

Investigación numérica sobre el uso de álabes multielemento en turbina hidrocínética de eje horizontal

Numerical investigation on the use of multi-element blades in horizontal axis hydrokinetic turbine

Edwin Chica-Arrieta^{1a}, Jonathan Aguilar-Bedoya^{1b}, Ainhoa Rubio-Clemente²

¹Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia. Orcid: ^a 0000-0002-5043-6414. Correos electrónicos: ^a edwin.chica@udea.edu.co, ^b jonathan.aguilar@udea.edu.co

²Facultad de Ingeniería, Tecnológico de Antioquia Institución Universitaria TdeA, Medellín, Colombia. Orcid: 0000-0003-1527-260X
Correo electrónico: ainhoarubioclem@gmail.com

Recibido: 10 agosto, 2018. Aceptado: 30 enero, 2019. Versión final: 29 abril, 2019.

Resumen

En este trabajo se presenta el dimensionamiento de los álabes de una turbina hidrocínética de 1 kW con 3 álabes con perfiles hidrodinámicos multielemento. Para ello, se implementó la teoría de Elemento de Álabes (BEM, por sus siglas en inglés). Se utilizó el perfil hidrodinámico Eppler 420 y se diseñó la turbina a partir de una velocidad de la corriente de agua de 1,5 m/s, con una relación de velocidad de punta de álabes (λ) de 6,325, un ángulo de paso de la sección del álabes (θ) de 0°, un coeficiente de potencia de 0,4382 y una eficiencia mecánica del 70%. Para el diseño del álabes, se eligió el perfil Eppler 420 multielemento, por presentar una elevada relación entre el coeficiente de elevación y arrastre. Se llevó a cabo un estudio de computación 2D en el código JavaFoil del perfil Eppler 420, con el fin de determinar la longitud de las cuerdas del elemento principal y de la solapa posterior (*flap*) óptima para un ángulo de deflexión del *flap* de 30° en condiciones de un bajo número de Reynolds.

Palabras clave: álabes multielemento; turbina hidrocínética de eje horizontal; análisis hidrodinámico; longitud de cuerda; Javafoil.

Abstract

This paper presents the sizing of the blades of a 1 kW hydrokinetic turbine with 3 blades with hydrodynamic multi-element profiles using the Blade Element Momentum theory (BEM). The hydrodynamic profile used was the Eppler 420. The turbine was designed from a water flow velocity of 1.5 m/s with a tip speed ratio of the blade (λ) of 6.325, a pitch angle of the blade section (θ) of 0°, a power coefficient of 0.4382 and a mechanical efficiency of 70%. The Eppler 420 multi-element profile was selected for the design of the blade because it has a high ratio between the lift coefficient and the drag. A 2D computation study in the JavaFoil code of the Eppler 420 profile was carried out in order to determine the optimal lengths of the main element and the optimal flap for a deflection angle of 30° under conditions of a low Reynolds number.

Keywords: multi-element blade; horizontal axis hydrokinetic turbine; hydrodynamic analysis; chord length; JavaFoil.

1. Introducción

El plan energético nacional de Colombia contempla el uso de recursos renovables para la diversificación de la matriz energética. Estos recursos deben garantizar el suministro oportuno, confiable, seguro y eficiente de energía a toda la sociedad, además de contribuir a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y a la mitigación del cambio climático. A pesar de que en el país ya está instalada la tecnología para el aprovechamiento de la energía hidráulica, eólica y solar como fuentes de origen renovable, es importante emprender acciones para la apropiación y desarrollo de nuevas tecnologías no convencionales de generación, tales como el uso de equipos de generación a pequeña escala, entre los que se destacan las turbinas hidrocineéticas.

Hoy en día, la energía hidrocineética es reconocida como una fuente de energía renovable alternativa y no contaminante, que permite la explotación de la energía de ríos, mares e incluso de canales artificiales. Además, las turbinas hidrocineéticas no requieren de grandes obras de infraestructura, como ocurre con las grandes centrales hidráulicas convencionales. Puesto que no requieren de grandes cantidades de agua acumulada, el impacto ambiental es mínimo. Otra característica que convierte a las turbinas hidrocineéticas en una alternativa más atractiva es su modularidad y expansibilidad: dichas turbinas pueden disponerse en grupo para extraer más energía de las corrientes de agua. Con el fin de aprovechar de manera eficiente la energía que produce una corriente de agua, es necesario diseñar turbinas hidrocineéticas que se adapten a las condiciones hidráulicas de los cauces colombianos [1]-[6].

Las turbinas hidrocineéticas pueden clasificarse de acuerdo a la orientación de su eje rotacional con respecto a la dirección del flujo del agua. Por una parte, las turbinas hidrocineéticas de flujo axial tienen su eje de rotación paralelo a la dirección de la corriente, su rotor puede ser controlado para seguir la dirección de aquella y emplean rodetes tipo hélice [3], [7]. Por otra parte, si el eje de rotación es perpendicular a la corriente, la turbina opera independientemente de la dirección del flujo: a este dispositivo se le conoce como turbina hidrocineética de flujo cruzado o transversal. Este último tipo de turbinas tiene varias ventajas desde el punto de vista de la fabricación y el mantenimiento; no obstante, su diseño y comportamiento hidráulico son más complejos [7].

Para el diseño de una turbina hidrocineética deben tenerse en cuenta varios factores que influirán en su funcionamiento. Algunos de estos factores tienen que ver con la instalación y actividad del equipo y otros, con el

diseño hidráulico de las partes que lo componen. Los principales factores externos que hay que tener en cuenta durante el diseño son: el historial de la energía cinética disponible en la corriente de agua y la profundidad de la corriente durante el año, puesto que estas dos variables están estrechamente relacionadas o directamente determinan las dimensiones de la turbina y la potencia disponible en el eje del generador [1]-[6].

