



ANÁLISIS CFD DE UNA TURBINA DE IMPULSO RADIAL PARA SISTEMAS OWC

Aitor Vega Valladares^[*], Bruno Pereiras García^[]**

[*] Alumno; [] Tutor(es)**

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

RESUMEN

Los sistemas OWC (Oscillating Water Column) son uno de los dispositivos para la extracción de energía undimotriz más estudiados en las últimas décadas. Estos sistemas permiten producir electricidad gracias a un generador accionado por una turbina, la cual es capaz de aprovechar el flujo bidireccional creado por la compresión y descompresión del aire que provoca el paso de las olas en el interior de la cámara del dispositivo.

Existen diferentes turbinas capaces de aprovechar estos flujos bidireccionales, centrándose este trabajo en las de impulso radiales. Estas turbinas poseen una serie de ventajas desde el punto de vista mecánico y de costes. No obstante, lo habitual es que alcancen eficiencias más bajas que sus competidoras, algo que varios grupos de investigación han tratado de solucionar en los últimos años.

Este trabajo, enmarcado dentro de una línea de investigación de las turbinas radiales de impulso, tiene como objetivo introducir una nueva modificación en el rotor de estas turbinas con el fin de seguir mejorando su eficiencia. Haciendo uso de un modelo CFD validado, se ha estudiado como afecta al comportamiento de las turbinas el ángulo de inclinación de sus álabes. Hasta el momento, todos los estudios que se pueden encontrar en la bibliografía tratan sobre turbinas que incorporan álabes rectos, provocando esto una fuerte interacción entre las aletas directrices y dichos álabes. En este trabajo, se ha analizado una de las

turbinas de la bibliografía, variando el ángulo de inclinación de sus álabes desde -5° hasta 25° , con el fin de ver cómo afectaba este parámetro al máximo valor de eficiencia que esta era capaz de alcanzar.

Los resultados han revelado que pequeños ángulos de inclinación positivos de los álabes del rotor dan lugar a un leve incremento de la máxima eficiencia que alcanzan estas turbinas, mientras que ángulos negativos, o ángulos positivos excesivamente grandes, empeoran la eficiencia de las mismas.

ABSTRACT

Oscillating Water Column systems (OWC) are one of the most studied devices in recent decades among the wave energy technology. These systems produce electricity by means a generator driven by a turbine, which takes advantage of the bidirectional flow created by the compression and decompression of the trapped air inside the chamber of the device caused by the passage of waves.

There are different turbines suitable for bidirectional flows, focusing this work on radial impulse turbines. These turbines have some advantages from a mechanical and cost point of view. However, radial impulse turbines typically achieve lower efficiencies than their competitors, something that several researchers have tried to solve in recent years.



Following this thread, the aim of this work is to introduce another modification in the rotor of these turbines looking for a further improvement. By using a validated CFD model, it has been analyzed how the lean angle of the rotor blades affects the behavior of the turbines. Until now, all the turbines present in the literature are leaned zero degrees, leading to a strong interaction between the guide vanes and the blades. In this work, a turbine present in the literature has been studied, varying the lean angle of its blades from -5° to 25° , in order to determine the influence of this parameter on the maximum total-to-static efficiency.

Results have revealed a slight improvement in the maximum efficiency for small positive angles, whereas negative angles, or excessively large positive angles, drive the turbine to worse performance.

INTRODUCCIÓN

Las energías renovables constituyen hoy en día un amplio campo de investigación, y están llamadas a ser cada vez más relevantes en el panorama energético mundial [1]. Es en la producción de electricidad donde estas fuentes de energía tienen un mayor peso, ya que, como se puede ver en la Figura 1 [2], un 27,3% de la electricidad generada a finales de 2019 fue de origen renovable. Otro aspecto que se puede apreciar en esta figura es la escasa aportación por parte de algunas fuentes de energía como la oceánica.

Estimated Renewable Energy Share of Global Electricity Production, End-2019

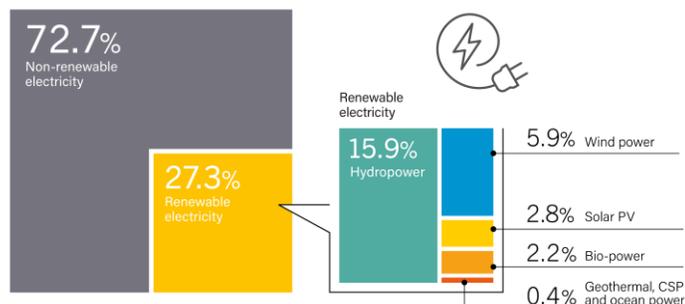


Figura 1.- Aportación de las energías renovables a la generación eléctrica global [2].

Aunque existen diferentes tipos de energía oceánica, se estima que el potencial teórico de tan solo uno de ellos como es la energía undimotriz, también conocida como energía de las olas, es de unos 29500 TWh anuales [1], mientras que el consumo global de electricidad en 2018 fue de 24738,9 TWh [3], evidenciando esto el enorme y actualmente desaprovechado potencial que tiene el océano como fuente de energía.

A lo largo de los años, una gran variedad de dispositivos para el aprovechamiento de la energía de las olas, conocidos habitualmente como Wave Energy Converters (WECs), han sido propuestos, estudiados e incluso testeados en condiciones oceánicas reales. De entre todos ellos, los dispositivos que históricamente han despertado un mayor interés entre los investigadores, llegándose a instalar un gran número de prototipos en el mar, son posiblemente los conocidos como Oscillating Water Columns (OWCs) [4]. Aunque no adquirieron esa denominación hasta 1978 [5], estos dispositivos nacieron en la segunda mitad de la década de 1940, cuando el japonés Yoshio Masuda desarrolló unas boyas de navegación alimentadas con energía undimotriz que comenzaron a comercializarse en Japón a partir de 1965 [6].

A pesar de no existir un diseño estándar para su comercialización, todas las variantes de OWCs propuestas se basan en un mismo principio de funcionamiento. Como se puede ver en la Figura 2, estos dispositivos cuentan con una cámara abierta por un lado al fondo marino y por el otro a la atmósfera. Con la llega de una ola, la columna de agua de la cámara interior del OWC asciende, provocando un incremento de la presión del aire contenido en esa cámara respecto a la atmosférica, y generándose así un flujo de aire hacia el exterior (exhalación). Al retirarse la ola, la columna de agua descende, provocando esto una reducción de la presión del aire contenido en la cámara respecto a la atmosférica, y generándose entonces un flujo en sentido opuesto al anterior, es decir, hacia el interior del OWC (inhalación). De este modo, el flujo bidireccional de aire generado acciona una turbina situada en la abertura del dispositivo a la atmósfera, y a su vez, esta turbina acciona un generador que produce electricidad [6]. En [7] y [8] se puede encontrar más información acerca de



la cámara del dispositivo y del generador, respectivamente.

