

Análisis hidrodinámico de turbina hidrocínética mediante CFD

Hydrodynamic analysis of hydrokinetic turbine using CFD

RIVERA-RIVERA, Gilberto^{†*} & RUBIO-GONZÁLEZ, Carlos

Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial. Departamento de Energías.

ID 1^{er} Autor: *Gilberto, Rivera-Rivera* / ORC ID: 0000-0003-4353-2763, Researcher ID Thomson: G-2550-2018, CVU CONACYT ID: 789390

ID 1^{er} Coautor: *Carlos, Rubio-González* / ORC ID: 0000-0002-4447-3788, Researcher ID Thomson: G-3102-2018, CVU CONACYT ID: 13705

Recibido Junio 30, 2018; Aceptado Septiembre 30, 2018

Resumen

En este trabajo se hace un estudio tridimensional por medio de dinámica de fluidos computacional (CFD) de una turbina hidrocínética de eje horizontal. Los álabes de la turbina tienen el perfil Eppler-817. El análisis permite realizar una comparación de potencia y torque entre el método BEM y el análisis CFD bajo las condiciones de diseño $U=1.5$ m/s y $TSR=4.2$. Además se obtienen otros resultados de potencia a distintas velocidades del fluido y angulares con ayuda de CFD, para así obtener las curvas TSR vs C_p las cuales son información útil para las siguientes fases de diseño de la turbina. Se estudian dos tipos de turbinas con dos tipos de geometría de la pala, la primera presenta un borde de salida plano de 1.5 mm y la segunda un borde de salida en punta. Se discute sobre las distribuciones de presiones y velocidades alrededor de los álabes. Usando un criterio basado en las presiones mínimas en el álabe se determina la presencia o no de cavitación.

Turbina, Hidrocínética, CFD

Abstract

In this work a three-dimensional study is made by means of computational fluid dynamics (CFD) of a horizontal axis hydrokinetic turbine. The turbine blades have the profile Eppler-817. The analysis allows a comparison of power and torque between the BEM method and the CFD analysis under the design conditions $U = 1.5$ m/s and $TSR = 4.2$. In addition, other power results are obtained at different fluid and angular speeds with the help of CFD, in order to obtain the TSR vs C_p curves, which are useful information for the following turbine design phases. Two types of turbines are studied with two types of geometry of the blade, the first one has a flat trailing edge of 1.5 mm and the second one a pointed trailing edge. The distribution of pressures and velocities around the blades are discussed. Using a criterion based on the minimum pressures in the blade, the presence or absence of cavitation is determined.

Turbine, Hydrokinetic, CFD

Citación: RIVERA-RIVERA, Gilberto & RUBIO-GONZÁLEZ, Carlos. Análisis hidrodinámico de turbina hidrocínética mediante CFD. Revista de Cómputo Aplicado. 2018, 2-7: 1-7.

* Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: grivera@posgrado.cidesi.edu.mx)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

Dentro de las tecnologías de energía renovable, existe un dispositivo llamado turbina hidrocínética que permite el aprovechamiento de la energía asociada a la velocidad del agua. Para optimizar la extracción de energía es necesario hacer un análisis de las condiciones donde se quiere instalar la turbina, en este caso en los mares mexicanos, donde se presentan comúnmente corrientes con velocidades bajas, no mayores a 1.5 m/s.

En trabajos previos fue diseñada una turbina hidrocínética para un prototipo experimental mediante la teoría del método BEM (Blade element momentum) usando el perfil hidrodinámico Eppler-817, ya que estos perfiles hidrodinámicos fueron diseñados con el objetivo de trabajar a bajos números de Reynolds maximizando el rendimiento Cl/Cd y minimizar la cavitación sobre todo en un rango de TSR entre 4 y 6 según (Goundar & Ahmed, 2013).

