean of $l=20$ measurements of the dynamic pressure at the Pitot tube Δp_i , at the reference position, corrected by the factors previously discussed:

$$\Delta p_k = \frac{k_c}{C_h} \cdot k_f^2 \cdot \frac{1}{l} \cdot \sum_{i=1}^l \Delta p_i. \quad (5)$$

Finally, due to the anemometer acquisition system obtains $m=50$ measurements for each k operating condition, the anemometer rotation frequency f_k is determined as follows:

$$f_k = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m f_{rj}. \quad (6)$$

2.2.- Quadratic regression uncertainty

In order to determine if the proposed calibration leads to improve P_w predictions, the uncertainty components of P_w have to be determined. This section is devoted to explain how to quantify the quadratic regression (Eq. 7) uncertainty between air dynamic pressure and anemometer rotation frequency:

$$\widehat{\Delta p} = y_1 + y_2 \cdot f_r + y_3 \cdot f_r^2. \quad (7)$$

The calculation of the quadratic regression uncertainty is more complex than the linear one. In fact, the “Guide to the expression of uncertainty in measurement” [17] only provides simplified equations for the linear case. In order to help the reproducibility of the proposed measurement method, the procedure to determine the quadratic regression for the DYP-Cup anemometer uncertainty is detailed below.

The quadratic regression coefficients (y_1 intercept: anemometer’s offset, y_2 slope and y_3 curvature) are determined by the least-squared method minimizing the total φ of the squared residuals:

$$\varphi = \sum_{k=1}^n [\Delta p_k - \widehat{\Delta p}_k]^2. \quad (8)$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial y_1} = 0 \rightarrow \sum_{k=1}^n \Delta p_k = n \cdot y_1 + y_2 \cdot \sum_{k=1}^n f_k + y_3 \cdot \sum_{k=1}^n f_k^2, \quad (9)$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial y_2} = 0 \rightarrow \sum_{k=1}^n (\Delta p_k \cdot f_k) = y_1 \cdot \sum_{k=1}^n f_k + y_2 \cdot \sum_{k=1}^n f_k^2 + y_3 \cdot \sum_{k=1}^n f_k^3, \quad (10)$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial y_3} = 0 \rightarrow \sum_{k=1}^n (\Delta p_k \cdot f_k^2) = y_1 \cdot \sum_{k=1}^n f_k^2 + y_2 \cdot \sum_{k=1}^n f_k^3 + y_3 \cdot \sum_{k=1}^n f_k^4. \quad (11)$$

Eqs. (9-11) can be written in matrix form:

$$\begin{bmatrix} n & \sum_k f_k & \sum_k f_k^2 \\ \sum_k f_k & \sum_k f_k^2 & \sum_k f_k^3 \\ \sum_k f_k^2 & \sum_k f_k^3 & \sum_k f_k^4 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_k \Delta p_k \\ \sum_k (f_k \cdot \Delta p_k) \\ \sum_k (f_k^2 \cdot \Delta p_k) \end{bmatrix}, \quad (12)$$

so:

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{bmatrix} = \frac{1}{D} \cdot \begin{bmatrix} I_{11} & -I_{12} & I_{13} \\ -I_{21} & I_{22} & -I_{23} \\ I_{31} & -I_{32} & I_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sum_k \Delta p_k \\ \sum_k (f_k \cdot \Delta p_k) \\ \sum_k (f_k^2 \cdot \Delta p_k) \end{bmatrix}, \quad (13)$$

where:

$$I_{11} = \begin{vmatrix} \sum_k f_k^2 & \sum_k f_k^3 \\ \sum_k f_k^3 & \sum_k f_k^4 \end{vmatrix} = \sum_k f_k^2 \cdot \sum_k f_k^4 - \sum_k f_k^3 \cdot \sum_k f_k^3, \quad (14)$$

$$I_{22} = \begin{vmatrix} n & \sum_k f_k^2 \\ \sum_k f_k^2 & \sum_k f_k^4 \end{vmatrix} = n \cdot \sum_k f_k^4 - \sum_k f_k^2 \cdot \sum_k f_k^2, \quad (15)$$

$$I_{33} = \begin{vmatrix} n & \sum_k f_k \\ \sum_k f_k & \sum_k f_k^2 \end{vmatrix} = n \cdot \sum_k f_k^2 - \sum_k f_k \cdot \sum_k f_k, \quad (16)$$

$$I_{12} = I_{21} = \begin{vmatrix} \sum_k f_k & \sum_k f_k^3 \\ \sum_k f_k^2 & \sum_k f_k^4 \end{vmatrix} = \sum_k f_k \cdot \sum_k f_k^4 - \sum_k f_k^3 \cdot \sum_k f_k^2, \quad (17)$$

$$I_{13} = I_{31} = \begin{vmatrix} \sum_k f_k & \sum_k f_k^2 \\ \sum_k f_k^2 & \sum_k f_k^3 \end{vmatrix} = \sum_k f_k \cdot \sum_k f_k^3 - \sum_k f_k^2 \cdot \sum_k f_k^2, \quad (18)$$

$$I_{23} = I_{32} = \begin{vmatrix} n & \sum_k f_k \\ \sum_k f_k^2 & \sum_k f_k^3 \end{vmatrix} = n \cdot \sum_k f_k^3 - \sum_k f_k \cdot \sum_k f_k^2, \quad (19)$$

$$D = n \cdot I_{11} - \sum_k f_k \cdot I_{12} + \sum_k f_k^2 \cdot I_{13}. \quad (20)$$

Now, the determination of the regression coefficients' uncertainty is possible, and the regression combined standard uncertainty can be accomplished. Although Hilbert [18] proposes to modify the calibration equation and then apply the

law of propagation of uncertainty, in the present work, this law is applied to Eq. (13) due to it is considered more accurate.

In order to simplify the mathematical formulation, the following variables change is done:

$$x_1 = \sum_k \Delta p_k \quad (21)$$

$$x_2 = \sum_k (f_k \cdot \Delta p_k) \quad (22)$$

$$x_3 = \sum_k (f_k^2 \cdot \Delta p_k). \quad (23)$$

The regression variances ($u^2(y_1), u^2(y_2), u^2(y_3)$) and covariances ($u(y_1, y_2), u(y_1, y_3), u(y_2, y_3)$) are obtained according to the “Guide to the expression of uncertainty in measurement” for correlated variables [17]:

$$\begin{aligned} u^2(y_1) &= u(y_1, y_1) = s^2(y_1) = \\ &= \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \frac{\partial y_1}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial y_1}{\partial x_j} \cdot u(x_i, x_j) = \\ &= \frac{I_{11}^2}{D^2} \cdot u(x_1, x_1) + \frac{I_{12}^2}{D^2} \cdot u(x_2, x_2) + \frac{I_{13}^2}{D^2} \cdot u(x_3, x_3) - \\ &- 2 \cdot \frac{I_{11} \cdot I_{12}}{D^2} u(x_1, x_2) + 2 \cdot \frac{I_{11} \cdot I_{13}}{D^2} u(x_1, x_3) - 2 \cdot \frac{I_{12} \cdot I_{13}}{D^2} u(x_2, x_3) \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} u^2(y_2) &= u(y_2, y_2) = s^2(y_2) = \\ &= \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \frac{\partial y_2}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial y_2}{\partial x_j} \cdot u(x_i, x_j) = \\ &= \frac{I_{21}^2}{D^2} \cdot u(x_1, x_1) + \frac{I_{22}^2}{D^2} \cdot u(x_2, x_2) + \frac{I_{23}^2}{D^2} \cdot u(x_3, x_3) - \\ &- 2 \cdot \frac{I_{21} \cdot I_{22}}{D^2} \cdot u(x_1, x_2) + 2 \cdot \frac{I_{21} \cdot I_{23}}{D^2} \cdot u(x_1, x_3) - 2 \cdot \frac{I_{22} \cdot I_{23}}{D^2} \cdot u(x_2, x_3) \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} u^2(y_3) &= u(y_3, y_3) = s^2(y_3) = \\ &= \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \frac{\partial y_3}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial y_3}{\partial x_j} \cdot u(x_i, x_j) = \\ &= \frac{I_{31}^2}{D^2} \cdot u(x_1, x_1) + \frac{I_{32}^2}{D^2} \cdot u(x_2, x_2) + \frac{I_{33}^2}{D^2} \cdot u(x_3, x_3) - \\ &- 2 \cdot \frac{I_{31} \cdot I_{32}}{D^2} \cdot u(x_1, x_2) + 2 \cdot \frac{I_{31} \cdot I_{33}}{D^2} \cdot u(x_1, x_3) - 2 \cdot \frac{I_{32} \cdot I_{33}}{D^2} \cdot u(x_2, x_3) \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} u(y_1, y_2) &= u(y_2, y_1) = s(y_1, y_2) = s(y_2, y_1) = \\ &= \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \frac{\partial y_1}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial y_2}{\partial x_j} \cdot u(x_i, x_j) = \\ &= -\frac{I_{11} \cdot I_{21}}{D^2} \cdot u(x_1, x_1) + \frac{I_{11} \cdot I_{22}}{D^2} \cdot u(x_1, x_2) - \frac{I_{11} \cdot I_{23}}{D^2} \cdot u(x_1, x_3) + \\ &+ \frac{I_{12} \cdot I_{21}}{D^2} \cdot u(x_2, x_1) - \frac{I_{12} \cdot I_{22}}{D^2} \cdot u(x_2, x_2) + \frac{I_{12} \cdot I_{23}}{D^2} \cdot u(x_2, x_3) - \\ &- \frac{I_{13} \cdot I_{21}}{D^2} \cdot u(x_3, x_1) + \frac{I_{13} \cdot I_{22}}{D^2} \cdot u(x_3, x_2) - \frac{I_{13} \cdot I_{23}}{D^2} \cdot u(x_3, x_3) \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned}
u(y_1, y_3) &= u(y_3, y_1) = s(y_1, y_3) = s(y_3, y_1) = \\
&= \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \frac{\partial y_1}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial y_3}{\partial x_j} \cdot u(x_i, x_j) = \\
&= + \frac{I_{11} \cdot I_{31}}{D^2} \cdot u(x_1, x_1) - \frac{I_{11} \cdot I_{32}}{D^2} \cdot u(x_1, x_2) + \frac{I_{11} \cdot I_{33}}{D^2} \cdot u(x_1, x_3) - \\
&- \frac{I_{12} \cdot I_{31}}{D^2} \cdot u(x_2, x_1) + \frac{I_{12} \cdot I_{32}}{D^2} \cdot u(x_2, x_2) - \frac{I_{12} \cdot I_{33}}{D^2} \cdot u(x_2, x_3) + \\
&+ \frac{I_{13} \cdot I_{31}}{D^2} \cdot u(x_3, x_1) - \frac{I_{13} \cdot I_{32}}{D^2} \cdot u(x_3, x_2) + \frac{I_{13} \cdot I_{33}}{D^2} \cdot u(x_3, x_3)
\end{aligned} \tag{28}$$