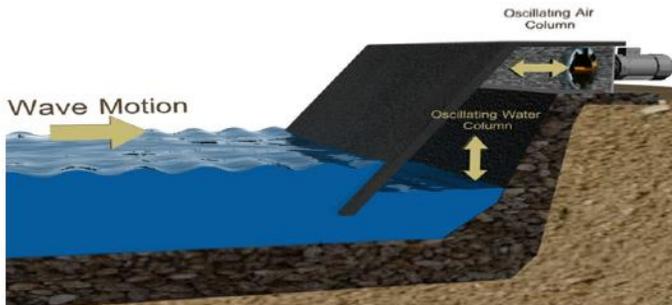


Figura 2.- Funcionamiento de un OWC [9].

Los OWCs destacan frente al resto de dispositivos por su simplicidad, puesto que el rotor de su turbina es el único elemento móvil que incorporan. No obstante, estas turbinas tienen la peculiaridad de que, para accionar debidamente el generador eléctrico convencional al que se conectan, deben girar siempre en un mismo sentido, independientemente del sentido que tome el flujo de aire que pasa a través de ellas [6].

Para solventar este inconveniente existen diferentes posibilidades, optándose en un primer momento por el uso de turbinas unidireccionales convencionales junto a un sistema de válvulas rectificadoras, que aseguran que el flujo de aire incide sobre la turbina siempre en un mismo sentido, siendo estos, sin embargo, sistemas con cierta complejidad y difíciles de mantener, por lo que únicamente es viable su uso en dispositivos de pequeño tamaño como las boyas de Masuda [5]. Hay que destacar que, recientemente, se ha recuperado el uso de turbinas unidireccionales gracias a los conocidos como sistemas *twin*, que consisten en utilizar una pareja de este tipo de turbinas, trabajando una de ellas durante la etapa de exhalación, y la otra durante la inhalación [10].

No obstante, hoy en día la mayor parte de las turbinas que incorporan los OWCs son las conocidas como auto-rectificantes, que tienen la ventaja de poder aprovechar los flujos de aire bidireccionales sin necesidad de incorporar ningún tipo de sistema auxiliar de válvulas [11]. Una de las turbinas más populares de este tipo son las Wells [12][13], cuyo principal problema es el estrecho rango de funcionamiento en el que son capaces de

funcionar con una elevada eficiencia. Las turbinas Wells cuentan con un gran número de variantes propuestas para tratar de minimizar los diferentes problemas que las caracterizan [11], siendo la principal alternativa a ellas las turbinas de impulso [14], que pueden ser axiales o radiales y permiten trabajar con eficiencias relativamente elevadas durante rangos de funcionamiento más amplios que las Wells, aunque también cuentan con sus propios inconvenientes. En [15] y en [16] se puede encontrar más información acerca de estos dos tipos de turbinas y de otras más recientes.

Es de sobra conocido que algunos parámetros geométricos como la solidez, el ángulo de barrido o la relación entre los diámetros de cubo y de punta tienen influencia sobre las prestaciones que ofrecen las turbinas. Las turbinas Wells han sido ampliamente estudiadas a lo largo de los años, siendo [12] uno de los estudios más completos realizados sobre ellas. Por otro lado, las turbinas de impulso aún no han sido estudiadas en tanta profundidad, pudiendo encontrarse en la bibliografía únicamente algunos estudios como [17], en los que se analiza la influencia de algunos parámetros básicos sobre las prestaciones de las turbinas de impulso axiales.

En cuanto a las turbinas de impulso radiales, que son en las que se centra este trabajo, fueron propuestas por primera vez en [18]. A pesar de que tradicionalmente alcanzan eficiencias más bajas que las turbinas axiales, existen otros estudios más recientes en los que se demuestra que pueden alcanzar eficiencias aceptables [19][20][21]. Algunas de las ventajas de este tipo de turbinas, cuya geometría se puede observar en la Figura 3, son sus bajos costes de fabricación, los grandes pares que se obtienen debido a su configuración radial y su robustez, y los bajos esfuerzos axiales que reducen las cargas de fatiga que actúan sobre sus rodamientos.

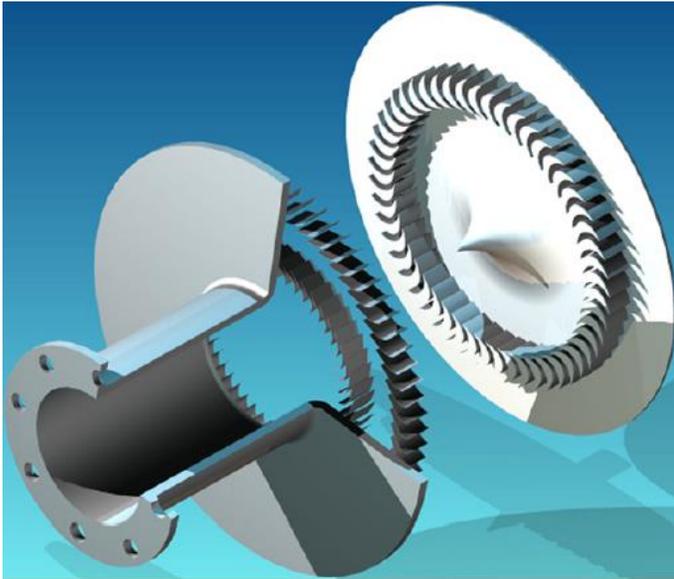


Figura 3.- Esquema de una turbina de impulso radial [20].

Un importante parámetro de diseño como el ángulo de inclinación de los álabes, a pesar de haber sido ampliamente estudiado en el caso de las turbinas Wells, no lo ha sido tanto en el caso de las turbinas de impulso.

El objetivo de este trabajo es estudiar el efecto que tiene el ángulo de inclinación de los álabes del rotor sobre la máxima eficiencia que son capaces de alcanzar las turbinas de impulso radiales. Para ello, utilizando un modelo CFD validado con los datos experimentales que aparecen en [19], *case 1*, se analizan las prestaciones ofrecidas por diferentes turbinas en las que se modifica el ángulo de inclinación de los álabes de la turbina propuesta en [21] desde -5° hasta 25° .

MÉTODO DE TRABAJO

a) Postprocesado de datos

El análisis de los resultados bajo condiciones de flujo estacionario se hizo en términos de los clásicos coeficientes adimensionales utilizados a la hora de estudiar turbinas para sistemas OWC, siendo estos: el coeficiente de flujo (ϕ), el

coeficiente de par (C_T), el coeficiente de potencia (C_A) y la eficiencia (η). Estos coeficientes se pueden obtener a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\phi = \frac{v_R}{u_R} \quad (1)$$

$$C_T = \frac{T_0}{\rho(v_R^2 + u_R^2)A_R r_R/2} \quad (2)$$

$$C_A = \frac{\Delta P Q}{\rho(v_R^2 + u_R^2)A_R v_R/2} \quad (3)$$

$$\eta = \frac{C_T}{C_A \phi} \quad (4)$$

En lo que se refiere al análisis de los resultados bajo condiciones de flujo no estacionario, tal y como refleja la Ecuación 5, este se hizo asumiendo una variación sinusoidal del flujo, algo a lo que se recurre de forma bastante frecuente en este tipo de estudios [19][20][21].

$$\phi = \Phi \sin(2\pi t/T) \quad (5)$$

De este modo, la eficiencia bajo condiciones de flujo no estacionario ($\bar{\eta}$) se puede obtener a partir de la Ecuación 6:

$$\bar{\eta} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T T_0 \omega dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P Q dt} \quad (6)$$

A la hora de realizar los cálculos, se tomaron 15 segundos como período del oleaje.