El diseño hidráulico de la turbina comienza con el dimensionamiento del rotor, que debe convertir la energía cinética de una corriente de agua en energía mecánica de rotación. Este está compuesto por un grupo de varios álabes, diseñados a partir de un perfil hidrodinámico y unidos a un cubo o *hub*. La geometría (perfil hidrodinámico, distribución del ángulo de torsión del álabe, ángulo de ataque, etc.) y dimensiones (longitud de la cuerda y longitud del álabe) de los álabes influyen en el desempeño hidráulico y estructural de la turbina [1]-[6]. Por lo tanto, en este trabajo se evalúa la influencia de las configuraciones del álabe con perfiles multielemento en el aumento de la relación entre la fuerza de sustentación y arrastre, con la intención de mejorar el rendimiento de los álabes de una turbina hidrocineética de eje horizontal. Los perfiles multielemento ofrecen un mejor rendimiento para numerosas aplicaciones de gran ángulo de ataque y elevación. Sin embargo, para conseguir esta ganancia de rendimiento, es necesario ajustar los parámetros geométricos de diseño de perfiles multielemento, teniendo en cuenta las condiciones particulares del flujo. Parámetros tales como el ancho, el espacio entre los elementos y la orientación de cada elemento sucesivo, entre otros.

En este trabajo, con la ayuda del código JavaFoil, varias configuraciones de perfil Eppler 420 con solapa posterior o flap fueron examinadas mediante un análisis 2D, con el fin de seleccionar la configuración geométrica más adecuada para el diseño de una turbina hidrocineética de eje horizontal. Los perfiles fueron analizados con base en la magnitud de los coeficientes de sustentación y la relación entre el coeficiente de sustentación y arrastre. A partir de la selección del perfil, se procedió a diseñar el álabe de una turbina de eje horizontal de 1 kW.

2. Materiales y métodos

El modelo matemático básico para diseñar turbinas hidrocineéticas es la teoría Blade Element Momentum (BEM), que es ampliamente usada para diseñar turbomáquinas de flujo abierto. Gracias a su simplicidad, la teoría BEM permite la obtención de turbinas optimizadas, precisas y con un tiempo computacional razonable. Para aplicar la teoría BEM, cada álabe es dividido en segmentos radiales de manera que la

corriente se subdivide en regiones anulares, donde se aplica el principio del momentum angular, y se asume que cada región anular no afecta a las adyantes. Esta última suposición implica que el flujo de cada anillo a lo largo de cada álabe puede ser analizado en dos dimensiones (2D). Así, es posible estimar el torque y las fuerzas axiales y normales para cada segmento mediante la teoría general de momentum y la teoría de arrastre y sustentación de álabes en 2D. Cabe resaltar que la teoría general del momentum se aplica bajo la suposición de que, cuando un flujo no perturbado pasa a través de un rotor, se asemeja a una corriente en forma de tornillo. Para estimar el desempeño global del rotor, se suma la contribución de cada región anular. Tras resolver las ecuaciones físicas relacionadas a las teorías de álabes y del momentum, se pueden estimar el torque y las fuerzas axial y normal para cada región anular. Sin embargo, el modelo debe ser corregido teniendo en cuenta las pérdidas de energía ocasionadas por la turbulencia y las inestabilidades en el *hub* (o cubo) y en la punta del álabe, de este modo se aumenta su precisión. [1], [8], [9].

Es necesario conocer los coeficientes de sustentación y arrastre del álabe para calcular el torque y las fuerzas mediante las ecuaciones de la teoría BEM. Por lo tanto, la elección del tipo de álabe es una decisión importante de diseño, debido a su influencia en la potencia de salida de la turbina. Los coeficientes de sustentación y arrastre se obtienen teóricamente a través de diferentes programas computacionales o por datos experimentales disponibles [8], [9].

La capacidad de generar altas fuerzas de sustentación a la vez que bajas de arrastre es una característica importante que cualquier álabe de una turbina hidrocínética de eje horizontal. La fuerza de sustentación hace que el álabe de la turbina gire alrededor del eje del rotor. En turbinas con grandes ángulos de ataque y bajas velocidades de flujo, los perfiles convencionales del álabe tienden a producir la separación del flujo cerca del borde posterior del álabe, lo que acaba por generar vórtices y disminuyendo así la eficiencia del perfil [10], [11], [12]. Los perfiles multielemento a menudo solucionan el problema, pues aumentan la fuerza de elevación, lo que permite una mayor curvatura del álabe para un alto ángulo de ataque de operación. Además, retrasan la separación del flujo cerca del borde posterior del álabe. Este retraso en la separación del flujo en el álabe se logra introduciendo una ranura en el frente o detrás del borde posterior del álabe, para el control de la capa límite. No obstante, para que este aumento en la eficiencia sea posible, los parámetros geométricos de los perfiles multielemento deben ajustarse a las condiciones dadas de flujo [13].

Para el diseño de álabes, existen varias configuraciones de diseño de un perfil multielemento, como se ve en la Figura 1. Estas configuraciones consisten en la combinación de solapas alrededor de un perfil principal del álabe, para obtener un perfil óptimo con el coeficiente de elevación máximo.

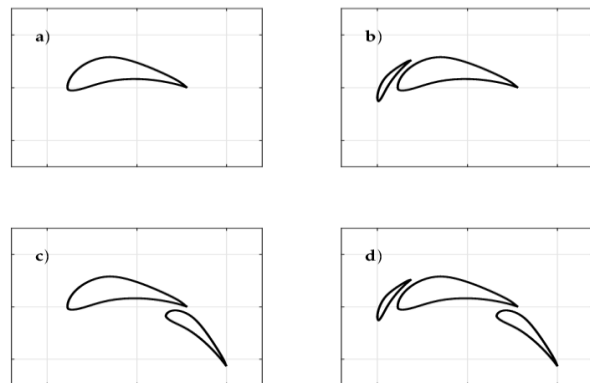


Figura 1. Geometría de perfiles multielemento. a) perfil principal b) perfil principal con solapa anterior (slat), c) perfil principal con solapa posterior (flap), d) perfil con solapa anterior (slat) y posterior (flap). Fuente: elaboración propia.

Para diseñar el rotor de alto rendimiento de una turbina hidrocínética de 1 kW con álabes de perfil multielemento, previo a este trabajo, se utilizó el código JavaFoil para un estudio fluidodinámico 2D de varios perfiles. El código JavaFoil calcula los coeficientes de sustentación, arrastre y momento para los perfiles en un número de Reynolds específico. Dos métodos forman la espina dorsal del programa: el análisis de flujo potencial y el análisis de la capa límite.