$$\begin{aligned}
u(y_2, y_3) &= u(y_3, y_2) = s(y_2, y_3) = s(y_3, y_2) = \\
&= \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \frac{\partial y_2}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial y_3}{\partial x_j} \cdot u(x_i, x_j) = \\
&= - \frac{I_{21} \cdot I_{31}}{D^2} \cdot u(x_1, x_1) + \frac{I_{21} \cdot I_{32}}{D^2} \cdot u(x_1, x_2) - \frac{I_{21} \cdot I_{33}}{D^2} \cdot u(x_1, x_3) + \\
&+ \frac{I_{22} \cdot I_{31}}{D^2} \cdot u(x_2, x_1) - \frac{I_{22} \cdot I_{32}}{D^2} \cdot u(x_2, x_2) + \frac{I_{22} \cdot I_{33}}{D^2} \cdot u(x_2, x_3) - \\
&- \frac{I_{23} \cdot I_{31}}{D^2} \cdot u(x_3, x_1) + \frac{I_{23} \cdot I_{32}}{D^2} \cdot u(x_3, x_2) - \frac{I_{23} \cdot I_{33}}{D^2} \cdot u(x_3, x_3).
\end{aligned} \tag{29}$$

The variances and covariances for the variables x_1, x_2, x_3 are also determined according to the “Guide to the expression of uncertainty in measurement” [17]:

$$u(x_1, x_1) = \sum_{k=1}^n (\widehat{\Delta p}_k - \Delta p_k)^2 \tag{30}$$

$$u(x_2, x_2) = \sum_{k=1}^n (\widehat{\Delta p}_k - \Delta p_k)^2 \cdot f_k^2 \tag{31}$$

$$u(x_3, x_3) = \sum_{k=1}^n (\widehat{\Delta p}_k - \Delta p_k)^2 \cdot f_k^4 \tag{32}$$

$$u(x_1, x_2) = \sum_{k=1}^n (\widehat{\Delta p}_k - \Delta p_k)^2 \cdot f_k \tag{33}$$

$$u(x_1, x_3) = \sum_{k=1}^n (\widehat{\Delta p}_k - \Delta p_k)^2 \cdot f_k^2 \tag{34}$$

$$u(x_2, x_3) = \sum_{k=1}^n (\widehat{\Delta p}_k - \Delta p_k)^2 \cdot f_k^3. \tag{35}$$

Finally, the application of the “law of propagation of uncertainty” to the expression (7) yields the combined standard uncertainty for the quadratic regression:

$$\begin{aligned}
&u^2(\widehat{\Delta p}) = \left(\frac{\partial \widehat{\Delta p}}{\partial y_1} \right)^2 \cdot u^2(y_1) + \left(\frac{\partial \widehat{\Delta p}}{\partial y_2} \right)^2 \cdot u^2(y_2) + \\
&+ \left(\frac{\partial \widehat{\Delta p}}{\partial y_3} \right)^2 \cdot u^2(y_3) + 2 \cdot \left(\frac{\partial \widehat{\Delta p}}{\partial y_1} \right) \cdot \left(\frac{\partial \widehat{\Delta p}}{\partial y_2} \right) \cdot u(y_1, y_2) + \\
&+ 2 \cdot \left(\frac{\partial \widehat{\Delta p}}{\partial y_1} \right) \cdot \left(\frac{\partial \widehat{\Delta p}}{\partial y_3} \right) \cdot u(y_1, y_3) + 2 \cdot \left(\frac{\partial \widehat{\Delta p}}{\partial y_2} \right) \cdot \left(\frac{\partial \widehat{\Delta p}}{\partial y_3} \right) \cdot u(y_2, y_3) = \\
&= u^2(y_1) + f_r^2 \cdot u^2(y_2) + f_r^4 \cdot u^2(y_3) + 2 \cdot f_r \cdot u(y_1, y_2) + 2 \cdot f_r^2 \cdot u(y_1, y_3) + 2 \cdot f_r^3 \cdot u(y_2, y_3)
\end{aligned} \tag{36}$$

2.3.- Wind speed and dynamic pressure uncertainty

According to Annex F of IEC 61400-12-1 international standard [6], in order to obtain the measurement uncertainty of a cup anemometer used to measure wind speed (conventional measurement procedure), the following equations are used (“Wind speed equations”):

$$V_s = k_f \cdot \sqrt{\frac{k_c}{C_h}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{Pt}}{\rho}}, \quad (37)$$

$$\hat{V} = A \cdot f_r + B, \quad (38)$$

where V_s is the wind speed determined by the dynamic pressure Δp_{Pt} measured by the Pitot tube, and $\hat{V}$ is the predicted wind speed by means of a linear regression.

In the present paper, the alternative measurement procedure is based on the following equations:

$$\Delta p_s = \frac{k_c}{C_h} \cdot k_f^2 \cdot \Delta p_{Pt} \quad (39)$$

$$\hat{\Delta p} = y_1 + y_2 \cdot f_r + y_3 \cdot f_r^2 \quad (7)$$

The last two equations are the “Wind dynamic pressure equations” and can be used to calibrate cup anemometers. Eq. (39) is a generalization of Eq. (5). Δp_{Pt} and Δp_s are the dynamic pressures measured with the Pitot tube at the reference position and at the anemometer position respectively.

In order to obtain the combined uncertainty, both for wind speed and for dynamic pressure measurements, the standard uncertainty and the sensibility coefficient for each parameter included in the calibration equations have to be computed according to Table 1.

Table 1

Standard uncertainty and the sensibility coefficient for each parameter included in the calibration equations.

Parameters		Standard uncertainty	Sensibility coefficients: Eq. (38)	Sensibility coefficients: Eq. (40)
Blockage correction factor	k_f	$u(k_f)$	$\partial V_s / \partial k_f$	$\partial \Delta p_s / \partial k_f$
Wind tunnel calibration factor	k_c	$u(k_c)$	$\partial V_s / \partial k_c$	$\partial \Delta p_s / \partial k_c$
Pitot tube head coefficient	C_h	$u(C_h)$	$\partial V_s / \partial C_h$	$\partial \Delta p_s / \partial C_h$
Air density	ρ	$u(\rho)$	$\partial V_s / \partial \rho$	
Wind Dynamic pressure (Pitot tube)	Δp_{Pt}	$u(\Delta p_{Pt})$	$\partial V_s / \partial \Delta p_{Pt}$	$\partial \Delta p_s / \partial \Delta p_{Pt}$
Linear regression	A, B	$u_{lr}(V) = \sqrt{u^2(B) + f_r^2 \cdot u^2(A) + 2f_r \cdot u(A, B)}$	-	-
Quadratic regression	y_1, y_2, y_3	$u_{qr}(\hat{\Delta p})$ Eq. (37)	-	-

Note: k_f, k_c, C_h values and their uncertainties are provided in Section 3.

The moist air density is obtained by means of the equation proposed in Annex F of IEC 61400-12-1 international standard [6]:

$$\rho = \frac{1}{T} \left(\frac{P_B \cdot M_a}{R} - \phi \cdot P_v \left(\frac{M_a}{R} - \frac{M_v}{R} \right) \right), \quad (40)$$

$$P_v = 0.0000205 e^{0.0631846 \cdot T}, \quad (41)$$

where P_B is the barometric pressure, T is the absolute temperature, R is the ideal gas constant, P_v is the vapour pressure, M_a is the air molar mass and M_v is the water vapour molar mass. The relative humidity ϕ is determined by applying the Ferrel equation:

$$\phi = \frac{P_v(T_v) - P_B \cdot (T - T_v) \cdot (\psi + \vartheta \cdot T_v)}{P_v(T)}, \quad (42)$$

where T_v is the absolute wet bulb temperature, $\psi = 4.53 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ and $\theta = 7.59 \cdot 10^{-7} \text{ K}^{-2}$ are terms adjusted by Ferrel. Therefore, the moist air density can be determined via barometric pressure, dry and wet bulb temperatures, as shown in the experimental set up description. A similar procedure to that described by CENAM [19] is applied to the last three equations for determining the moist air density uncertainty $u(\rho)$.

Regarding to the conventional linear regression (Eq. 38), the slope A and offset B variances and covariances can be obtained via the simplified formulation accomplished by the “Guide to the expression of uncertainty in measurement” [17]. The quadratic formulation presented in this work (described in Section 2.2) can be used, as well, to assess the linear regression by replacing y_2 by A , y_1 by B , and Δp_k by V_k , and making y_3 null. In the present work, both methods, the conventional linear regression and the quadratic formulation, are applied and the results show similar values.

Finally, the squared combined uncertainty of the calibration based on “Wind speed equations (37-38)” (conventional measurement procedure) is obtained taking into account the terms of the second and third columns of Table 1.

$$u_c^2(V) = u^2(k_f) \cdot (\partial V_s / \partial k_f)^2 + u^2(k_c) \cdot (\partial V_s / \partial k_c)^2 + u^2(C_h) \cdot (\partial V_s / \partial C_h)^2 + u^2(\rho) \cdot (\partial V_s / \partial \rho)^2 + u^2(\Delta p_{Pt}) \cdot (\partial V_s / \partial \Delta p_{Pt})^2 + 2 \cdot u^2(\hat{V}). \quad (43)$$

The squared combined uncertainty of the wind dynamic pressure measurements Δp based on Eqs. (39) and (7) (alternative measurement procedure) is obtained taking into account the terms of the second and fourth columns of Table 1.

$$u_c^2(\Delta p) = u^2(k_f) \cdot (\partial \Delta p_s / \partial k_f)^2 + u^2(k_c) \cdot (\partial \Delta p_s / \partial k_c)^2 + u^2(C_h) \cdot (\partial \Delta p_s / \partial C_h)^2 + u^2(\Delta p_{Pt}) \cdot (\partial \Delta p_s / \partial \Delta p_{Pt})^2 + 2 \cdot u^2(\hat{\Delta p}). \quad (44)$$

In the last two equations, the regression uncertainty applies twice; one by the calibration process and another one for in-field measurements.

