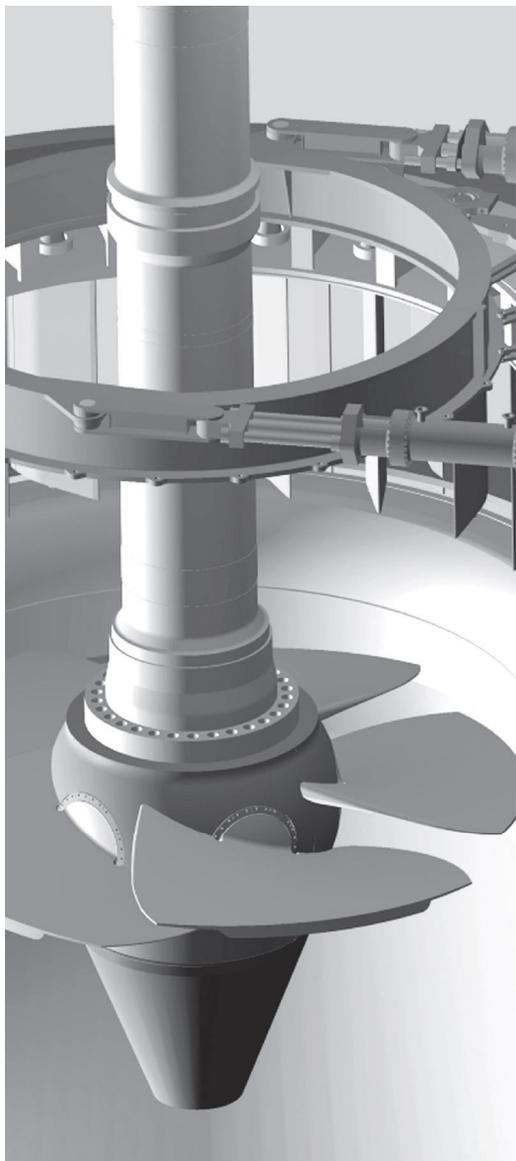


Metodología de diseño y simulación hidrodinámica de una microturbina tipo Kaplan usando herramientas computacionales

Methodology of design and hydrodynamic simulation of a Kaplan microturbine using computer tools

*Carlos Andrés Sánchez-Ríos**, *Cristian Camilo Cardona-Mancilla***, *Jorge Sierra del Rio****
y *Diego Andrés Hincapié-Zuluaga*****



RESUMEN

En este trabajo se utiliza un modelo de simulación de una microturbina tipo Kaplan de seis álabes; con éste, se analiza el efecto causado por la variación del paso de la turbina en la obtención de potencia de eje a la salida, implementando paramétricamente diferentes velocidades de giro de ésta con respecto al flujo de agua circundante. La geometría es simplificada con el fin de reducir el tiempo de procesamiento en la discretización y análisis del modelo; la simulación fue realizada bajo condiciones de frontera definidas y empleando dinámica de fluidos computacional. Con los datos obtenidos, se busca generar curvas de rendimiento 2D y 3D, que permiten caracterizar el comportamiento de la microturbina tipo Kaplan, tomando en consideración la inclinación de sus álabes y la velocidad de giro del rodete, con el fin de determinar los rangos de operación en los cuales se obtiene la mayor entrega de potencia.

Palabras clave: Micro generadores, simulación hidrodinámica, inclinación de álabes, turbina tipo Kaplan.

ABSTRACT

This paper evaluates a simulation model of a six blades Kaplan microturbine; with this, the effect caused by the pitch variation of the turbine when obtaining power at the output shaft is parametrically analyzed implementing different rotation speeds of the latter, related to the surrounding water flow. The geometry is simplified to reduce the processing time, discretization and the model analysis; the simulation was performed under defined boundary conditions and using computational fluid dynamics. With the

* Instituto Tecnológico Metropolitano, carlossanchez128938@correo.itm.edu.co,

** Instituto Tecnológico Metropolitano, cristiancardona@itm.edu.co

*** Instituto Tecnológico Metropolitano, jorgesierra@itm.edu.co

**** Instituto Tecnológico Metropolitano, diegohincapie@itm.edu.co

data obtained, it was generated a series of 2D and 3D performance curves, that allows to characterize the behavior of the Kaplan microturbine, taking into account the inclination of the blades and the impeller rotation speed, in order to determine the operation ranges in which the highest power output is obtained.

Keywords: Micro generators, hydrodynamic simulation, blades position, Kaplan turbine.

I. INTRODUCCIÓN

Con el crecimiento de la población, se presentan necesidades que requieren soluciones desde la ingeniería para mejorar la calidad de vida de las personas; un ejemplo de esto, es la escasez de energía eléctrica en diferentes comunidades, debido a la dificultad de llevar dicho recurso a lugares remotos. Una solución a esta problemática, es la implementación de micro estaciones de generación hidráulica en dichas poblaciones, con el fin de aprovechar el potencial intrínseco de las corrientes de agua. Las turbinas hidráulicas extraen energía del fluido en forma continua, convirtiéndola en un momento de torsión aplicado a un eje en rotación, esta tecnología brinda la oportunidad de utilizar un recurso abundante en Colombia y no perjudicial para el medio ambiente; la presencia de gran cantidad de fuentes de agua, así como el bajo costo y fácil mantenimiento de los sistemas de micro generación eléctrica, pueden ser aprovechados por grandes y pequeñas comunidades para proveerse del suministro básico de electricidad.