Por un lado, el análisis de flujo potencial se hace a través de un método de paneles de alto orden (lineal con distribución de vorticidad variable) y, a partir de un conjunto de coordenadas del perfil, se calcula la velocidad local del fluido no viscoso a lo largo de la superficie del perfil para cualquier ángulo de ataque [14]. Por otro lado, el análisis de la capa límite se realiza a lo largo de la superficie de intradós y extradós, comenzando en el punto de estancamiento; después, se resuelve un conjunto de ecuaciones diferenciales para hallar los parámetros de la capa límite. Por esta razón se denomina un *método integral*. Las ecuaciones y criterios para la transición y separación de la capa límite se basan en los procedimientos descritos en el programa Eppler.

El programa examinará el perfil que sea necesario, siempre que se le suministren los datos adecuados.

Primero, se calculará la distribución de velocidades sobre la superficie del perfil, que puede ser integrada para obtener la sustentación y el coeficiente de momento. Los resultados obtenidos con el software han sido comparados experimentalmente por diversos autores [15] y han mostrado una buena correlación entre los resultados numéricos y los experimentales.

Inicialmente, para el diseño del perfil multielemento (Figura 2) se siguieron las recomendaciones de estudios previos [11]. La longitud del segundo elemento es el 30% de la longitud de la cuerda del perfil principal C_1 . El espacio vertical (d) entre el perfil principal y la solapa posterior se varió entre 2 y 3 % de longitud de la cuerda del perfil principal C_1 . El espacio horizontal (h) entre el borde de salida del álabe principal y el borde anterior del segundo elemento (o solapa) se mantuvo fijo en un 5% de la longitud del perfil principal C_1 . El ángulo de deflexión entre el perfil principal y la solapa (δ) se varió entre 20 y 50°. Asimismo, el ángulo de ataque (α) se varió durante las simulaciones en el código JavaFoil.

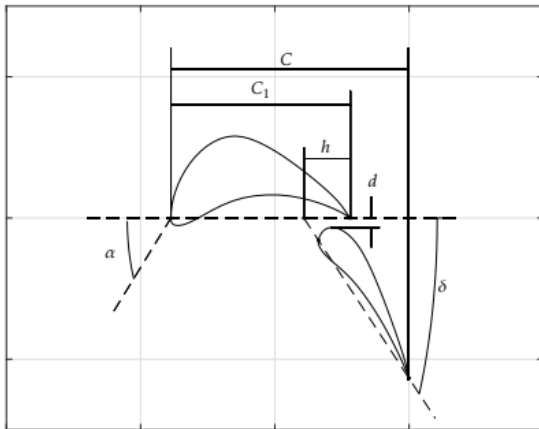


Figura 2. Esquema del perfil multielemento.
Fuente: elaboración propia.

Los perfiles analizados fueron el S805, S822, Eppler 420, Eppler 421, Eppler 422, Eppler 423, Eppler 857, Wortmann FX 74-CL5-140, Wortmann FX 74-CL5-140 MOD, Douglas/Liebeck LA203A, Selig S1210, Selig S1223 y el UI-1720.

En la tabla 1 se presentan las principales características de cada uno de los perfiles aerodinámicos a ser evaluados.

Para perfiles del álabe de turbinas hidrocínicas, se suele preferir ángulos de ataque pequeños, en los que el coeficiente de sustentación es alto y el de arrastre, bajo. Dichos coeficientes dependen del número de Reynolds.

debido a que, cuando las fuerzas de viscosidad son mayores en comparación con las fuerzas inerciales, la fricción afecta a la velocidad. Esta situación incrementa el gradiente de presión y la sustentación generada por el perfil hidrodinámico. Por lo tanto, entre los perfiles estudiados, se eligió el que tiene una gran relación entre el coeficiente de sustentación y el de arrastre. También se seleccionó un perfil con un espesor considerable, para soportar los esfuerzos mecánicos que produce la operación del álabe, sin caer en la falla de un perfil que presente demasiada sección, cosa que ocasionaría un incremento del arrastre.

A través del software libre JavaFoil, se pueden determinar las curvas de los coeficientes de sustentación y arrastre según el ángulo de ataque. Para ello, se deben conseguir los puntos que definen el perfil hidrodinámico que se pretende analizar. Después, se importa o se genera la geometría en el programa y se siguen los pasos para analizarlo para un número de Reynolds bajo igual a 750000, que es característico de turbinas hidrocínicas y puede ser calculado usando la Ecuación (1). La longitud de la cuerda c se mantuvo unitaria en los perfiles tradicionales y los multi-elementos. Los coeficientes de sustentación y arrastre fueron analizados cada 1°, en un amplio rango del ángulo de ataque. Se siguió este procedimiento para todos los perfiles analizados.

A partir de los estudios realizados previamente, se determinó que los mejores perfiles son el Eppler 420 multielemento con ángulo de ataque y de deflexión del flap igual a 8 y 30°, respectivamente, y el Selig S1223 multielemento con un ángulo de ataque y de deflexión del flap igual a 3 y 10°, respectivamente. El Selig S1223 multielemento tiene un coeficiente de sustentación C_{Lmax} (3,84) más alto que el Eppler 420 multielemento (3,69). Sin embargo, el perfil Eppler tiene una mayor relación entre el coeficiente de sustentación y arrastre C_{Lmax}/C_D (47,77) en comparación con el perfil Selig (39,59) para el ángulo de ataque cuando el coeficiente de sustentación es máximo (Figura 3). Además, el perfil Eppler es más grueso y, por lo tanto, capaz de soportar cargas hidrodinámicas más altas durante su operación. En consecuencia, se eligió este perfil para el diseño de los álabes de una turbina hidrocínica de 1 kW.

A partir del perfil Eppler 420 multielemento seleccionado, se determinó la influencia del porcentaje de la longitud de la cuerda del segundo elemento con respecto a la longitud de la cuerda del perfil principal C_1 . El porcentaje de la cuerda del segundo elemento se varió entre el 40 y 90% para determinar cómo cambia el C_{Lmax} , C_D y C_{Lmax}/C_D del perfil multielemento.