El significado de todas las variables involucradas en las ecuaciones anteriores se puede consultar en la sección de nomenclatura de este trabajo.

b) Geometría estudiada

En la Figura 4 se puede ver la geometría tomada como base para la realización del presente trabajo. Esta geometría fue publicada inicialmente en [21], siendo una evolución del diseño propuesto años antes en [20].

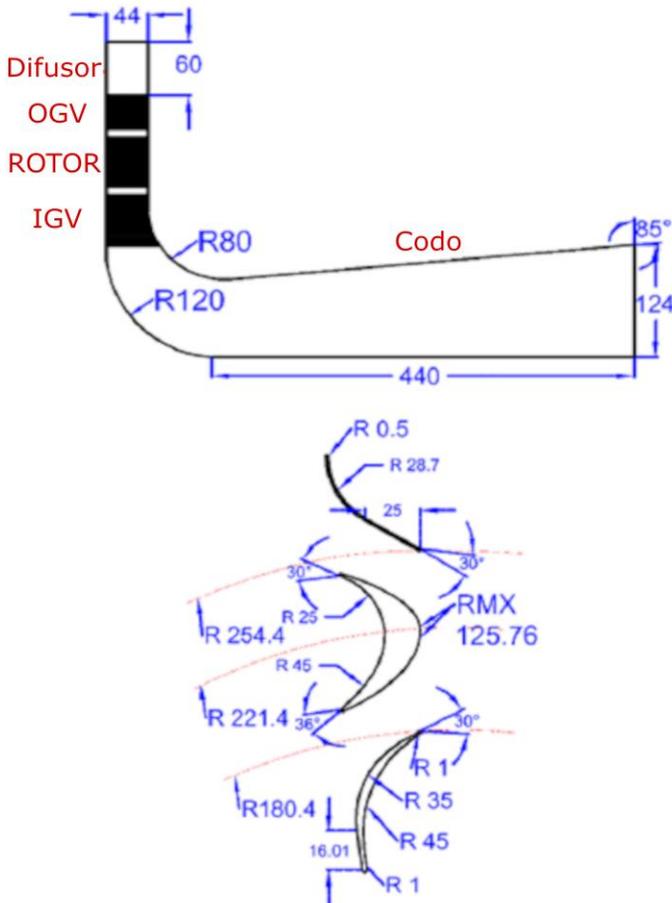


Figura 4.- Dimensiones principales de la geometría tomada como base [21].

Más datos acerca de esta geometría, como la solidez y la longitud de cuerda en las diferentes coronas de la turbina, se pueden consultar en la Tabla 1.

Tabla 1.- Sólides y longitud de cuerda en la geometría tomada como base [21].

	Número de aletas/álabes [-]	Longitud de cuerda [mm]	Sólides [-]
IGV	51	60	2,68
ROTOR	68	55	2,69
OGV	85	54	2,89

La principal diferencia entre las geometrías propuestas en el presente trabajo y la tomada como base es el ángulo de inclinación de sus

álabes. Con el fin de conocer la influencia de este parámetro sobre la eficiencia de las turbinas, se analizaron diferentes ángulos de inclinación (γ). En la Figura 5 se puede ver como se define este ángulo de inclinación y cuál es el sentido tomado como positivo.

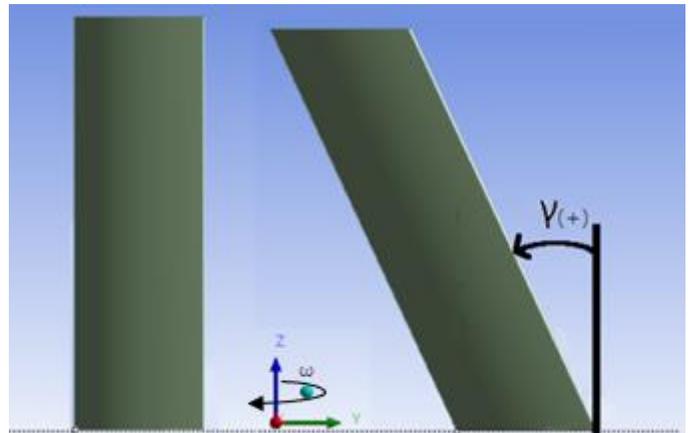


Figura 5.- Definición del ángulo de inclinación (γ).

Los resultados numéricos ofrecidos por las diferentes geometrías propuestas en el presente trabajo se compararon con los ofrecidos por la geometría tomada como base, siendo los ángulos analizados: -5° , 5° , 10° , 15° , 20° y 25° .

c) Modelo numérico

Para este trabajo se optó por utilizar un mallado desestructurado con celdas hexaédricas como el que se muestra en la Figura 6, en la que se puede ver una vista general y en detalle de la malla correspondiente a la geometría utilizada para validar el modelo numérico. El programa utilizado para generar la malla fue el ANSYS TurboGrid 16.2, siendo necesario realizar el mallado de cada una de las coronas de la turbina a partir de un módulo independiente de este programa. Para la resolución del flujo se utilizó el software comercial ANSYS Fluent 16.2, el cual utiliza el método numérico de volúmenes finitos para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes asumiendo flujo incompresible. Cabe destacar que este programa utilizado para llevar a cabo las simulaciones presenta el inconveniente de no permitir importar en él varios archivos de mallado independientes, motivo por el cual, como



paso previo, y con el único propósito de importar en él las tres mallas generadas anteriormente y unir las, fue necesario utilizar el programa ANSYS CFX 16.2. Por cuestiones de compatibilidad, este nuevo archivo de mallado obtenido no es posible importarlo directamente en el programa ANSYS Fluent, por lo que, llegados a este punto, fue necesario utilizar el ANSYS ICEM CFD, programa que genera el archivo de mallado que finalmente puede ser importado en el programa escogido en este trabajo para realizar las simulaciones.

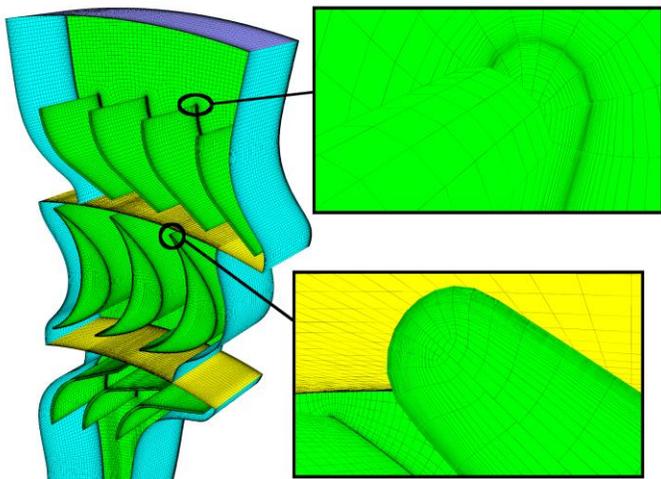


Figura 6.- Vista general y en detalle del mallado.

