

# Análisis experimental de la influencia del ángulo de torsión de los álabes de turbinas hidrocínéticas Darrieus helicoidales

## *Experimental analysis of the influence of the twist angle of the blades of hydrokinetic Darrieus helical turbines*

Rodolfo Espina-Valdés <sup>a1</sup>, Aitor Fernández-Jiménez <sup>a2</sup>, Víctor Manuel Fernández-Pacheco <sup>a3</sup>, Ahmed Gharib-Yosry <sup>b</sup>, Eduardo Álvarez-Álvarez <sup>a4\*</sup>

<sup>a</sup>Área de Ingeniería Hidráulica, Departamento de Energía, Escuela Politécnica de Mieres. Universidad de Oviedo C/ Gonzalo Gutiérrez Quirós s/n. 33600-Mieres, Asturias, España.

<sup>b</sup>Departamento de Energía Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Port Said 42526, Egipto.

E-mail: <sup>a1</sup> [espinarodolfo@uniovi.es](mailto:espinarodolfo@uniovi.es), <sup>a2</sup> [fejima5@gmail.com](mailto:fejima5@gmail.com), <sup>a3</sup> [fernandezpvictor@uniovi.es](mailto:fernandezpvictor@uniovi.es), <sup>a4</sup> [a4edualvarez@uniovi.es](mailto:a4edualvarez@uniovi.es),  
<sup>b2</sup> [ahmed.gharib@eng.psu.edu.eg](mailto:ahmed.gharib@eng.psu.edu.eg)

\*Autor para correspondencia

Recibido: 16/05/2022

Aceptado: 11/07/2022

Publicado: 31/07/2022

**Citar como:** Espina-Valdés, R., Fernández-Jiménez, A., Fernández-Pacheco, V.M., Gharib-Yosry, A., Álvarez-Álvarez, E. 2022. Experimental analysis of the influence of the twist angle of the blades of hydrokinetic Darrieus helical turbines. *Ingeniería del agua*, 26(3), 205-216. <https://doi.org/10.4995/ia.2022.17696>

## RESUMEN

Las turbinas hidrocínéticas se presentan como una alternativa futura para la obtención de energía de las corrientes de agua de manera sostenible. El aumento de eficiencia de dichas turbinas desde distintas aproximaciones constituye una línea de investigación en la que se están concentrando numerosos esfuerzos. Se presenta un estudio experimental donde se analiza la influencia del ángulo de torsión de los álabes en el funcionamiento de las turbinas hidrocínéticas de tipo Darrieus helicoidal. El estudio se realiza en el túnel de agua instalado en la Escuela Politécnica de Mieres (EPM, Universidad de Oviedo) que dispone de la instrumentación necesaria para obtener las características de evolución de la potencia producida con la velocidad de rotación para distintas condiciones de velocidad del flujo y bloqueo de la corriente. Se caracterizaron tres modelos de rotores de turbinas con distintos ángulos de torsión (30°, 45° y 60°), en condiciones de baja velocidad de corriente y bloqueo constante, pudiendo conocer las condiciones de máxima obtención de energía, con diferencias claras entre los casos ensayados. También se compararon los resultados con la potencia máxima que puede recuperarse de una corriente de agua, definida por el modelo del disco actuador para un flujo uniforme en canales, obteniendo máximos valores de eficiencia para el caso de 45° de ángulo de torsión.

**Palabras clave** | microturbinas hidrocínéticas, corriente de agua, coeficiente de potencia, Darrieus.

## ABSTRACT

Hydrokinetic turbines are presented as a future alternative for obtaining energy from water currents in a sustainable way. Increasing the efficiency of these turbines from different approaches is a line of research on which many efforts are being concentrated. An experimental study is presented in which the influence of blade twist angle on the helical Darrieus hydrokinetic turbines performance is analysed. The study is carried out in the water flume located at the Polytechnic School of Mieres (EPM, University of Oviedo), which has the necessary instrumentation to obtain the evolution characteristics of the power produced from the rotational speed for different conditions of flow velocity and current blockage. Three models of turbine rotors with different torque angles (30°, 45° and 60°) were characterized under conditions of low current speed and constant blockage, and the conditions of maximum energy production were determined, with evident differences between the cases tested. The results were also compared with the maximum power that can be recovered from a water current, defined by the actuator disc model for a uniform flow in channels, obtaining maximum efficiency values for the case of 45° twist angle.

**Key words** | hydrokinetic microturbines, water flow, power coefficient, Darrieus.

## INTRODUCCIÓN

Las turbinas hidrocineéticas son dispositivos que transforman la energía cinética de las corrientes marinas, de los ríos o de los canales en energía mecánica, para luego obtener energía eléctrica mediante el uso de un generador acoplado a ella (dos Santos *et al.* 2019). Estas turbinas son especialmente atractivas ya que su diseño permite reducir los impactos nocivos que causan las turbinas tradicionales en el medio ambiente, no siendo necesaria la construcción de presas o embalses ya que aprovechan el curso natural de la corriente (Brun *et al.*, 2013).

