

Variación de la potencia en una microturbina hidráulica de flujo axial con respecto al número de álabes

Mechanical power variation in a hydraulic microturbine regarding the number of blades

Jorge A. Galindo-Luna¹, Juan C. García Castrejón¹, Laura L. Castro-Gómez¹, Gustavo Urquiza-Beltrán¹ y José M. Rodríguez-Lelis²

¹ Universidad Autónoma del Estado de Morelos (México)

² Centro Nacional de Investigación y Desarrollo (México)

DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/8109>

1. INTRODUCCIÓN

La energía es una condición necesaria para el crecimiento de la economía, indispensable en la elaboración y uso de casi todos los bienes y servicios del mundo entero. En los primeros años del siglo XXI, los países alrededor del mundo estuvieron en la mira de nuevas energías y muchos de ellos en innovar la forma de generar energía. Las microturbinas hidráulicas son una opción para aprovechar los pequeños flujos de agua y las caídas de agua [1, 2] y generar energía [3]. Las Microturbinas hidráulicas son parte de un grupo de máquinas llamadas turbo-máquinas. Las turbomáquinas son dispositivos que transfieren energía, entre un fluido de trabajo y una parte mecánica en rotación. La parte rotatoria es un rodete o rotor con álabes. Dentro de este tipo de máquinas se encuentran los compresores, turbinas de gas, turbinas de vapor y turbinas hidráulicas. De acuerdo a la dirección del flujo, las turbomáquinas pueden ser clasificadas como máquinas de flujo axial (el flujo principal es paralelo al eje de rotación) o máquinas de flujo radial (el flujo principal es perpendicular el eje de rotación) [4].

En una turbina hidráulica, la energía cinética del fluido, generalmente agua, se transforma en energía mecánica en el rodete. En este grupo de máquinas, las hay de flujo radial como las turbinas Francis o de flujo axial como las turbinas Kaplan o Turbinas propela. Estas últimas pueden ser usadas en pequeñas caídas de agua [5]. Si además se cuenta con un pequeño flujo de agua (en comparación con flujos para turbinas que generan MegaWatts) una microturbina es necesaria.

Actualmente se han realizado investigaciones experimentales para mejorar el desempeño de las microturbinas (1.75 m de caída de agua y un caudal de 75 l/s), algunas modificando el ángulo de los álabes [6]. En otra investigación experimental, se varió el ángulo de salida del álabes del rodete, encontrándose ángulos de salida donde la potencia y la eficiencia se afectan de manera positiva [7]. El número de álabes y su altura también ha sido motivo de investigaciones, reportando que la influencia del número de álabes es dominante en comparación a la altura del mismo, en particular se reportó que con mayor número de álabes para el rodete de este estudio, la eficiencia disminuye [8].

En este trabajo se realiza la investigación de una microturbina para determinar su desempeño en función del número de álabes en el rodete (6, 12, 14, 16 o 18 álabes). El diseño geométrico de la microturbina fue realizado utilizando el diseño de línea media de turbomáquina [9]. Este trabajo fue llevado a cabo usando Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) la cual es una herramienta numérica para determinar el campo de flujo dentro del rodete con el cual se determinara el torque, la potencia y la eficiencia. El cómputo por CFD ha sido utilizado o recomendado para mejorar algunas microturbinas hidráulicas [10, 11, 12]. Se determinaron las curvas de potencia y eficiencia que están en función del número de álabes para el prototipo de microturbina que se propone. El rodete con 14 álabes produce más potencia que los otros rodetes evaluados.

2. ECUACIONES GOBERNANTES, CONDICIONES DE FRONTERA Y DISCRETIZACIÓN

Se consideró que el flujo en el interior de la microturbina es incompresible tridimensional e isotérmico a 25°C. El campo de flujo se determinó resolviendo numéricamente las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS) Ec 1, 2, 3 [13].

Ecuación de la continuidad.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Ecuación de momento.

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij}^{eff}) + \bar{G}_i \quad (2)$$

$$\tau_{ij}^{eff} = -\bar{p} \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \quad (3)$$

El último término en la ecuación (3) es el tensor de esfuerzos de Reynolds que se modela por un modelo turbulencia. Para la turbulencia se tomó en consideración usar el modelo de turbulencia $k-\omega$, para lo cual se introducen dos nuevas variables dentro del sistema de ecuaciones.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) + S_M \quad (5)$$

Donde μ_{eff} es la viscosidad efectiva para la turbulencia y está definida por.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (6)$$

p' es la presión definida por.