Las micro turbinas tipo Kaplan son turbomáquinas de reacción de flujo axial, las cuales, junto a las turbinas Michell Banki, generan mayor velocidad de giro en el rodete y son usualmente utilizadas para la generación eléctrica, impulsadas por columnas de agua entre 5 y 70 m [1], lo que permite su uso en ríos o riachuelos con pocas diferencias de altura. Normalmente la cantidad de álabes que componen la hélice de las turbinas Kaplan varía de 3 a 7 [1]; su principal característica es la posibilidad de rotación de sus álabes, con el fin de orientarlos mejor frente al flujo de agua, aumentando la eficiencia en la transferencia de energía del fluido al rodete. Cuando un álabe móvil interactúa con un fluido

en movimiento (chorro de agua), entre el álabe y éste se generan fuerzas que realizan trabajo por medio del desplazamiento del álabe.

El diseño de turbomáquinas, a pesar de tener una componente teórica, se basa principalmente en los resultados alcanzados por medio de medidas realizadas en prototipos o en los propios sistemas en funcionamiento. Un buen diseño, en cuanto a tamaño y velocidad, puede ser adaptado a otras velocidades y tamaños geométricos similares, aplicando la teoría denominada escalamiento de modelos [2]. Debido a la gran cantidad de información recopilada ha sido posible simplificar la selección de una turbina usando únicamente dos variables: el caudal y la cabeza de presión.

Con el avance de los sistemas computacionales en lo referente a capacidad y velocidad de cálculo, en la actualidad se encuentra disponible software para simulación en área de la mecánica de fluidos, que puede ser empleada como una valiosa herramienta de apoyo en el proceso de diseño, optimización y análisis de turbomaquinaria, este puede llegar a simular el comportamiento del fluido y su interacción con los diferentes componentes. Esto puede reducir significativamente el tiempo de desarrollo de la nueva turbomáquina y su optimización [3].

En Colombia, hasta el año 2008, solo se identificaron tres empresas dedicadas al diseño y/o construcción de las turbinas Banki, las cuales son: Alfa I.M., Aprotéc y Colturbinas. Se encuentra también, a nivel académico e industrial, la gran parte de los trabajos que se enmarcan en el estudio de turbinas tipo Pelton, por ser las de mayor uso en la generación eléctrica, siendo la mayoría orientados a la reparación de los rodetes. Entre los trabajos realizados se encuentran proyectos de recubrimientos con materiales poliméricos

para el aumento de la resistencia a la cavitación, propiedades físico-químicas y mecánicas en turbinas hidráulicas [4]. Recientemente se destacan esfuerzos en el uso de sistemas computacionales para el diseño y simulación del comportamiento fluido dinámico en turbinas Pelton de 5 kW [5]. En resumen, en lo referido a la simulación de turbinas de micro generación hidráulica, en Colombia no se registran trabajos en esta área, por lo que el desarrollo de proyectos en dicho sector ofrece amplias posibilidades científicas, tecnológicas y sociales.

En este trabajo se determina la posición adecuada de los álabes, respecto al eje axial en función del torque generado, lo cual permite alcanzar el mayor grado de eficiencia en una turbina tipo Kaplan para micro generadores, considerando como parámetro de evaluación la velocidad de giro del rodete.

II. METODOLOGÍA

Este proyecto está estructurado en tres etapas: Inicialmente se realiza el diseño del modelo virtual de la turbina, luego se ejecuta la simulación del comportamiento hidrodinámico del sistema, finalmente se presenta el análisis y discusión de los resultados.

A. Diseño virtual de las turbinas

Se construyó un modelo de microturbina tipo Kaplan, con un diámetro externo de 300 mm y 6 álabes, los cuales permiten variar su ángulo de ataque (α). Los valores considerados son 17,6°, 32,5°, 43,7°, 51,8°, 57,8°, 62,36° y 65,7°, equivalentes a pasos de 100, 200, 300, 400, 500, 600 y 800 mm. Por lo tanto, serán evaluadas un total de 7 condiciones diferentes en la turbina. Debido a la complejidad geométrica de la turbina Kaplan, es necesario pasar por distintas fases de diseño, para obtener una geometría adecuada.

Se comienza por generar un contorno de jaula de alambre, para posteriormente producir un archivo con la información de las curvas en un formato estándar de transferencia de modelos tridimensional, como lo es el formato .IGES; seguidamente, este archivo es llevado al software

PTC Creo® 2.0, el cual es una aplicación profesional para la manipulación y generación de modelos tridimensionales.