La potencia mecánica que puede ser extraída en una corriente de agua por una turbina hidrocineética depende de su eficiencia, dimensiones, así como de la velocidad y densidad del agua, pudiendo calcularse según la siguiente ecuación,

$$P = \frac{1}{2} C_p \rho A_{tur} v^3 \quad (1)$$

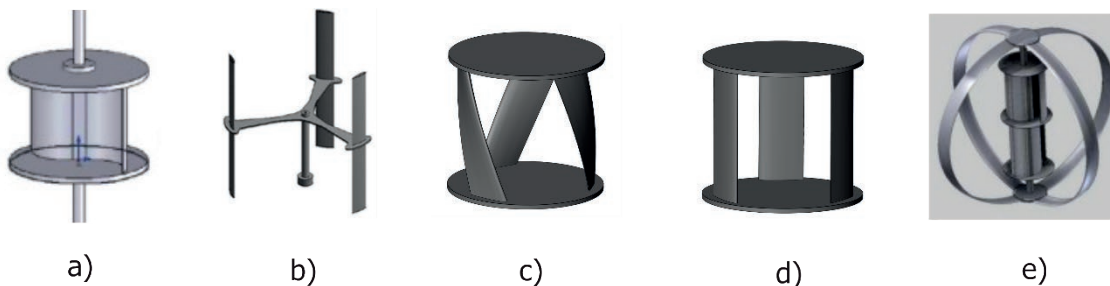
Donde  $P$  (W) es la potencia mecánica obtenida en el eje de la turbina,  $C_p$  (p.u.) es el coeficiente de potencia de la turbina que representa su eficiencia,  $\rho$  ( $\text{kg/m}^3$ ) es la densidad del agua,  $A_{tur}$  ( $\text{m}^2$ ) es el área barrida por los álabes de la turbina y  $v$  (m/s) es la velocidad de la corriente de agua. Esta expresión, es idéntica a la utilizada en aerogeneradores, con el cambio de orden de magnitud de la densidad (1000 veces aproximadamente) lo que motiva que, aún con valores mucho menores de velocidad de agua, la utilización de estas turbinas pueda resultar viable (Goundar y Ahmed, 2014).

Las turbinas hidrocineéticas se pueden clasificar en función de la orientación del eje de giro respecto a la dirección del flujo del agua, diferenciando entre turbinas axial donde su eje es paralelo a la corriente de agua y de flujo cruzado cuyo eje es perpendicular a la corriente (Lago *et al.* 2010).

Las turbinas hidrocineéticas de flujo axial, son generalmente más eficientes que las de flujo cruzado, pero precisan de una corriente de agua sin apenas variación de dirección. Sus equipamientos eléctricos y electrónicos (principalmente el generador eléctrico) han de estar totalmente sumergidos, siendo necesario instalarlos en cámaras estancas para evitar el contacto con el agua, con el consiguiente aumento de coste, y generación de problemas de operación y mantenimiento, disminuyendo su disponibilidad (horas de operación).

Las turbinas de flujo cruzado pese a tener una eficiencia inferior al de las turbinas de eje horizontal funcionan independientemente de la dirección del agua, lo que las hace especialmente atractivas en casos de cambios de dirección frecuentes como en estuarios (Kinsey y Dumas, 2017). En el caso de turbinas de flujo cruzado y eje vertical, los equipamientos eléctricos se sitúan fuera del agua, con la consiguiente reducción de costes, mejora de disponibilidad, y que varias unidades sean dispuestas en forma de matriz mejorando la ocupación de la sección transversal efectiva de la corriente (Espina-Valdés *et al.*, 2020). Las turbinas de flujo cruzado y eje vertical más comunes están basadas en rotores de los denominados tipos Darrieus o Savonius.

Las turbinas Savonius (Figura 1-a) tienen un diseño sencillo, en el que sus palas están formadas por dos semicilindros huecos desplazados para simular una S. Su funcionamiento se caracteriza por estar basado en fuerzas de empuje sobre la parte cóncava de los álabes, con una baja eficiencia de conversión, pero asegurando el funcionamiento incluso a muy bajas velocidades de corriente (Patel *et al.*, 2019).



**Figura 1** Ejemplos de turbinas hidrocineéticas de eje vertical: a) Savonius (Golecha *et al.* 2012); b) H Darrieus (Asr *et al.* 2016); c) Darrieus helicoidales; d) SC Darrieus; e) Darrieus-Savonius híbrida (Dhadwad *et al.*, 2014).

Las turbinas Darrieus basan su funcionamiento en fuerzas de sustentación sobre álabes de perfil aerodinámico obteniendo altos rendimientos. Precisan, sin embargo, velocidades de corriente superiores a las Savonius para su puesta en funcionamiento, siendo necesaria en alguna aplicación la implementación de algún sistema de autoarranque. Existen distintos diseños para este tipo de rotores. Un ejemplo es la turbina H-Darrieus (Figura 1-b), que consiste en álabes verticales unidos al eje mediante soportes horizontales. Los rotores SC-Darrieus (Figura 1-d) son una variante de los anteriores que incluye dos discos situados en la parte superior e inferior de la turbina que contrarrestan los esfuerzos debido a las fuerzas centrífugas actuantes sobre los álabes (Dhadwad *et al.*, 2014).

Las turbinas Darrieus helicoidales (Figura 1-c) presentan una geometría similar a las SC-Darrieus, pero en este caso dispone de álabes curvados progresivamente en la longitud del rotor, lo que supone una ventaja respecto a las palas rectas, ya que permite su autoarranque al lograr en algún punto del álabe el ángulo de ataque óptimo para iniciar el movimiento de rotación (Bachant y Wosnik, 2015). Un tipo patentado de estas turbinas helicoidales son las denominadas Gorlov (Jayaram y Bavanish, 2021).