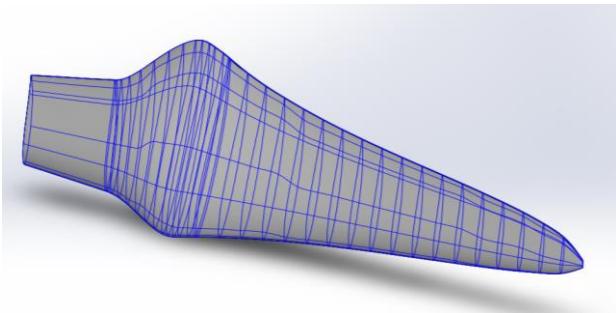


Figura 1 Modelo CAD de la pala con el perfil Eppler-817
Fuente: (Resendiz González & Hernández, 2018)

Después de obtener la geometría de la pala, figura 1, mediante el método BEM, obtener un análisis CFD del rotor con tres palas trae algunas ventajas como validar la potencia predicha por BEM, poder obtener con la misma geometría la potencia a diferentes velocidades angulares y velocidades del fluido, poder visualizar el comportamiento hidrodinámico de las palas, observar las presiones en las palas para predecir si ocurre el fenómeno de la cavitación y una de las variantes de este trabajo que propone modificar el borde de salida para una más fácil manufactura, y saber si hay cambios significativos en producción de energía.

Además una vez hechos los estudios CFD tridimensionales se tendrá conocimiento sobre temas de las siguientes etapas de diseño, por ejemplo para la selección de una transmisión de engranes y un sistema de frenado adecuado para el óptimo rendimiento y obtener el torque máximo para el diseño del eje de transmisión.

El artículo se estructura de la siguiente manera. Se explican los términos relacionados con el desempeño de la turbina en el marco teórico, después en la metodología se explica lo configurado en ANSYS-Fluent, en el apartado casos para simulación se ordenan las diferentes simulaciones realizadas, se muestran los resultados de los casos planteados y dentro de los resultados se presentan distribuciones de velocidades y presiones para visualizar el funcionamiento hidrodinámico, así también el criterio para la cavitación. Finalmente las conclusiones con posibles trabajos a futuro.

Marco teórico

Para poder caracterizar el aprovechamiento de energía por el rotor que convierte la energía cinética del agua en energía mecánica, se parte de un flujo de corriente uniforme y estacionario. La potencia de flujo máxima disponible está dada por la ecuación

$$P_{max} = \frac{1}{2} \rho A U^3 \quad (1)$$

donde ρ es la densidad del agua salada (1023 kg/m^3), A es el área de flujo capturada por la turbina (m^2) y U es la velocidad de flujo sin perturbar (m/s). La potencia del rotor es

$$P = Q \omega \quad (2)$$

siendo Q el torque en el eje (N-m) y ω la velocidad angular (rad/s).

El coeficiente de potencia C_p es la relación entre la potencia del rotor y la potencia de flujo máxima disponible como lo muestra la ecuación 3.

$$C_p = \frac{Q \omega}{\frac{1}{2} \rho A U^3} \quad (3)$$

El máximo C_p que se puede obtener es 0.59 de acuerdo al límite de Betz, (Lynn, 2013).

La relación de velocidad de punta es el cociente de la velocidad de la punta de la pala y la velocidad del fluido sin perturbar

$$TSR = \frac{\omega R}{U} \quad (4)$$

donde R es el radio de la turbina (0.73 m).

Es común graficar el término adimensional TSR contra el coeficiente de potencia ya que sirve para el diseño y optimización.

Metodología

La versión utilizada es la 17.1 de ANSYS-Fluent. Se utiliza la opción “Frame motion” (marco móvil) para simular la rotación de la turbina, esto trae ventajas de resolver las ecuaciones en estado estacionario lo cual reduce el tiempo de cómputo, contrario a una malla móvil que se resuelve para un estado transitorio. La figura 2 muestra la forma del dominio de análisis y condiciones de frontera.