En este software se crea una superficie concatenando las diferentes líneas entre los perfiles cerrados de la jaula de alambre. Luego, dicha geometría es solidificada, lo que permite realizar el análisis en los álabes de la turbina cuando hay presencia de un flujo másico circundante que posee ciertas condiciones de frontera definidas.

Posteriormente se procede al ensamble de las partes que conforman la turbina: rodete y álabes, estos últimos distribuidos simétricamente con respecto al eje axial. Una vez construida la geometría correcta, cada elemento de la turbina se lleva al programa Siemens® PLM NX 9, en el cual se realiza el ensamble del rodete y los álabes, obteniendo como resultado el modelo virtual de los siete modelos de turbinas Kaplan objeto de análisis, considerando los diferentes pasos de inclinación. Finalmente, se exportan todas las geometrías en formato .IGES, siendo posible continuar con la siguiente fase del proceso de diseño.

Dada la complejidad de la geometría, y debido a la simetría circular de la turbina, se realiza un corte del volumen de control tomando un sexto de éste como referencia, con el fin de reducir significativamente el tiempo de cálculo computacional del sistema fluido-dinámico. Para producir las secciones, las turbinas completas fueron llevadas al software Siemens® PLM NX 9, donde se generó un volumen a partir del fluido másico circundante a la turbina. Por medio de la manipulación de superficies se produce un plano álabe-álabe que garantizará la simetría de la geometría final. Una vez se tienen las superficies, se realiza el corte respectivo de cada uno de los volúmenes, conteniendo la turbina y el fluido, contando así con una geometría simétricamente seccionada. Una vez realizado este proceso, se procede a su exportación en formato .IGES al software Ansys®15.0.

Para el análisis hidrodinámico del sistema solo es necesario contemplar el volumen de fluido contenido dentro del volumen de control seccionado, ya que este es el único cuerpo

considerado en el análisis de la dinámica de fluidos computacional (CFX). El alabe de la turbina que se encuentra al interior del volumen e control se debe extraer mediante una operación booleana, esto debido a que el objetivo de la simulación hidrodinámica aplica únicamente el fluido.

B1. Simulación hidrodinámica del sistema

Esta parte del trabajo consta de dos etapas: la discretización de la geometría y el análisis fluido dinámico. En la primera etapa, la geometría es discretizada de tal manera que se genera una malla compuesta por una serie de ecuaciones matemáticas, lo cual le permite al módulo de análisis reconocer la geometría y las zonas de interés; en la segunda etapa, se realiza un análisis fluido dinámico induciendo un valor de velocidad de giro a la turbina por medio del flujo circundante de la misma, con el objetivo de obtener el torque en el eje.

B2. Discretización de la geometría

El Método de Volúmenes Finitos (MVF) envuelve una discretización espacial del dominio usando un mallado. La malla es usada como constructor de volúmenes finitos, en los cuales se aplican las ecuaciones [7]. En este caso se hace uso del módulo de mallado del software Ansys®15.0 para implementar el MVF; en este módulo se genera una discretización del volumen total en volúmenes más pequeños, que permitan evaluar las ecuaciones de fluidos de Navier-Stokes (1) punto a punto entorno a la malla en los puntos de discretización.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = S \quad (1)$$

Siendo S es un término externo. La ecuación de momento es en cambio referida a una fase “promedio” (2):

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial T} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{eff} (\nabla U + (\nabla U)^T)) + \nabla \rho' = S_M \quad (2)$$

Dónde \otimes es el símbolo diádico, es el momento del término de fuente externa S; es la viscosidad

efectiva contable pro turbulencia y definida en (3):

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_T \quad (3)$$

μ_T es la viscosidad turbulenta y es la presión modificada (4):

$$\rho' = \rho + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \nabla \cdot U \quad (4)$$

Definiendo a k es la energía cinética turbulenta, definida como la variación de las fluctuaciones de velocidad; y es la presión. Todas las fases comparten la misma presión y la misma viscosidad U [6].

Allí el uso de métodos avanzados de mallado permite que dicha discretización cumpla con los parámetros que facilitan la convergencia de la simulación; dichos parámetros son: la oblicuidad, cuyos valores oscilan entre cero y uno, en los cuales se busca que el valor máximo sea lo más alejado posible del límite superior; la relación de aspecto, en la cual se recomienda que su valor máximo sea menor a treinta; y la calidad ortogonal, que requiere que su valor máximo sea en lo posible lo más próximo a uno. En la tabla 1 se pueden observar los valores correspondientes a las métricas de cada uno de los mallados.

Se realiza el proceso de mallado para cada uno los siete modelos anteriormente diseñados (según los diferentes pasos), obteniendo como resultado el modelo discretizado con elementos de volumen tetraédricos. Se realizó alrededor de 23 estudios de malla tomando como parámetro variable las medidas de tamaño máximo y tamaño máximo de cara con variaciones de éstos entre los 5 y 375 mm, paso seguido se procedió a seleccionar aquellos parámetros de mallado dónde se presenta una relación estable entre la calidad del mallado y los resultados obtenidos. Como paso final se nombran las fronteras, entradas y salidas del fluido, con el objetivo de identificarlas fácilmente en el módulo de análisis al momento de realizar la configuración respectiva.