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (7)$$

El modelo $k-\omega$ asume que la viscosidad turbulenta está ligada a la energía cinética turbulenta y a la frecuencia turbulenta vía la relación:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (8)$$

Tanto k como ω se determinan con las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta y la frecuencia turbulenta.

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (9)$$

$$\frac{\partial (\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (10)$$

β' , α , β , σ_k , σ_ω y σ_ϵ son constantes y P_k es la tasa de producción de turbulencia debida a las fuerzas de viscosidad, el cual se modela de la siguiente manera:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3 \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (11)$$

Para flujos incompresibles ($\partial u_k / \partial x_k$) es muy pequeño y el segundo término a la derecha de la ecuación (9) no contribuye significativamente en la producción de turbulencia [14].

Condiciones de operación

Las condiciones de operación de la microturbina son como sigue: Carga (H) = 10 m, Velocidad de giro (N) = 1800 rpm, Diámetro de tubería (D)= 0.254 m, Densidad agua (ρ) = 998.2 kg/m³.

Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera para las diferentes zonas del modelo discretizado, se mencionan en la Tabla 1. Estas condiciones de frontera se utilizaron en cada una de las simulaciones realizadas.

Para llevar a cabo las simulaciones de la microturbina hidráulica se consideró una longitud en la sección de la tobera de 87 mm, la longitud del rodete de 85 mm, para ambas secciones un diámetro mayor (D_m) de 250 mm y un diámetro menor (D_m) de 110 mm. Para el rodete se realizaron geometrías con 6, 12, 14, 16 y 18 álabes, las cuales serán evaluadas usando el software CFX de ANSYS, el cual es una herramienta para analizar el comportamiento del fluido con lo cual se puede realizar el diseño de turbinas [15], además ha demostrado obtener resultados muy cercanos a los obtenidos de manera experimental [16, 17, 18, 19].

La discretización de la geometría de la tobera y del rodete fue realizada en ICEM-CFD. Se usó mallado libre, con elementos tetraédricos. Se realizaron varias mallas comenzando desde una burda (son pocos elementos) hasta llegar a una malla fina (muchos elementos), un ejemplo del discretizado de la geometría se muestra en el Fig. (1).

Análisis de independencia del tamaño de malla

Para la elección del tamaño de malla adecuado para los cálculos numéricos, se realizó un análisis de independencia del

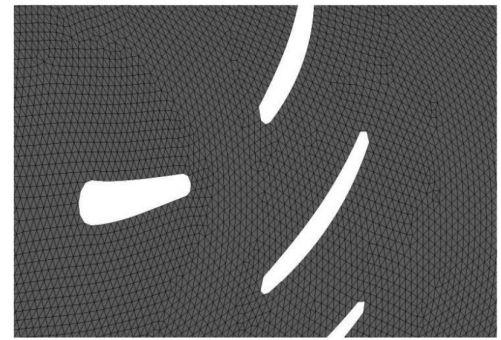
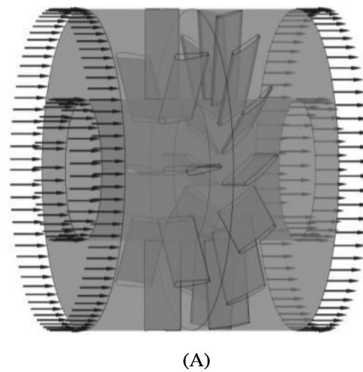


Figura 1: Geometría (A) y discretización de la microturbina con 8 álabes tobera y 14 álabes rodete (B)

tamaño de malla donde se utilizó el Índice de Convergencia de Malla (GCI por sus siglas en inglés) [20] para evaluar el porcentaje de error en la solución. Se calculó el GCI de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$GCI = \frac{3|e|}{r^p - 1} \tag{12}$$

ϵ : diferencia relativa entre los resultados de una variable medida

r: volumen promedio de los elementos de la malla

P: es el orden del método usado, en este trabajo se utilizó el segundo orden

$$\epsilon = \frac{f_2 - f_1}{f_1} \tag{13}$$

f_2 : torque de la malla gruesa
 f_1 : torque de la malla fina

$$r = \frac{h_2}{h_1} \tag{14}$$

h_2 : volumen promedio de los elementos de la malla gruesa

h_1 : volumen promedio de los elementos de la malla fina.