Un aspecto muy importante en cuanto al mallado es la calidad del mismo, puesto que es algo que puede afectar no solo a la estabilidad y la convergencia de las simulaciones, sino también a los resultados obtenidos. Para analizar la calidad del mallado se utilizó el parámetro *Equiangle Skewness* proporcionado por el programa ANSYS ICEM CFD. Este parámetro toma valores comprendidos entre 0 y 1, siendo lo ideal que esté lo más próximo posible a 1. Como se puede ver en la Figura 7, la calidad del mallado es lo suficientemente buena, encontrándose el valor de este parámetro en el intervalo 0,9-1 en más del 80% de las celdas de la malla, y no tomando en ninguna celda un valor por debajo de 0,6.

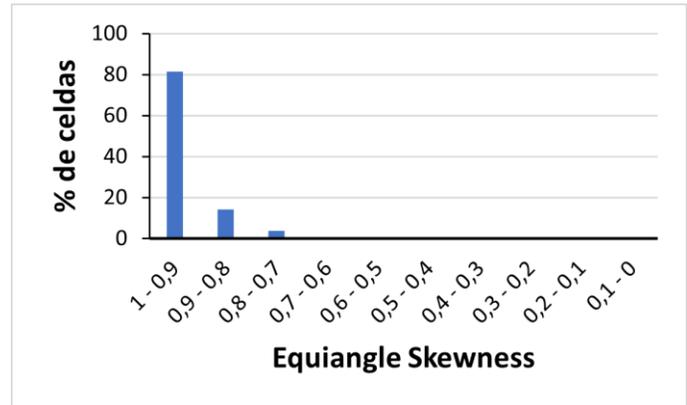


Figura 7.- Calidad del mallado.

El tamaño del mallado es otro aspecto importante y que tiene una gran influencia sobre los resultados obtenidos en las simulaciones y el tiempo de cálculo necesario. Con el fin de conocer la influencia de este factor sobre el modelo numérico se realizó un análisis de sensibilidad. Para ello, a la hora de realizar la malla correspondiente a la geometría utilizada para la validación del modelo numérico, se utilizaron cuatro mallas semejantes de tamaños diferentes: $0,8 \cdot 10^6$, $2,0 \cdot 10^6$, $3,3 \cdot 10^6$ y $4,3 \cdot 10^6$ celdas. Estableciéndose un mismo paso temporal, modelo de turbulencia y condiciones de contorno, se simuló casos correspondientes a la etapa de exhalación para un coeficiente de flujo de $\phi=1$, que aproximadamente se corresponde con el punto en el que la turbina alcanza la máxima eficiencia. En la Figura 8 se representan los valores de los coeficientes C_T y C_A obtenidos con cada una de las cuatro mallas de diferente tamaño y adimensionalizados con el valor obtenido haciendo uso del mallado más refinado (*). Como se puede ver en esta figura, el C_T apenas se ve influenciado por el tamaño del mallado, mientras que el valor del C_A depende en mayor medida de este factor. La diferencia entre el C_A obtenido con el mallado menos refinado y el obtenido con el más refinado se sitúa en torno al 1,4%, disminuyendo esta diferencia a medida que aumenta el tamaño del mallado, por lo que, buscando una gran precisión, se decidió trabajar con mallas de alrededor de $3,3 \cdot 10^6$ celdas, con las que la variación de los resultados se sitúa en torno al 0,1%.

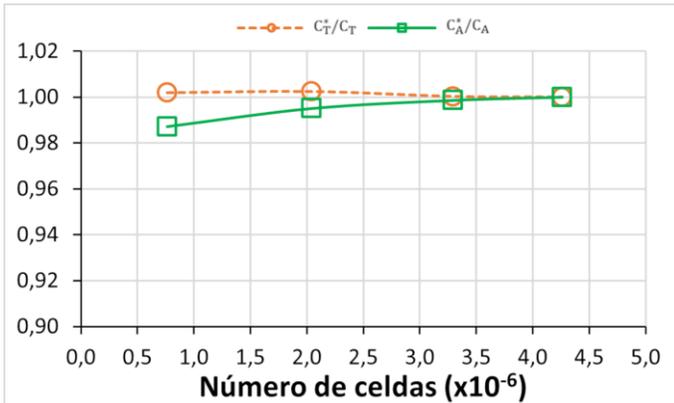


Figura 8.- Análisis de sensibilidad para un coeficiente de flujo de $\phi=1$.

En cuanto a las condiciones de contorno del modelo numérico, estas se pueden observar en la Figura 9, en la que lo primero que se puede apreciar es que, con el fin de reducir el consumo de recursos computacionales de cálculo, se trabajó con un dominio periódico correspondiente a 1/17 de la turbina total, comprendiendo este: tres álabes y, respectivamente, tres y cuatro aletas directrices interiores (IGV) y exteriores (OGV), razón por la cual, las paredes laterales del dominio se trataron como *periodic*.

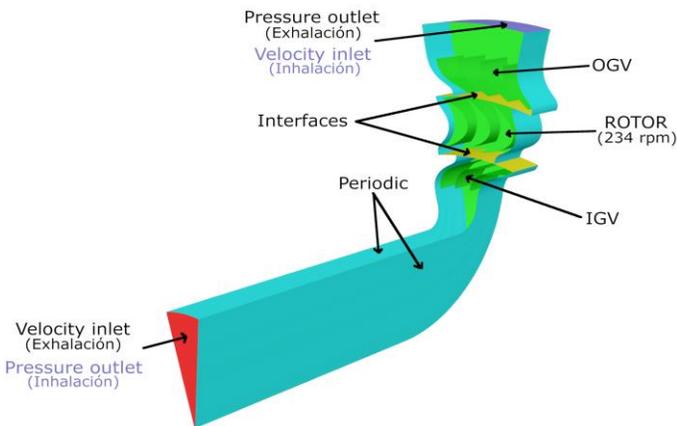


Figura 9.- Dominio periódico y condiciones de contorno.

En el dominio de cálculo se introdujeron dos pares de *interfaces*, quedando este dividido en tres zonas claramente diferenciadas: codo + IGV, Rotor y OGV + difusor. De este modo, permitiendo el uso de mallas no conformes entre las diferentes zonas en las que se divide el dominio, y con objeto de

gestionar adecuadamente el movimiento relativo entre el rotor y el estator de la turbina, se optó por utilizar la técnica del *sliding mesh*, fijándose una velocidad de giro de 234 rpm.