Tabla I. Datos métricos del mallado de las siete geometrías de la microturbina tipo Kaplan.

Métricas								
Ángulo de ataque (°)		17.65°	32.48°	43.67°	51.85°	57.85°	62.36°	68.56°
Paso (mm)		100	200	300	400	500	600	800
Nodos		382201	100999	86910	35034	29009	62316	75126
Elementos		2059079	548340	470563	183361	150871	333204	404746
Relación de aspecto	Mínimo	1,7	1,18	1,18	1,19	1,18	1,19	1,18
	Máximo	5,11	5,12	4,86	4,67	4,93	4,87	4,96
	Promedio	1,87	1,81	1,83	1,89	1,98	1,83	1,83
	Desviación estándar	0,43	0,41	0,40	0,43	0,47	0,41	0,42
Oblicuidad	Mínimo	6,37	9,66	1,82	1,62	1,85	1,76	4,11
	Máximo	0,61	0,60	0,59	0,59	0,61	0,60	0,61
	Promedio	0,23	0,20	0,21	0,24	0,29	0,21	0,21
	Desviación estándar	0,17	0,16	0,16	0,16	0,17	0,16	0,16
Calidad ortogonal	Mínimo	0,43	0,44	0,45	0,46	0,44	0,45	0,45
	Máximo	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
	Promedio	0,86	0,88	0,87	0,85	0,83	0,87	0,87
	Desviación estándar	9,49	9,09	8,94	9,28	9,79	9,08	9,23

c. Análisis de fluidos computacional

En la década de los 70 se realizaron grandes avances en los métodos numéricos aplicados a la ingeniería, especialmente los relacionados con las técnicas de diferencias finitas y elementos finitos; en el campo de la hidrodinámica se desarrolló la técnica de Dinámica de Fluidos Computacional conocida ampliamente como CFD (Computational Fluid Dynamic) [8]. Usando esta técnica se lleva a cabo un análisis de la turbina Kaplan usando el módulo CFX del software Ansys®15.0 en este se definen las fronteras e interfaces del fluido, al igual que una presión de entrada constante de 100 kPa correspondiente a una caída de 10 m; se aplica el modelo de turbulencia k-Omega, y se activa la corrección de curvatura y la producción límite con el objetivo de mejorar la obtención de torque [9]. Se definen interfaces de periodicidad rotacional en las fronteras del fluido para aprovechar la simetría y simplicidad de la geometría en la solución. Para efectuar el análisis se realiza un diseño de experimentos, el cual está compuesto por los siete diferentes pasos de la turbina y las velocidades de giro de esta, por medio de cálculos matemáticos se hallan los valores de intercepción correspondientes a cada

paso y se genera un intervalo de once diferentes velocidades, los cuales serán los puntos de simulación.

El principal parámetro en esta etapa del proceso es la velocidad de rotación de la turbina; para cada una de las geometrías involucradas se realizaron un total de 11 experimentos (columnas en la Tabla 2) en los cuales la velocidad angular fue tomada como una variable de acuerdo a las diferentes posiciones de los álabes; estas modificaciones fueron realizadas desde el banco de trabajo de Ansys® 15.0. El uso de interfaces en el fluido permitió el acople de la geometría seccionada por medio del mallado, lo cual asegura la reducción de errores o problemas en la simulación.

En total se cuenta con siete geometrías, cada una con 11 diferentes velocidades angulares, lo cual arroja 77 valores de torque; para proceder con el análisis respectivo es necesario calcular la potencia del eje de salida, la cual es el producto entre la velocidad de giro aplicada y el torque obtenido, como se observa en (5) [10].

$$P = \frac{w * M}{1000} \quad (5)$$

Tabla II. Velocidades angulares dadas en rpm, inducidas a la turbina de acuerdo al paso de inclinación de sus álabes.

Velocidades angulares inducidas (RPM)											
Paso	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
100	0,00	339,26	678,52	1017,78	1357,04	1696,30	2035,56	2374,82	2714,08	3053,34	3392,60
200	354,95	354,95	709,90	1064,85	1419,80	1774,75	2129,70	2484,65	2839,60	3194,55	3549,50
300	505,88	252,94	505,88	758,82	1011,76	1264,70	1517,64	1770,58	2023,52	2276,46	2529,40
400	583,98	194,66	389,32	583,98	778,64	973,30	1167,96	1362,62	1557,28	1751,94	1946,60
500	631,16	157,79	315,58	473,37	631,16	788,95	946,74	1104,53	1262,32	1420,11	1577,90
600	667,85	133,57	267,14	400,71	534,28	667,85	801,42	934,99	1068,56	1202,13	1335,70
800	590,60	98,46	196,92	295,38	393,84	492,30	590,60	689,22	787,68	886,14	984,60

