



MODELADO NUMÉRICO DEL FLUJO EN UNA TURBINA WELLS MEDIANTE CFD

Gerardo Jose Garcia Caracas*, Pedro Garcia Regodeseves**,

Carlos Santolaria Morros**

(* Alumno; (**) Tutor(es)

UO278688@uniovi.es

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

RESUMEN

Los sistemas de columna de agua oscilante (OWC) son procesos de generación de energía que permiten la obtención de energía undimotriz o energía de las olas. Dichas tecnologías presentan un gran interés en las energías renovables, que están siendo impulsadas por los efectos del cambio climático.

La turbinas Wells, es una turbomáquina que permite la conversión de la energía mareomotriz. Tiene como característica un buen rendimiento en un rango de caudal específico. El objetivo de este artículo busca caracterizar sus prestaciones para velocidad de giro constante en un ciclo completo en función de su amplitud y frecuencia. Se desarrolló un modelo numérico en CFD de una turbina Wells con un perfil de álabe NACA.

Los resultados del modelo numérico permiten identificar el rango de los caudales donde la turbina no genera potencia, en condiciones de arranque, se genera un bloqueo o un cambio de sentido de giro. Se hace la propuesta para futuras investigaciones de un modelo numérico que incluya directrices que permitan la operación de bajos regímenes de caudal y evaluar cómo afecta a la eficiencia de la turbina.

ABSTRACT

Oscillating Water Column Systems (OWC) are power generation processes that allow wave energy or wave energy to be obtained. These technologies are of great interest in renewable energy, which is being driven by the effects of climate change.

The Wells turbines is a turbomachine that allows the conversion of motive motion sickness, has the characteristic of good performance in a specific flow range. The objective of this article seeks to characterize its performance for a constant speed of rotation in a complete cycle according to its amplitude and frequency. A numerical CFD model of a Wells turbine with a NACA blade profile was developed.

The results of the numerical model allow identifying the range of flows where the turbine does not generate power, in starting conditions, a blockage or a change in the direction of rotation is generated. The proposal is made for future research of a numerical model that includes guidelines that allow the operation of low flow regimes and evaluate how it affects the efficiency of the turbine.



INTRODUCCIÓN

En la actualidad la humanidad, tiene como nuevo foco de investigación el desarrollo de energías limpias y sostenibles, que permitan reducir el calentamiento global. Uno de los temas que más llaman la atención es la explotación de la energía de las olas, que tiene la mayor cantidad de densidad de energía en comparación con todas las energías renovables (Clément *et al.*, 2002). La cantidad de energía transportada por las olas varía con la selección del sitio y las condiciones climáticas. Se estima un potencial de energía de las olas globales es de 93100 TWh / año (Mustapa *et al.*, 2017).

Durante los últimos años, el concepto de explotación de energía mareomotriz por medio de columna agua oscilante, en sus siglas en inglés (OWC) (Falcão and Henriques, 2016), es uno de los temas más investigados debido a que tiene una potencia teórica de 29500 TWh/año para todo el planeta (Fern and Garc, 2018).

Este concepto utiliza el principio de onda oscilante, desarrollado a través del aumento y caída de la presión dentro de la cámara de captura. OWC está equipado con dos aberturas donde la primera abertura permite que el agua circule en la dirección de levantamiento, mientras que la segunda abertura permite que el aire se expanda y se retraiga en dirección horizontal como se indica en la Figura 1.

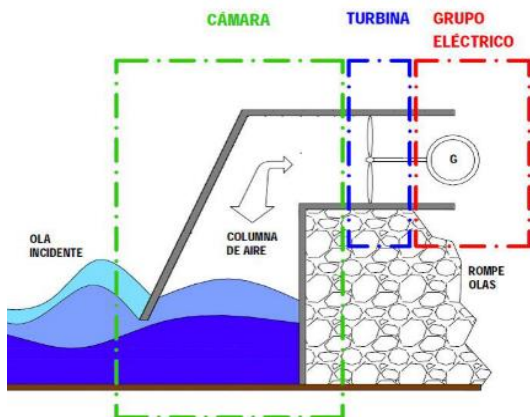


Figura 1. Esquema de una central undimotriz basada en el uso de un sistema OWC (García Diaz, 2016).

Una de las turbomáquinas que permite el aprovechamiento de la energía mareomotriz es la turbina Wells, investigadas por el Dr Allan Wells (1924-2005) Las Turbomáquinas transforman la energía neumática en energía mecánica, que será suministrada a un generador eléctrico.

Las turbinas Wells de flujo axial implementan álabes simétricos, generalmente perfiles de la serie NACA. Dichos álabes tienen una configuración estándar sin ángulo de ataque. Su principal características es que su par no es sensible a la dirección del fluido (Figura 2).

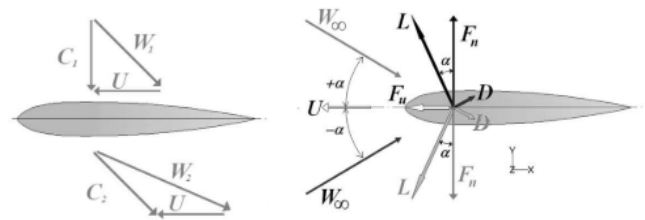


Figura 2. Aplicación fuerza y triángulo de velocidades sobre ábale (Torresi, Camporeale and Pascazio, 2009).

La turbina de Wells es notoriamente la propuesta más habitual en el uso de turbinas de aire para equipar plantas de bajo consumo. Unas de sus características favorables es la alta relación de la velocidad del flujo de aire con el ábale, lo que significa que se puede alcanzar una velocidad de rotación relativamente alta para una velocidad baja de aire que fluye a través de la turbina.

Como consecuencia, permite utilizar un generador más barato y también mejora la posibilidad de almacenar energía por efecto volante, además una eficiencia pico bastante buena (0.7–0.8 para una turbina de tamaño completo) y bajos costos de fabricación (Falcão, 2010).

Dicha ventaja de este tipo de turbinas que implementan perfiles simétricos, permite reducir el número de elementos, no obstante también presenta varias desventajas en su operación, como ruido en condiciones de operación estrecha, y genera un bajo momento o par con caudales bajos de aire (Falcão, 2010).



En este artículo tiene como el objetivo la simulación mediante CFD en un modelo simplificado de una turbina axial de flujo reversible, que busca la caracterización de sus prestaciones para condiciones de velocidad angular constante en un ciclo completo de operación en función de su frecuencia, amplitud y variación de coeficientes adimensionales de momento o par, caída de presión y rendimiento.