Para mejorar el rendimiento o el autoarranque también se está trabajando en sistemas híbridos que combinan rotores Darrieus y Savonius (Figura 1-e).

La forma de los álabes de las turbinas Darrieus helicoidales viene definida por el ángulo de torsión ( $\varphi$ ) (Figura 2) entre los perfiles situados entre los discos, realizándose dicha torsión de una manera gradual y constante para perfiles intermedios.



**Figura 2** | Modelo de rotor Darrieus helicoidal.

Divakaran *et al.* (2021) estudiaron mediante modelos de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) el funcionamiento en viento y sin efecto de bloqueo alguno del flujo por parte de la turbina, de tres tipos de turbinas Darrieus helicoidales de eje vertical con tres palas y ángulos de torsión de  $60^\circ$ ,  $90^\circ$  y  $120^\circ$ . Comparando los resultados obtenidos tanto entre sí, como con un rotor de palas rectas, se encontró que el rotor de  $60^\circ$  es el que producía el valor más elevado de potencia.

También utilizando modelos CFD tridimensionales Marsh *et al.* (2015) investigaron el comportamiento ante una corriente de marea de turbinas tripala de eje vertical tipo Darrieus helicoidales con ángulos torsión entre  $0^\circ$  y  $120^\circ$ . El dominio de estudio se supone de grandes dimensiones, de tal manera que en los modelos no se tiene en cuenta ni la variación de la evolución de superficie libre, ni el bloqueo generado por las turbinas. Los resultados indican que, en este caso, las turbinas de palas rectas generan el máximo valor de potencia, mientras que las oscilaciones de par se limitan en los modelos con ángulos de torsión.

El objeto del estudio que se presenta en este artículo se centra en caracterizar experimentalmente en un túnel de agua tres modelos de rotor con tres álabes y ángulos de torsión de  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  y  $60^\circ$ , obteniendo los parámetros que caracterizan su funcionamiento y que permiten comparar resultados. En todos los casos el bloqueo de la corriente por parte de la turbina es mayor del 10% para aprovechar el aumento de potencia que produce a partir de dicho límite según se demuestra en (Kolekar and Banerjee, 2015). Para aproximar las condiciones de funcionamiento real en un canal se utilizaron las condiciones de ensayo análogas a las definidas en la denominada Teoría del disco actuador para un flujo uniforme en canales.

## FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Houlsby adaptó la Teoría del Disco Actuador formulada originalmente por Betz-Lanchester (Betz, 1920) para la aplicación del modelo de disco actuador sumergido en un flujo de agua de un canal abierto (Houlsby *et al.* 2008). Mediante dicho modelo se permite representar unidimensionalmente el efecto de una turbina hidrocínética (siendo sustituida por el disco) en el flujo uniforme de un canal, en la zona próxima a la misma (Figura 3) y obtener las expresiones analíticas que representan los valores máximos de potencia y eficiencia.

Las condiciones de flujo utilizadas en dicha teoría se resumen en,

- El canal no tiene fricción.
- El flujo es subcrítico aguas arriba del disco.
- En las secciones aguas arriba y aguas abajo del disco la velocidad es constante.
- En el entorno del disco la corriente se divide en dos zonas: (a) zona de frenado o estela correspondiente al tubo de corriente que atraviesa el disco; (b) zona de aceleración alrededor del disco (*bypass* superior e inferior).
- Ambas zonas de flujo se confluyen en una zona de mezcla.

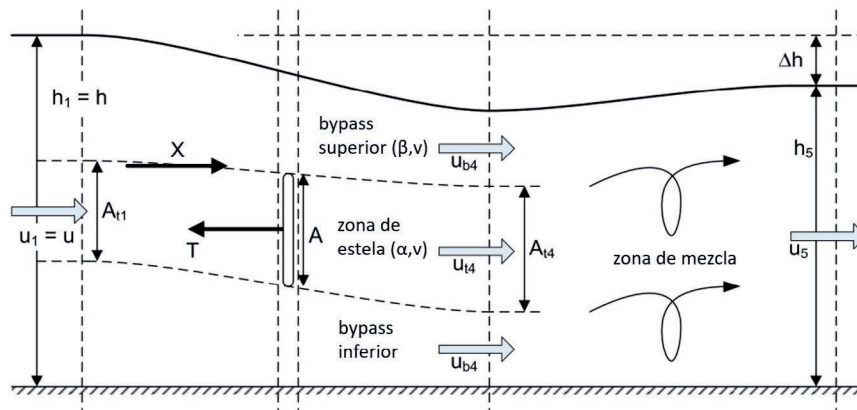


Figura 3 | Esquema de la teoría del disco actuador de Houlsby.

Teniendo en cuenta todo lo anterior, la teoría del disco actuador de Houslby, establece que el valor de la potencia extraída de la corriente por el disco y que corresponde con la máxima potencia que es posible obtener mediante una turbina hidrocínética:

$$P_D = \frac{\rho A_{tur} v^3 \alpha (\alpha + \beta) [2 B \beta (\beta^2 - \alpha^2) - (\beta - 1)^3]}{2 B [4 \alpha \beta + (\beta^2 - 1)]} \quad (2)$$

Donde  $B$  (p.u.), es el valor entre 0 y 1, correspondiente al bloqueo de la corriente producido por el disco, calculado como relación entre la sección transversal del disco y de la corriente;  $\alpha$  (p.u.), entre 0 y 1, representa la reducción de la velocidad del flujo al pasar por la turbina (zona de estela); y  $\beta$  (p.u.), mayor que 1, representa el aumento de la velocidad en las zonas de *bypass*.