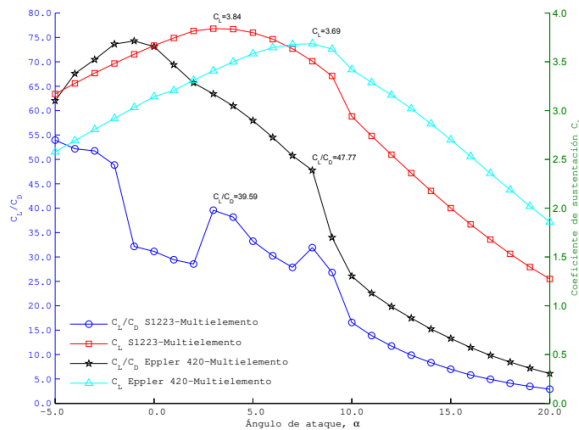


Figura 3. Coeficiente de sustentación versus ángulo de ataque.

Una vez elegida la configuración geométrica del perfil Eppler 420 multielemento, se aplicó la teoría BEM para determinar el álabes de la turbina y la distribución de la longitud de la cuerda del álabes. Para el análisis, se dividió el álabes en 10 elementos o secciones y en cada sección se determinó la longitud de la cuerda y el ángulo de paso (Figura 4).

Haciendo uso de la ecuación (1), es posible determinar el número de Reynolds de la longitud de la cuerda en cada sección de la geometría del álabes.

$$Re = \frac{V_{Rel}c}{\nu} \tag{1}$$

donde V_{Rel} es la velocidad relativa de la corriente de agua, c es la longitud de la cuerda de cada sección del álabes y ν es la viscosidad cinemática del agua ($1.007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ a 20°C).

El área que la turbina hidrocínética tiene que barrer con el fin de obtener la potencia deseada se define a partir de la Ecuación (2) [8]-[9].

$$A = \frac{2P}{\rho V^3 C_p \eta} \tag{2}$$

donde P es la potencia en Watts que se quiere obtener de la turbina. Dicha potencia se ve afectada por la eficiencia del generador y la eficiencia mecánica del tren de transmisión, que se denomina *eficiencia del sistema* η . Para el diseño de los álabes, se asumió una eficiencia igual al 70% [16], [17]. ρ es la densidad del agua, la sección transversal A es πR^2 (m^2), R es el radio del rotor (m) y V es la velocidad del agua (m/s) del lugar de implementación.

Tabla 1. Propiedades de los perfiles hidrodinámicos a evaluar.

Perfil	Desarrollado por	Máximo espesor	Localización del máximo espesor	Ordenada máxima de curvatura media	Localización de la ordenada máxima
S822	NREL	16 %	39.2 %	1.8%	59.5 %
S805		13.5 %	40 %	2.1 %	35 %
CH 10-48-13	Chuck Hollinger	12.8 %	30.6 %	10.2 %	49.3 %
E420	Dr. Richard Eppler	14.3 %	22.8 %	10.6 %	40.5 %
E421		14.5 %	26 %	8.6 %	37.4 %
E422		14 %	24.1 %	7.1 %	34.8 %
E423		12.5 %	23.7%	9.5 %	41.4 %
E857		20.3 %	31.5%	4.9 %	45.1 %
Wortmann FX 74-CL5-140	Dr. F.X. Wortmann	14 %	30.9%	9.9 %	37.1 %
Wortmann FX 74-CL5-140 MOD		13.1 %	27.1 %	9.7 %	41.6 %
LA203A	Douglas/Liebeck	15.7 %	34.3 %	5.5 %	46 %
S1210	Selig	12 %	21.4 %	6.7 %	51.1 %
S1223		12.1 %	19.8 %	8.4 %	49 %
UI-1720	Universidad de Illinois	13.8 %	19 %	4.6 %	21.2 %
Porcentaje con respecto a la longitud de cuerda					

Fuente: elaboración propia.

En este estudio, se tomó la densidad del agua a 25 °C de 997 kg/m³; la velocidad, como 1.5 m/s y la potencia de salida de la turbina, 1000 W [8], [17], [18]. La velocidad del fluido es la característica de algunos ríos caudalosos en Colombia.

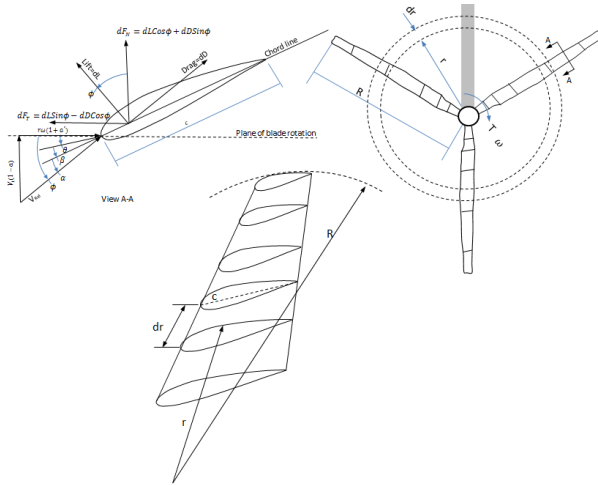


Figura 4. Teoría de elemento de álabe.
Fuente: elaboración propia.

Dada la velocidad de diseño, la potencia seleccionada es ideal para garantizar que no se tenga una turbina de gran tamaño, que requiera de una gran profundidad de la corriente. Por su parte, el símbolo C_P representa el coeficiente de potencia. Es importante mencionar que el cálculo del coeficiente de potencia requiere el uso de la teoría BEM. No obstante, se han desarrollado algunas aproximaciones [19]. Utilizando las expresiones desarrolladas por estos autores, un C_P máximo igual a 0.4382 se obtiene cuando el ángulo de paso θ es igual a 0° y la velocidad de punta del álabe (λ) es igual a 6.3250 [8], [18]. La λ es la relación entre la velocidad del álabe en la punta y la velocidad de la corriente de agua; esta relación tiene una fuerte influencia en la eficiencia de la turbina, y se define por la Ecuación (3).

$$\lambda = \frac{R\omega}{V} \quad (3)$$

donde ω es la velocidad rotacional del rodete (rad/s). En cada sección del álabe es posible determinar la relación de velocidad local en la punta λ_r , que se define por la Ecuación (4).