2.4.- Wind power density uncertainty.

The wind power density can be obtained by means of the air density and wind speed measurements (conventional method, Eq. 3.1) or by means of wind dynamic pressure and wind speed measurements (alternative method, Eq. 3.2). Note that although both equations estimate P_w , they have different uncertainties.

Table 2

Standard uncertainty and sensibility coefficient for each parameter included in the wind power density equations.

Parameters		Standard uncertainty	Sensibility coefficients: Eq. (45)	Sensibility coefficients: Eq. (3.2)
User air density	ρ	$u(\rho)$	$\partial P_w / \partial \rho = 1/2 V^3$	
Wind speed	V	$u_c(V)$	$\partial P_w / \partial V = 3/2 \rho V^2$	$\partial P_w / \partial V = \Delta p$
Anemometer dynamic pressure	Δp	$u_c(\Delta p)$		$\partial P_w / \partial \Delta p_{an} = V$

Eq. (3.1) provides the wind power density with an “AS-Cup anemometer”, which requires to specify ρ : the air density measured by the user where the turbine is located. In the present study, a standard uncertainty of $\pm 0.03 \text{ kg/m}^3$ for the user air density is considered. The IEC 61400-12-1 international standard [6] recommends an air density normalization for power measurements respect to a reference, which is not necessary if the actual average value of air density is within the reference density $\pm 0.05 \text{ kg/m}^3$, so that a value of $\pm 0.03 \text{ kg/m}^3$ means a density measure with low uncertainty and therefore, it is a favourable situation for the conventional measurement method.

The squared combined uncertainty of the wind power density measured with an AS-Cup anemometer is:

$$u_{AS}^2(P_w) = u^2(\rho) \cdot 1/4 V^6 + u_c^2(V) \cdot 9/4 \cdot \rho^2 \cdot V^4 \quad (45)$$

On the other hand, the squared combined uncertainty of the wind power density measured with a “DYP-Cup anemometer” is:

$$u_{DYP}^2(P_w) = u_c^2(V) \cdot \Delta p^2 + u_c^2(\Delta p) \cdot V^2 \quad (46)$$

3. Results and discussion

The calibration process was done via 29 experimental measurements of the variables: wind dynamic pressure and cup anemometer rotation frequency. To correct the dynamic pressure lectures obtained with the Pitot tube, the following parameters were defined according the IEC 61400-12-1 international standard [6] recommendations:

$$k_f = 1.00625 \quad u(k_f) = 2.4 \cdot 10^{-4}; \quad k_c = 1.004 \quad u(k_c) = 7 \cdot 10^{-4}; \quad C_h = 0.997 \quad u(C_h) = 10^{-3}$$

In order to compare the new measurement method with the conventional one, it is necessary to determine the wind speed corresponding to every wind dynamic pressure value. To reach this target, the last three parameters are used in the Eq. (37), where the air density measured within the wind tunnel was obtained during the experiment from ambient temperatures measures and the ambient pressure, resulting in: $\rho = 1.168 \text{ kg/m}^3$; $u(\rho) = 1.45 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$.

It is noteworthy that next results take into account the previously defined air density value and a wind speed $V \in [4 \text{ m/s}, 16 \text{ m/s}]$ recommended in the annex F of the IEC 61400-12-1 international standard [6].

3.1. Cup anemometer regression: quadratic vs linear.

While wind speed and cup anemometer rotation frequency are linearly related, dynamic pressure and rotation frequency has a quadratic relation. The idea is to determine how good the quadratic regression is compared with the linear one. The same 29 experimental measurements were assessed for both regressions.

The correlation coefficient r , is greater than 0.99995 for both measurement methods (Fig. 5), which is the limit established by the annex F of the IEC 61400-12-1 international standard [6] for a high-quality regression.

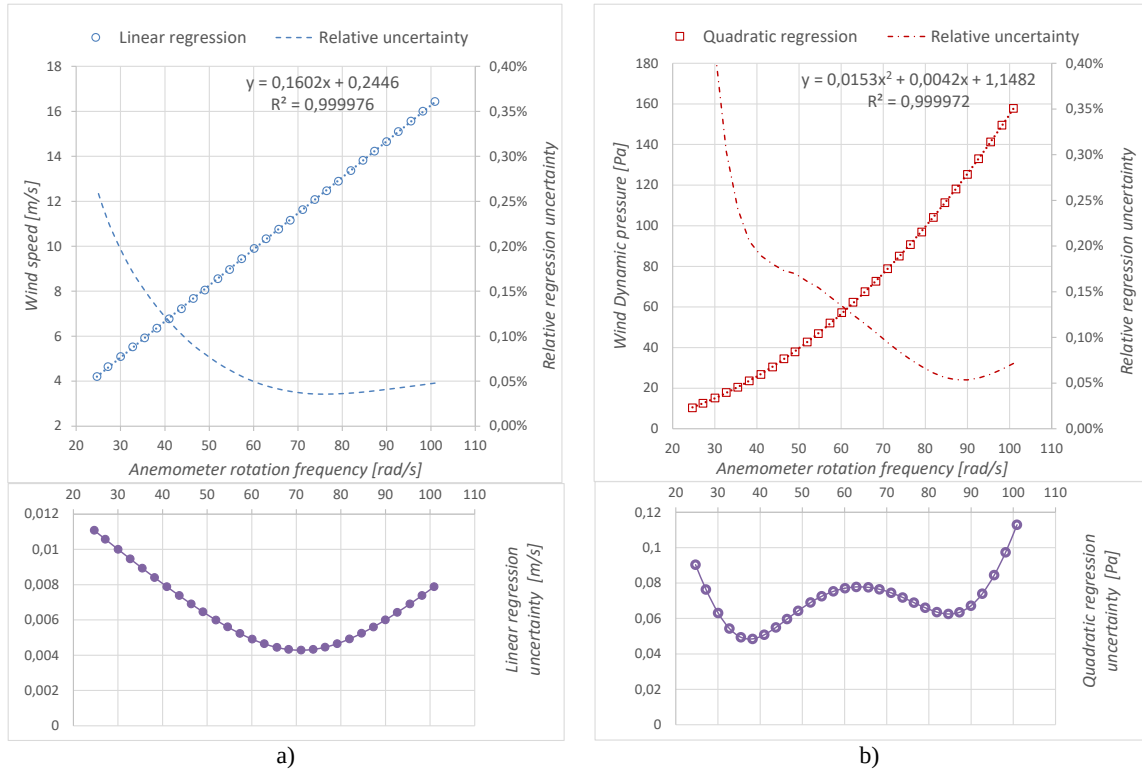


Fig. 5. Regression uncertainty: a) Linear regression between “Wind speed” & “Anemometer rotation frequency” (AS-Cup anemometer measurement method), b) Quadratic regression between “Wind dynamic pressure” & “Anemometer rotation frequency” (DYP-Cup anemometer measurement method).

The relation $\Delta p(f_r)$ is mainly quadratic. An ANOVA study of the experimental data suggest that a quadratic polynomial calibration curve is the best solution to fit the wind dynamic pressure as a function of anemometer rotation frequency.

For both methods, the values of the relative regression uncertainties are low (Fig. 5). For the DYP-Cup anemometer measurement method, the relative regression uncertainty is slightly higher.

The shape of the regression uncertainty curves is consequence of different variances and covariances contributions, as shown in Fig. 6.

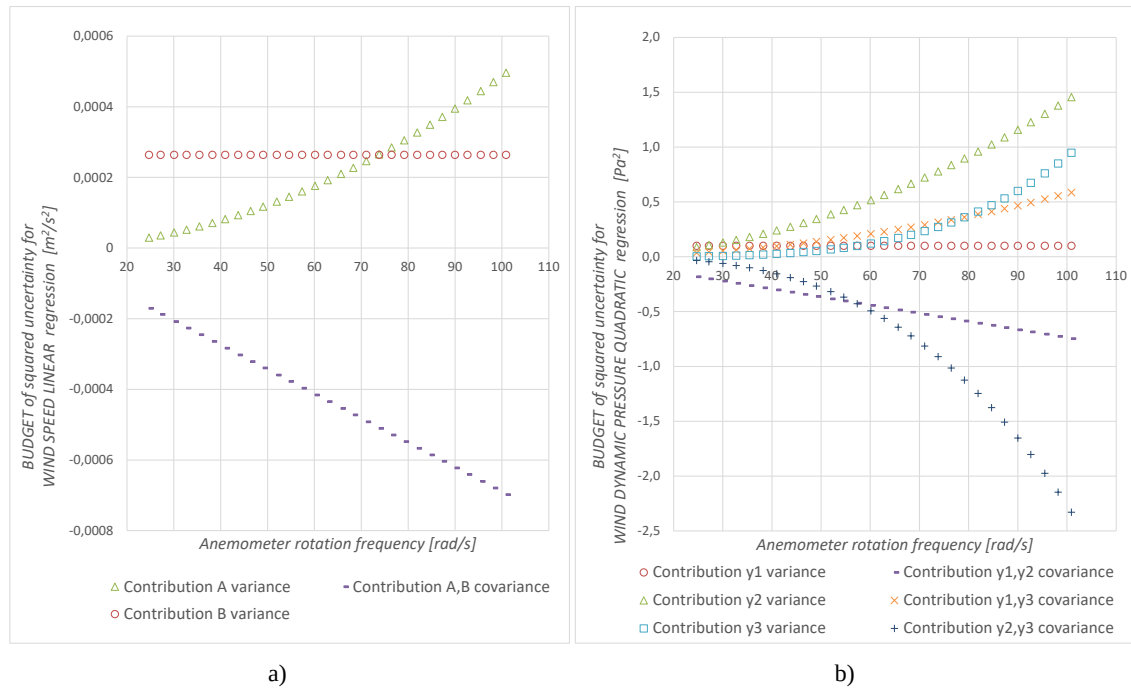


Fig. 6. Regression uncertainty budget according to Eq. (36): a) Linear regression (AS-Cup anemometer measurement method), b) Quadratic regression (DYP-Cup anemometer measurement method).