METODOLOGÍA

Referencia de la geometría del álabe

Para este artículo se decide adoptar la geometría de del trabajo de [Torresi et al. \(2008\)](#). Los álabes de la turbina emplean perfiles simétricos NACA 0015 ([Figura 3](#)), que se posiciona a un ángulo de escalonamiento de 90°. El número de álabes es de 8 y colocados a lo largo del rotor, perpendicular a la dirección axial. Los álabes tienen una longitud de cuerda de 0.125 m, con una solidez de 0.64 en la mitad del espacio. La tolerancia libre que corresponde al extremo del álabe se mantiene al 1.25 mm ([Tabla 1](#)).

Tabla 1

Datos Turbina Wells.

Perfil álabe	NACA 0015
Numero de álabes (Z)	8
Longitud de cuerda (C)	125 mm
Espesor máximo (t_{max})	15%C
Ubicación espesor (t_{max})	30%C
Radio de base (R_{raiz})	200 mm
Radio externo (R_{ext})	300 mm
Radio medio (R_{med})	250 mm
Solidez en el radio medio(σ)	0.64
Velocidad angular (ω)	2000 (RPM)
Huelgo punta álabe y carcasa	1.25 mm

Fuente: ([Torresi et al., 2008](#))

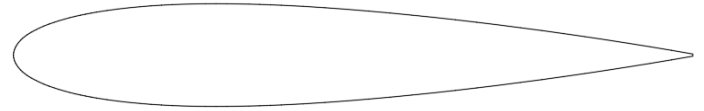


Figura 3. Perfil NACA 0015.

La turbina Wells presenta una geometría simétrica, en referencia de los álabes que tiene una distancia circunferencial igual entre cada una. Por lo anterior, se puede considerar un paso del álabe para el modelo numérico con una condición de borde periódico para cada lado.

El dominio computacional consiste 45° de la sección de una turbina Wells ([Figura 4](#)), que consta de un ducto recto que se extiende 4 y 6 veces la longitud de la cuerda a lo largo de las direcciones aguas arriba y aguas abajo (Kumar *et al.*, 2019) ([Figura 5](#)).

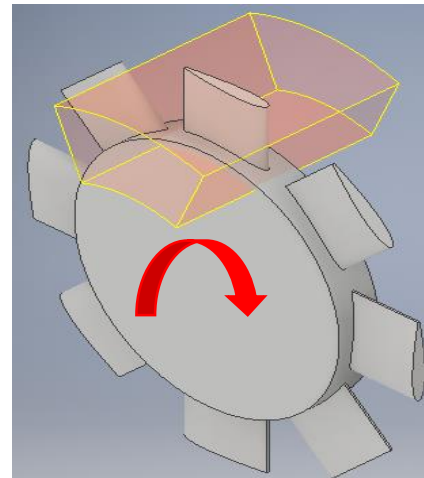


Figura 4. Simplificación de modelo CAD de turbina Wells de flujo axial.

La condición de velocidad axial se comporta como una función armónica sinusoidal con un periodo (P) de 10 segundos, que busca el comportamiento de inhalación y exhalación que se genera en los procesos OWC. La presión ambiente como condición de salida. El rotor de la turbina gira a una velocidad angular constante 2000 RPM y la dirección de rotación es antihoraria.

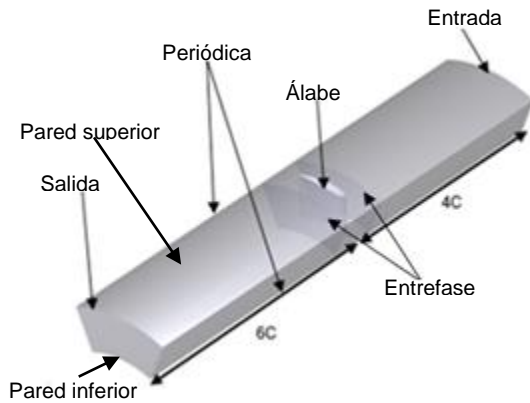


Figura 5. Condiciones de contorno del modelo numérico.

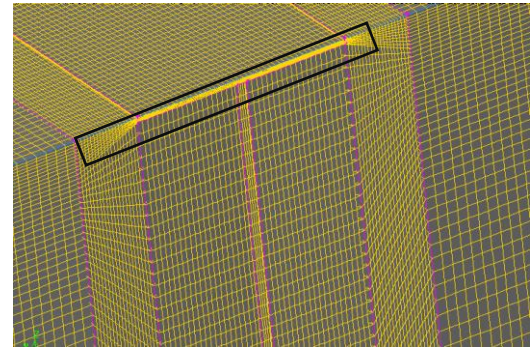


Figura 7. Holgura entre álabes y carcasa.

En la etapa de discretización de modelo CAD, se utilizó el software GAMBIT, para la configuración de la malla del volumen de aire que interactuará en el álabe. Se decide implementar una malla hexagonal debido a que las celdas siguen un patrón regular. Como estrategia de configuración de la malla del dominio computacional se decide seccionar en bloques de mallas estructuradas no uniformes (Figura 6).

Uno de los parámetros importantes que evalúan la calidad de la malla es *Equiangle Skew*. La malla implementada cuenta con una calidad aceptable entre 0 y 0.7 (Figura 8).

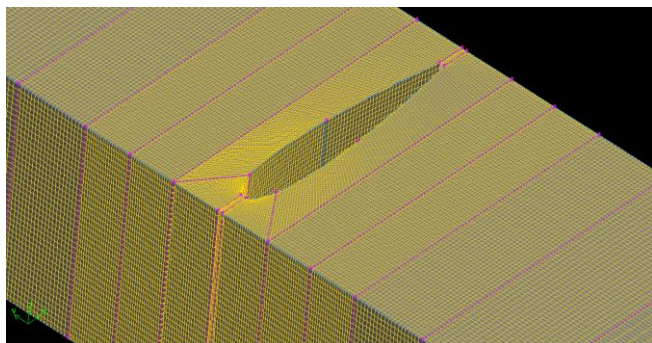


Figura 6. Estructura de la malla hexagonal del perfil NACA 0015 en GAMBIT

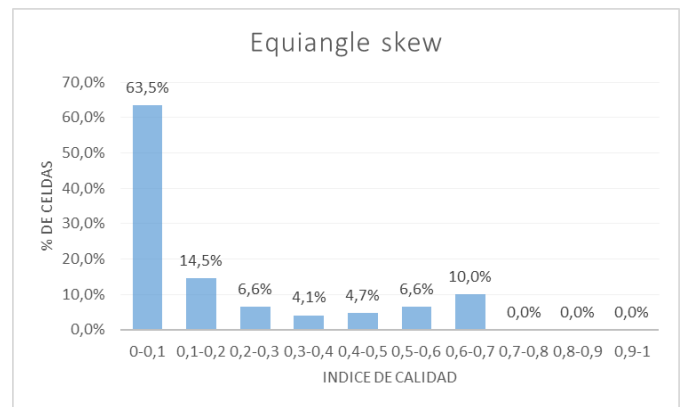


Figura 8. Porcentaje de la calidad de las celdas.