$$\lambda_r = \frac{\omega r}{V_1} = \lambda \frac{r}{R} \quad (4)$$

La longitud de la cuerda en cada elemento del álabe se calcula usando la Ecuación (2) [8].

$$C = \frac{8a'r\lambda_r\pi\sin^2\phi}{(C_L\sin\phi - C_D\cos\phi)B(1-a)} \quad (5)$$

donde B es el número de álabes; ϕ , el ángulo de la velocidad relativa del flujo, que equivale a la suma del ángulo de paso θ , el ángulo de giro β y el ángulo de ataque α en las secciones del álabe; a , el factor de inducción axial; a' , el factor de inducción angular; C_L , coeficiente de sustentación y C_D , el coeficiente de arrastre. Observando la Figura 4, puede observarse que la expresión que representa la Ecuación (6).

$$\tan\phi = \frac{V(1-a)}{\omega r(1+a')} \quad (6)$$

También de la Figura 4, la velocidad relativa del agua puede expresarse como función de la velocidad del agua, la fracción de inducción axial y el ángulo de la velocidad relativa, tal como indica la Ecuación (7).

$$V_{Rel} = \frac{V(1-a)}{\sin\phi} \quad (7)$$

Por otra parte, la teoría BEM es útil para obtener expresiones del torque desarrollado y la fuerza de empuje que experimenta la turbina. Esta teoría se basa en el análisis de la fuerza hidrodinámica que se aplica al elemento radial del álabe de longitud infinitesimal. En la Figura 4, se muestra un corte transversal del elemento del álabe. También se muestra la fuerza aerodinámica actuando en el elemento de álabe [20]. El flujo de agua establece un diferencial de presión alrededor del elemento del álabe, lo cual resulta en una fuerza perpendicular a la dirección del movimiento del agua. Esta fuerza se denomina: fuerza de sustentación dL .

Adicionalmente, se produce una fuerza de arrastre dD en la dirección del flujo. La fuerza de arrastre es causada por las fuerzas de fricción viscosa en la superficie del perfil del álabe y la diferencia de presión a la que están sometidas las caras inferior y superior del álabe, debido al flujo de agua que las atraviesa. Las fuerzas dL y dD pueden encontrarse a partir de la definición de los coeficientes de sustentación C_L y arrastre C_D , como se expresa en las Ecuaciones (8) y (9), respectivamente.

$$dL = C_L \frac{1}{2} \rho V_{Rel}^2 c dr \quad (8)$$

$$dD = C_D \frac{1}{2} \rho V_{Rel}^2 c dr \quad (9)$$

Ambos coeficientes son función del tipo de perfil usado en el álabe y del ángulo de incidencia o ataque α . Como se observa en la Figura 4, es posible obtener la distribución del ángulo a partir de la velocidad relativa del flujo ϕ , que consiste en el ángulo de paso θ , el ángulo

de giro β y el ángulo de ataque α en una de las secciones del álabe, empleando la teoría BEM.

Las fuerzas de sustentación y arrastre pueden descomponerse en una fuerza normal dF_N al plano de rotación, que contribuye con el empuje, y una fuerza tangencial dF_T al círculo barrido por el rotor, que es la fuerza que genera el torque disponible en la turbina [8]. Ambas fuerzas vienen expresadas por las Ecuaciones (10) y (11), respectivamente.

$$dF_N = dL\cos\phi + dD\sin\phi$$

$$= (C_L\cos\phi + C_D\sin\phi) \frac{1}{2} \rho V_{Rel}^2 c dr$$

3. Resultados y discusión

En general, la sustentación de los perfiles analizados aumenta con el ángulo de ataque. Sin embargo, este aumento no es infinito: llega un punto en el que la pendiente de la curva empieza a disminuir, lo que implica que el perfil pierde capacidad de sustentar. Este fenómeno es conocido como *entrada en pérdida del perfil*, y está asociado al desprendimiento de la capa límite del fluido. En el caso específico del perfil Eppler 420 multielemento, el ángulo de ataque donde se presenta la mayor relación entre el coeficiente de sustentación y arrastre es de 8° . Si se compara con el ángulo de ataque óptimo de 17° para el perfil Eppler 420 tradicional, el ángulo de ataque óptimo del perfil multielemento es mucho menor, como ocurre con todos los perfiles multielemento estudiados en comparación con el perfil tradicional.

En general, cuando el ángulo de ataque es pequeño, el flujo es parecido al ideal (no viscoso e irrotacional). Bajo estas condiciones, la interacción entre el campo viscoso y no viscoso es débil. Por otro lado, cuando el ángulo de ataque es elevado, se presenta una separación de flujo del perfil hidrodinámico sobre el perfil, que perturba el campo no viscoso, generando una interacción fuerte entre el campo y la capa límite, lo que acaba en una pronta separación [21], [22].

Los resultados del análisis sobre cómo cambian los coeficientes de sustentación (C_{Lmax}) y arrastre (C_D) y su relación C_{Lmax}/C_D del perfil multielemento Eppler 420 cuando se varía el porcentaje de la cuerda del flap con respecto a la longitud de la cuerda del perfil principal se muestran en la Tabla 2.

$$dF_T = dL\sin\phi - dD\cos\phi =$$

$$(C_L\sin\phi - C_D\cos\phi) \frac{1}{2} \rho V_{Rel}^2 c dr$$

En la Tabla 2, puede observarse que la escala más apropiada de la solapa es de un 70 % del perfil principal. Ahora, usando la Ecuación (2) es posible determinar el radio del álabe capaz de generar una potencia de 1000 W. Para ello, se asumió una velocidad de la corriente de agua de 1,5 m/s, una relación de velocidad de punta de 6,325, un ángulo de paso de la sección del álabe de 0° , un coeficiente de potencia de 0,4382 y una eficiencia mecánica del 70 %. Para estos parámetros definidos, se requiere un rotor de radio igual a 0,785 m. Sin embargo, se aproxima a 0,79 m para simplificar. Con la selección del perfil Eppler 420 multielemento, se estable que el C_L es de 0,869; el C_D , de 0,069 y ángulo de ataque, de 0° .

El cálculo de la longitud de la cuerda total C del álabe principal se muestra en la Tabla 3.