3.2. Wind dynamic pressure and wind speed uncertainty

The measurement uncertainty provided by a cup anemometer with a calibration based on the aforementioned quadratic relationship is observed in Fig. 7-b. The order of magnitude of the values of this uncertainty is similar to that obtained by means of the annex F found in the IEC 61400-12-1 international standard [6], whose graphic is shown in Fig. 7.a.

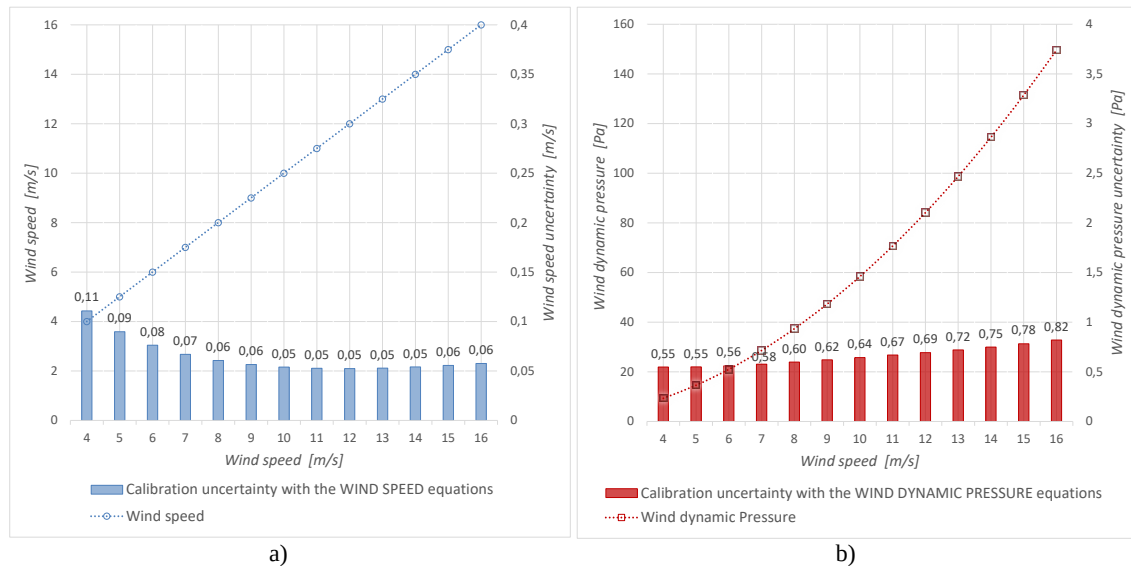


Fig. 7. Measurement uncertainty: a) “Wind speed equations” (AS-Cup anemometer measurement method), b) “Wind dynamic pressure equations” (DYP-Cup anemometer measurement method).

The calibration uncertainty for both methods (conventional and alternative) is obtained from the uncertainties combination of several parameters that appear in the applied measurement method equations. Fig. 8 shows the parameters uncertainty for “Wind speed equations”, and Fig. 9 shows the parameters uncertainty for “Wind dynamic pressure equations”. It is observed that, in both cases, the manometer uncertainty (uncertainty of the standard: $u(\Delta p_{TP})$) is the main contribution.

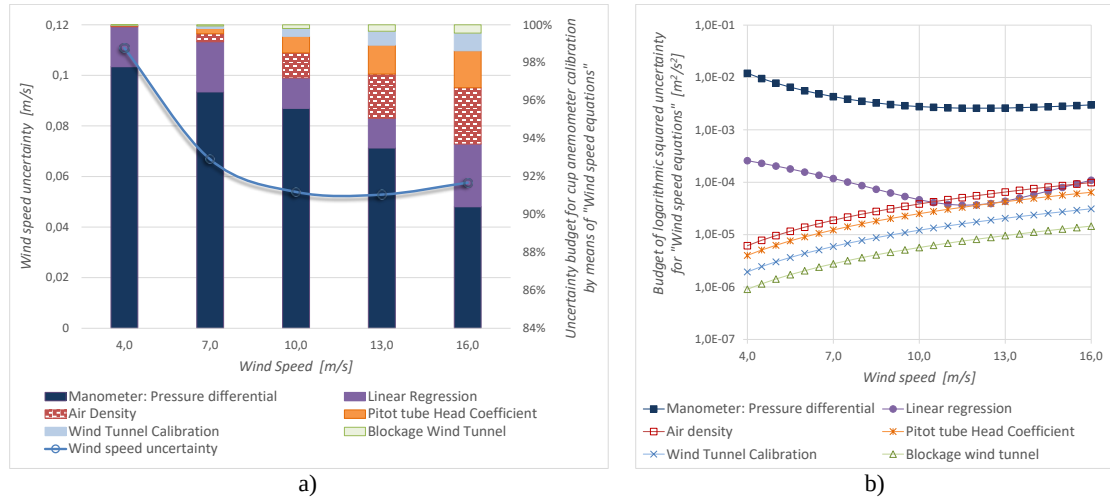


Fig. 8. Calibration uncertainty budget by means of “Wind speed equations”.
AS-Cup anemometer measurement procedure.

Figs. 8 and 9 show that the relative uncertainty of each parameter contributing to the calibration is similar, except for the case of density, which only appears in the conventional measurement procedure. Density contribution is less than 3% inside the wind speed measurement interval. It must be noted that all these uncertainties are computed considering that the air density value during user measurement process is the same as the one in the calibration process, in other case, a data normalization is required.

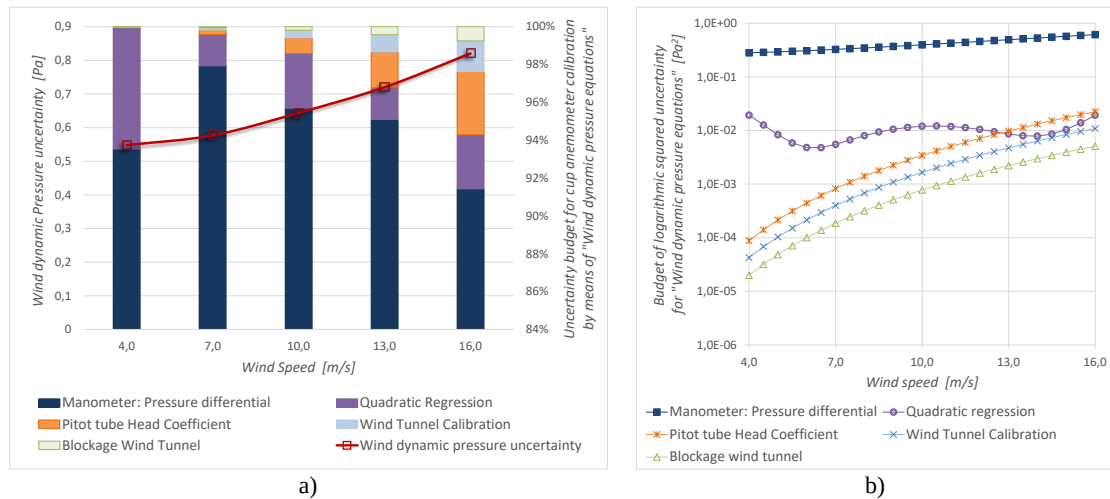


Fig. 9. Calibration uncertainty budget by means of “Wind dynamic pressure equations”
(DYP-Cup anemometer measurement method).

Figs. 8.a and 9.a show a graphic illustrating the calibration uncertainty budget in percentage. Figs. 8.b and 9.b illustrates the specific budget in logarithmic scale and allow knowing how each uncertainty component changes with the wind velocity.

Inside the wind speed measurement range, it is important to note that the regression uncertainty is less than 3% for the AS-Cup anemometer measurement method and it is less than 6% for the DYP-Cup anemometer measurement method. Due to the correlation coefficient is greater than 0.9995, the contribution of the regression to the calibration uncertainty can be assumed to be small.

3.3. Power density obtained from the alternative procedure and its uncertainty

Once the calibration uncertainty is known, it is possible to compare the effect of using the DYP-Cup anemometer (Eq. 3.2) to determine the wind power density P_w , respect to the conventional computation based on air density and wind speed (Eq. 3.1). According to Fig. 10, the uncertainty with the conventional measurement procedure (AS-Cup anemometer) is greater than four times the uncertainty of the proposed procedure (DYP-Cup anemometer) when wind speed is about 16 m/s; and that difference keeps growing with wind speed.

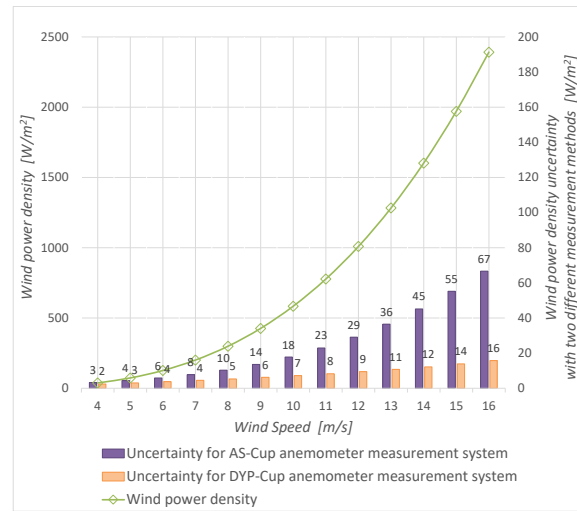


Fig. 10. Wind power density uncertainty by means of the alternative and the conventional method.

When wind power in a field site is determined by Eq. (3.1), it is necessary to determine the air density at that specific location, “user air density”. In the present work such a value is considered equal to the air density during the wind tunnel tests, but the user air density uncertainty is higher, as explained in the previous section, therefore $\rho = 1.168 \text{ kg/m}^3$ with $u(\rho) = 0.03 \text{ kg/m}^3$.