RESULTADOS

De la figura 1 a la 3 es posible observar la generación de los componentes necesarios para el análisis de las siete geometrías de la turbina Kaplan, en las diferentes fases del proceso de diseño.:

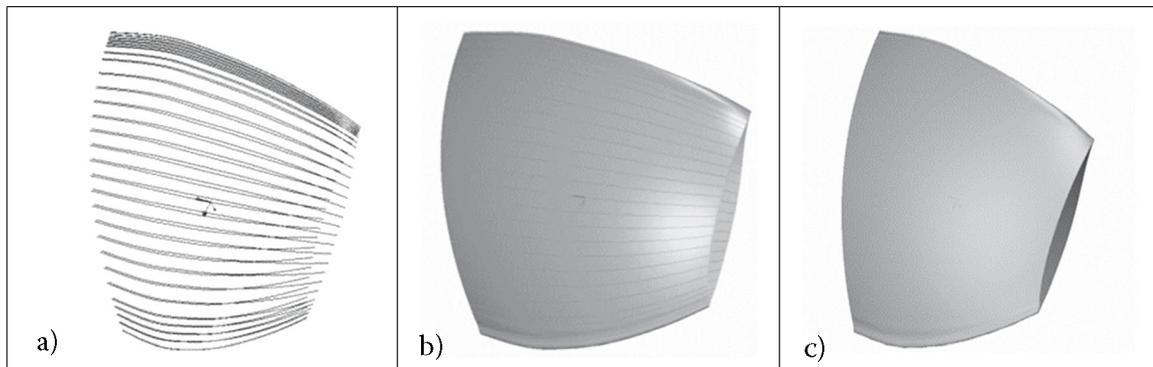


Figura 1. Creación de la superficie que describe los álabes. a) Jaula de alambre, b) superficie completa, c) álabe sólido.

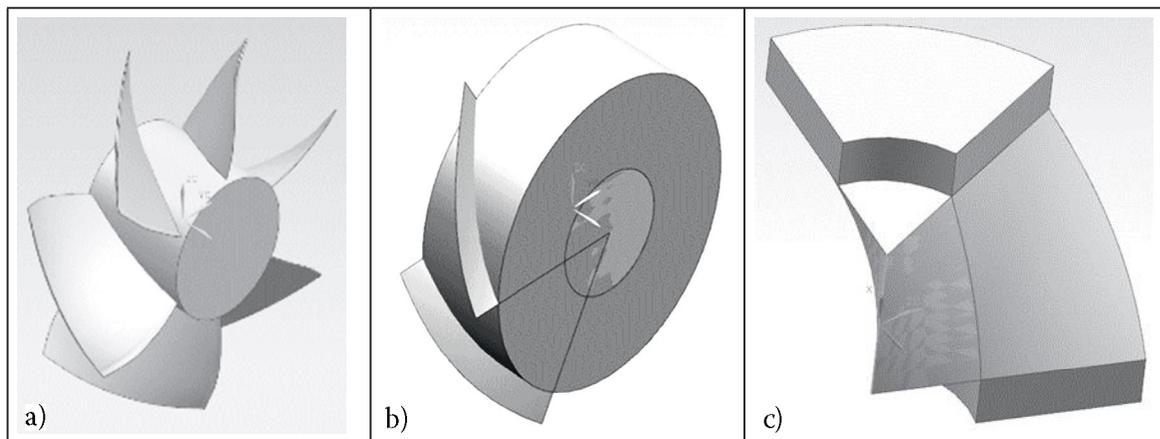


Figura 2. Cuerpo representativo del volumen seccionado para un paso de 500 mm. a) Ensamble del rotor de la turbina Kaplan b) Volumen de fluido junto con el rotor de la turbina Kaplan, c) Volumen de control utilizado en la simulación.

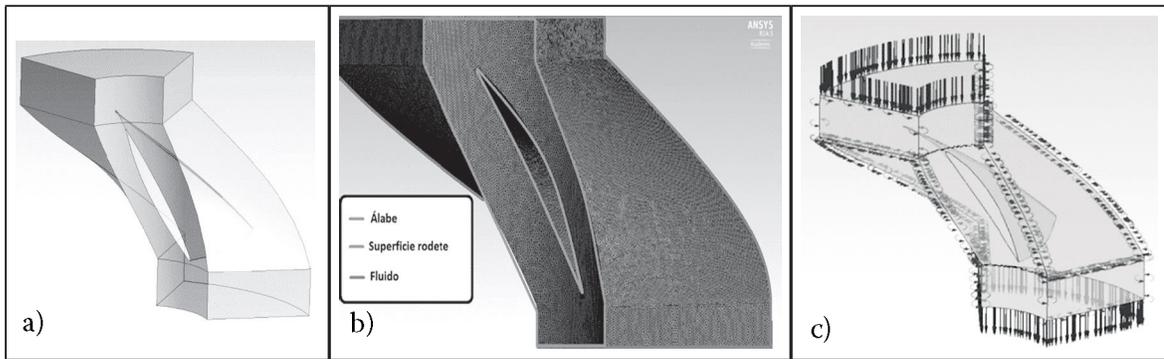


Figura 3. Diferentes fases de análisis fluido dinámico usando un sexto de la sección. a) Generación del fluido circundante, b) generación de la discretización del fluido, c) configuración de fronteras y condiciones de flujo donde se aprecian las direcciones e interfaces del fluido.