El modelo CAD tiene un volumen entre superficie superior y el extremo de álabe, que fue discretizada con un número de nodos de 40986 y tiene en cuenta los efectos de la viscosidad en la pared y la turbulencia generada por la punta del álabe (Figura 7).

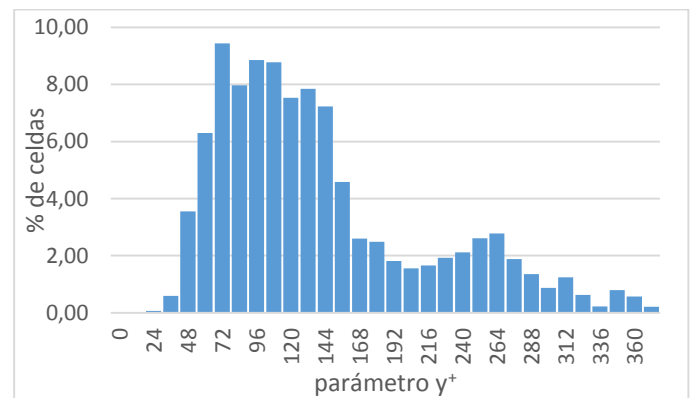


Figura 9. Valor del parámetro y^+ acorde a la distribución de celdas en el punto máximo de la fase $U^* = 0.288$.

Para evaluar la calidad de la malla en la zona cercana al contorno del álabe utilizamos el parámetro y^+ que permite obtener tamaño de las



celdas adecuado para el modelo de turbulencia (Figura 9).

Durante la etapa de investigación se identificaron varias estrategias de simulación en CFD. Para modelos en 3D y flujos incompresibles, las ecuaciones de flujo (RANS), son implementadas por medio de volúmenes finitos, que son resueltas usando el software **FLUENT 6.3.26**. En este artículo se decide implementar el modelo de turbulencia (k-ε).

Se utiliza un tratamiento de pared mejorado (Enhanced Wall Treatment), por ser el modelo que permite resolver los efectos de la capa límite y modelos numéricos que presente obstáculos y probabilidad de caída de presión (García Diaz, 2016).

En la configuración del algoritmo de acoplado de la velocidad y la presión, se selecciona un método PISO, a su vez la implementación de un esquema de interpolación SECOND ORDEN UPWIND. Se configura los factores de linealización de las ecuaciones RANS y la relación de los valores de cada celda continua (Tabla 2).

Tabla 2
Factores de sub-relajación.

Variables	Factores de sub-relajación
Presión	0.3
Densidad	1
Fuerzas de volumen	1
Momento	0.7
Energía cinética turbulenta	0.8
Tasa de disipación turbulenta	0.8
viscosidad turbulenta	1

Se realizó una pre-configuración de las condiciones de contorno de la malla donde se definen las superficies de entrada y salida del fluido. Además, se definen las condiciones de periodicidad y de pared.

Tabla 3
Condiciones de contorno modelo numérico.

Parámetro	Descripción
Domino fluido.	Turbina individual.
Entrefase	Periódicas

Fluido	Aire al 25°C
Modelo turbulencia.	K-épsilon-(estándar)
Entrada.	Velocidad función sinusoidal
Salida	Presión estática
Álabe, Pared inferior y superior.	No deslizante.
Valor del residual de convergencia	1 x 10 ⁻⁴

El comportamiento de la turbina lo podemos describir con las siguientes variables:

- Coeficiente de flujo.

$$U^* = \frac{V_{axi}}{U_{ext}} \quad (1)$$

La expresión de la velocidad tangencial en extremo del álabe (U_{ext}) se determina como el producto de la velocidad rotacional (ω) y el radio exterior del rodete (R_{ext}).

$$U_{ext} = \omega * R_{ext} \quad (2)$$

Como se había mencionado, la velocidad axial V_{axi} se define por una función armónica. En la función se define una velocidad máxima de 18 m/s (Kumar and Samad, 2019) de la oscilación.

$$f_{owc} = 2\pi/P \quad (3)$$

$$V_{axi} = V_{max} * \sin(f_{owc} * t) \quad (4)$$

- Coeficiente de momento o par.

$$T^* = \frac{T}{\rho\omega^2 R_{ext}^5} \quad (4)$$

Donde (T) es el par y definido por la densidad ($\rho = 1.225\text{kg/m}^3$) la velocidad angular ($\omega = 2000\text{RPM}$) y el radio exterior del álabe (R_{ext}):

- Coeficiente de caída de presión estática.

$$\Delta P^* = \frac{\Delta P^\circ}{\rho\omega^2 R_{ext}^2} \quad (5)$$



Para la obtención de la variación de presión estática, se monitoriza la presión en la entrada y salida del dominio.

➤ Eficiencia.

$$\eta = \frac{T\omega}{Q\Delta P^{\circ}} \quad (6)$$

Durante el desarrollo de la simulación se tiene como objetivo completar un periodo completo de la onda sinusoidal de la velocidad axial que simula el comportamiento de las olas (Figura 10).

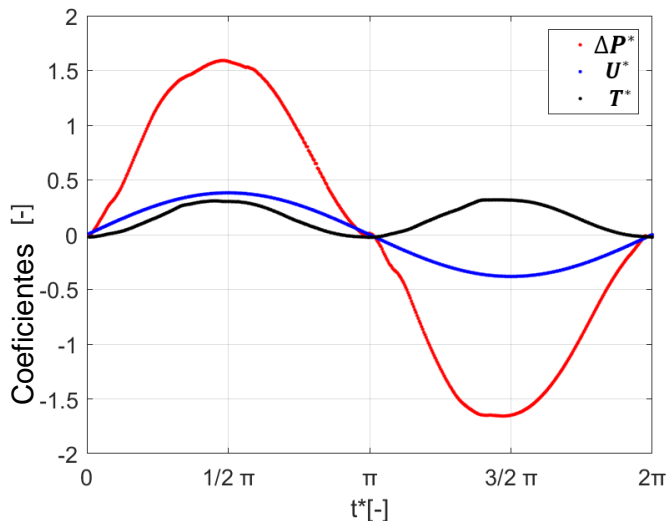


Figura 10. Evolución temporal de coeficientes (U^* , ΔP^* y T^*).