The reason for the large difference between wind power density uncertainties (Fig. 10) is that sensibility coefficients of “Wind speed equations” detailed in Table 2 imply that the user squared air density uncertainty is multiplied by the wind speed raised to the sixth.

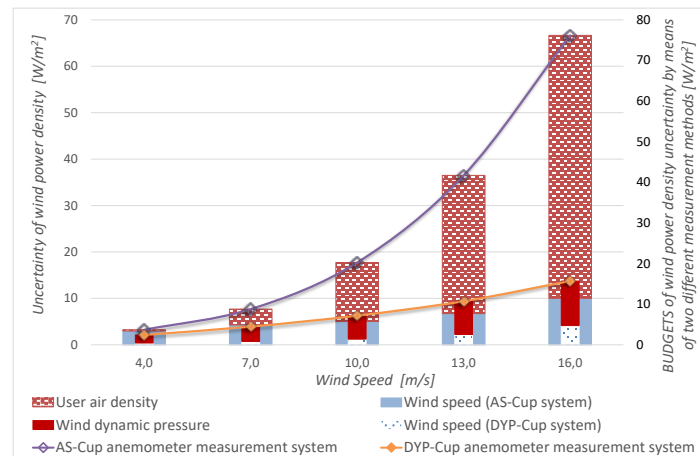


Fig. 11. Power density uncertainty budget by means of “power density equations based on wind speed” (AS-Cup) and “power density equations based on wind dynamic pressure” (DYP-Cup).

Fig. 11 details the fraction of uncertainty regarding to each parameter involved in the two methods presented to determine the wind power density. According to this figure, if a cup anemometer is calibrated via the proposed measurement procedure, the wind power density uncertainty will be several times lower than for the case of applying the conventional procedure, mainly due to the fact that the uncertainty of air density at the turbine location does not apply.

The alternative procedure proposed in the present paper provides a chance to improve energy production predictions of wind farms, which supports the recommendations of Tindal et al. [20], as they foster researchers to validate advanced measurement techniques, since they observed, for a data base of 156 wind farms, that the average actual production was 93.3 % of pre-construction projections.

4. Conclusions

Results show that a double calibration of a cup anemometer (wind vs frequency and dynamic pressure vs frequency), can provide a more precise measurement method to determine wind power density. A cup anemometer has been calibrated by means of a conventional measurement system based on “Wind speed equations” (37) and by means of a new measurement system based on “Wind dynamic pressure equations” (39); with the first system the “Wind velocity”

is a linear function of the anemometer rotation frequency, with the second system the “Wind dynamic pressure” is a quadratic function of the anemometer rotation frequency.

The main advantage of the proposed method is that the wind power density equation doesn’t require to measure the moist air density (considering repeatability condition of measurement), nevertheless, the calibration curve requires to assess a quadratic regression uncertainty. The uncertainty computation of a linear regression is described in the “Guide to the expression of uncertainty in measurement”, but not the quadratic one. In order to facilitate the reproducibility of the proposed method, the computation of the uncertainty for a second order polynomial has been included in detail. The results show that the relative uncertainty values of the linear and quadratic regression are similar (Fig. 5), even more at higher anemometer rotation frequency.

The uncertainty components for the wind speed and dynamic pressure measurements are similar. The regression uncertainties are lower than 6%, although they depend on the quality of the regression, in this study the determination coefficients are higher than 0.99995. The manometer uncertainty (Pitot tube, which is the calibration standard) used to measure the difference between total and static pressure, represents more than 90% in the calibration uncertainty budget, regardless of the measurement system used for the calibration process. Note that, while the alternative calibration method does not require density uncertainty estimation, the conventional procedure does. To get an idea, a value of $1.45 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$ moist air density uncertainty has a contribution of 4% on the calibration uncertainty.

Once the double cup anemometer calibration is accomplished, the product of Δp and V provides the wind power density. It is noteworthy the high reduction of power density uncertainty, addressed by the alternative measurement method. For those applications where a cup anemometer is used to measure wind power, the proposed measurement method provides less uncertainty, more than four times less for 16 m/s wind speed.

The new measurement procedure does not need any cup anemometer modification. Both calibrations can be done in the same wind tunnel. Known the calibration functions for Δp and V , in-field measurements only need the anemometer rotation frequency determination. This result can be useful to improve the energy production predictions of wind farms.

Nomenclature

A	Slope for linear regression [m]
a	Factor depending on the shape of the structure within the wind tunnel
B	Intercept or offset for linear regression [m/s]
b	Blockage ratio
c_f	Force coefficient of the structure within the wind tunnel
C_h	Pitot tube head coefficient
C_p	Power coefficient
f_r	Anemometer rotation frequency [rad/s]
k_c	Wind tunnel calibration factor
k_f	Blockage correction factor
l	Number of measurements of Δp_i for each operating condition
m	Number of measurements of f_{rj} for each operating condition
M_a	Air molar mass [kg/mol]
M_v	Water vapour molar mass [kg/mol]
n	Total number of operating conditions
P	Electrical power [W]
P_B	Barometric pressure [Pa]
p_{static}	Static pressure fluid flow [Pa]
p_{total}	Total pressure fluid flow [Pa]
P_v	Vapour pressure [Pa]
P_w	Wind power density [W/m ²]
R	Ideal gas constant [J/(mol·K)]
r	Correlation coefficient
R^2	Coefficient of determination
S	Blade swept area [m ²]
T	Absolute temperature [K]
T_v	Absolute wet bulb temperature [K]
u	Standard uncertainty
u_c	Combined standard uncertainty
V	Wind speed [m/s]
$\hat{V}$	Wind speed predicted via linear regression [m/s]
V_b	Mean flow field velocity inside wind tunnel, with blockage effect [m/s]
V_s	Wind speed determined by the Pitot tube [m/s]

x_1	$\sum_k \Delta p_k$ the first variable change to assess the quadratic regression uncertainty [Pa]
x_2	$\sum_k (f_k \cdot \Delta p_k)$ the second variable change to assess the quadratic regression uncertainty [Pa/s]
x_3	$\sum_k (f_k^2 \cdot \Delta p_k)$ the third variable change to assess the quadratic regression uncertainty [Pa/s ²]
y_1	Intercept or offset for quadratic regression [Pa]
y_2	Slope for quadratic regression [Pa·s]
y_3	Curvature for quadratic regression [Pa·s ²]
Δp	Wind dynamic pressure. Fluid kinetic energy per volume unit [Pa]
$\widehat{\Delta p}$	Wind dynamic pressure predicted via quadratic regression [Pa]
Δp_{PT}	Wind dynamic pressure function measured with the Pitot tube at the reference position [Pa]
Δp_s	Wind dynamic pressure determined by the Pitot tube [Pa]
ρ	Moist air density [kg/m ³]
ϕ	Relative humidity
ψ and ϑ	Ferrel coefficients

Acknowledgments

The authors would like to acknowledge the usage of the wind tunnel provided by the fluid mechanics area belonging to the department of Mechanical and Mining Engineering of the University of Jaén.

References

- [1] T.R. Robinson, On a new anemometer, Proc. R. Ir. Acad. 4 (1847), 566–72.
- [2] S.P. Fergusson, Harvard Meteorological Studies N° 4, Experimental Studies of Cup Anemometers, Harvard University Press, Cambridge, UK, 1939.
- [3] L. Kristensen, Cup Anemometer Behaviour in Turbulent Environments, J. Atmos. Ocean. Technol. 15 (1998) 5–17.
- [4] S. Pindado, A. Ramos-Cenzano, J. Cubas, Improved analytical method to study the cup anemometer performance Meas. Sci. Technol. 26 (2015), 1-6.
- [5] E. Roibas-Millan, J. Cubas, S. Pindado, Studies on Cup Anemometer Performances Carried out at IDR/UPM Institute Past and Present Research, Energies 10, 1860 (2017), 1-17.
- [6] Standard: IEC 61400-12-1 Power performance measurements of electricity producing wind turbines, 2005.
- [7] GEA Writing Team, Global Energy Assessment: Toward a Sustainable Future, Cambridge University Press, 2012.
- [8] S. Pindado, E. Vega, A. Martínez, E. Mesequer, S. Franchini, I.P. Sarasola, Analysis of calibration results from cup and propeller anemometers. Influence on wind turbine Annual Energy Production (AEP) calculations. Wind Energy 14 (2011) 119–32.
- [9] MEASNET Anemometer Calibration Procedure, Version 2, 2009.
- [10] G. Blom, I. Care, J. Frederiksen, H. Baumann, B. Mickan, V. Cifti, E. Jakobson, A. Pedisius, J. Sanchez J, P. Spazzini, Euromet.M.FF-K3 Euromet Key Comparison for Airspeed Measurements (2008).
- [11] S. Tavoularis, Measurement in Fluid Mechanics, Cambridge University Press, NY, USA, 2005.
- [12] J. D. Anderson, Fundamentals of Aerodynamics, McGraw-Hill Education Limited, NY, USA, 2016.
- [13] MATRAS Atmosphere & Solar Radiation Modeling Group. <http://matras.ujaen.es/en/index.php>. Meteorological Station Database: <http://www.ujaen.es/dep/fisica/estacion/estacion3.htm>
- [14] Standard: ISO-3966 2008 Measurement of fluid flow in closed conduits-Velocity area method using Pitot static tubes.
- [15] O.F. Hansen, S.O. Hansen, L. Kristensen, Wind tunnel calibration of cup anemometers, in: Proceedings of the AWEA Wind Power Conference, Atlanta, USA, 2012, 1–22.
- [16] J.B. Barlow, W.H. Rae, A. Pope, Low-Speed Wind Tunnel Testing, Wiley-Interscience, 1999.
- [17] International Organization of Standardization Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement Geneva, Switzerland, 1995.
- [18] D.B. Hibbert, The Uncertainty of a Result from a Linear Calibration, The Analyst 131 (2006), 1273-1278.

- [19] A. Picard, R.S. Davis, M. Gläser, K. Fujii, Revised formula for the density of moist air (CIPM-2007), *Metrologia*, 45 (2008), 149-155.
- [20] A. Tindal, K. Harman, C. Johnson, A. Schwarz, A. Garrad, G. Hassan, Validation of GH energy and uncertainty predictions by comparison to actual production, in: AWEA Wind Resource and Project Energy Assessment Workshop, Portland, USA, 2007.