En la Tabla 2 se indica el número de elementos de cada geometría, la variable medida y el valor del GCI. De acuerdo a la teoría, para considerar que se cumple la independencia de malla usando el GCI, este valor debe ser menor del 10 % y en cada una de las geometrías esto se cumple, la nomenclatura corresponde a MT=

Micro-Turbina, 8T= 8 Álabes en la Tobera y 6R= 6 Álabes en el Rodete.

A partir de los resultados de las simulaciones numéricas se obtiene el Torque (consultar Tabla 2), con el cual se realizó el cálculo de la potencia hidráulica y eficiencia hidráulica.

$$P_h = (T_{To} * \omega) \tag{15}$$

$$\eta_h = P_h / (\rho g H Q) \tag{16}$$

Donde P_h es la potencia hidráulica de la turbina sobre la flecha, ρ densidad, g gravedad, H es la carga y Q es el flujo volumétrico total, T_{TO} torque total de todos los álabes del rodete y ω velocidad angular de la turbina.

3. RESULTADOS

La potencia mecánica obtenida por CFD para los arreglos de la microturbina evaluada en este trabajo se muestra en el Fig. (2). La microturbina hidráulica es tipo propela con una sección de tobera

Geometría	Número de elementos	Torque (N/m)	GCI (%)
MT8T6R	6508790	140.045	2.48
MT8T12R	5824949	187.632	9.15
MT8T14R	7394176	187.904	6.93
MT8T16R	6463255	185.273	2
MT8T18R	6503599	175.331	2

Tabla 2: Valores del GCI para las geometrías evaluadas

	Tobera	Rodete
Fluido	Agua en estado líquido a 25° C.	
Tipo de movimiento	Estacionario	Rotacional
Álabe	Pared, no existe movimiento y la superficie es suave.	
Raíz del álabe		
Punta del álabe		
Entrada	Flujo másico: 550 kg/s total en la tobera. Intensidad turbulenta: 10%.	Interfase
Salida	Interfase	Presión calculada: 15 kPa. Intensidad turbulenta: 10%

Tabla 1: Condiciones asignadas en los cálculos numéricos

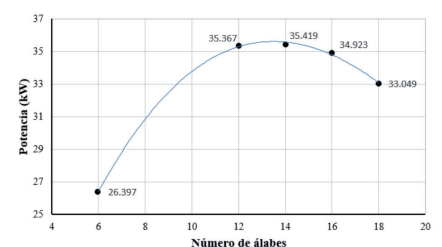


Figura 2: Valores de potencia hidráulica extraída del fluido para los arreglos evaluados

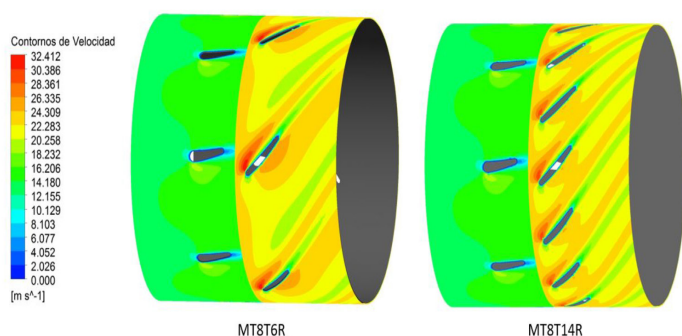


Figura 3: Corte meridional para contornos de velocidad absoluta (m/s) en la tobera y velocidad relativa (m/s) en el rodete a media altura del álabe

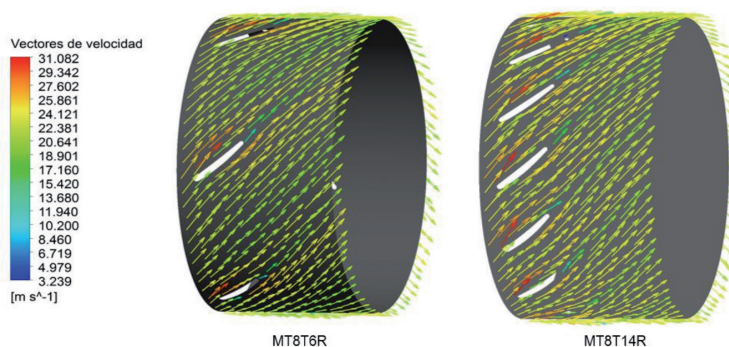


Figura 4: Vectores de velocidad relativa (m/s) en un plano circunferencial a media altura del álabe para MT8T6R y MT8T14R