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se realizó el estudio de sensibilidad con la finalidad evaluar la independencia de los resultados para las mallas (A, B y C). La malla A representa el modelo original, malla B adoptada o refinada a una celda del contorno de perfil y la malla C para dos celdas. Las mallas B y C fueron creadas por Fluent, por medio de la herramienta adoptar (Figura 11). Se resuelve y se evalúa el error absoluto de los coeficientes adicionales.

Se calculan los coeficientes adimensionales ΔP^* , T^* y η , para valores de U^* iguales a 0.220 y 0.288, que se muestran en la Tabla 4 y Tabla 5.

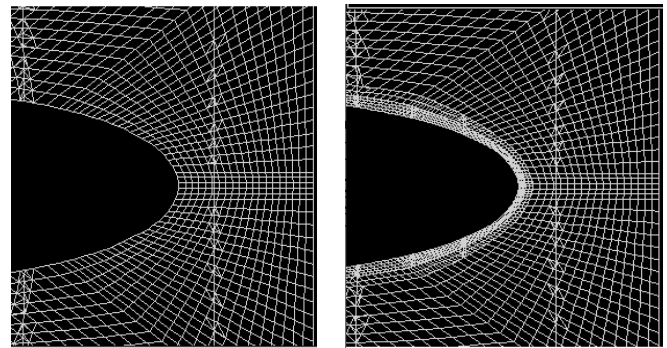


Figura 11. (Izquierda) Malla A y (derecha) Malla C adoptada.

Tabla 4

Estudio de sensibilidad para $U^* = 0,220$

	Nº celdas	T^*	ΔP^*	η
Malla A	1.242×10^6	0,102	0,8722	0,532
Malla B	1.295×10^6	0,092	0,772	0,542
Malla C	1.774×10^6	0,131	0,968	0,616

Tabla 5

Estudio de sensibilidad para $U^* = 0,288$

	Nº celdas	T^*	ΔP^*	η
Malla A	1.242×10^6	0,186	1,254	0,515
Malla B	1.295×10^6	0,177	1,108	0,555
Malla C	1.774×10^6	0,149	1,053	0,490

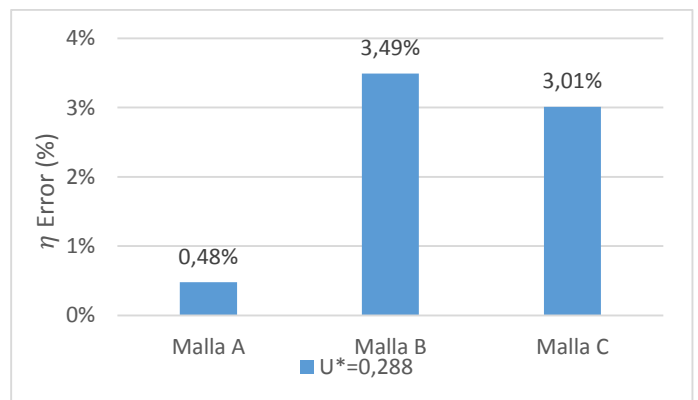


Figura 12. Error absoluto del estudio de sensibilidad de la eficiencia.

Como resultados del estudio se decide utilizar la malla A, por que obtiene resultados una calidad aceptable sin afectar el requerimiento computacional y tiempo de simulación (Figura 12).



Este artículo tiene como objetivo adicional el registro y análisis de la fuerza de arrastre, que será monitorizado por Fluent para cada paso temporal además de la caída de presión. Para evaluar los resultados obtenidos de los coeficientes de presión (ΔP^*) y momento o par (T^*) en relación del coeficiente de flujo (U^*), son visualizados en la [Figura 13](#) y [Figura 14](#), que contiene el comportamiento de la turbina en un ciclo completo de operación.

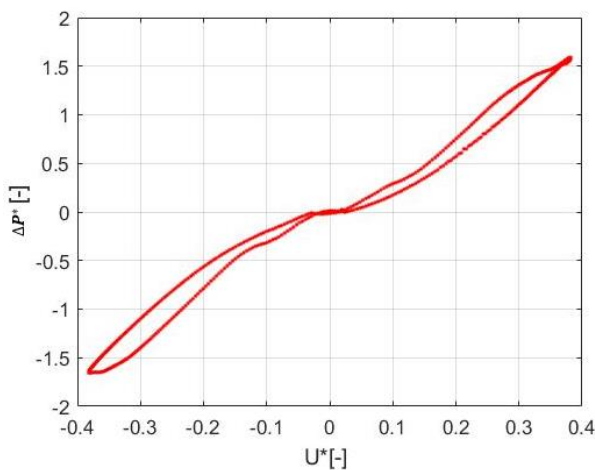


Figura 13. Coeficiente de caída de presión estática (ΔP^*)

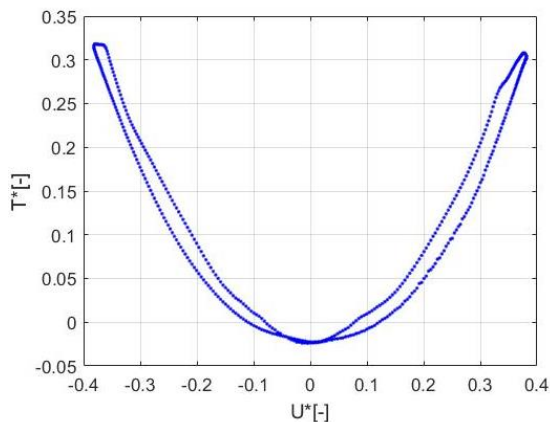


Figura 14. Coeficiente de momento o par (T^*).

Se identifica la etapa de inhalación en el rango donde U^* es positivo y la etapa de exhalación para rango negativos de U^* . Además la etapa de exhalación presenta una mayor amplitud ([Figura 14](#)).