Puesto que, en comparación con la frecuencia del oleaje, la velocidad de rotación de la turbina toma un valor muy grande, las simulaciones se realizaron bajo condiciones de flujo estacionario. Para gestionar la entrada y salida del aire en el dominio se definieron respectivamente unas condiciones de contorno de *velocity inlet* y *pressure outlet*. En función del coeficiente de flujo con el que se quisiera trabajar, la velocidad de entrada del aire se encontraba en el intervalo [1,2; 17,8] m/s, mientras que a la salida se fijó una presión atmosférica. En función de que la turbina se encontrase trabajando en la etapa de exhalación o en la de inhalación, estas dos últimas condiciones de contorno iban alternando su posición, tal y como se trata de ilustrar en la figura anterior. Por último, hay que destacar que el resto de las paredes fueron tratadas simplemente como *walls*.

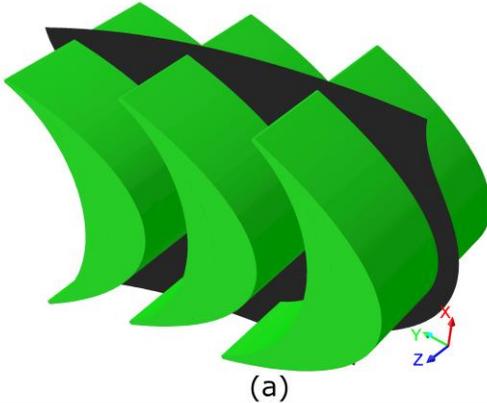
Algo muy importante a la hora de llevar a cabo las simulaciones es seleccionar un modelo de turbulencia adecuado. Teniendo en cuenta los estudios previos de este tipo que se pueden encontrar en la bibliografía [20][21], se optó por utilizar un modelo robusto de dos ecuaciones como es el *k-ε Realizable*.

Como modelo de pared se utilizó un tratamiento mejorado de pared o *Enhanced Wall Treatment* (EWT). Para asegurar la correcta modelización de la capa límite de turbulencia se ha de tener en cuenta la distancia a la que se encuentra la primera celda del mallado respecto de la pared adyacente. Esta distancia se cuantifica haciendo uso de un parámetro conocido como y^+ , el cual debe tomar valores próximos a 1 cuando se trabaja con un modelo EWT. Como se puede ver en la Figura 10, en este trabajo se analizó el y^+ en la sección media de los álabes. Los resultados que se representan en esta figura corresponden a un caso de exhalación con un coeficiente de flujo de $\phi=1$, que se puede considerar un punto de funcionamiento intermedio de la turbina. Como se puede ver, este y^+ toma valores lo suficientemente

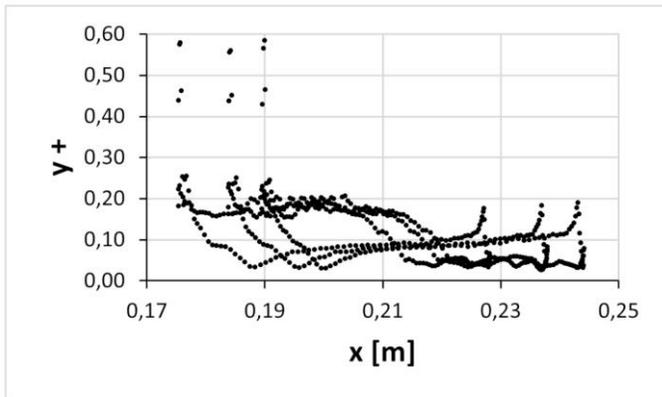


bajos para garantizar el correcto funcionamiento del modelo de pared seleccionado.

Intel® Core™ i7-5820 (6cores 3,30GHz), 32 GB de RAM.



(a)



(b)

Figura 10.- a) Zonas de evaluación del y^+ . b) Valores del y^+ para un coeficiente de flujo de $\phi=1$.

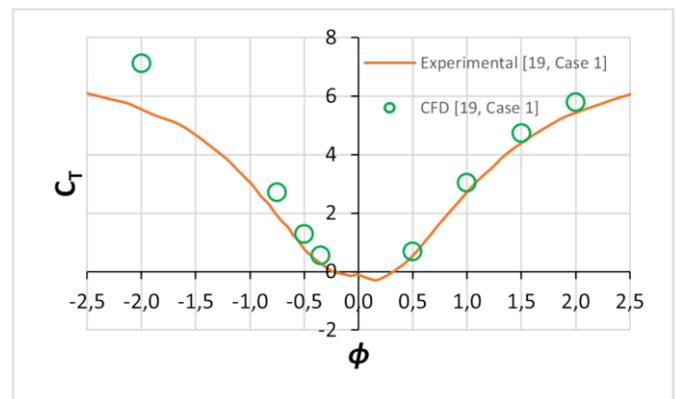
Para el acoplamiento presión-velocidad se utilizó el algoritmo *SIMPLE*, para la presión se llevó a cabo una discretización basada en un esquema de segundo orden, para la discretización del momento, la energía cinética turbulenta y el ratio de disipación turbulento se utilizó un esquema de tercer orden *MUSCL*, y para el término temporal se utilizó un esquema de segundo orden implícito.

Para las simulaciones, los *residuals* se fijaron en 10^{-5} . Estas simulaciones se llevaron a cabo en régimen transitorio, fijándose un tamaño de paso temporal de 10^{-4} segundos, que corresponde con unos 50 eventos entre paso de álabe. Con estos ajustes, las simulaciones tardaban unas 24 horas en completar ocho ciclos de rotación del dominio de cálculo en un único ordenador que disponía de una CPU equipada con un procesador

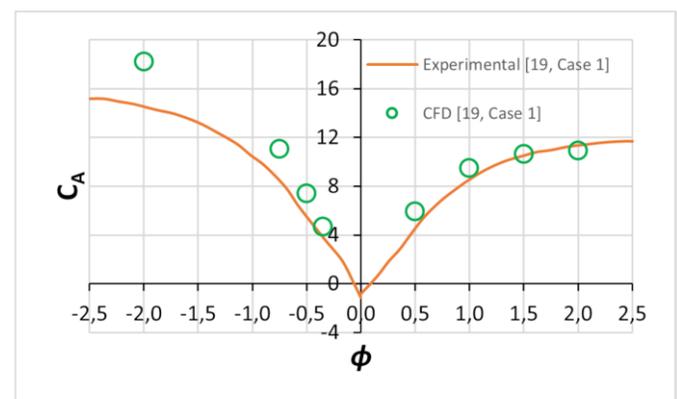
d) Validación del modelo numérico

La validación del modelo numérico se llevó a cabo tomando como referencia una serie de datos experimentales que se pueden encontrar en la bibliografía. Para ello, siguiendo el proceso descrito en los apartados anteriores, se construyó un modelo CFD basado en la geometría propuesta en [19], *Case 1*.

En la Figura 11 se comparan entre sí, en términos de coeficiente de par y de potencia, los resultados obtenidos haciendo uso del modelo numérico que se presenta en este trabajo y los correspondientes datos experimentales.