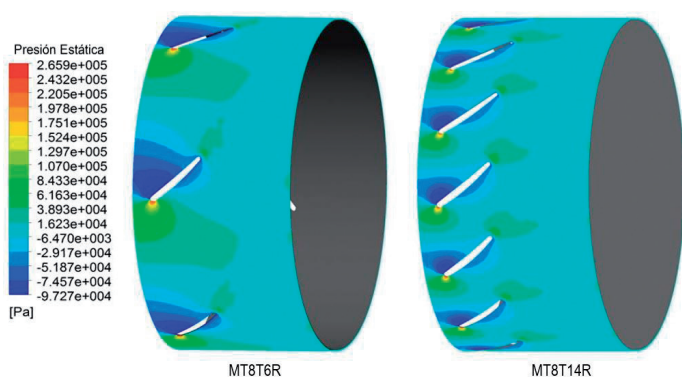


Figura 5: Contornos de presión estática (Pa) a media altura del álabe en el rodete, en un corte meridional

en la entrada. Cada una de las geometrías evaluadas cuentan con 8 álabes en la tobera y un número de álabes en el rodete (6, 12, 14, 16 y 18). Las microturbinas se nombraron como MT8T6R, MT8T12R, MT8T14R, MT8T16R y MT8T18R, donde 8T se refiere a 8 álabes en la tobera y el número de álabes es designado con el dígito antes de la letra B. La potencia mínima fue obtenida por la MT8T6R mientras que la potencia máxima de 35.419 kW se obtuvo con la MT8T14R.

En la Fig. (3) se presentan los contornos de velocidad para la MT8T6R (6 álabes) y la MT8T14R (14 álabes) en un plano circunferencial a media altura del álabe de la microturbina. La mínima potencia fue obtenida con la MT8T6R y en la Fig. (3), los contornos de velocidad muestran

zonas de baja velocidad (16-18 m/s) entre los álabes. En contraparte los contornos de velocidad para la MT8T14R (la cual tiene la máxima potencia) no presentan zonas con bajas velocidades entre los álabes.

Para la Fig. (4) se presentan los vectores de velocidad relativa para MT8T6R y MT8T14R. Los vectores de dirección coinciden con la pendiente de los álabes. Sin embargo, en el borde delantero del álabe la pendiente de los álabes necesita ser mejorada, porque hay ligeras discrepancias con la pendiente de los vectores de velocidad.

La representación de los contornos de presión son ilustrados en la Fig. (5) para la sección de rodete, mostrando que en la sección de los álabes existe una caída de presión, la cual se presenta mayormente

para la MT8T6R ya que en la zona de presión se presenta una presión estática de -10788 Pa. mientras que la MT8T14R solo se presenta hasta la parte media. Estos rangos de presión están presentes para cada uno de los álabes incluidos en ambas geometrías.

Los valores de la eficiencia hidráulica obtenidas por todas las microturbinas evaluadas son graficados en la Fig. (6). La MT8T14R tiene una eficiencia máxima de 65.05%, más sin embargo la MT8T12R y MT8T16R tienen valores de eficiencia cercanos a la MT8T14R.

4. DISCUSIÓN

Uno de los efectos provocados por la variación del número de álabes, es el incremento de la velocidad en cada uno de los canales de flujo, los contornos de velocidad en la Fig. (2) se obtuvieron para la geometría de 14 y 6 álabes, los cuales reportan la mayor y menor potencia y eficiencia respectivamente. De acuerdo a los contornos de velocidad, en la geometría MT8T14R, el fluido circula con mayor velocidad entre cada uno de los canales de flujo comparado con la geometría MT8T6R, lo cual es benéfico para el rodete provocando que aumente su rendimiento.

Los vectores de velocidad en el lado presión y succión del álabe (Fig. 4) muestran mayores incrementos de velocidad para la turbina MT8T14R, que para la MT8T6R.