Estos parámetros tienen que cumplir la siguiente inecuación:

$$(\frac{1}{2}F_r^2) \beta^4 + (2\alpha F_r^2) \beta^3 - (2-2B+F_r^2) \beta^2 - (4\alpha-2\alpha F_r^2-4)\beta + (\frac{1}{2}F_r^2+4\alpha-2B\alpha^2-2) > 0 \quad (3)$$

Siendo  $F_r$ , el número de Froude en la sección aguas arriba del disco, en este caso en condición de flujo subcrítico.

$$F_r = \frac{v}{\sqrt{gy}} < 1 \quad (4)$$

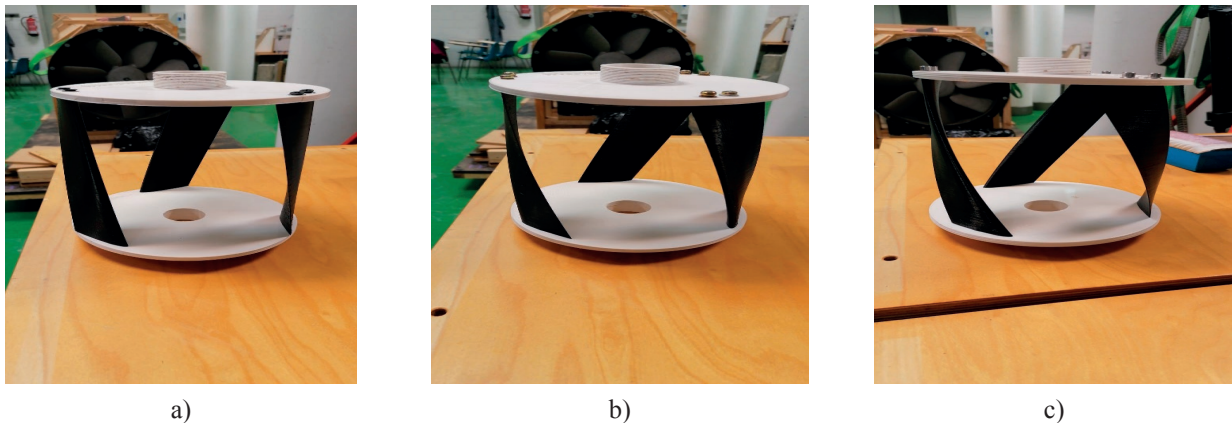
Donde  $g$  es la aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ ) e  $y$  es la altura de lámina de agua (m).

## MATERIALES Y METODOLOGÍA

### Materiales

Para las pruebas se utilizaron los siguientes materiales, que se detallan a continuación: (a) tres modelos de rotores de turbinas hidrocínéticas; (b) túnel hidrodinámico y; (c) sistema de adquisición de datos.

Los tres rotores ensayados tienen dimensiones idénticas – altura 0.15 m, radio 0.075 m – y corresponden con ángulos de torsión de 30°, 45° y 60° (Figura 4). El perfil aerodinámico es en todos los casos tipo NACA-0015 con 0.05 m de cuerda.



**Figura 4** | Modelos de rotores tipo Darrieus helicoidales con ángulos de torsión de álabes: a) 30°; b) 45°; c) 60°.

El túnel hidrodinámico donde se han realizado las pruebas está instalado en la Escuela Politécnica de Mieres (Universidad de Oviedo) y se compone de un conjunto de equipamientos (Figura 5):

- Canal de vidrio, con dimensiones de 0.30 m de ancho, 0.55 m de alto y 3.50 m de largo. Aguas abajo del canal se encuentra una compuerta metálica.
- Tanque tranquilizador, de 1.50 m<sup>3</sup> de capacidad, situado aguas arriba del canal, permitiendo la entrada de agua al mismo.
- Tanque de recirculación, situado aguas abajo del canal con una capacidad de 5 m<sup>3</sup>.
- Grupo de bombeo, formado por dos electrobombas de 15 kW cada una, lo que supone un caudal máximo de 600 m<sup>3</sup>/h. Se sitúa debajo del tanque tranquilizador.

El sistema de adquisición de datos consta de: equipo de medición del par, freno eléctrico (Figura 6) y software de registro de datos.

El medidor de par es un equipo de alta precisión, tipo MAGTROL TSR 103, con par nominal de 0.5 Nm y par máximo de 1 Nm. Proporciona información acerca del ángulo de rotación (°), par (Nm), velocidad de rotación (rpm), potencia mecánica (W) y tiempo (s). Estos datos son recogidos por un software de registro de datos denominado “TORQUE Tool v10”, que permite la visualización, procesamiento y el almacenamiento de los resultados. El freno eléctrico del tipo MAGTROL HB140M, es controlado por una fuente de corriente continua que permite variar el valor del par resistente aplicado a cada rotor y por lo tanto caracterizar su funcionamiento.





Figura 5 | Túnel hidrodinámico de la EPM de la Universidad de Oviedo.

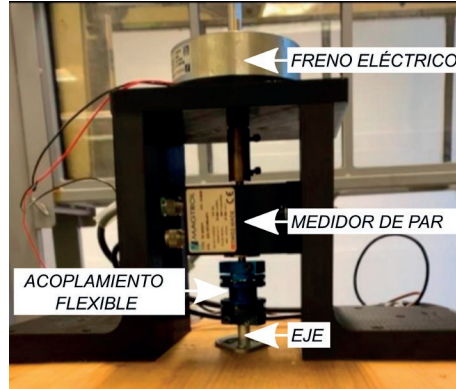


Figura 6 | Conjunto medidor de par y freno eléctrico.