Se puede identificar en la [Figura 14](#) que la turbina presenta una generación de potencia en las dos etapas. Sin embargo se tiene el hallazgo que a bajos coeficiente de flujo, ($-0.1 > U^* > 0.1$), el coeficiente de par es negativo. Por lo anterior el comportamiento de la turbina, en condiciones de arranque puede presentar un bloqueo y en condiciones de operación se ve reflejado en vibraciones.

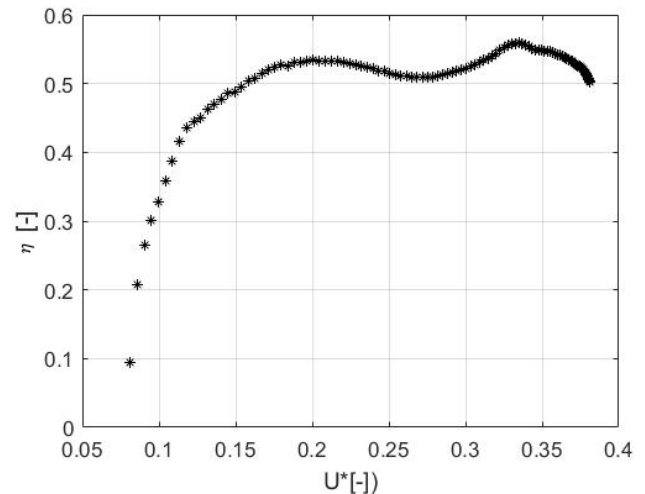


Figura 15. Eficiencia turbina Wells (η) .

En la [Figura 15](#) se muestra la gráfica del rendimiento instantáneo en función del coeficiente de flujo, se puede concluir que la turbina desarrolla su máximo rendimiento entre 0.15 y 0.35.

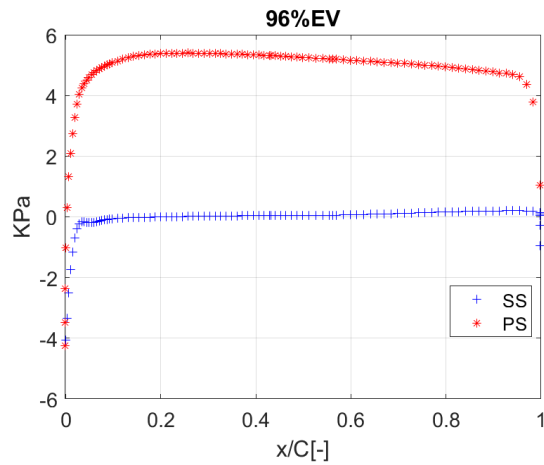
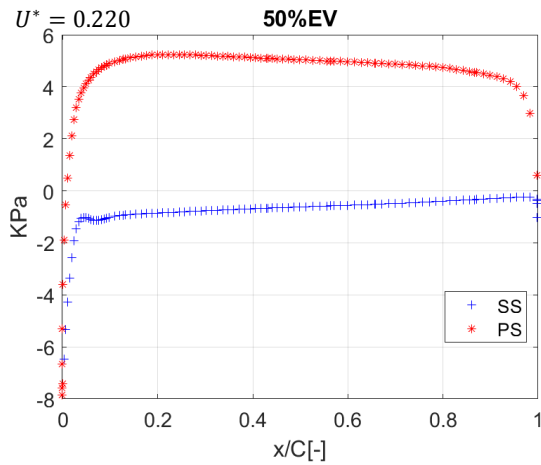
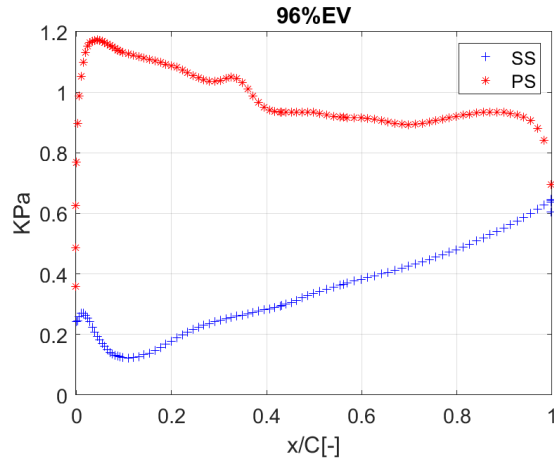
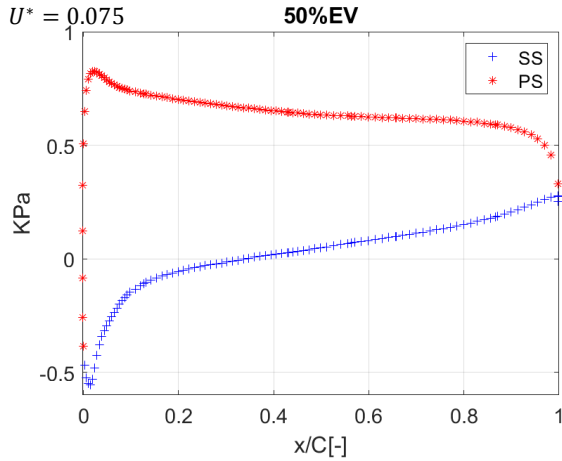
Con la finalidad de obtener el comportamiento de la diferencia de presión a lo largo de la superficie, se realiza la gráfica XY de los parámetros adimensional es ΔP^* y X/C por medio de la herramienta de iso-surface del software Fluent, que permite obtener los valores en la posición media (50%EV) y el extremo (96%EV) de la envergadura del álabe (EV) ([Figura 16](#)).

Dichos parámetros fueron capturados para diferentes valores del coeficiente del flujo. Se decide tomar: $U^* = 0.075$ que hace referencia a la etapa de arranque; $U^* = 0.220$, que evalúa la condición media de operación; y, por último, $U^* = 0.288$, que hace referencia al máximo valor de coeficiente de flujo. Todos los puntos son registrados en la etapa de inhalación.



La etapa de exhalación tiene un comportamiento similar en sus coeficientes adimensionales en comparación con la etapa de inhalación, por lo anterior, se decide desarrollar el análisis de la etapa

de inhalación, que nos permite caracterizar las dos etapas antes mencionadas.