La dirección del fluido en ambas microturbinas aún sigue la forma del álabe, esto puede apreciarse con los vectores de velocidad en la Fig. (4), los cuales también indican su magnitud, la dirección del flujo en ambos rodetes no cambia significativamente, lo cual muestra que variando el número de álabes en el rodete no se ve afectada la dirección del fluido.

La presión estática es una presión ejercida por el fluido independientemente de la velocidad y movimiento del mismo, los contornos de presión estática se tomaron a media altura de álabe como se ilustra en la Fig. (4), en la geometría MT8T14R esta variable es mayor que en la MT8T6R para el lado presión del álabe, y en la punta de entrada se presentan bajas presiones en la geometría MT8T6R, estas reducen el desempeño de la microturbina.

El aumento de la potencia referente al número de álabes presenta un comportamiento parabólico, lo cual indica que el diseño de la máquina y sus condiciones de operación llegan a utilizar la energía cinética del agua hasta un punto óptimo en base al número de álabes del rodete,

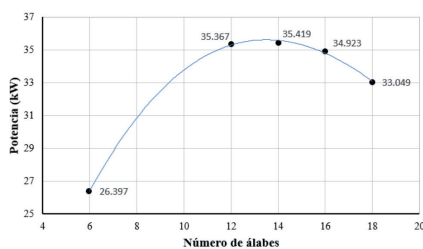


Figura 6: Valores de potencia hidráulica extraída del fluido para los arreglos evaluados

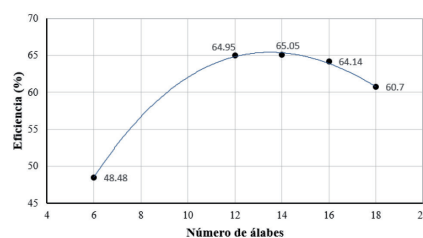


Figura 7: Eficiencia hidráulica calculada en cada una de las microturbinas hidráulicas investigadas

dando así una potencia de 35.419 kW. De acuerdo a la Fig. (2) el incremento y decremento en la potencia no es lineal.

Con un mayor número de álabes en el rodete, la cantidad de canales aumenta provocando que el fluido que circula por cada uno de ellos desarrolle mayor velocidad, sin embargo más canales en el rodete provocarían que el fluido sea cada vez más estrangulado causando que disminuya su desempeño, esto se puede apreciar en la Fig. (2 y 6) las cuales presentan la potencia y eficiencia hidráulica. Además se puede apreciar que los valores obtenidos para la microturbina con un rodete de 6 álabes presentan un desempeño muy inferior con respecto a la del rodete con 18 álabes tomando de referencia al rodete con 12 álabes.

Con el aumento del número de álabes en el rodete se impacta de manera significativa las partes móviles como rodamientos y los cojinetes entre otros, estas fuerzas causan fricción y pérdida de potencia.

De los valores obtenidos referentes a la eficiencia siguen una tendencia parabólica, indicando así un valor máximo de 65.05% referente a la microturbina de 14 álabes, sin embargo la microturbina con 12 álabes presenta una mínima diferencia del 0.01% de eficiencia, lo cual implicaría un par de álabes menos, menos peso y menos esfuerzos para las partes móviles lo cual es benéfico para el diseño.

5. CONCLUSIONES

Como muestran los resultados de CFD, la potencia de salida y la eficiencia son afectadas por el número de álabes, la máxima potencia (35.419 kW) y eficiencia

(65.05 %) fueron obtenidas con el prototipo de la microturbina hidráulica con 14 álabes en el rodete y 8 toberas a la entrada. El cómputo por CFD también muestra que con 16 y 18 álabes, la potencia y eficiencia decrecen, esto puede ser debido al incremento de la fricción en las paredes de los álabes.

Como muestran los vectores de velocidad, el ángulo a la entrada de los álabes podría modificarse para mejorar la potencia de salida y la eficiencia. Sin embargo, en este trabajo los ángulos de entrada del álabe son iguales a los ángulos de salida del álabe, esta característica hace fácil y barata la fabricación de los álabes del rodete.