## Metodología de ensayo

Con el fin de obtener los datos necesarios para la caracterización de la etapa de potencia de las turbinas, se obtendrá la denominada curva característica de la turbina que corresponde con la evolución de la potencia mecánica producida frente a la velocidad de rotación.

Para ello, en primer lugar, se coloca la turbina a 1m aguas abajo de la entrada de agua en el canal (Figura 7), conectada al sistema de adquisición de datos. Las velocidades ensayadas fueron de 0.5 m/s y 0.55 m/s (calculadas a partir de la medición de la lámina de agua por un equipo de ultrasonidos) correspondiendo la velocidad más baja con la velocidad mínima a la que el rotor comienza a girar (*cut-in-speed*).

La altura de la lámina de agua se mantiene constante para todas las pruebas en 0.5 m, asegurando que la turbina se encuentre completamente sumergida, y por lo tanto también el bloqueo de la corriente por parte de la turbina (relación entre secciones transversales barrida por las palas de la turbina y el canal) en  $B=0.15$ .

El valor de velocidad de agua de 0.55 m/s corresponde con el máximo de caudal que puede circular por el canal manteniendo la posición de la lámina de agua especificado.

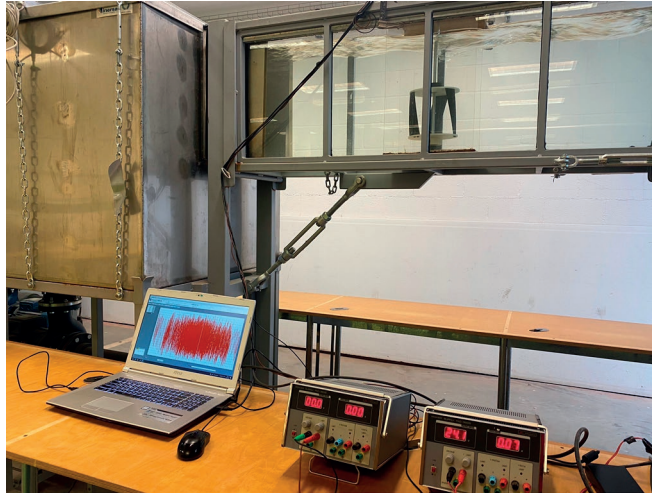


Figura 7 | Disposición de rotor para ensayos.

A continuación, se pone en marcha la circulación del agua y un procedimiento para obtención de la curva característica del rotor ensayado ( $v$ ).

Inicialmente se realiza la primera medición denominada “en vacío” donde no se aplica ningún par de frenado al rotor y por tanto la potencia generada es nula (únicamente las pérdidas que representan un valor muy bajo) obteniendo la velocidad de giro máxima ( $n_{\max}$ ).

Posteriormente, se aumenta de manera progresiva y en pequeños valores el valor de par de frenado, obteniendo distintos valores de potencia mecánica y velocidad de giro hasta que la turbina se detiene ( $n=0$ ) al llegar al máximo valor de par que esta puede generar. En el transcurso del procedimiento de medida se habrá obtenido el punto donde se obtiene la máxima potencia producida, denominado en la literatura científica en idioma inglés como el *Maximum Power Point (MPP)* con valores de potencia  $P_{MPP}$  y velocidad de rotación  $n_{MPP}$ . Este punto constituirá la consigna del sistema de control de funcionamiento de las turbinas, que asegurará el mantenimiento de dichas condiciones de manera continua e independientemente de la velocidad del flujo (Álvarez-Álvarez *et al.* 2018).

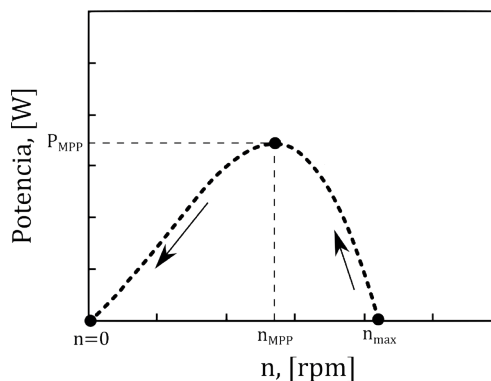


Figura 8 | Representación gráfica del procedimiento de medida experimental.

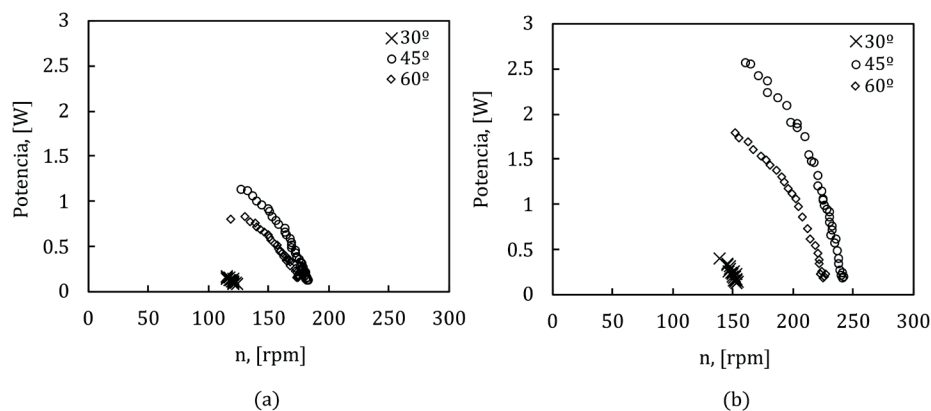
## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La Figura 9 muestra las curvas características de evolución de la potencia con la velocidad de rotación obtenidas en los ensayos.