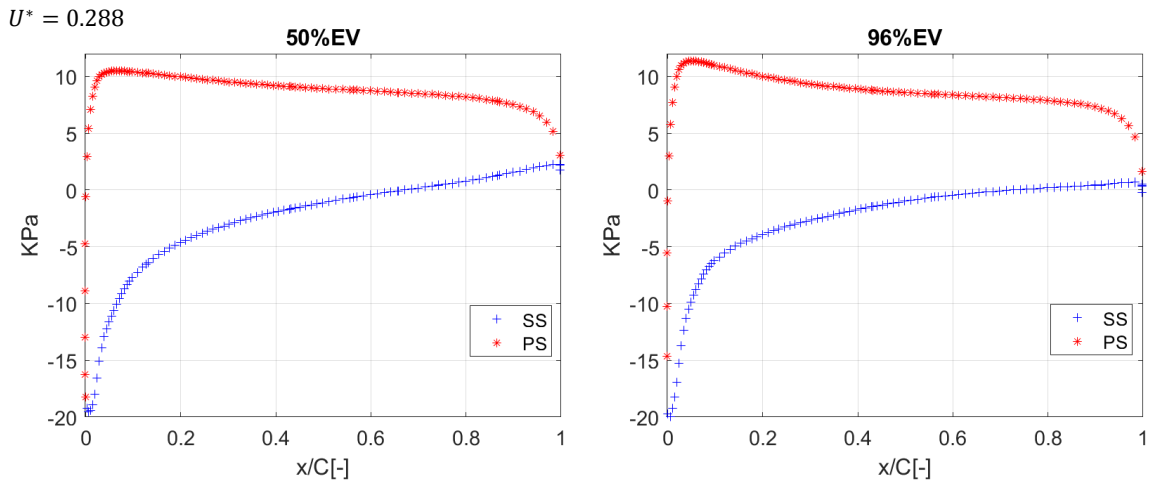


Figura 16. Distribución de presión ubicada en el 50%EV (izquierda) y 96%EV (derecha) para varios valores de coeficiente de flujo

En la [Figura 16](#) se puede identificar, para un valor de referencia $U^* = 0.075$, que el punto de mayor presión está ubicado en el borde de ataque (LE) del álabe y se repite para los valores de $U^* = 0.220$ y $U^* = 0.288$. Además se identifica en la superficie SS para un valor de $U^* = 0.075$ al 96% de EV, un valor mínimo de presión positivo, que no se presenta en la demás gráficas.

Con la finalidad de observar el comportamiento con detalle, se procede a presentar contornos de presión y velocidad alrededor del perfil. Los planos están ubicados 50%EV y 96%EV para los valores antes mencionados de coeficiente de flujo.

También un plano de corte en la ubicación $x = 0.5C$, que muestra el contorno de velocidades y de vorticidad.

Se puede visualizar en la [Figura 16](#) para un valor de $U^* = 0.220$, la diferencia de presión entre el borde de ataque (LE) y el borde de salida (TE), no sigue el mismo comportamiento que las demás gráficas.

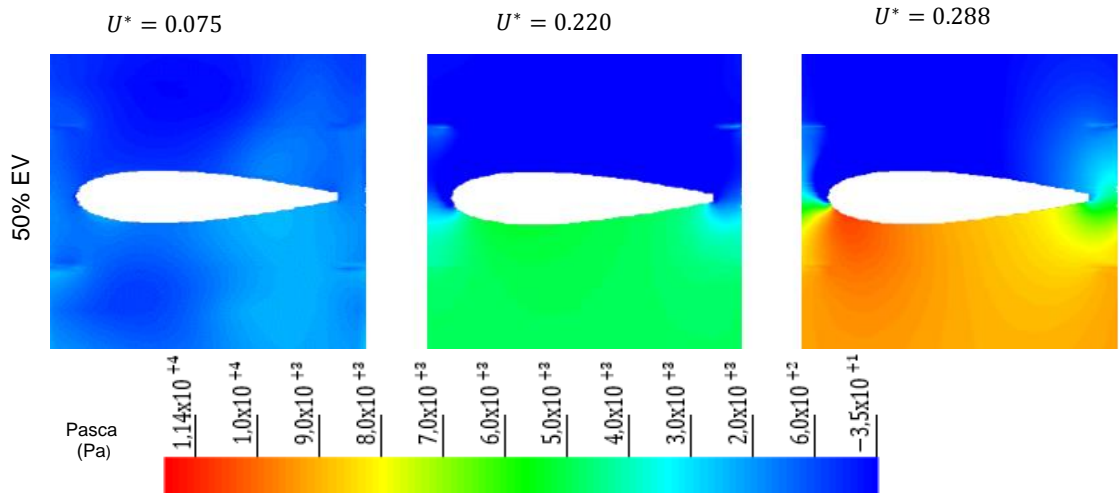




Figura 17. Contorno de presión para diferentes valores de coeficiente flujo.