En la Tabla 3, pueden observarse los parámetros predefinidos para el diseño de los álabes; es decir, la potencia de diseño, las condiciones de la corriente de agua, el coeficiente de potencia, la eficiencia mecánica, el número de álabes, la velocidad de punta del álabe, el ángulo de ataque, los coeficientes de sustentación y arrastre, el factor de inducción axial, la velocidad rotacional y el radio del rotor.

En dicha figura, también se muestran los parámetros calculados a partir de los anteriores, tales como la velocidad de punta del álabe local, el factor de inducción angular, el ángulo de la velocidad relativa, el ángulo de giro y la longitud de la cuerda para cada una de las 10 secciones definidas a lo largo del álabe. Con la Tabla 4, puede confirmarse que tanto el ángulo de giro como la longitud de la cuerda disminuyen de la raíz (sección 1) hasta la punta del álabe, (sección 10).

Una vez hallados los valores de la cuerda c para cada sección, el paso siguiente es multiplicar este valor por las coordenadas no dimensionales del perfil Eppler 420 multielemento. Sin embargo, debido a que las longitudes de la cuerda que resultaron son pequeñas, así que se decidió escalar las cuerdas usando un factor de escala F_e , para garantizar que los perfiles a lo largo del álabe fueran capaces de soportar las fuerzas hidrodinámicas generadas durante la operación de la turbina.

Tabla 2. Rendimiento de perfil multi-elemento Eppler 420 al aumentar la escala de la solapa.

α	40 %		50 %		60 %		70 %		80 %		90 %	
	C_{Lmax}	C_D	C_{Lmax}	C_D	C_{Lmax}	C_D	C_{Lmax}	C_D	C_{Lmax}	C_D	C_{Lmax}	C_D
-5	2,805	0,040	3,041	0,044	3,220	0,045	3,386	0,047	3,513	0,051	3,625	0,058
-4	2,919	0,041	3,154	0,043	3,332	0,046	3,497	0,051	3,623	0,058	3,730	0,063
-3	3,033	0,041	3,265	0,045	3,442	0,050	3,606	0,057	3,728	0,062	3,822	0,067
-2	3,145	0,042	3,375	0,049	3,551	0,055	3,708	0,061	3,822	0,066	3,883	0,071
-1	3,256	0,045	3,484	0,053	3,656	0,059	3,801	0,064	3,893	0,070	3,920	0,075
0	3,365	0,049	3,588	0,057	3,753	0,062	3,869	0,069	3,937	0,074	3,928	0,080
1	3,397	0,053	3,610	0,061	3,746	0,067	3,809	0,074	3,836	0,080	3,774	0,085
2	3,494	0,056	3,690	0,064	3,796	0,071	3,815	0,078	3,814	0,084	3,709	0,092
3	3,584	0,060	3,745	0,069	3,821	0,075	3,790	0,082	3,760	0,089	3,614	0,099
4	3,666	0,063	3,772	0,074	3,819	0,080	3,735	0,088	3,676	0,096	3,491	0,109
5	3,724	0,068	3,774	0,079	3,788	0,083	3,649	0,095	3,564	0,103	3,329	0,162
6	3,756	0,072	3,746	0,086	3,726	0,090	3,522	0,147	3,409	0,165	3,163	0,207
7	3,762	0,077	3,674	0,125	3,624	0,145	3,372	0,161	3,166	0,201	2,899	0,222
8	3,741	0,083	3,572	0,135	3,489	0,157	3,103	0,197	2,969	0,217	2,712	0,239
9	3,655	0,132	3,320	0,166	3,211	0,188	2,913	0,213	2,782	0,236	2,530	0,259
10	3,403	0,154	3,153	0,181	3,033	0,204	2,726	0,231	2,599	0,255	2,295	0,287
11	3,262	0,168	2,982	0,196	2,854	0,220	2,541	0,250	2,420	0,276	2,187	0,303
12	3,115	0,182	2,807	0,212	2,672	0,237	2,361	0,270	2,248	0,299	1,969	0,335
13	2,957	0,197	2,627	0,229	2,490	0,258	2,137	0,298	2,084	0,324	1,820	0,363
14	2,789	0,213	2,447	0,249	2,314	0,278	1,972	0,322	1,929	0,351	1,681	0,393
15	2,616	0,231	2,270	0,269	2,144	0,300	1,816	0,348	1,783	0,381	1,550	0,429
16	2,442	0,249	2,100	0,289	1,979	0,326	1,669	0,377	1,646	0,415	1,426	0,467
17	2,268	0,270	1,935	0,316	1,782	0,358	1,581	0,406	1,514	0,452	1,313	0,493
18	2,099	0,292	1,780	0,342	1,637	0,388	1,450	0,441	1,342	0,485	1,213	0,525
19	1,937	0,315	1,634	0,372	1,542	0,417	1,329	0,472	1,237	0,517	1,118	0,555
20	1,783	0,342	1,495	0,404	1,410	0,451	1,223	0,502	1,138	0,552	1,029	0,595
C_{Lmax}/C_D	48,991		47,526		50,683		56,293		53,074		49,285	

Las dimensiones iniciales de la cuerda podrían dificultar la construcción de los álabes y generar altos niveles de esfuerzo en la raíz de los álabes. Usando las ecuaciones (11) y (12) es posible determinar las fuerzas normal y tangencial a las que se encuentran sometido el álabes. La fuerzas normales y tangenciales para cada sección del álabes se muestran en la Tabla 4.

A partir de estas fuerzas, es posible obtener una fuerza resultante sobre el álabes igual a 477.170 N. Para determinar el factor de escala del álabes, se asumió una situación extrema de carga, en la que un álabes, representado como una viga en voladizo, se sometió a una fuerza puntual en el extremo B (Figura 5).