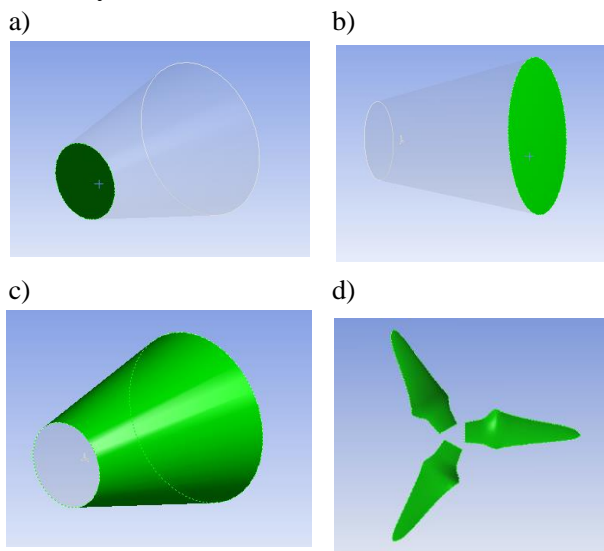


Figura 2 a) Entrada b) Salida c) Pared como truncado d) Turbina

Fuente: Elaboración Propia

La entrada, así como la pared del cono truncado tienen la condición de velocidad de entrada, paralela al eje de rotación con sentido hacia la salida. Para la velocidad de entrada se consideran 0.5 m/s, 1 m/s y 1.5 m/s. El diámetro de la entrada es aproximadamente $14R$, y el diámetro de salida es aproximadamente $28R$. Observamos en (Welong, 2016) que teniendo un diámetro a partir de $8R$ ya no se tiene afectación en el torque. La longitud del cono truncado es de aproximadamente $29R$.

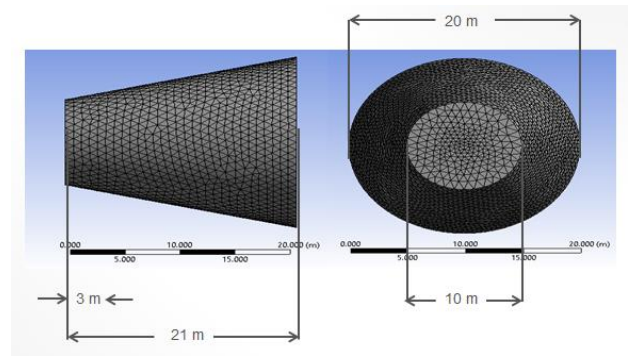


Figura 3 Tamaño del dominio
Fuente: Elaboración Propia

Se consideran las tres palas para el análisis, que están posicionadas a 3 m de la entrada. Las dimensiones del dominio se pueden ver en la figura 3. Con la intención de obtener resultados consistentes en base a una buena malla se realizan algunos refinamientos sobre la superficie de la turbina con elementos de 0.01 m en las caras principales y refinamientos con elementos más pequeños en zonas como el borde de salida plano (si lo tiene), raíces y puntas.

Otro refinamiento mostrado en la figura 4 es una esfera de influencia para los elementos cerca de la turbina, teniendo centro en el mismo origen de la turbina con un radio de 1.2 m y sus elementos de 0.05 m.

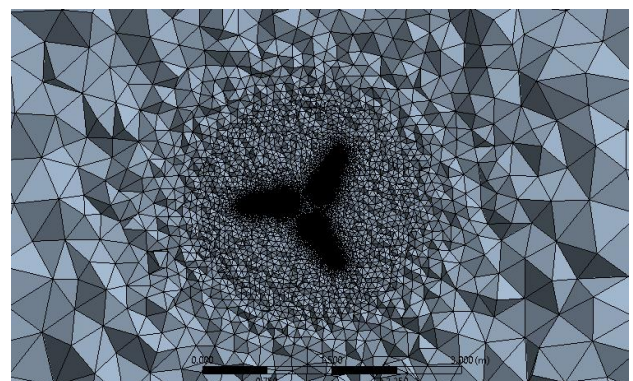


Figura 4 Esfera de influencia y refinamiento en la turbina
Fuente: Elaboración Propia

Para tener mejores aproximaciones cerca de la capa límite se utiliza un “Inflation” sobre las superficies de la turbina, con la opción de transición suave de 5 capas con una tasa de crecimiento de 1.2.

El modelo de turbulencia utilizado es el SST- $k - \omega$, este modelo ha sido utilizado con buenos resultados en turbinas de viento y turbinas hidrocínicas (Michael et al., 2011; Nak et al., 2015).