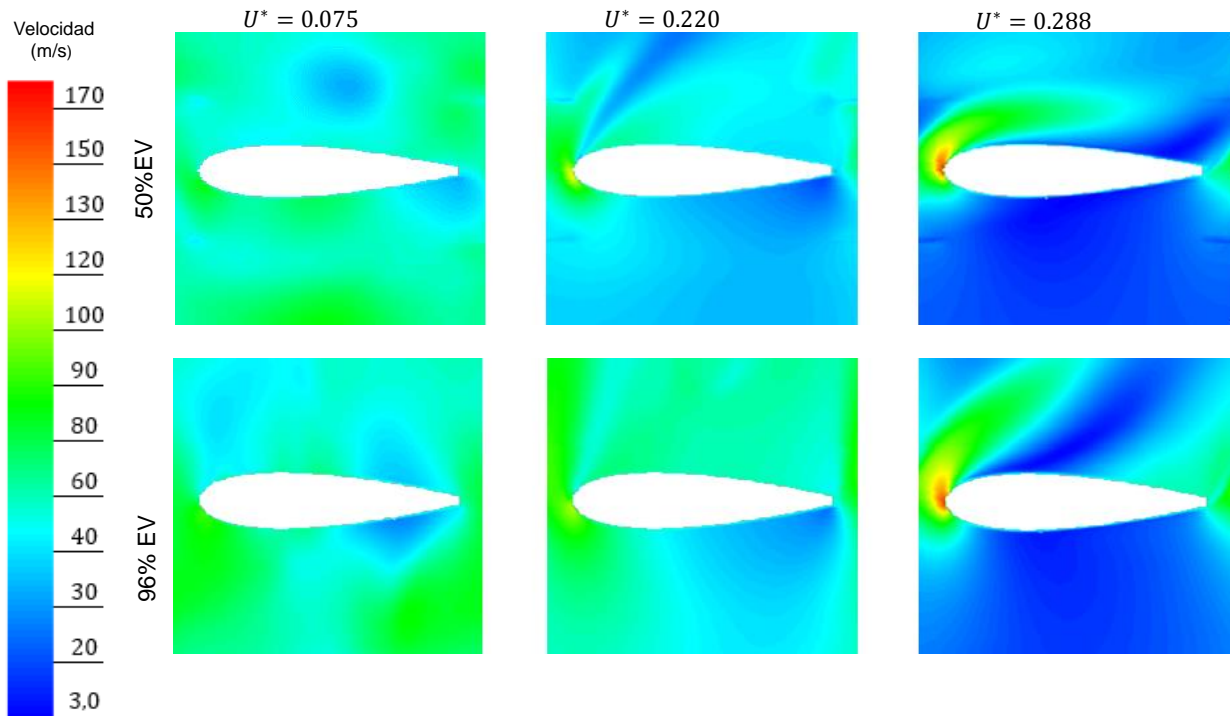


Figura 18. Contorno de velocidad para diferentes valores de coeficiente flujo.

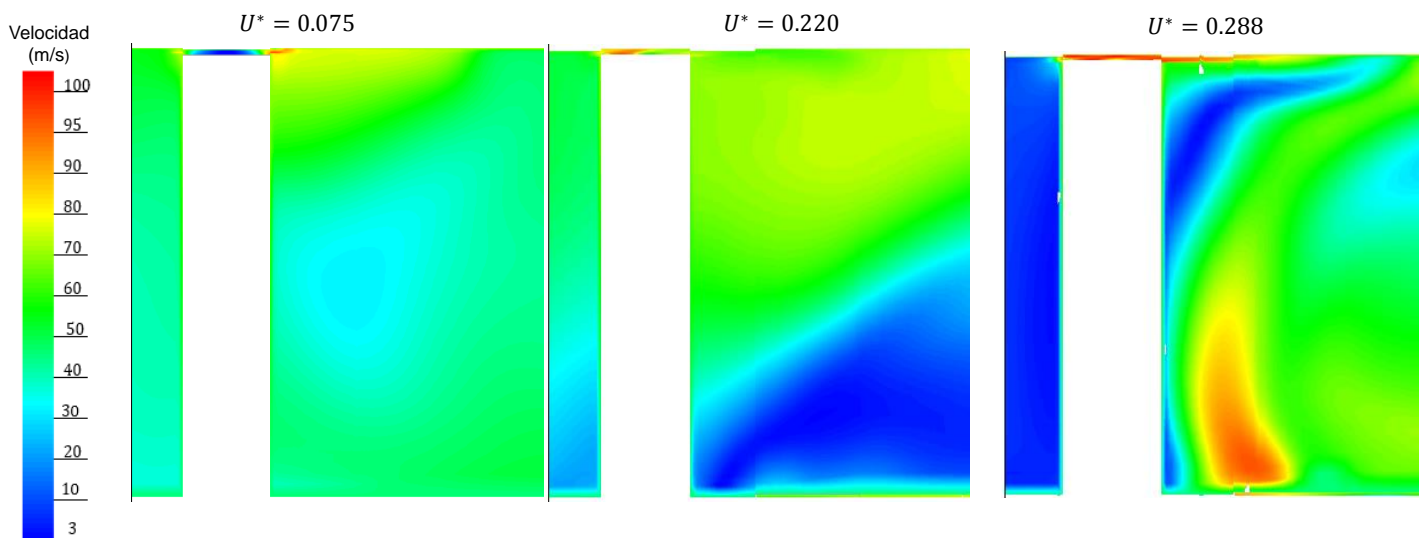


Figura 19. Contorno de velocidad a lo largo del plano medio del álabe.

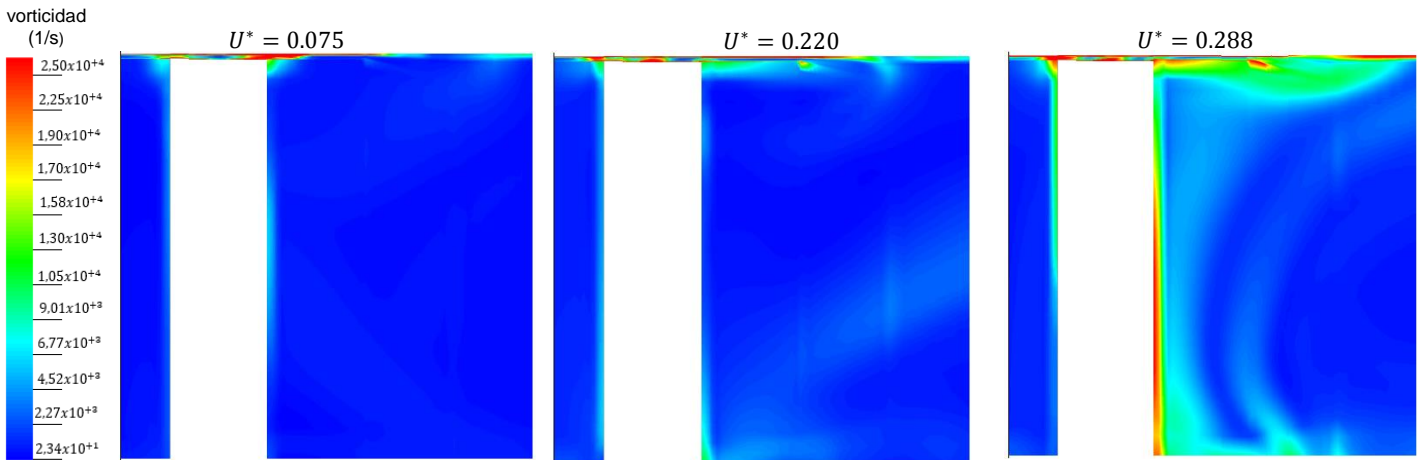


Figura 20. Contorno de vorticidad a lo largo del plano medio del álab.

En la [Figura 17](#) nos permite validar comportamiento de la presión que se muestra en la [Figura 16](#). Además el punto de presión máxima que se ubica en el borde de ataque y aguas arriba del álab que hacer referencia al punto de estancamiento de la velocidad para un valor de $U^* = 0.288$.

La [Figura 18](#) ilustra el contorno de velocidad, donde se puede identificar una zona de alta velocidad que se ubica en el borde de ataque, que se incrementa su valor con relación al U^* , además la zona de alta velocidad se desplaza hacia el lado de aguas abajo (SS).