(a)



(b)

Figura 11.- Validación del modelo numérico. Resultados CFD y experimentales de la geometría propuesta en [19], *Case 1*. a) C_T vs ϕ . b) C_A vs ϕ .



En base a la anterior comparativa, se puede afirmar que en general existe una gran afinidad entre los resultados numéricos y los datos experimentales. Durante la etapa de inhalación, es decir, para coeficientes de flujo negativos, el error cometido es a lo sumo de un 48%. La afinidad que existe durante la etapa exhalación, es decir, para coeficientes de flujo positivos, es muy buena en términos de coeficiente tanto de par como de potencia, encontrándose el error cometido por debajo del 28% en cualquier caso. En definitiva, las diferencias entre los resultados numéricos obtenidos haciendo uso del modelo numérico que se propone en el presente trabajo y los datos experimentales son comparables a las que se obtienen en los estudios numéricos sobre este tipo de turbinas que se pueden encontrar en la bibliografía [20][21], considerándose por lo tanto este modelo numérico perfectamente válido para la realización del trabajo.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En esta sección se presentan los resultados obtenidos bajo condiciones de flujo estacionario y no estacionario para cada una de las geometrías propuestas. En total se analizaron siete ángulos de inclinación diferentes para los álabes de una misma turbina. Revisando los estudios que se pueden encontrar en la bibliografía [20][21][22], se llegó a la conclusión de que estas turbinas suelen ofrecer peores prestaciones durante la etapa de exhalación que durante la de inhalación, por lo que, con el fin de reducir el número de simulaciones necesarias, se tomó la máxima eficiencia alcanzada por la turbina durante la etapa de exhalación como el parámetro de control a la hora de optimizar el ángulo de inclinación de sus álabes.

Para cada una de las geometrías propuestas en el presente trabajo se realizaron dos simulaciones correspondientes a los coeficientes de flujo en los que, previsiblemente, se alcanzaría la máxima eficiencia durante la etapa de exhalación, es decir, $\phi=0,75$ y $\phi=1$. Los resultados se muestran en la Figura 12, en la que la máxima eficiencia ofrecida por la geometría tomada como base (0,43 para $\phi=1$), es decir, aquella que incorpora los álabes rectos, se compara con la que ofrecen las

diferentes geometrías propuestas en las que varía el ángulo de inclinación de los álabes.

En esta Figura 12 se puede ver una clara dependencia entre la máxima eficiencia alcanzada por las turbinas y el ángulo de inclinación de sus álabes, alcanzándose, cuando el coeficiente de flujo toma un valor de $\phi=1$, una diferencia cercana al 4% si se comparan entre sí el mejor y el peor de los casos. Este es un valor significativo que revela la importancia del parámetro estudiado en este trabajo. Siguiendo este criterio, se llega a la conclusión de que el ángulo de inclinación óptimo es el de 5° en el sentido tomado como positivo, lográndose en este caso un incremento de aproximadamente un 1% en la máxima eficiencia alcanzada por la turbina.

Gracias a este análisis, se puede comprobar otro aspecto tan llamativo como inesperado, que es el hecho de que el ángulo de inclinación de los álabes también influye en el coeficiente de flujo en el que las turbinas alcanzan la máxima eficiencia. En esta Figura 12 se puede ver claramente como, a medida que los ángulos de inclinación toman mayores valores positivos, las turbinas alcanzan la máxima eficiencia cuando trabajan con coeficientes de flujo más bajos.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, se decidió analizar en mayor profundidad la turbina que cuenta con sus álabes inclinados 5° en el sentido tomado como positivo, puesto que esta se trata de la más prometedora de todas las geometrías propuestas.

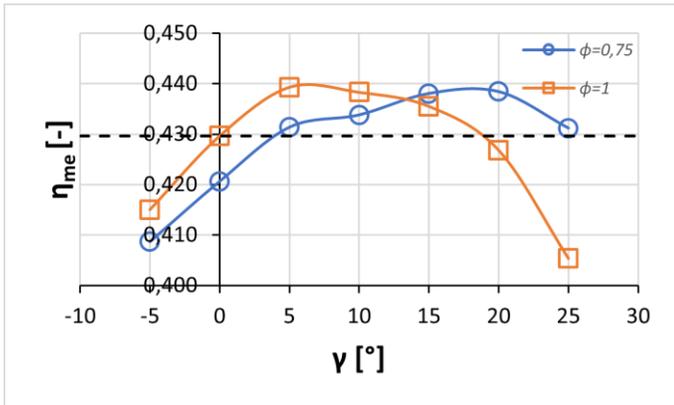
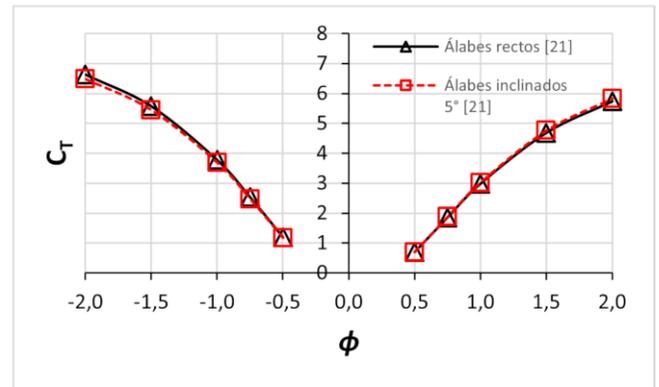


Figura 12.- Máxima eficiencia en la etapa de exhalación bajo condiciones de flujo estacionario (η_{me}) vs ángulo de inclinación de los álabes (γ), reflejando la línea negra a trazos la máxima eficiencia alcanzada durante la exhalación por la geometría tomada como base.

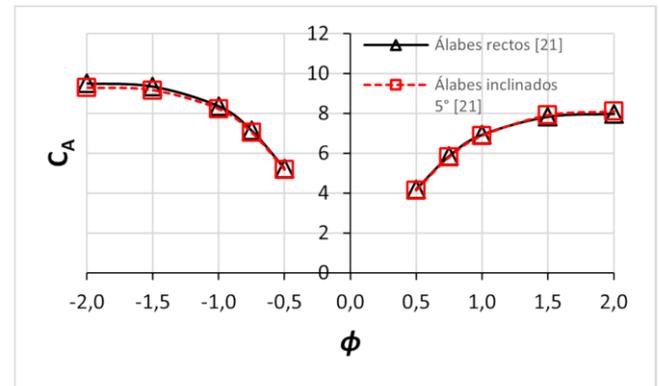
En la Figura 13 se muestra una comparativa entre la geometría tomada como base, es decir, aquella que incorpora los álabes rectos, y la que cuenta con los álabes inclinados 5° en el sentido tomado como positivo. En esta figura se muestra, de arriba a abajo, la evolución del coeficiente de par, del coeficiente de potencia y de la eficiencia bajo condiciones de flujo estacionario.