De manera general para cada velocidad ensayada, los mayores valores de potencia se obtienen para un ángulo de torsión de  $45^\circ$  siendo los menores aquellos obtenidos para el rotor de  $30^\circ$ , reduciéndose considerablemente también para este diseño la velocidad de vacío frente a los otros dos. Asimismo, para cada rotor, se incrementan todos los valores de potencia obtenidos con la velocidad del flujo.

En lo que respecta a los valores máximos de potencia, y en todos los casos, estos corresponden prácticamente con el último valor registrado previo a la parada de la turbina. Esto es debido a que para valores de frenado ligeramente superiores (correspondientes con menores velocidades de rotación) se pierde la fuerza de sustentación sobre los álabes de la turbina, lo cual unido a su baja inercia (debido a su pequeño tamaño) hace que su funcionamiento sea inestable y por tanto el rotor se pare. Asimismo, las velocidades de rotación en las cuales se obtiene dicha potencia máxima son prácticamente iguales para los tres tipos de rotores en cada ensayo, siendo ligeramente superiores al aumentar la velocidad de rotación.

Por otro lado, el análisis del incremento de los puntos de máxima potencia debido a la velocidad de la corriente permite verificar que este aumento es mayor que el debido únicamente al incremento de la velocidad: por ejemplo, para el rotor con el ángulo de torsión de  $45^\circ$  la potencia máxima pasa de 1.1 W (0.5 m/s) a 2.5 W (0.55 m/s), lo que supone una variación del 127%, superior al 33% debido únicamente al incremento de velocidad de flujo ( $0.55^3/0.5^3=0.33$ ).



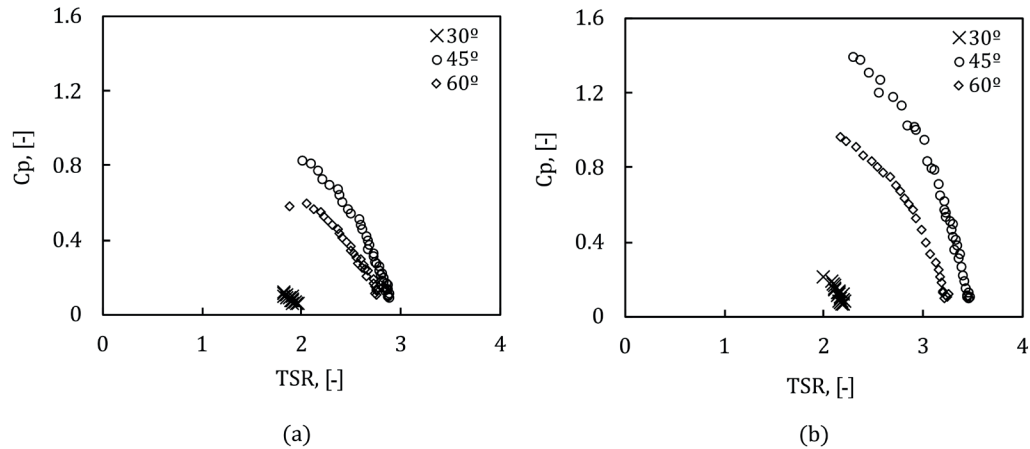
**Figura 9** | Curvas características Velocidad de rotación vs Potencia: a) Velocidad de agua de 0.5 m/s; b) Velocidad del agua de 0.55 m/s.

En la Figura 10 se muestran los resultados adimensionales de evolución del coeficiente de potencia  $C_p$  frente a la relación de velocidades entre la velocidad en la punta de la pala y corriente de agua denominado *Tip Speed Ratio* ( $TSR=w \cdot R/v$ , siendo  $w$  ( $s^{-1}$ ) la velocidad de rotación,  $R$  (m) el radio del rotor), observándose un incremento de valores de  $C_p$  en cada rotor con la velocidad de la corriente, lo cual justifica la magnitud (comentada anteriormente) de la variación de valores de potencia obtenidos según la velocidad del flujo. Este fenómeno es evidente aun manteniendo las mismas condiciones de bloqueo en cada prueba.

Asimismo, para todos los casos ensayados, los valores de  $TSR$  para los cuales  $C_p$  es máximo, que se corresponde con la potencia máxima, se mantiene prácticamente constantes ( $\approx 2$ ), lo que indica que la máxima potencia se obtiene para una misma relación fija entre velocidades de rotación, y por tanto velocidades de arrastre en los distintos puntos de los álabes, y la velocidad del agua.

Los valores de  $C_p$  obtenidos superan ampliamente los límites definidos por Betz de 16/27 por efecto del bloqueo de la corriente de agua que implica colocar la turbina en canal. La diferencia principal al modelar turbinas hidrocínicas en comparación con las turbinas eólicas es la proximidad de la superficie libre. Mientras que los aerogeneradores interactúan con la capa límite atmosférica de la Tierra, para las turbinas hidrocínicas no solo se deben tener en cuenta los efectos de la capa límite del fondo





**Figura 10** | Curvas características TSR vs  $C_p$ : a) Velocidad de agua de 0,5 m/s; b) Velocidad de agua de 0,55 m/s.