Tabla 3. Cálculo de las longitudes de cuerda corregida y fuerzas generadas sobre el álabe

Elemento No. (1 raíz, 10 punta)	Velocidad relativa del agua V_{rel} [m/s]	Fuerza normal, F_N [N]	Fuerza tangencial, F_T [N]	Fuerza resultante F_{Res} [N]	Longitud de la cuerda corregida C [m]	Fuerza normal corregida, F_N [N]	Fuerza tangencial corregida F_T [N]	Número de Reynolds
1	1,743	7,857	8,080	11.270	0,349	112,512	115,717	603386,413
2	2,404	15,782	9,448	18.394	0,299	226,014	135,297	714116,778
3	3,208	23,906	9,817	25.843	0,236	342,350	140,585	751852,433
4	4,074	32,253	9,960	33.756	0,191	461,887	142,638	773303,965
5	4,970	40,836	10,029	42.050	0,160	584,809	143,630	789622,795
6	5,882	49,667	10,068	50.677	0,138	711,278	144,180	804003,664
7	6,805	58,757	10,091	59.617	0,121	841,454	144,516	817624,528
8	7,733	68,118	10,107	68.863	0,108	975,507	144,736	831004,019
9	8,666	77,761	10,117	78.417	0,098	1113,613	144,887	844403,895
10	9,603	87,701	10,125	88.283	0,090	1255,959	144,996	857972,424
		Total	Total	Total		Total	Total	Promedio
		462.637	97.842	477.170		6625,383	1401,184	778729.091

Tabla 4. Cálculo de las longitudes de cuerda y ángulos de giro de las secciones del álabe.

Parámetros predefinidos de diseño							
Potencia de salida de la turbina, P [w]	Densidad del agua, ρ , [kg/m ³]	Velocidad del agua V , [m/s]	Coefficiente de potencia C_p	Eficiencia, η	Número de álabes B	Coefficiente de sustentación, C_L	Coefficiente de arrastre, C_D
1.000	997	1,5	0,4382	0,7	3	3.869	0,069
Velocidad de punta del álabe, λ	Ángulo de ataque, α	Factor de inducción axial			Velocidad de rotación, ω [rad/s]	Radio del rotor, R [m]	Δr
6.325	0°	1.291	0,153	0.556	13.952	0,680	0,068
Parámetros calculados							
Elemento n.º (1 raíz, 10 punta)	Elemento de álabe, r [m]	Velocidad de punta del álabe local, λ_r	Factor de inducción angular, a'	Ángulo de la velocidad relativa, ϕ (rad).	Ángulo de la velocidad relativa, ϕ (deg)	Ángulo de giro del álabe, β .	Longitud de la cuerda, C [m].
1	0,0790	0,6325	0,257	0,817	46.826	46.826	0,024
2	0,1580	1,2650	0,075	0,557	31.927	31.927	0,021
3	0,2370	1,8975	0,035	0,407	23.347	23.347	0,017
4	0,3160	2,5300	0,020	0,317	18.183	18.183	0,013
5	0,3950	3,1625	0,013	0,259	14.821	14.821	0,011
6	0,4740	3,7950	0,009	0,218	12.481	12.481	0,010
7	0,5530	4,4275	0,007	0,188	10.767	10.767	0,009
8	0,6320	5,0600	0,005	0,165	9.461	9.461	0,008
9	0,7110	5,6925	0,004	0,147	8.434	8.434	0,007
10	0,7900	6,3250	0,003	0,133	7.607	7.607	0,006

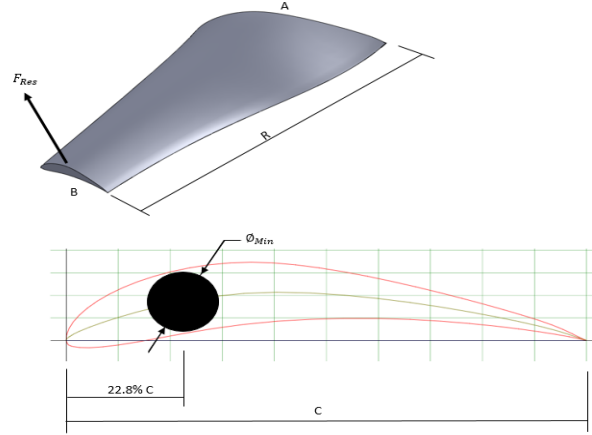


Figura 5. Modelo simplificado del cálculo del factor de escala de la cuerda. Fuente: elaboración propia.

Se asume que la sección transversal del álabes es circular, con el fin de determinar un diámetro mínimo ϕ_{Min} de sección para soportar las cargas. Dicha sección circular debe estar contenida en el espesor máximo del álabes. De acuerdo con la Tabla 1, el espesor máximo del perfil Eppler 420 es 14,3 % de C y se presenta al 22,8% de C. Por lo tanto, la longitud de la cuerda mínima (C_{min}) en la raíz del álabes puede determinarse usando la Ecuación (13).

$$C_{min} \geq \frac{\phi_{Min}}{0.143} \quad (13)$$

El diámetro mínimo puede obtenerse con base en las teorías de la resistencia de materiales a partir de un análisis de la viga en voladizo, con lo que se obtiene la Ecuación (14).

$$\phi_{Min} \geq \left(\frac{2M}{\pi\sigma_{adm}} \right)^{1/3} \quad (14)$$

donde M es el momento flector máximo que soporta la viga en voladizo y σ_{adm} es el esfuerzo normal admisible del material usado para la fabricación del álabes. El momento flector máximo es igual al producto de la fuerza resultante, sobre el álabes y el radio del álabes. Por lo tanto, la Ecuación (13) puede reescribirse como la Ecuación (15).

$$C_{min} \geq \frac{1}{0.143} \left(\frac{2F_{Res}R}{\pi\sigma_{adm}} \right)^{1/3} \quad (15)$$

Por lo tanto, el factor de escala de la cuerda sería igual a 14.321.

Con el fin de modelar el álabes diseñado, los valores de la coordenada x y y del perfil de cada sección fueron exportadas a un software CAD, creando varias secciones transversales del álabes desde la raíz hasta la punta. Una vez hecho esto, se usó el comando *recubrir* (Loft command), con lo que se generó el modelo 3D de los álabes que se muestran en las Figura 6a, 6b, 6c. Allí se representan el álabes normal con perfil Eppler 420 tradicional, perfil Eppler 420 Multielemento con solapa del 30% y perfil Eppler 420 Multielemento con solapa del 70 % respectivamente.

Con el objetivo de determinar la distribución de esfuerzo sobre el álabes, el modelo final se sometió a un análisis de elementos finitos e interacción fluido-estructura [23] en el software Ansys. Los resultados (Figura 6d) muestran que el esfuerzo de von Mises es menor que el esfuerzo de fluencia del material, que será usado para la fabricación del álabes (Nylon). Los mayores esfuerzos se presentan en los refuerzos de conexión entre el perfil principal y la solapa posterior y en la raíz del álabes.