Tal y como se aprecia en esta Figura 13, las diferencias entre los resultados ofrecidos por estas dos geometrías son muy pequeñas. Durante la etapa de inhalación, los coeficientes tanto de par como de potencia se ven reducidos respecto a los que ofrece la geometría tomada como base, lo que resulta en una ligera reducción de la eficiencia alcanzada por la turbina en este modo de funcionamiento.

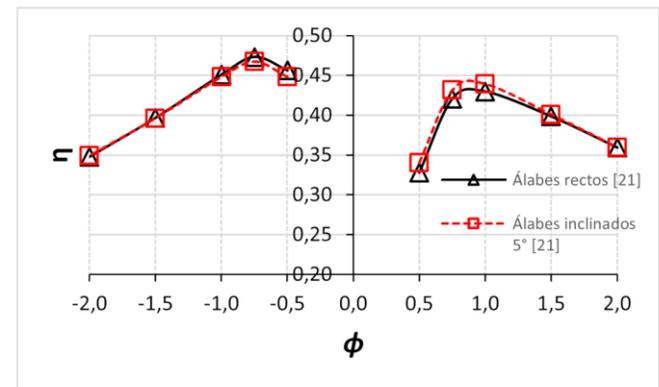
No obstante, durante la etapa de exhalación, la geometría en la que los álabes están inclinados 5° en sentido positivo ofrece una máxima eficiencia en torno a un 1% superior a la que ofrece la geometría tomada como base. Como se verá a continuación, esto conduce a un ligero incremento de la eficiencia de la turbina a lo largo de todo su rango de funcionamiento bajo condiciones de flujo no estacionario.



(a)



(b)



(c)

Figura 13.- Curvas características de las turbinas bajo condiciones de flujo estacionario. a) C_T vs ϕ . b) C_A vs ϕ . c) η vs ϕ .

Como resultados finales, en la Figura 14 se muestra una comparativa entre diferentes geometrías bajo condiciones de flujo no estacionario. Con el objetivo de que el lector pueda apreciar el impacto de la investigación llevada a cabo en el presente trabajo, en esta figura se



incluyen los resultados ofrecidos por diferentes geometrías de turbinas de impulso radiales propuestas en estudios previos.

Todos los resultados que se muestran en la Figura 14 se basan en análisis no estacionarios realizados a partir de resultados numéricos obtenidos en simulaciones llevadas a cabo bajo condiciones de flujo estacionario.

Como se puede apreciar en esta Figura 14, la geometría propuesta en [21] da lugar a un notable incremento de las prestaciones ofrecidas por la publicada previamente en [20]. Sin embargo, gracias a la modificación propuesta en el presente trabajo, únicamente se consigue un leve incremento, cercano al 1%, de la máxima eficiencia que ofrece la geometría propuesta en [21] y tomada como base.

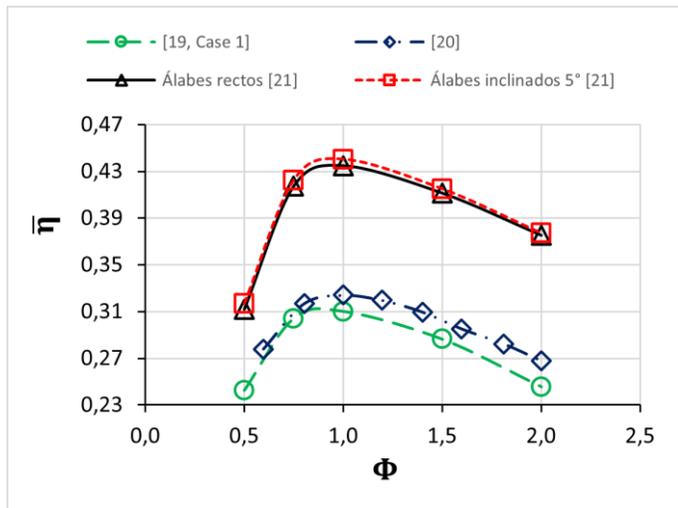


Figura 14.- Eficiencia bajo condiciones de flujo no estacionario (η) de diferentes turbinas de impulso radiales.

CONCLUSIONES

En este trabajo se analiza la influencia del ángulo de inclinación de los álabes de las turbinas de impulso radiales sobre su eficiencia. Para ello, se hace uso de un modelo numérico validado que permite evaluar el comportamiento de las turbinas bajo condiciones de flujo estacionario, utilizándose los resultados obtenidos en las simulaciones para

llevar a cabo un análisis no estacionario que permite comparar, de forma más realista, las prestaciones que ofrecen las diferentes turbinas propuestas.

A la vista de los resultados obtenidos en el presente trabajo, se puede afirmar que inclinar sus álabes ángulos pequeños de en torno a los 5° en el sentido tomado como positivo, puede dar lugar a un leve incremento, cercano al 1%, de la máxima eficiencia que alcanzan estas turbinas. Por el contrario, si sus álabes se inclinan en el sentido tomado como negativo, o se inclinan en exceso en sentido positivo, es decir, con ángulos de unos 15° en adelante, las prestaciones de este tipo de turbinas se pueden ver afectadas negativamente, disminuyendo su eficiencia en una parte importante de su rango de funcionamiento.

Aunque la inclinación de los álabes no es tan determinante como se esperaba en cuanto a la máxima eficiencia que son capaces de alcanzar estas turbinas, sí que se aprecia una ligera influencia de este parámetro, por lo que podría resultar interesante para futuros trabajos:

- Analizar las prestaciones que ofrecen estas turbinas si el ángulo de inclinación de sus álabes fuera variable a lo largo de su envergadura.
- Analizar la influencia de inclinar las aletas directrices de las turbinas en lugar de sus álabes.
- Realizar un análisis determinístico de la interacción entre las aletas y los álabes de las turbinas, cuando estos últimos se encuentran inclinados, comparando los resultados obtenidos con los que se obtendrían en caso de no inclinar los álabes.

NOMENCLATURA

$A_R = 2 \pi r_R b$	Área característica [m ²]
b	Envergadura de pala [m]
C	Longitud de la cuerda [m]
$C_A = \frac{\Delta P Q}{\rho(v_R^2 + u_R^2)A_R v_R / 2}$	Coefficiente de potencia



$C_T = \frac{T_0}{\rho(v_R^2 + u_R^2)A_R r_R/2}$	Coficiente de par
Q	Caudal [m ³ /s]
r_R	Radio medio [m]
$S = \frac{2\pi r_R}{z}$	Paso
t	Tiempo [s]
T	Período del oleaje [s]
T_0	Par de salida [N·m]
$u_R = \omega r_R$	Velocidad circunferencial en el radio medio [m/s]
$v_R = \frac{Q}{2\pi r_R b}$	Velocidad axial media [m/s]
z	Número de álabes