Se puede identificar en la [Figura 19](#) el comportamiento del fluido en la zona de separación entre el álab y la superficie superior que hace referencia al huelgo entre el álab y carcasa. Además se visualiza el incremento de la velocidad, en la zona de huelgo, con el aumento del U^* .

En la [Figura 20](#), se visualiza el comportamiento de la vorticidad, para los diferentes valores de U^* . Para el valor de $U^* = 0.075$, se identifica dos zonas de mayor vorticidad, que se ubican en el extremo superior del álab. La vorticidad en esta zona se forma por la interacción del fluido con una superficie en movimiento y otra fija.

En la [Figura 20](#) para un valor de $U^* = 0.288$, se puede visualizar la estela de turbulencia generada por la interacción de las corrientes a diferentes velocidades.

CONCLUSIONES

En este artículo se presentó un modelo numérico de un sistema OWC que implementa una turbina Wells sin directrices. Las gráficas de los coeficientes de momento y de presión permitieron identificar un comportamiento cuadrático, que tiene dependencia con la variación de la velocidad axial.

Se calculó el rendimiento de la turbina donde se define que tiene un rango de operación entre 0.1 y 0.35 de coeficiente de flujo y un valor máximo del rendimiento de 55%.

Se identificó que la turbina para rangos bajos de coeficiente de flujo presenta un momento inverso al sentido de rotación, lo que puede dar lugar a bloqueos o vibraciones.



NOMENCLATURA

Tabla 6

Nomenclatura y simbología.

Simbología	
k	Energía cinética de turbulencia
ϵ	Disipación de energía de la turbulencia
C	Longitud de cuerda de ábabe
V_{max}	Velocidad máxima.
ω	Velocidad angular. RPM
$T^* = \frac{T}{\rho\omega^3 R_{ext}^5}$	Coefficiente de torque
$\Delta P^* = \frac{\Delta P^\circ}{\rho\omega^2 R_{ext}^2}$	Coefficiente de presión
ΔP°	Caída de presión estática
Q	Caudal volumétrico
T	Torque
U_{ext}	Velocidad tangencial
$U^* = V_{axi}/U_{ext}$	Coefficiente de flujo
V_{axi}	Velocidad axial
z	Numero de álabes
ρ	Densidad Kg/m^3
$\eta = T\omega/Q\Delta P^\circ$	Eficiencia
f_{owc}	Frecuencia de Columna agua oscilante
P	Periodo de oscilación
R_{ext}	Radio exterior ábabe.
t	Línea de tiempo (segundos)
t^*	Tiempo no dimensional (-)
y^+	Distancia de pared no dimensional (-)
Abreviaciones	
CFD	Dinámica de fluidos computacional
OWC	Columna agua oscilante
PS	Presión superficie
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes
RA	Rotor ábabe
TC	Vacío rodete-Estator
TKE	Energía cinética turbulenta
PS	Superficie de presión
SS	Superficie de succión.
LE	Borde de Ataque
TE	Borde de Salida

EV	Envergadura del ábabe
PISO.	Añade una segunda corrección basada en las celdas vecinas

AGRADECIMIENTOS

Presento un agradecimiento a mi tutor Pedro García por conducirme y apoyarme en el transcurso de esta inmersión en el mundo de las turbomáquinas y CFD, por su paciencia por el tiempo invertido en la solución dudas surgidas y correcciones. Extiendo mi agradecimiento al profesor Carlos Santolaria Morros por la orientación y trasladar los conocimientos en el área de mecánica de fluidos. A Herminsul Rosero por el acompañamiento en el desarrollo y colaboración.

REFERENCIAS

1. Clément, Alain. Mccullen, Pat. Falcão. António, Fiorentino. Antonio, Gardner, Fred. Hammarlund, Karin. Lemonis, George. Lewis, Tony. Nielsen, Kim. Petroncini, Simona. Pontes, M.-Teresa. Schild, Phillippe. Sjöström, Bengt-Olov. Sorensen, Hans Christian. Thorpe, Tom (2002) 'Wave energy in Europe: current status and perspectives', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier BV, 6(5), pp. 405–431. doi: 10.1016/s1364-0321(02)00009-6.
2. Falcão, A. F. D. O. (2010) 'Wave energy utilization: A review of the technologies', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier BV, 14(3), pp. 899–918. doi: 10.1016/j.rser.2009.11.003.
3. Falcão, A. F. O. and Henriques, J. C. C. (2016) 'Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review', *Renewable Energy*. Elsevier BV, 85, pp. 1391–1424. doi: 10.1016/j.renene.2015.07.086.
4. Fern, F. C. and Garc, B. P. (2018) 'Estudio analítico mediante cfd de una turbina de impulsión radial para sistemas owc', pp. 1–11.
5. Garcia Diaz, M. (2016) 'Análisis de un sistema OWC twin turbines con turbinas radiales',



Universidad de Oviedo, (Recuperado de: http://digibuo.uniovi.es/dspace/bitstream/10651/38365/3/TFM_Manuel%20Garc%C3%ADa%20D%C3%ADaz.pdf), p.

6. Kumar, P. M. *et al.* (2019) 'Performance enhancement of Wells turbine: Combined radiused edge blade tip, static extended trailing edge, and variable thickness modifications', *Ocean Engineering*. Elsevier Ltd, 185(May), pp. 47–58. doi: 10.1016/j.oceaneng.2019.05.041.
7. Kumar, P. M. and Samad, A. (2019) 'Introducing Gurney flap to Wells turbine blade and performance analysis with OpenFOAM', *Ocean Engineering*. Elsevier BV, 187, p. 106212. doi: 10.1016/j.oceaneng.2019.106212.
8. Mustapa, M. A. *et al.* (2017) 'Wave energy device and breakwater integration: A review', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier BV, 77, pp. 43–58. doi: 10.1016/j.rser.2017.03.110.
9. Torresi, M. *et al.* (2008) 'Accurate numerical simulation of a high solidity Wells turbine', *Renewable Energy*, 33(4), pp. 735–747. doi: 10.1016/j.renene.2007.04.006.
10. Torresi, M., Camporeale, S. M. and Pascazio, G. (2009) 'Detailed CFD analysis of the steady flow in a wells turbine under incipient and deep stall conditions', *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 131(7), pp. 0711031–07110317. doi: 10.1115/1.3155921.