Para el acoplamiento presión-velocidad, el algoritmo seleccionado es el Couple al igual que lo usa (Welong, 2016). Para los gradientes es usado el método “Least squares cell based”. El algoritmo “Standard” es usado para la presión. Un algoritmo de segundo orden para la ecuación del Momentum y de primer orden para la energía cinética turbulenta al igual que para la tasa de disipación específica.

El criterio de convergencia para cada corrida es de 1×10^{-5} tal como lo hace (Welong, 2016). El número de iteraciones para lograr la convergencia en todas las simulaciones no fue mayor a 2700. En la condición de diseño de $U=1.5$ m/s y $TSR=4.2$ se corrieron las siguientes simulaciones, no existiendo cambios significativos en el torque a partir de 1.8×10^6 elementos, por lo cual es la malla utilizada por razones de tiempo de computo. Lo anterior se puede observar en la tabla 1.

No. Aproximado de elementos	Torque
1.0×10^6	98.00 N.m
1.8×10^6	99.47 N.m
2.3×10^6	99.73 N.m
3.1×10^6	99.66 N.m

Tabla 1 Número de elementos vs torque

Fuente: Elaboración Propia

Casos para simulación

El perfil con el que se van a manufacturar las palas es con el borde de salida plano de 1.5 mm, la geometría obtenida por el método BEM incluye el perfil completo con el borde de salida en punta por lo que se desea saber si hay diferencia en torque y potencia entre las turbinas con los dos tipos de perfiles que se muestran en la figura 5. Se propone una simulación para cada turbina con la condiciones de diseño ($U=1.5$ m/s y $TSR=4.2$).



Figura 5 Pala con borde de salida plano de 1.5 mm y pala con borde de salida en punta

Fuente: Elaboración Propia

ISSN-2531-2952

ECORFAN® Todos los derechos reservados

Nuevamente con la condiciones de diseño $U=1.5$ m/s y $TSR=4.2$ a las cuales se generó la turbina por medio de método BEM, se hace la simulación CFD para esas condiciones para observar si hay diferencia en torque y potencia entre ambos métodos, utilizando la geometría con el borde de salida plano de 1.5 mm. A la geometría de la turbina a manufacturar (con borde de salida plano) se le realizan varias simulaciones con diferentes velocidades del fluido y varios TSR para obtener las curvas de rendimiento. Se plantean las 12 simulaciones en la tabla 2 con las condiciones siguientes.

U=0.5 m/s		U=1 m/s		U=1.5 m/s	
TSR	ω (rad/s)	TSR	ω (rad/s)	TSR	ω (rad/s)
3	2.0547	3	4.1095	3	6.1643
4.2	2.8767	4.2	5.7534	4.2	8.6301
5	3.4246	5	6.8493	5	10.2739
6	4.1095	6	8.2191	6	12.3287

Tabla 2 Condiciones para las simulaciones en CFD

Fuente: Elaboración Propia

Resultados

Resultados para el borde de salida modificado

Caso	Torque	Potencia
Borde de salida plano de 1.5 mm	99.47 N.m	860.76 W
Borde de salida en punta	103.02 N.m	889.00 W

Tabla 3 Torque y potencia para turbina con palas con borde de salida plano de 1.5 mm y turbina con palas con borde de salida en punta

Fuente: Elaboración Propia

BEM vs CFD

Caso	Torque	Potencia
CFD	99.47 N.m	860.76 W
BEM	119.98 N.m	1035.10 W

Tabla 4 Torque y potencia para CFD y BEM

Fuente: Elaboración Propia

Curvas de rendimiento TSR vs C_p

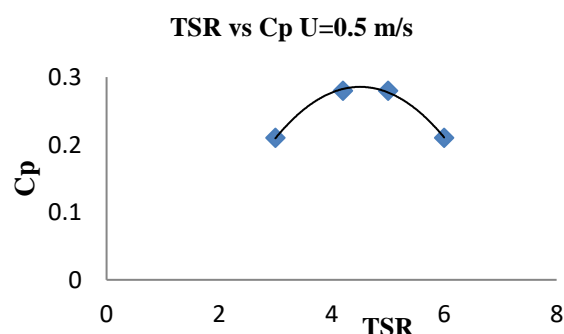


Gráfico 1 Resultados para $U=0.5$ m/s

Fuente: Elaboración Propia

La potencia máxima que se alcanza con una velocidad de 0.5 m/s son 30 W debido a que se tiene poca potencia máxima disponible y su coeficiente es menor a 0.3 de acuerdo al gráfico 1.