Anexo VII

PATENTE

Dispositivo para la medición de la viscosidad y densidad del aire ambiente y método de uso

En proceso de revisión por la OEPM

Número de patente:
P201830873



Justificante de presentación electrónica de solicitud de patente

Este documento es un justificante de que se ha recibido una solicitud española de patente por vía electrónica utilizando la conexión segura de la O.E.P.M. De acuerdo con lo dispuesto en el art. 16.1 del Reglamento de ejecución de la Ley 24/2015 de Patentes, se han asignado a su solicitud un número de expediente y una fecha de recepción de forma automática. La fecha de presentación de la solicitud a la que se refiere el art. 24 de la Ley le será comunicada posteriormente.

Número de solicitud:	P201830873	
Fecha de recepción:	07 septiembre 2018, 10:11 (CEST)	
Oficina receptora:	OEPM Madrid	
Su referencia:	ID277_Solic_Pat	
Solicitante:	Universidad de Jaén	
Número de solicitantes:	1	
País:	ES	
Título:	DISPOSITIVO PARA LA MEDICIÓN DE LA VISCOSIDAD Y DENSIDAD DEL AIRE AMBIENTE Y MÉTODO DE USO	
Documentos enviados:	Descripción.pdf (11 p.) Reivindicaciones.pdf (2 p.) Resumen.pdf (1 p.) Dibujos.pdf (1 p.) OLF-ARCHIVE.zip	package-data.xml es-request.xml application-body.xml es-fee-sheet.xml feesheet.pdf request.pdf
Enviados por:	CN=LANZAS MOLINA JUAN RAMON - 25992479H,SN=LANZAS MOLINA,givenName=JUAN RAMON,serialNumber=IDCES-25992479H,C=ES	
Fecha y hora de recepción:	07 septiembre 2018, 10:11 (CEST)	
Codificación del envío:	B7:F9:37:15:F3:3E:E1:0D:10:D4:79:AB:65:3F:3A:B1:34:65:6C:08	



MINISTERIO
DE INDUSTRIA, ENERGÍA
Y TURISMO



Oficina Española
de Patentes y Marcas

(1) MODALIDAD:	PATENTE DE INVENCION MODELO DE UTILIDAD	☒
(2) FORMULARIO 5101. TIPO DE SOLICITUD:	PRIMERA PRESENTACION SOLICITUD DIVISIONAL CAMBIO DE MODALIDAD TRANSFORMACION SOLICITUD PATENTE EUROPEA PCT: ENTRADA FASE NACIONAL	☒
(3) EXP. PRINCIPAL O DE ORIGEN:	MODALIDAD: N.º SOLICITUD: FECHA SOLICITUD:	
4) LUGAR DE PRESENTACION:		OEPM, Presentación Electrónica
(5-1) SOLICITANTE 1:	DENOMINACION SOCIAL: UNIVERSIDAD PUBLICA	Universidad de Jaén ☒
	NACIONALIDAD: CODIGO PAIS: NIF/NIE/PASAPORTE: CNAE: PYME:	España ES Q7350006H
	DOMICILIO: LOCALIDAD: PROVINCIA: CODIGO POSTAL: PAIS RESIDENCIA: CODIGO PAIS: TELEFONO: FAX:	Campus Las Lagunillas, S/N Jaén 23 Jaén 23071 España ES 953212659
	CORREO ELECTRÓNICO: DESEO RECIBIR LAS COMUNICACIONES POR CORREO ELECTRÓNICO	flucena@ujaen.es ☐
	EMPRENDEDOR: PERSONA DE CONTACTO:	☐ Fernán Lucena
	MODO DE OBTENCIÓN DEL DERECHO:	
	INVENCION LABORAL: CONTRATO: SUCESSION:	☒ ☐ ☐
	PORCENTAJE DE TITULARIDAD:	100,00 %
(6-1) INVENTOR 1:	APELLIDOS: NOMBRE: NACIONALIDAD: CODIGO PAIS: NIF/NIE/PASAPORTE:	Torres Jiménez Eloisa España ES 75019082-M
	DOMICILIO: LOCALIDAD: PROVINCIA: CODIGO POSTAL: PAIS RESIDENCIA:	Campus Las Lagunillas, S/N - B1-OTRI Jaén 23 Jaén 23071 España

	CÓDIGO PAÍS: ES TELÉFONO: 953212659 FAX: CORREO ELECTRÓNICO: flucena@ujaen.es EL INVENTOR RENUNCIA A SER MENCIONADO: []
(6-2) INVENTOR 2:	APELLIDOS: Dorado Vicente NOMBRE: Rubén NACIONALIDAD: España CÓDIGO PAÍS: ES NIF/NIE/PASAPORTE: 05676551-J DOMICILIO: Campus Las Lagunillas, S/N - B1-ÓTRI LOCALIDAD: Jaén PROVINCIA: 23 Jaén CÓDIGO POSTAL: 23071 PAÍS RESIDENCIA: España CÓDIGO PAÍS: ES TELÉFONO: 953212659 FAX: CORREO ELECTRÓNICO: flucena@ujaen.es EL INVENTOR RENUNCIA A SER MENCIONADO: []
(6-3) INVENTOR 3:	APELLIDOS: Palomar Carnicero NOMBRE: José Manuel NACIONALIDAD: España CÓDIGO PAÍS: ES NIF/NIE/PASAPORTE: 27251098-P DOMICILIO: Campus Las Lagunillas, S/N - B1-ÓTRI LOCALIDAD: Jaén PROVINCIA: 23 Jaén CÓDIGO POSTAL: 23071 PAÍS RESIDENCIA: España CÓDIGO PAÍS: ES TELÉFONO: 953212659 FAX: CORREO ELECTRÓNICO: flucena@ujaen.es EL INVENTOR RENUNCIA A SER MENCIONADO: []
(6-4) INVENTOR 4:	APELLIDOS: Guerrero Villar NOMBRE: Francisca Maria NACIONALIDAD: España CÓDIGO PAÍS: ES NIF/NIE/PASAPORTE: 26019083-B DOMICILIO: Campus Las Lagunillas, S/N - B1-ÓTRI LOCALIDAD: Jaén PROVINCIA: 23 Jaén CÓDIGO POSTAL: 23071 PAÍS RESIDENCIA: España CÓDIGO PAÍS: ES TELÉFONO: 953212659 FAX: CORREO ELECTRÓNICO: flucena@ujaen.es EL INVENTOR RENUNCIA A SER MENCIONADO: []
(7) TÍTULO DE LA INVENCIÓN:	DISPOSITIVO PARA LA MEDICIÓN DE LA VISCOSIDAD Y DENSIDAD DEL AIRE AMBIENTE Y MÉTODO DE USO
(8) NÚMERO DE INFORME TECNOLÓGICO DE PATENTES (ITP):	

RESUMEN

Dispositivo con el que se obtiene la medición de la viscosidad y de la densidad del aire ambiente y su método de uso, que es un dispositivo versátil y transportable que aúna en un mismo aparato las funcionalidades de un viscosímetro y un densímetro, y que está configurado entre otros para la obtención del valor de la viscosidad cinemática y la densidad del aire húmedo existente en el ambiente, mediante la cuantificación de la respuesta física del dispositivo, basado en el principio físico que relaciona el movimiento del aire y sus cualidades ambientales, siendo todo ello obtenido gracias a que tiene la particularidad de comprender un rotor vertical alojado en su interior junto a los medios que aseguran que el aire adquiera una única componente horizontal en su paso por la zona interna del dispositivo.

DESCRIPCIÓN

DISPOSITIVO PARA LA MEDICIÓN DE LA VISCOSIDAD Y DENSIDAD DEL AIRE AMBIENTE Y MÉTODO DE USO

El objeto de la presente invención es un dispositivo con el que se obtiene la medición de la viscosidad y de la densidad del aire ambiente y su método de uso, que está configurado entre otros para la obtención del valor de la viscosidad cinemática y la densidad del aire húmedo existente en el ambiente mediante la cuantificación de la respuesta física del dispositivo, basado en el principio físico que relaciona el movimiento del aire y sus cualidades ambientales, gracias al giro de un dispositivo alojado en su interior.

CAMPO TÉCNICO DE LA INVENCION

La presente invención está referida a un método y un dispositivo para la medición de la viscosidad cinemática y la densidad del aire y, más concretamente, un dispositivo portátil que podría instalarse en estaciones meteorológicas de forma provisional o definitiva, y que facilita el valor de la viscosidad cinemática y la densidad del aire existente en su entorno.

ESTADO DE LA TÉCNICA ANTERIOR

Un viscómetro (denominado también viscosímetro) es un instrumento empleado para medir la viscosidad y algunos otros parámetros de flujo de un fluido. Fue Isaac Newton el primero en sugerir una fórmula para medir la viscosidad de los fluidos, postuló que dicha fuerza correspondía al producto del área superficial del líquido por el gradiente de velocidad, además de producto de un coeficiente de viscosidad. En 1884 Jean Leonard Marie Poiseuille mejoró la técnica estudiando el movimiento de líquidos en tuberías.

En cuanto a los tipos de viscosímetros conocidos en la actualidad, todos miden la viscosidad en líquidos, y son muy conocidos en el estado de la técnica. Así, tenemos los viscosímetros de fluidos basados en la cuantificación de la energía de vibración, como el descrito en US3903732A. Los viscosímetros basados en capilaridad (para

líquidos) se describen, por ejemplo, en US3435665A. Un viscosímetro supersónico de torsión se describe, por ejemplo, en US3942052A. Un viscosímetro de torsión se describe, por ejemplo, en US2096222A. Los viscosímetros de líquidos por rotación se describen, por ejemplo, en US2354299A. Finalmente, los viscosímetros para líquidos guardados en tanques se describen, por ejemplo, en US3782173A.

No existen en la actualidad dispositivos que midan la viscosidad cinemática del aire ambiente de forma experimental fuera de un laboratorio, ya que en laboratorio se miden fluidos confinados a presiones y temperaturas que suelen ser distintas de las ambientales. En general la mayoría de los viscosímetros existentes en el mercado son para líquidos.