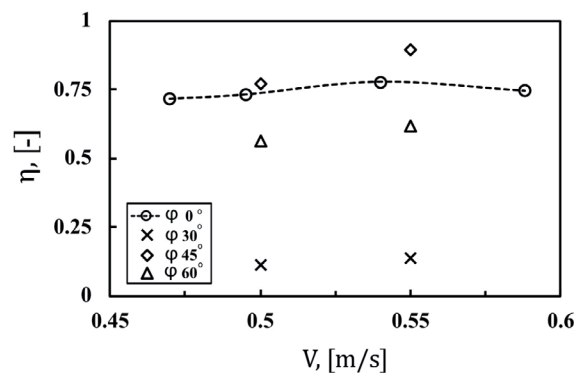
del canal, sino también la superficie libre, creando un efecto de bloqueo en el flujo a través de la turbina. En estos casos no solo se aprovecha la energía cinética del propio flujo, sino también aquella motivada por la variación de la superficie libre provocada por la constricción de la sección de paso.

Para extrapolar los resultados obtenidos tanto con otras relaciones de bloqueo como en campo abierto, se deben aplicar expresiones matemáticas (Ross y Polagye, 2020) para obtener la velocidad en condiciones de campo abierto a partir de la cual deducir los nuevos valores de  $C_p$  y TSR.

Asimismo, para cada ensayo, se ha calculado el rendimiento de cada turbina ( $\eta$ ) como  $\eta = P_{MPP}/P_D$ , es decir la relación entre la máxima potencia mecánica obtenida en la turbina y el valor obtenido con el disco actuador para las mismas condiciones de flujo, que representa el máximo que es posible extraer de la corriente de agua, obtenido utilizando (2) para un valor del parámetro  $\alpha=1/3$ .

En la Figura 11 se muestran los resultados comparándolos con los de una turbina Darrieus de álabes rectos del mismo perfil, dimensiones y relación de bloqueo (Gharib *et al.*, 2021).

A falta de confirmación en un estudio CFD paramétrico, los resultados obtenidos muestran un valor de rendimiento máximo para el ángulo de torsión de  $45^\circ$  (80-85%), ligeramente superior al de palas rectas. A partir de este punto, los aumentos adicionales en el ángulo afectarían negativamente al rendimiento de la turbina.



**Figura 11** | Evolución del rendimiento vs velocidad de la corriente.

Las diferencias en los resultados son debidas a que el ángulo de torsión hace que cambien las posiciones relativas entre la corriente de agua y el ángulo de álabe, generando diferencias respecto al comportamiento hidrodinámico del NACA seleccionado en el caso de palas rectas ( $0^\circ$ ). En concreto para palas inclinadas de  $30^\circ$  y  $60^\circ$  en cada álabe, se disminuye la producción de potencia en la zona de generación de par positivo o zona efectiva (entre  $0^\circ$  y  $120^\circ$  de ángulo de azimut) en comparación con el resto de los ángulos azimut. Para el caso del  $45^\circ$  se produce el efecto contrario con predominancia del par positivo.

---

## CONCLUSIONES

En el marco de la actual transición ecológica y dentro de la generación de energía a partir de fuentes renovables, la propuesta de generación de pequeñas potencias, a partir de corrientes de agua utilizando turbinas hidrocinéticas es de gran interés, pero está poco desarrollada hasta la fecha. El estudio presentado se centra en una mejora de funcionamiento en canales de turbinas hidrocinéticas de eje vertical tipo Darrieus, seleccionado este tipo por la facilidad de instalación y de mantenimiento al situar los componentes eléctricos/electrónicos fuera de agua.

En concreto se realizaron una serie de ensayos experimentales en un túnel de agua conocer la influencia del ángulo de torsión de los álabes en el su funcionamiento. Se construyeron tres modelos tripala con ángulos de torsión de  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ , y  $60^\circ$ , y fueron caracterizadas con velocidades de corriente de agua de 0.5 y 0.55 m/s manteniendo el bloqueo de la corriente constante.

Los resultados ponen de manifiesto la importancia del bloqueo de la corriente como factor clave en la maximización de la potencia útil extraída e indican un máximo de esta para el caso del ángulo de torsión de  $45^\circ$ , ligeramente superior al obtenido con palas rectas.

Los modelos de turbina diseñados y utilizados en este trabajo tienen una dimensión condicionada por el tamaño del canal de pruebas. Dichos modelos son pequeños en comparación con los que se utilizan para generar electricidad y habrá que construir un prototipo (o prototipos) de mayores dimensiones para las pruebas de campo.

En general, para unas condiciones de funcionamiento del prototipo semejantes al modelo en cuanto a la velocidad aguas arriba, bloqueo y *Tip Speed Ratio* (que el modelo), se obtendrán una mayor eficiencia debido a: (1) que la relación entre pérdidas mecánicas y potencia de salida disminuye a medida que aumenta el tamaño y (2) al aumento de sustentación de los álabes de la turbina con el incremento del número de Reynolds.

---

## TRABAJOS FUTUROS

Los autores desarrollarán un modelo numérico CFD que será ajustado con los datos obtenidos en el estudio experimental realizado, y que permitirá analizar la variación de los campos de velocidad y presión en el funcionamiento de cada modelo, así como realizar un estado paramétrico para un mayor número de grados de torsión.