Letras griegas

$\eta = \frac{C_T}{C_A \phi}$	Eficiencia
$\bar{\eta} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T T_0 \omega dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P Q dt}$	Eficiencia no estacionaria
η_{me}	Máxima eficiencia en la exhalación
$\sigma = \frac{C}{S}$	Solidez
ρ	Densidad del aire [kg/m ³]
$\phi = \frac{v_R}{u_R}$	Coficiente de flujo
$\Phi = \frac{\phi}{\sin(2\pi t/T)}$	Amplitud del coeficiente de flujo
ΔP	Caída de presión total-estática [Pa]
ω	Velocidad de giro [rad/s]
γ	Ángulo de inclinación de los álabes [°]

Acrónimos

CFD	Computational Fluid Dynamics (Dinámica de Fluidos Computacional)
CPU	Central Processing Unit (Unidad Central de Procesamiento)
EWT	Enhanced Wall Treatment (Tratamiento de Pared Mejorado)
IGV	Inlet Guide Vanes (Aletas Directrices Interiores)
MUSCL	Monotone Upstream-Centered Scheme for Conservation Laws (Esquema Monótono Aguas arriba para las Leyes de Conservación)
OGV	Outlet Guide Vanes (Aletas Directrices Exteriores)
OWC	Oscillating Water Column (Columna de Agua Oscilante)
RAM	Random Access Memory (Memoria de Acceso Aleatorio)
WEC	Wave Energy Converter (Convertidor de Energía de las olas)

AGRADECIMIENTOS

Agradecer especialmente a Bruno Pereiras García, tutor de este Trabajo Fin de Máster, su implicación a la hora de intentar resolver todas las dudas y problemas que se iban presentando durante la realización del mismo.

Agradecer también a sus doctorandos Celia Miguel González y Manuel García Díaz su ayuda cuando surgía cualquier tipo de problema con los equipos utilizados para llevar a cabo las simulaciones.

REFERENCIAS

- [1] O. E. Dr. John Huckerby, Mr. Henry Jeffrey, Mrs. Brighid Jay, "An International Vision for Ocean Energy," *Ocean Energy Syst.*, vol. 1, no. 1, pp. 1-16, 2011, doi: 10.1107/S1600536807051501.
- [2] REN21, "Renewables 2020 Global Status Report," 2020.



- [3] "Data & Statistics - IEA." [Online]. Available: [https://www.iea.org/data-and-statistics/?country=WORLD&fuel=Energy consumption&indicator=TotElecCons](https://www.iea.org/data-and-statistics/?country=WORLD&fuel=Energy%20consumption&indicator=TotElecCons). [Accessed: 09-Feb-2021].
- [4] I. López, J. Andreu, S. Ceballos, I. Martínez De Alegría, and I. Kortabarria, "Review of wave energy technologies and the necessary power-equipment," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 27, pp. 413–434, 2013, doi: 10.1016/j.rser.2013.07.009.
- [5] A. F. O. Falcão and J. C. C. Henriques, "Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review," *Renew. Energy*, vol. 85, pp. 1391–1424, 2016, doi: 10.1016/j.renene.2015.07.086.
- [6] T. V. Heath, "A review of oscillating water columns," *Philos. Trans. R. Soc. A Math. Phys. Eng. Sci.*, vol. 370, no. 1959, pp. 235–245, 2012, doi: 10.1098/rsta.2011.0164.
- [7] A. F. d. O. Falcão, "Wave energy utilization: A review of the technologies," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 3, pp. 899–918, 2010, doi: 10.1016/j.rser.2009.11.003.
- [8] D. L. Osullivan and A. W. Lewis, "Generator selection and comparative performance in offshore oscillating water column ocean wave energy converters," *IEEE Trans. Energy Convers.*, vol. 26, no. 2, pp. 603–614, 2011, doi: 10.1109/TEC.2010.2093527.
- [9] A. S. Shehata, Q. Xiao, K. M. Saqr, and D. Alexander, "Wells turbine for wave energy conversion: a review," *Int. J. Energy Res.*, vol. 41, pp. 6–38, 2016, doi: 10.1002/er.3583.
- [10] V. Jayashankar *et al.*, "A twin unidirectional impulse turbine topology for OWC based wave energy plants," *Renew. Energy*, vol. 34, no. 3, pp. 692–698, 2009, doi: 10.1016/j.renene.2008.05.028.
- [11] A. F. O. Falcão and L. M. C. Gato, "Comprehensive Renewable Energy," vol. 8, pp. 1–39, 2012, doi: 10.1016/B978-0-0808-7872-0.00805-2.
- [12] S. Raghunathan, "The wells air turbine for wave energy conversion," *Prog. Aerosp. Sci.*, vol. 31, no. 4, pp. 335–386, 1995, doi: 10.1016/0376-0421(95)00001-F.
- [13] A. A. Wells, "Fluid driven rotary transducer, British Patent Spec. No. 1595700," 1976.
- [14] I. A. Babintsev, "Apparatus for Converting Sea Wave Energy Into Electrical Energy, Patent nº US 3922739," 1975.
- [15] M. Melikoglu, "Current status and future of ocean energy sources: A global review," *Ocean Eng.*, vol. 148, no. December 2017, pp. 563–573, 2018, doi: 10.1016/j.oceaneng.2017.11.045.
- [16] M. Scuoitto and A. F. D. O. Falcão, "Wells and Impulse Turbines in an OWC Wave Power Plant: A Comparison," *6th Eur. Wave Tidal Energy Conf.*, no. May, pp. 463–470, 2005.
- [17] Y. Luo, A. Presas, and Z. Wang, "Numerical analysis of the influence of design parameters on the efficiency of an OWC axial impulse turbine for wave energy conversion," *Energies*, vol. 12, no. 5, 2019, doi: 10.3390/en12050939.
- [18] M. E. McCormick, J. G. Rehak, and B. D. Williams, "An experimental study of a bidirectional radial turbine for pneumatic wave energy conversion," *Ocean. 1992 - Proc. Mastering Ocean. Through Technol.*, vol. 2, pp. 866–870, 1992, doi: 10.1109/OCEANS.1992.607698.
- [19] T. Setoguchi, S. Santhakumar, M. Takao, T. H. Kim, and K. Kaneko, "A performance study of a radial turbine for wave energy conversion," *J. Power Energy*, vol. 216(A), pp. 15–22, 2002, doi: 10.1243/095765002760024917.
- [20] B. Pereiras, F. Castro, A. el Marjani, and M. A. Rodríguez, "An improved radial impulse turbine for OWC," *Renew. Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 1477–1484, 2011, doi: 10.1016/j.renene.2010.10.013.
- [21] M. Saad, M. G. Díaz, B. Pereiras, and J. González, "Optimized geometry design of a radial impulse turbine for OWC wave energy converters," *Appl. Ocean Res.*, vol. 111, no. February, pp. 1–15, 2021, doi: 10.1016/j.apor.2021.102650.
- [22] M. Takao, K. Itakura, T. Setoguchi, T. H. Kim, K. Kaneko, and A. Thakker, "Performance of a Radial Turbine For Wave Power Conversion," vol. 12, pp. 562–567, 2002.