Para la medida de la viscosidad del aire a temperatura ambiente se utilizan hoy en día barómetros, higrómetros y termómetros para gases en combinación. La combinación de dichas medidas permite calcular la densidad, la viscosidad dinámica y la viscosidad cinemática del aire ambiente mediante distintas fórmulas como la ecuación de Ferrel [6], la viscosidad dinámica de Mason y Monchick [7], la cual fue validada experimentalmente por Kestin y Whitelaw [8], mediante un viscosímetro de disco oscilante [9], [10]; pero ninguna de ellas plantea una medida directa de la viscosidad cinemática del aire húmedo.

La viscosidad cinemática del aire ambiente es una magnitud cuya medida es del interés de diversas áreas como, por ejemplo, la calibración de micrófonos y la cuantificación de la velocidad del sonido en el aire. La densidad del aire influye en la medición de curvas de potencia y en la cuantificación de la producción anual de energía de los generadores eólicos; los estudios de aerodinámica; la corrección de medidas de viento con anemómetros y estudios estadísticos de probabilidad de viento; y la calibración más precisa de anemómetros.

De forma general la viscosidad cinemática se necesita para cuantificar el efecto de la fricción en los movimientos que tienen lugar en el seno del aire ambiente como fluido. Sin embargo, hasta ahora, su medida ha sido siempre realizada en laboratorio y mediante una estimación indirecta de la misma, por lo que resulta necesario establecer un método y un dispositivo para la medida directa de la misma.

Lo anteriormente definido para viscosímetros es aplicable de forma parecida para densímetros; la densidad del aire se mide mediante la ecuación CIPM-2007 [11], o alguna simplificación de la misma, basada en la humedad, la temperatura y la presión barométrica, pero el dispositivo propuesto consigue una medida directa de la densidad del aire húmedo.

Habida cuenta de los dispositivos conocidos y la problemática existente en este campo de la técnica, la presente invención presenta un dispositivo versátil que aúna en un único aparato la posibilidad de medición in situ de la viscosidad y densidad del aire, es decir, aúna en un mismo aparato un viscosímetro y un densímetro de aire ambiente con el que se pueden obtener todos los valores de densidad y viscosidad del aire ambiente, y para ello es preciso también definir el método de uso del mismo con el que se obtienen precisamente dichos valores. El dispositivo objeto de la presente invención, a diferencia de los viscosímetros y densímetros conocidos utilizados para experimentación en laboratorios o lugares predefinidos, también tiene la ventaja de ser un aparato versátil y transportable, y que está sujeto a poder ser utilizado en cualquier ubicación.

EXPLICACIÓN DE LA INVENCION

El objeto de la presente invención es un dispositivo para la medición de la viscosidad y densidad del aire ambiente, es decir, puede considerarse como un densímetro/viscosímetro integrado, y su método de uso que mide experimentalmente la viscosidad cinemática y la densidad del aire ambiente que le rodea, que en realidad es un aire húmedo.

El dispositivo de la presente invención es un aparato transportable y versátil en cuanto a su ubicación, dado que el presente dispositivo se sujeta en la mano o puede instalarse en cualquier lugar donde sea necesario conocer la viscosidad y/o la densidad del aire.

Es otro objeto de la invención obtener el valor de la viscosidad cinemática y la densidad del aire húmedo existente en el ambiente mediante la cuantificación de la respuesta física del equipo. Todo ello de acuerdo con el dispositivo de la reivindicación 1. En reivindicaciones dependientes se muestran aspectos adicionales y/o realizaciones

particulares del dispositivo de la reivindicación 1. Por otro lado, en un segundo aspecto de la invención, el método para la medición de la viscosidad del aire se describe en la reivindicación 7. En las reivindicaciones dependientes de ésta se describen realizaciones particulares del método de la invención.

Más concretamente, el dispositivo para la medición de la viscosidad del aire que estando configurado para tomar el aire de su entorno a través de una cámara de entrada parcialmente cerrada por una tapa y que dispone de una tobera que comprende un primer extremo, donde queda situada la cámara y un segundo extremo opuesto al primero, donde está instalado un extractor configurado para hacer circular por el interior de la tobera una corriente de aire a una velocidad uniforme; y donde a continuación de la cámara de entrada de aire se dispone de unos medios configurados para que el aire adquiera una única componente horizontal y que se caracteriza porque en la zona central de la sección de paso de la tobera se dispone un rotor vertical configurado para que rote exclusivamente por la acción del paso del aire y conectado con un sensor de medida de la rotación del rotor vertical.

Por otro lado, el método para la medición de la viscosidad del aire que estando implementado mediante un dispositivo como el descrito previamente comprende las etapas de:

- succionar el aire del entorno de una tobera y forzar el paso del aire succionado por dicha tobera a una velocidad uniforme y con un único componente horizontal, de tal forma que se accione un rotor vertical por la acción exclusiva del paso de la corriente de aire;

- establecer la velocidad de paso del aire y la frecuencia de rotación del rotor vertical accionado exclusivamente por el paso de la corriente de aire; y
- calcular la viscosidad cinemática, la densidad y la viscosidad dinámica del aire succionado.

La principal ventaja de la invención radica en que se trata de unas medidas directas de un efecto físico y, por tanto, reduce la incertidumbre de los valores de las magnitudes

obtenidas. Por otro lado, gracias a que tiene un tamaño mediano con un peso relativamente bajo, provoca que el dispositivo aquí preconizado, pueda ser fácilmente manipulable y emplearse en una modalidad portátil, pudiendo ser instalado de forma permanente, de igual forma.

Ejemplo de esto, sería la instalación del dispositivo en estaciones meteorológicas de forma provisional o definitiva y que facilita el valor de la viscosidad y la densidad del aire existente en su entorno, otros dispositivos están diseñados para mediciones de muestras confinadas, y por tanto están ideados para utilizarse en un laboratorio.

El único requisito que deberá cumplir en ambos casos (instalación permanente y/o portátil), radicará en la necesidad de que el mismo se encuentre nivelado, ya que es necesario que el elemento giratorio del interior esté en posición vertical, con un pequeño margen de error, por ello se dota al mismo de un nivel

De igual forma, es necesario que esté conectado a un suministro de corriente eléctrica, ya que utiliza la electricidad para hacer girar el ventilador de su interior. Si se usase de forma portátil para lecturas puntuales puede ser alimentado con una pequeña batería, siempre que las variaciones de carga de la misma no alteren el funcionamiento del ventilador.

El equipo aquí descrito mide mediante cuantificación directa de un fenómeno físico la viscosidad cinemática y la densidad del aire, pero además puede completarse con otros dispositivos como termómetro y/o un higrómetro, para medir forma simultánea otras magnitudes físicas del aire ambiente

Aporta medidas de forma instantánea, específicas del lugar concreto donde se realiza la medición. Esto es necesario, en la práctica, para numerosas aplicaciones relacionadas con medida de viento, de velocidad del sonido o cuantificación de curvas de potencia de generadores eólicos, ya que necesitan valores de viscosidad y densidad del aire en lugares y momentos concretos. Finalmente, el equipo podría adaptarse para cuantificar la viscosidad cinemática y la densidad de cualquier otro gas que no sea aire húmedo.

Igualmente, es importante destacar que en la electrónica del dispositivo es recomendable que cuente con función de memoria del máximo número de lecturas, acompañadas de fecha y hora. Se puede complementar con todo tipo de funcionalidades propias de los equipos de medición, medias móviles de las últimas 10 lecturas, cambio de unidades, grabar lecturas puntuales a petición del usuario. En este sentido está pensado para aportar medidas de densidad y viscosidad como mucho cada minuto, ya que en aplicaciones ambientales la densidad y la viscosidad varían lentamente con el tiempo y las variaciones en cada minuto serán mínimas. Del mismo modo está pensada para que avise cuando los filtros estén sucios o cuando la batería en caso de utilizarse baje su nivel de potencia. Otro aspecto importante es la conectividad de la electrónica, dado que está pensada para que facilite datos vía inalámbrica, y que además cuente con salidas de extendido uso en la actualidad, como conexiones USB o conexiones compatibles con móviles. Finalmente, puesto que el equipo puede funcionar en una estación meteorológica se puede integrar como un único dispositivo con otros dispositivos como termómetros o anemómetros, por lo que se puede ver que el dispositivo objeto de la presente invención es un aparato versátil.

A lo largo de la descripción y de las reivindicaciones, la palabra «comprende» y sus variantes no pretenden excluir otras características técnicas, aditivos, componentes o pasos. Para los expertos en la materia, otros objetos, ventajas y características de la invención se desprenderán en parte de la invención y en parte de la práctica de la invención. Los siguientes ejemplos y dibujos se proporcionan a modo de ilustración y no se pretende que restrinjan la presente invención. Además, la invención cubre todas las posibles combinaciones de realizaciones particulares y preferidas aquí indicadas.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

A continuación, se pasa a describir de manera muy breve un dibujo que ayuda a comprender mejor la invención y que se relaciona expresamente con una realización de dicha invención, que se ilustra como un ejemplo no limitativo de ésta.

La FIG.1 muestra una vista esquematizada del dispositivo para la medición de la viscosidad y densidad del aire ambiente objeto de la presente invención.

EXPLICACIÓN DE UN MODO DETALLADO DE REALIZACIÓN DE LA INVENCION

Tal y como se puede apreciar en la figura adjunta, el dispositivo para la medición de la viscosidad y densidad del aire ambiente consiste en un equipo que está configurado para tomar el aire de su entorno a través de una cámara de entrada (1) cerrada parcialmente por una tapa (1a).

A continuación, se hace circular el aire a una velocidad predeterminada -gracias al extractor (2)- por una tobera (3), pasando en primer lugar por una rejilla de protección (4), una esponja (5) y una malla hexagonal (6) de tipo panal de abeja, que en conjunto actúan como unos medios configurados para que el aire adquiera una única componente horizontal (H).

Posteriormente, el aire se acelera en la tobera (3) -debido a que tiene una estructura de tubo de Venturi- y que además cuenta con la particularidad de uniformizar la velocidad de flujo en la sección de paso. La estructura de la tobera (3) es una mejora a escala del túnel de viento de Eiffel [5].