PARA SABER MÁS

- [1] Alexander KV, Giddens EP, et al. "Axial-flow turbines for low head microhydro systems". Renewable Energy. Julio 2008. Vol 34. p.35-47. (doi:10.1016/j.renene.2008.03.017).
- [2] Bilal Abdullah Nasir. "Design considerations of Micro-Hydro electrical power plant". The international conference on technologies and materials for renewable energy, environment and sustainable, TMREES14. Vol. 50. p19-29. (doi: 10.1016/j.egypro.2014.06.003).
- [3] Rombe Pasalli Y, Beni Rehiara A. "Design planning of Micro-hydro power plant in hink river". 4th International conference on sustainable future for human security, Sustain 2013. Vol 20. p55-63. (doi: 10.1016/j.proenv.2014.03.009).
- [4] Gorla R.S. R., Khan A.A. Turbomachinery design and theory. 10 edition. New York, 2003. 424p. ISBN: 0-8247-0980-2.
- [5] Polo E.M. Turbomáquinas hidráulicas: Principios fundamentales. 1 Edición, México, 1983. 259p. ISBN: 968-18-1564-5.
- [6] Punit Singh, Franz Nestmann. "Experimental optimization of a free vortex propeller runner for micro hydro application". Experimental Thermal and Fluid Science. Abril 2009. Vol 33. p.991-1002. (doi:10.1016/j.expthermflusci.2009.04.007).
- [7] Punit Singh, Franz Nestmann. "Exit blade geometry and part-load performance of small axial flow propeller turbine: An experimental investigation". Experimental Thermal and Fluid Science. Enero 2010. Vol 34. p.798-811. (doi:10.1016/j.expthermflusci.2010.01.009).
- [8] Punit Singh, Franz Nestmann. "Experimental investigation of the influence of blade height and blade number on the performance of low head axial flow turbines". Renewable Energy. Julio 2010. Vol 36. p.272-281. (doi:10.1016/j.renene.2010.06.033).
- [9] JA Ariza-Espinoza. "Calculo de flujo en una microturbina hidráulica tipo Kaplan". Tesis Maestría. Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas. 2012.
- [10] Ramos HM, Borga A., et al. "New design solution for low-power energy production in water pipe systems". Water science and engineering. Diciembre 2009. Vol 2. p69-84. (doi:10.3882/j.issn.1674-2370.2009.04.007).
- [11] Samora I., Hasmatuchi V., et al. "Experimental characterization of a five blade tubular propeller turbine for pipe inline installation". Renewable Energy. April 2016. Vol. 95. p356-366. (doi.org/10.1016/j.renene.2016.04.023)
- [12] Muis, Abdul, Sutikno Priyono, et al. "Design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application". Energy Procedia,

2nd International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application, ICSEEA 2014. Abril 2015. Vol. 68. P263-273. (doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.255).

- [13] Durbin P. A., Petterson Reif B.A. Statistical Theory and Modeling for Turbulent Flows, 2 edition, United Kingdom, 2010. 372p. ISBN :978-0-470-68931-8.
- [14] ANSYS CFX Solver Theory Guide, 2013.
- [15] Schleicher WC, Riglin JD, et al "Numerical characterization of a preliminary portable micro-hydrokinetic turbine rotor design". Renewable Energy. November 2014. Vol.76. p234-241. (doi.org/10.1016/j.renene.2014.11.032).
- [16] Vishnu Prasad. "Numerical simulation for flow characteristics of axial flow hydraulic turbine runner". 2nd International Conference on Advances in Energy Engineering (ICAEE). 2011. Vol. 14. p2060-2065. (doi:10.1016/j.egypro.2011.12.1208).
- [17] Byung-Ha Kim, Joji Wata, et al. "Numerical and experimental studies on the PTO system of a novel floating wave energy converter". Renewable Energy. Diciembre 2014. Vol. 79. p111-121. (doi.org/10.1016/j.renene.2014.11.029).
- [18] Nak Joong Lee, In Chul Kim. et al. "Performance study on a counter-rotating tidal current turbine by CFD and model experimentation". Renewable Energy. Diciembre 2014. Vol 79. p122-126. (doi.org/10.1016/j.renene.2014.11.022).
- [19] Nitin Kolekar, Arindam Banerjee. "Performance characterization and placement of a marine hydrokinetic turbine in a tidal channel under boundary proximity and blockage effects". Applied Energy. Marzo 2015. Vol. 148. p121-133. (doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.052).
- [20] Roache PJ. "Fundamentals of Computational Fluid Dynamics". Albuquerque, Nuevo México 1998. p.648. ISBN: 978-0913478097.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por su valioso apoyo al haber otorgado 2 becas: beca de doctorado y proyecto 206393 (apoyo complementario de adquisición de equipo científico).