En la solución se cuenta con un promedio en todo el proceso de simulación de 50 iteraciones para la convergencia de los fenómenos físicos a un residual de e^{-3} . Una vez finalizada toda la serie de análisis se procede a la interpretación de los resultados obtenidos; para facilitar esto, se genera una superficie de potencia de eje de salida, donde se observa un comportamiento global en función de la velocidad de rotación de la turbina

y el ángulo de ataque de los álabes. Para esto, todos los datos fueron procesados en Matlab® 2012, donde se realizó la tabulación y organización en forma de una matriz; estos datos pueden ser observados en la tabla 3, donde las letras de la “a-f” son los coeficientes polinómicos de la ecuación representativa de las curvas de potencia (6).

$$a + bx + cx^2 + dx^3 + ex^4 + fx^5 \quad (6)$$

Tabla III. Coeficientes de las ecuaciones polinómicas y de correlación de cada una de las ecuaciones que describen el comportamiento de las curvas, para los diferentes pasos de la turbina.

Coeficientes polinómicos		a	b	c	d	e	f	g	Coeficientes de correlación
Paso	Grado								
100	3	3,22E-03	8,10E-04	-1,48E-08	-6,71E-11	0	0	0	0,9997410
200	4	3,33E-02	1,31E-03	9,08E-07	-6,41E-10	7,89E-14	0	0	0,9975449
300	5	-3,99E-03	2,91E-03	-1,78E-06	2,03E-09	-1,27E-12	2,23E-16	0	0,9998809
400	6	-6,66E-03	4,35E-03	-8,44E-06	1,83E-08	-2,03E-11	1,01E-14	-1,87E-18	0,9988527
500	5	-2,06E-03	3,82E-03	-2,97E-06	3,30E-09	-3,28E-12	8,85E-16	0	0,9999386
600	5	-3,58E-03	4,48E-03	-6,06E-06	8,67E-09	-8,56E-12	2,68E-15	0	0,9991408
800	5	-1,57E-03	3,87E-03	-1,89E-06	-6,30E-09	8,71E-12	-4,51E-15	0	0,9999292

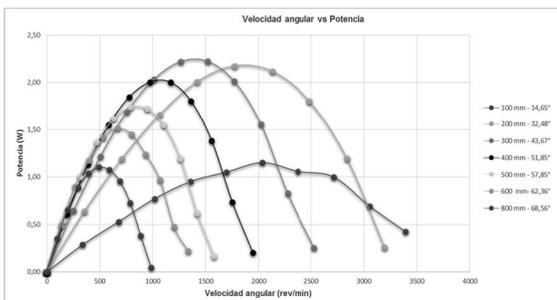


Figura 4. Curvas polinómicas de ajuste de los 7 pasos de la turbina donde se observa la potencia obtenida en función de la velocidad inducida en la turbina.

En la Figura 4 se puede observar como a mayor paso del álabe de la turbina, menor es la velocidad angular requerida para obtener la máxima entrega de potencia; esta máxima entrega de potencia se encuentra cerca de los valores medios del rango de velocidades inducidas. En esta curva igualmente queda presente que la pendiente de las curvas es más negativa en la segunda mitad de los valores medios del rango de velocidades inducidas.

Continuando con el análisis de resultados, se realiza una interpolación de todo el grupo de la matriz primaria; como resultado se obtiene una

matriz secundaria que contiene un grupo de datos homogéneos [11]; con esto se crea la superficie de potencia del eje de salida (ver Figura 5), la cual corresponde a los resultados obtenidos de una manera mucho más dinámica y puntual. En la Figura 5 se observa que el valor de potencia máxima alcanzado cerca al paso de 300 mm que corresponde a un ángulo de inclinación del álabe de la turbina de 43,7° con una velocidad de giro de la turbina entre las 1000 y 2000 rpm. Cabe aclarar que a medida que los valores se alejan de este sector la potencia entregada va disminuyendo debido al cambio en la interacción del fluido con la superficie del álabe a cada una de las velocidades analizadas.

Como se ha visto, el contar con una superficie de rendimiento de potencia de eje, generada con datos experimentales por medio de la simulación computacional, permite tener una idea bastante cercana a la realidad del comportamiento y las reacciones que generan las corrientes de agua en las turbomáquinas, esto representa una gran ventaja en el área ingenieril.