Aproximadamente en la zona central de la tobera (3) se dispone un rotor vertical (7) configurado para que rote por la acción del aire. Es importante que la sección de paso de aire sea constante en la zona donde se disponga el dispositivo mecánico, ya que de este modo se garantiza que la velocidad de flujo sea constante durante el proceso de medida.

El rotor vertical (7) gira por efecto del flujo de aire que lo rodea. La naturaleza del movimiento debe ser de tipo arrastre, es decir, que no debe girar por efecto de una sustentación aerodinámica, sino que el diferencial de arrastre del flujo de aire el origen del movimiento rotatorio. Para ello, el rotor vertical (7) puede ser una turbina de Savonius, como se describe por ejemplo en [1] o un anemómetro de cucharilla como se describe, por ejemplo, en [2,3].

El aire, finalmente, pasa por un extractor (2) que lo succiona, facilitando la circulación del aire por el dispositivo y devolviéndolo a la atmósfera. En una realización preferente de la invención, el dispositivo puede comprender previo a la salida del aire a la atmósfera

que hace que el aire vuelva a pasar por una rejilla de protección (4'), una esponja (5') y una malla hexagonal (6') de tipo panal de abeja que redirija de nuevo el aire del rotor vertical (7) hacia el extractor (2).

El dispositivo se completa con un sensor de nivel (no mostrado) que garantiza que el rotor vertical (7) quede perfectamente vertical en el momento de la toma de datos, ya que de lo contrario, podrían falsearse las medidas. El dispositivo comprende un módulo o placa electrónica (7') de gestión de tomas de medidas. En este sentido, es necesario implementar un contador de revoluciones del rotor vertical, también denominado tacómetro (7). Esta medida puede ser una lectura óptica o electrónica, de tal forma que, conocida la velocidad del flujo del aire y la frecuencia de rotación del rotor vertical (7) se puede determinar la viscosidad cinemática y la densidad del aire que acciona el citado rotor vertical (7).

La clave es que el giro del anemómetro varía con la viscosidad y la densidad del aire, y esto permite que de manera novedosa puedan conocerse los detalles de la relación entre giro del anemómetro, densidad y viscosidad. Ya que, para la misma velocidad del rotor (7) si la densidad del aire es mayor, el dispositivo del interior girará más despacio, por el contrario, si la densidad del aire es menor el rotor (7) girará más rápido.

Con la viscosidad cinemática sucede a la inversa, cuanto mayor sea la viscosidad cinemática más rápido girará, y si la viscosidad cinemática disminuye bajará el número de revoluciones por minuto.

Por tanto, midiendo la velocidad de giro del rotor (7), se podrá determinar experimentalmente la densidad del aire húmedo y su viscosidad.

El método de medición de densidad de aire húmedo propuesto aporta un método que podría validarse como alternativo al establecido por la Comisión Internacional de Pesas y Medidas (CIPM-2007) [11], con la ventaja de que el aquí planteado es resultado directo de un fenómeno físico, y puede ser calibrado con una muestra de densidad conocida lo cual podría suponer una reducción de la incertidumbre

Adicionalmente, el dispositivo tiene la característica de poder ser transportable, por tanto, puede comprender al menos un asidero o mango de transporte (8) en la parte externa de la tobera (3).

Referencias:

- [1] US1766765A. 24-06-1930
- [2] T.R. Robinson, "On a new anemometer", *Proc. R. Ir. Acad.* 3 (1847), 566-72
- [3] US3020963A
- [4] S. Pindado, A. Sanz, A. Wery, "Deviation of cup and propeller anemometer calibration results with air density". *Energies* 5 (2012) 683-701
- [5] FR21631E. 29-Nov-1917
- [6] C.F. Marvin. *Psychometrics Tables*, US Dept of Commerce Weather Bureau Publication n°235 (1941)
- [7] E.A. Mason et Al. "Survey of the equation of state and transport properties of moist gases, Humidity and Moisture: Measurement and Control in Science and Industry", Reinhold: New York 3 (1965), 257-272
- [8] J. Kestin et Al. "The viscosity of dry and humid air" *International Journal of Heat and Mass Transfer* 7, 11 (1964) 1245-1255.
- [9] J. Kestin "Experimental determination of the viscosity and thermal conductivity of fluids, Physics and Chemistry of the Earth" Part IV: Experimental method and apparatus. Volumes 13-14 (1981), 295-319
- [10] US2354299. 11-06-1941.
- [11] A. Picard et Al. "Revised formula for the density of moist air (CIPM-2007)", *Metrología*, 45 (2008) 149-155.

REIVINDICACIONES

1.- Dispositivo para la medición de la viscosidad y densidad del aire ambiente que está configurado para tomar el aire de su entorno a través de una cámara de entrada (1) parcialmente cerrada por una tapa (1a) y que comprende una tobera (3) que comprende un primer extremo, donde queda situada la cámara (1) y un segundo extremo opuesto al primero, donde está instalado un extractor (2) configurado para hacer circular por el interior de la tobera (3) una corriente de aire a una velocidad uniforme; y donde a continuación de la cámara (1) de entrada de aire se dispone de unos medios configurados para que el aire adquiera una única componente horizontal (H) y que se caracteriza porque en la zona central de la sección de paso de la tobera (3) se dispone un rotor vertical (7) configurado para que rote exclusivamente por la acción del paso del aire y conectado con un sensor de medida de la rotación del rotor vertical (7).

2.- Dispositivo de acuerdo con la reivindicación 1 donde los medios configurados para que el aire adquiera una única componente horizontal (H) comprenden una rejilla de protección (4), una esponja (5) y una malla hexagonal (6) de tipo panal de abeja.

3.- Dispositivo de acuerdo con la reivindicación 1 o la reivindicación 2 donde el rotor vertical (7) es una turbina de Savonius o un anemómetro de cucharilla.

4.- Dispositivo de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3 que comprende un medidor de nivel.

5.- Dispositivo de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4 que comprende unos medios previos a la salida del aire a la atmósfera y que redirigen el aire hacia el extractor (2), los cuales comprenden una rejilla de protección (4'), una esponja (5') y una malla hexagonal (6') de tipo panal de abeja.

6.- Dispositivo de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5 que comprende al menos un mango de transporte (8) en la parte externa de la tobera (3).

7.- Un método de uso del dispositivo descrito en una cualquiera de las

reivindicaciones 1 a 6 comprende las etapas de:

- succionar el aire del entorno de una tobera (3) y forzar el paso del aire succionado por dicha tobera (3) a una velocidad uniforme y con un único componente horizontal, de tal forma que se accione un rotor vertical (7) por la acción exclusiva del paso de la corriente de aire;
- establecer la velocidad de paso del aire y la frecuencia de rotación del rotor vertical (7) accionado exclusivamente por el paso de la corriente de aire.

DIBUJOS

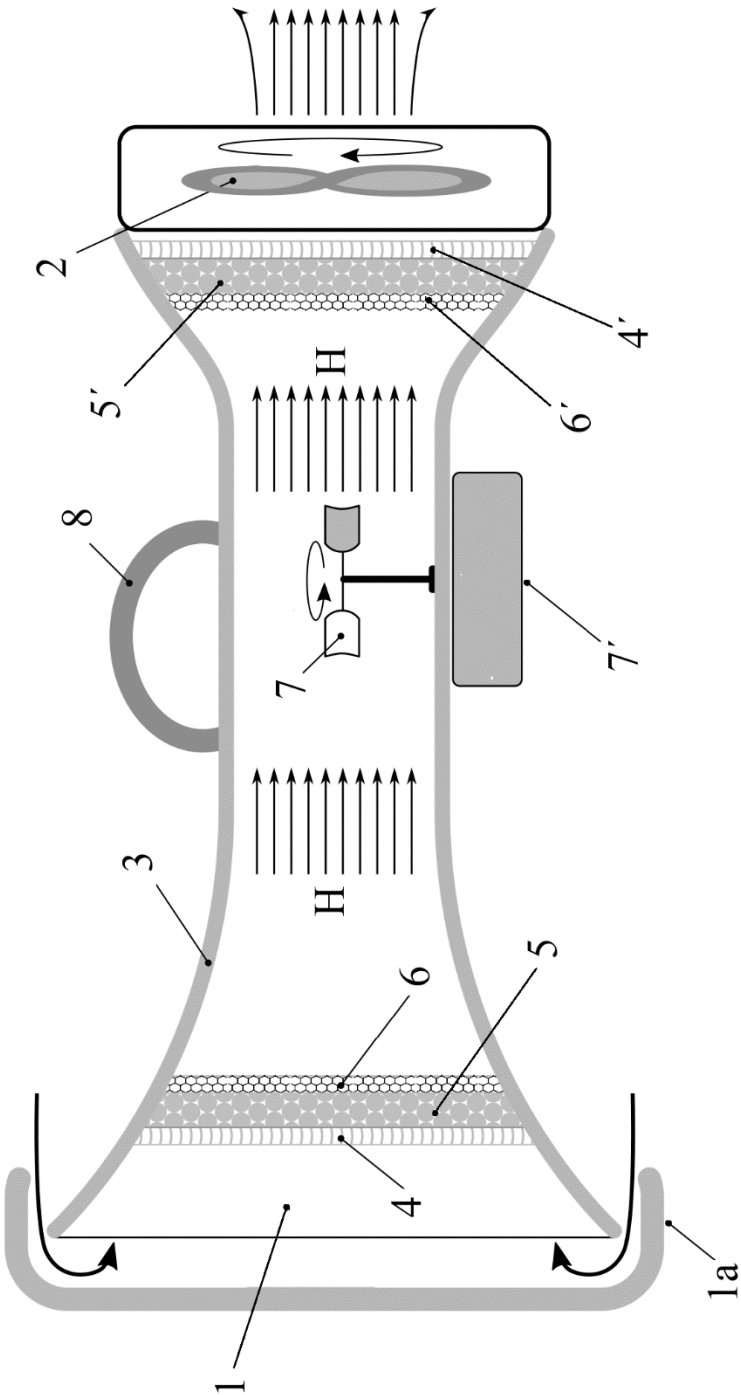


FIG.1