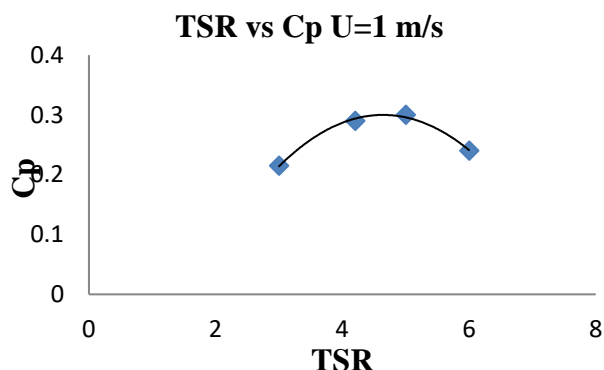


Gráfico 2 Resultados para $U=1$ m/s
Fuente: Elaboración Propia

Como lo muestran los gráficos 1,2 y 3 las curvas de rendimiento para $U=0.5$ m/s, $U=1$ m/s y $U=1.5$ m/s son similares, sin embargo las potencias máximas que alcanzan son muy diferentes, para velocidades de 1 y 1.5 m/s se tienen potencias máximas de 257 y 893 W respectivamente.

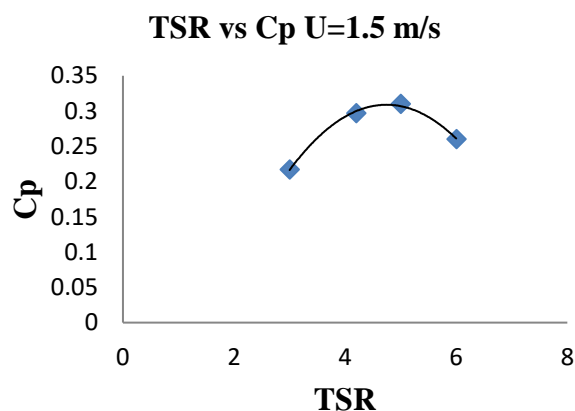


Gráfico 3 Resultados para $U=1.5$ m/s
Fuente: Elaboración Propia

Distribuciones de presiones y velocidades

La presión máxima (en rojo) en un perfil hidrodinámico se relaciona con el ángulo al cual choca el fluido. En la figura 6 de acuerdo a las presiones a diferentes TSR se observa el cambio de ángulo de trabajo del perfil, este cambia de un ángulo de ataque alto para $TSR=3$ y un ángulo de ataque cercano a cero a $TSR=6$.

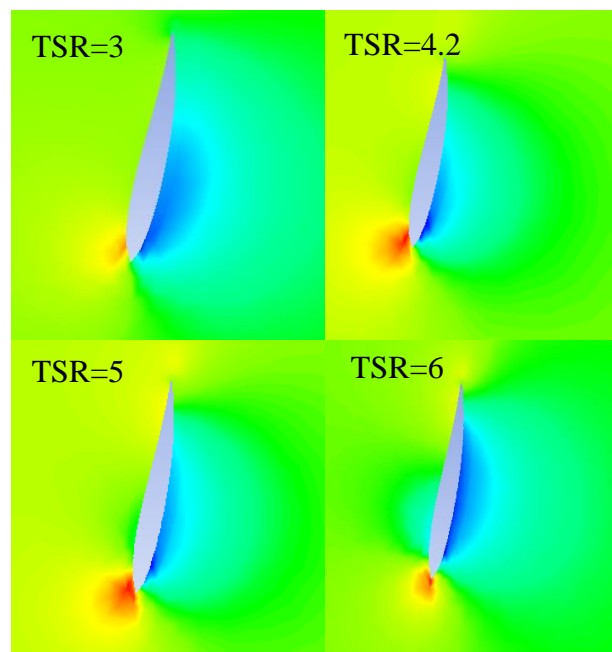


Figura 6 Distribución de presiones a diferentes TSRs. $U=1.5$ m/s y radio $r=0.5$ m
Fuente: Elaboración Propia

El ángulo de ataque óptimo para este perfil al número de Reynolds de trabajo es 3.25° . A un $TSR=4.2$ que es el TSR de diseño, es cuando se observa que el perfil trabaja cerca del ángulo de ataque óptimo, debido a eso un mayor C_p .