Como consideración final se presenta un análisis del comportamiento del flujo aguas abajo de la turbina, para esto se toma de la Figura 4 la curva de mayor potencia, correspondiente al paso de 300 mm, de ésta se toman tres valores representativos del régimen de giro de la turbina correspondientes a: 0, 1517 y 2529 RPM,

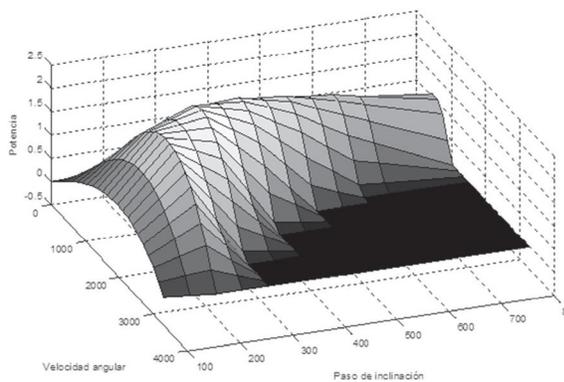


Figura 5. Superficie de potencia generada en el eje de una microturbina tipo Kaplan, para diferentes pasos y velocidades del fluido de la turbina.

usando los resultados arrojados por el módulo CFX de Ansys® 15.0, se genera un contorno de velocidades tangenciales a la salida para mostrar la vorticidad del flujo, el cual refleja la turbulencia del fluido debido al incremento en el régimen de rotación de la turbina. Se crea una línea sobre el centro de la salida del volumen de control en una dirección radial del contorno (ver Fig. 6); se grafica un perfil en ésta sección para cada una de las velocidades seleccionadas entorno al radio de la turbina (ver Figuras 7a, b y c), se calcula el número de Reynolds basados en (7) siendo ρ la densidad del fluido (agua), D el diámetro total de la turbina, v su velocidad tangencial y μ la viscosidad dinámica del fluido, los resultados obtenidos son graficados y comparados entre sí (ver Figura 8).

$$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot v}{\mu} \quad (7)$$

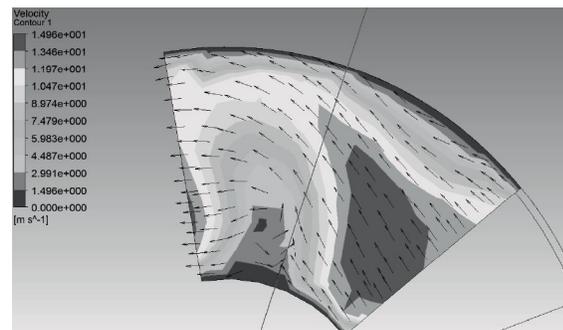


Figura 6. Línea base del perfil de velocidades ubicada en el centro del contorno a la salida del volumen de control.

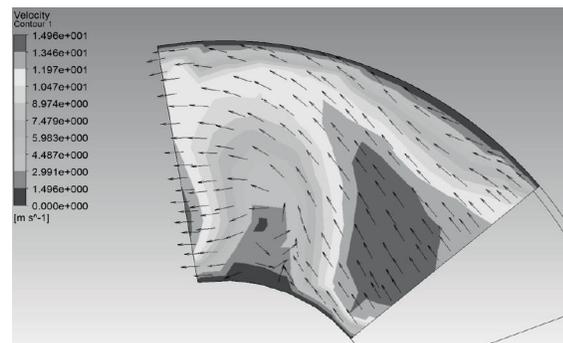


Figura 7a. Contorno de velocidades para 0 RPM

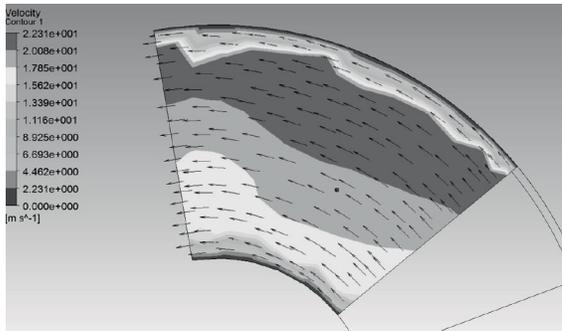


Figura 7b. Contorno de velocidades para 1517 RPM

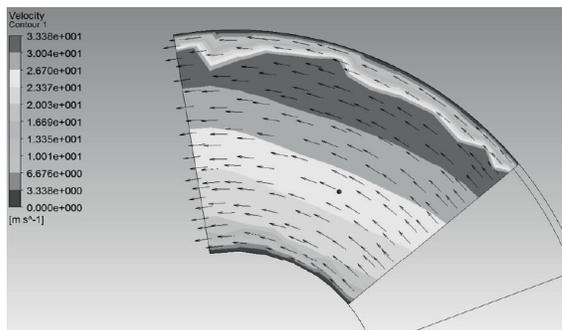


Figura 7c. Contorno de velocidades para 2529 RPM

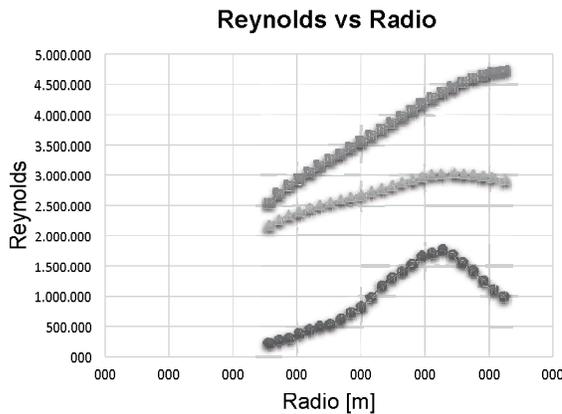


Figura 8. Gráfico ilustrativo de la turbulencia para las tres velocidades seleccionadas.