Asimismo, el trabajo presentado tiene como objetivo final la construcción de uno o varios prototipos para su instalación en escenarios reales donde se pueda encontrar agua canalizada y los equipos puedan instalarse en un entorno seguro libre de sabotajes, como redes de distribución de agua o canales de vertido a río de agua tratada en instalaciones EDAR. Las escalas de los prototipos serán no superiores a 1/3 de tal manera que su construcción sea sencilla y se encuentren elementos comerciales “de estantería” para ello (rodamientos, generadores, etc.). Se intentará trabajar con bloqueos elevados (del orden del 15%), por lo cual se optará en muchos casos por instalar un *array* (o conjunto) de turbinas dispuestas en la dirección transversal del flujo provocando un bloqueo por unidad similar.

## REFERENCIAS

- Álvarez-Álvarez, E., Rico-Secades, M., Corominas, E.L., Huerta-Medina, N., Soler-Guitarta, J. 2018. Design and control strategies for a modular hydroKinetic smart grid. *International Journal of Electrical Power and Energy Systems*, 95, 137–145. <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2017.08.019>
- Asr, M.T., Nezhad, E.Z., Mustapha, F., Wiriadidjaja, S. 2016. Study on start-up characteristics of H-Darrieus vertical axis wind turbines comprising NACA 4-digit series blade airfoils. *Energy*, 112, 528–537. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.059>
- Betz, A. 1920. Das Maximum der theoretisch möglichen Ausnutzung des Windes durch Windmotoren. *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwes.* 26, 307-309.
- Bachant, P., Wosnik, M. 2015. Performance measurements of cylindrical- and spherical-helical cross-flow marine hydrokinetic turbines, with estimates of exergy efficiency. *Renewable Energy*, 74, 318–325. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.07.049>
- Brun, P., Terme, L., Barillier, A. 2013. Paimpol-Bréhat: Development of the First Tidal Array in France. In: *Marine Renewable Energy Handbook*. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ USA, pp 279–310. <https://doi.org/10.1002/9781118603185.ch9>
- Dhadwad, A., Balekar, A., Nagrale, P. 2014. Literature Review on Blade Design of Hydro-Microturbines. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 5, 72–75.
- Divakaran, U., Ramesh, A., Mohammad, A., Velamati, R.K. Effect of helix angle on the performance of helical vertical axis wind turbine. *Energies* 2021;14:1–24. <https://doi.org/10.3390/en14020393>.
- Espina-Valdés, R., Fernández-Jiménez, A., Fernández-Francos, J., Blanco-Marigorta, E., Álvarez-Álvarez, E. 2020. Small cross-flow turbine: Design and testing in high blockage conditions. *Energy Conversion Management*, 213, 112863. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2020.112863>
- Gharib, A., Fernández-Jiménez, A., Álvarez-Álvarez, E., Marigorta, E.B. 2021. Design and characterization of a vertical-axis micro tidal turbine for low velocity scenarios. *Energy Conversion Management*, 237, 114144. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114144>
- Golecha, K., Eldho, T.I., Prabhu, S.V. 2012. Study on the interaction between two hydrokinetic Savonius turbines. *I International Journal of Rotating Machinery*, 2012, 581658. <https://doi.org/10.1155/2012/581658>
- Goundar, J.N., Ahmed, M.R. 2014. Marine current energy resource assessment and design of a marine current turbine for Fiji. *Renewable Energy*, 65, 14-22. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.06.036>
- Houlsby, G.T.T., Draper, S., Oldfield, M.L.G. 2008. Application of Linear Momentum Actuator Disc Theory to Open Channel Flow by. Rep no OUEL 1–23.
- Jayaram, V., Bavanish, B. 2021. A brief review on the Gorlov helical turbine and its possible impact on power generation in India. *Materials Today: Proceedings*, 37, 3343–3351. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.09.203>
- Kinsey, T., Dumas, G. 2017. Impact of channel blockage on the performance of axial and cross-flow hydrokinetic turbines. *Renew Energy*, 103, 239–254. <https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2016.11.021>
- Kolekar, N., Banerjee, A. 2015. Performance characterization and placement of a marine hydrokinetic turbine in a tidal channel under boundary proximity and blockage effects. *Applied Energy*, 148, 121–133. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.052>
- Lago, L.I., Ponta, F.L., Chen, L. 2010. Advances and trends in hydrokinetic turbine systems. *Energy for Sustainable Development*, 14, 287–296. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2010.09.004>
- Marsh, P., Ranmuthugala, D., Penesis, I., Thomas, G. 2015. Numerical investigation of the influence of blade helicity on the performance characteristics of vertical axis tidal turbines. *Renew Energy*, 81, 926–935. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.03.083>.
- Patel, V., Eldho, T.I., Prabhu, S.V. 2019. Velocity and performance correction methodology for hydrokinetic turbines experimented with different geometry of the channel. *Renewable Energy*, 131, 1300–1317. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.08.027>

Ross, H., Polagye, B. 2020. An experimental assessment of analytical blockage corrections for turbines. *Renewable Energy*, 152, 1328-1341. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.01.135>

dos Santos, I.F.S. Ramírez-Camacho, R.G., Tiago-Filho, G.L., Barkett-Botan, A.C., Amoeiro-Vinent, B. 2019. Energy potential and economic analysis of hydrokinetic turbines implementation in rivers: An approach using numerical predictions (CFD) and experimental data. *Renewable Energy*, 143, 648–662. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.05.018>