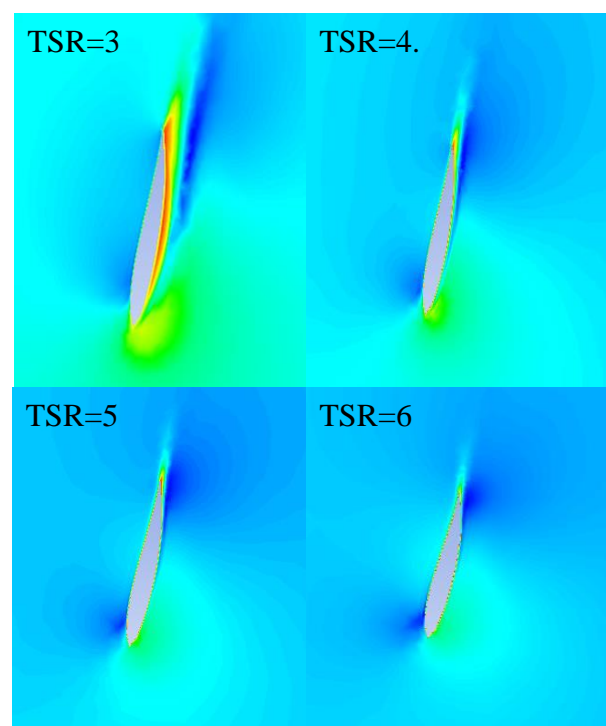


Figura 7 Distribución de velocidades a diferentes TSR a un radio $r=0.5$ m
Fuente: Elaboración Propia

En la figura 7 se puede ver que a un TSR=3 las velocidades por el lado de succión son altas y se genera un desprendimiento del flujo y el inicio de vorticidades. Para los otros casos el flujo se muestra más adherido.

Criterio para cavitación

Por cavitación se entiende la formación de bolsas localizadas de vapor dentro del líquido, pero casi siempre en las proximidades de las superficies sólidas que limitan el líquido. En contraste con la ebullición, la cual puede ser causada por la introducción de calor o por una reducción de la presión estática ambiente del líquido, la cavitación es una vaporización local del líquido, inducido por una reducción hidrodinámica de la presión. La condición física fundamental para la aparición de la cavitación es, evidentemente, que la presión en el punto de formación de estas bolsas caiga hasta la tensión de vapor del fluido en cuestión (Marchegiani, 2006).

Al analizar las presiones mínimas en la turbina, entre más alta sea la velocidad del flujo y más alta la velocidad angular menores serán las presiones. En este trabajo la menor presión ocurre en $U=1.5$ m/s y $TSR=6$ y equivale a -18.53 kPa según la figura 8.

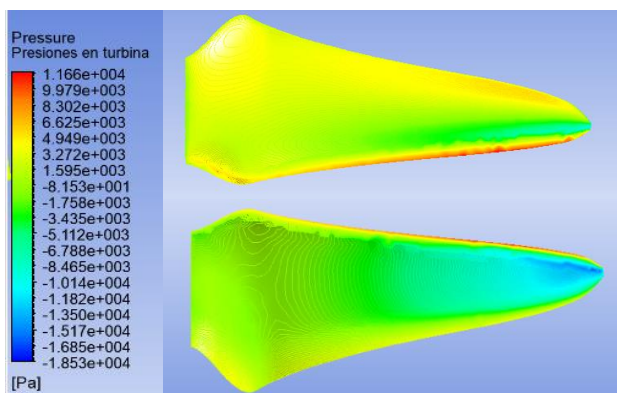


Figura 8 Presiones en turbina. $TSR=6$, $U=1.5$ m/s
Fuente: Elaboración Propia

Recordando que

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{man} \quad (5)$$

Considerando la presión atmosférica aproximadamente 100,000 Pa.

$$P_{abs} = 100000 \text{ Pa} - 18530 \text{ Pa}$$

$$P_{abs} = 81470 \text{ Pa}$$

Esta presión está muy por arriba de la presión de vapor del agua a 23 °C que son 3000 Pa según (Sevilla, 2018). Por lo que con este criterio simple se concluye que en operación no ocurrirá el fenómeno de la cavitación.