En la Figura 8 se puede observar que alrededor del 95% de los datos se presentan valores en el número de Reynolds que indican que el flujo se encuentra en un estado turbulento, y también se evidencia que la turbulencia del flujo aumenta en relación con la velocidad de rotación de la turbina. Para 0 rpm, se puede evidenciar en la Figura 7 a puntos de recirculación del fluido, lo cual genera una pérdida de energía y la disminución de la potencia generada. Para 2529 rpm se presentan velocidades tangenciales altas respecto al régimen de 1517 rpm tal como se puede comparar entre las figuras 7b y 7c, lo cual implica una pérdida de energía por fricción entre fluido-fluido y fluido-paredes de los álabes y las paredes de la turbina.

CONCLUSIONES

Se nota que tanto en altas como en bajas velocidades angulares, se da un bajo rendimiento en la potencia por parte de la turbina, análogamente desde el punto de vista de la inclinación de los álabes tenemos que en los puntos más altos de inclinación tienen un comportamiento similar, sobre todo a altas velocidades; se tiene que a partir de un paso de 600 mm comienza a decrecer la potencia de eje, siendo aparentemente constante su reducción, en pasos intermedios con valores entre 150 y 500 mm es donde se presenta la mejor obtención de potencia con velocidades angulares entre las 700 y 2700 revoluciones por minuto; para pasos inferiores con valores entre 100 y 150 mm se observa una muy baja obtención de potencia en altas y bajas velocidades. Un mejor desempeño se observa en velocidades angulares intermedias, aunque no es un incremento muy significativo.

Se observa que tanto el ángulo de ataque de los álabes de la microturbina tipo Kaplan como la velocidad de rotación de la turbina, afectan directamente la obtención de potencia de la misma, y que dependiendo de las condiciones hidrodinámicas y de la potencia deseada, se puede hacer uso de la simulación computacional y de la generación de una superficie de potencia de eje, como ayuda para determinar sus condiciones de operación.

El contar con una superficie de potencia de eje, es algo bastante provechoso, ya que permite visualizar la información obtenida de una manera más dinámica, y a su vez, posibilita una discretización de los parámetros más significativos. Por otra parte, brinda una idea general del posible comportamiento que pueda tenerse al momento de un análisis experimental o de una configuración intermedia.

Se obtiene información valiosa de un proceso a un bajo costo, esto permite analizar el posible comportamiento de un mecanismo y así determinar con base a los resultados obtenidos la ubicación y parámetros necesarios para su implementación.

REFERENCIAS

- [1] C. Mataix, «Turbomáquinas hidráulicas,» de *Turbomáquinas hidráulicas*, Madrid, Litoprint, 1984, pp. 685,716.
- [2] V. Streeter, de *Mecánica de fluidos*, Mc Graw Hill, 1994.
- [3] J. Wu, K. Shimmei, K. Niikura, K. Tani y J. Sato, de *CFD-Based Design Optimization for Hydro Turbines*, Journal of Fluids Engineering, 2007, p. 159.
- [4] J. I. Gómez Gómez, E. A. Palacio Higueta y C. A. Paredes Gutiérrez, «La turbina Michell Banki y su presencia en Colombia,» *Avances en Recursos Hidráulicos*, n° 17, 2008H. D.
- [5] S. Agudelo, F. Obando, N. Sierra, L. Velásquez y W. Enríquez, «Diseño, simulación, fabricación y caracterización de una turbina tipo Pelton de 5kW,» *Ingeniería y Competitividad*, vol. 15, n° 1, pp. 183-193, 2013.
- [6] V. Sammartano, C. Aricò, T. Tucciarelli «Banki-Michell Optimal Design by Computational Fluid Dynamics Testing and Hydrodynamic Analysis,» *Energies*, vol. 6, pp. 2362-2385, 2013.
- [7] Ansys®, «11.1.1. Discretization of the Governing Equations».
- [8] P. Roache, de *Computational Fluid Dynamics*, Albuquerque: Hermosa Publishers, 1972. M. C.
- [9] D. Jošt, A. Škerlavaj1 y T. Slovenia, «Improvement of efficiency Prediction for a Kaplan Turbine with Advances Turbulence Models,» *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 60, pp. 124-134, 2014.C.
- [10] Martínez Bencardino, de *Estadística básica aplicada. - 3a ed*, Ecoe Ediciones, 2006.
- [11] Mathworks, «Mathworks,» 17 2 2013. [En línea]. Available: <http://www.mathworks.com/help/>.