Conclusiones

La turbina con palas con el borde de salida plano de 1.5 mm de acuerdo a las simulaciones otorga 3.55 N.m menos que la turbina con el borde de salida en punta, esto equivalente a 3.4 % por lo que se considera una diferencia no tan significativa. Además con las ventajas de ANSYS-Fluent se puede observar que la superficie del borde de salida plano de 1.5 mm tiene una pequeña contribución negativa en el torque.

De acuerdo a lo predicho por BEM para el torque se encuentra una diferencia respecto a la simulación CFD de alrededor de 20 N.m, y en cuestión de potencia de alrededor de 175 W lo cual representa una diferencia del 17% para ambos casos. En la simulación CFD están considerados los cambios geométricos lo cual puede dar una mejor aproximación pero se espera que ambos métodos estén cercanos al resultado experimental.

Como era de esperarse las curvas de rendimiento para las tres velocidades del fluido son similares. Para un $TSR=5$ se tiene un más alto C_p que con $TSR=4.2$ debido a que el torque casi es el mismo pero con una mayor velocidad angular, sin embargo para un $TSR=6$ donde las revoluciones aumentan si decae el coeficiente de potencia, esto sugiere tener un control de la velocidad angular para mantenerla no más aya de 10 rad/s o 95 rpm aproximadamente.

Con las distribuciones de presiones y velocidades de los perfiles se tiene una visualización y mayor comprensión del funcionamiento hidrodinámico. Se corrobora que la geometría diseñada tiene un buen diseño en sus ángulos "Twist" ya que a $TSR=4.2$ el perfil trabaja a un ángulo de ataque cercano al óptimo. Esto sucede también a otros radios a lo largo de la pala y para las tres velocidades de flujo consideradas.

Para la predicción de la cavitación además de lo presentado en este trabajo es necesario un análisis matemático y un análisis del complejo fenómeno, sobre todo para futuros diseños de mayor radio. Por ahora este diseño se encuentra en un rango seguro.

Agradecimiento

Agradecimiento al Centro Mexicano de Innovación en Energía Océano (CEMIE-Océano) que financia el proyecto general del diseño del prototipo de la turbina hidrocínética. Al Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial (CIDESI) donde fue desarrollado el presente trabajo, y al apoyo de la beca de maestría por parte del Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (Conacyt).

Referencias

Goundar, J. N., & Ahmed, M. R. (2013). Design of a horizontal axis tidal current turbine. *Applied Energy*, 111, 161–174.

<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.04.064>
Lynn, P. A. (2013). *Electricity from wave and tide*. England: Wiley.

Marchegiani, A. R. (2006). *Cavitación*. Comahue.

Michael, L., Ye, L., Danny, S., 2011. Development and verification of a computational fluid dynamics model of a horizontal-axis tidal current turbine. In: *30th International Conference on Ocean, Offshore, and Arctic Engineering*, Rotterdam, Netherlands.

Nak, L., In, K., Chang, K., et al., 2015. Performance study on a counterrotating tidal current turbine by CFD and model experimentation. *Renew. Energy* 79, 122e126.

Reséndiz González, P. A., & Espinoza Hernández, J. (2018). Reporte de diseño básico preliminar y modelos en 3D de un rotor de 3 hélices de 60 cm. Querétaro.

Sevilla, U. d. (2018, Febrero 13). Propiedades del agua. Retrieved Marzo 20, 2018, from http://laplace.us.es/wiki/index.php/Propiedades_del_agua#Equilibrio_agua-vapor

Welong, T. (2016). Numerical simulations of a horizontal axis water turbine designed for. *Naval Architecture and Ocean Engineering*, 73-82.