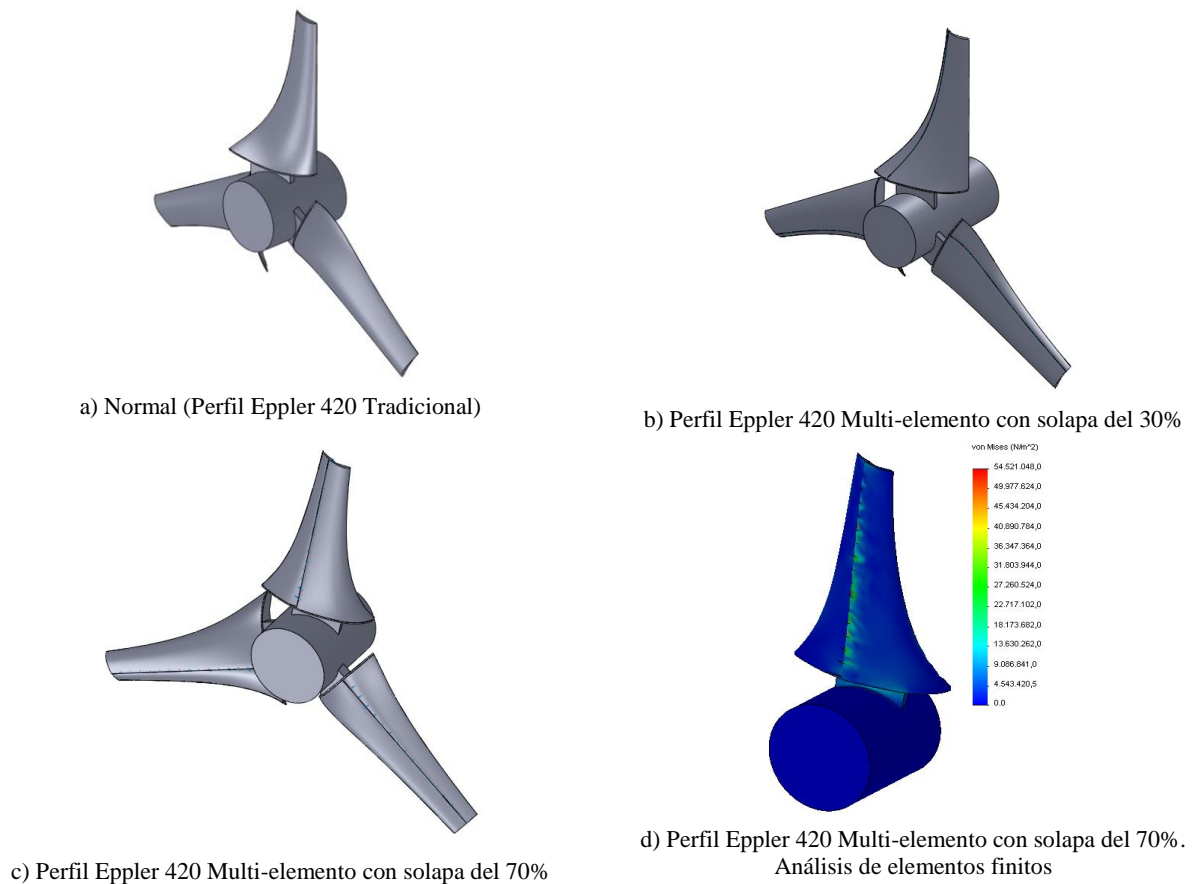


Figura 6. Rotores de la turbina hidrocínética.

4. Conclusiones

Los perfiles multielemento tienen un mayor coeficiente de sustentación C_L debido a que la solapa aumenta la superficie de contacto con el fluido. En la mayoría de los casos de estudio, se obtuvo una mayor relación entre el coeficiente de sustentación y arrastre C_L/C_D para los perfiles multielemento. Esto se debe a que la desviación del flujo ocasionada por el elemento principal beneficia a la solapa, disminuyendo así la separación del flujo en aquel elemento. De tal modo, que disminuye también el coeficiente de arrastre C_D .

La alta relación entre el coeficiente de arrastre y sustentación C_L/C_D puede ser de gran provecho para las turbinas hidrocínéticas, puesto que aumenta la cantidad de torque. Otro beneficio notable de los perfiles multielemento es que el valor del ángulo de ataque óptimo en muchos casos está próximo a la mitad del valor del ángulo de ataque del perfil original.

De los perfiles analizados, se seleccionó el Eppler 420 multielemento para el diseño de los álabes de una turbina hidrocínética de 1 kW. El perfil Eppler presenta mayor rendimiento cuando la solapa posterior del perfil es igual al 70% de la longitud de la cuerda del perfil principal.

Agradecimientos

Los autores agradecen el apoyo financiero de Colciencias y la Universidad de Antioquia para la realización de este trabajo.

Referencias

[1] M. Anyi and B. Kirke, "Evaluation of small axial flow hydrokinetic turbines for remote communities," *Energy Sustain. Dev.*, vol. 14, no. 2, pp. 110–116, 2010. doi: 10.1016/j.esd.2010.02.003.

[2] M. Anyi and B. Kirke, "Evaluation of small axial flow hydrokinetic turbines for remote communities," *Energy*

- Sustain. Dev.*, vol. 14, no. 2, pp. 110–116, 2010. doi: 10.1016/j.esd.2010.02.003.
- [3] H. J. Vermaak, K. Kusakana, and S. P. Koko, “Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: A review of literature,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 29, pp. 625–633, 2014. doi: 10.1016/j.rser.2013.08.066.
- [4] M. J. Khan, G. Bhuyan, M. T. Iqbal, and J. E. Quaicoe, “Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review,” *Appl. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 1823–1835, 2009. doi: 10.1016/j.apenergy.2009.02.017.
- [5] M. S. Güney and K. Kaygusuz, “Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 9, pp. 2996–3004, 2010, doi: 10.1016/j.rser.2010.06.016.
- [6] H. Beri and Y. Yao, “Numerical Simulation of Unsteady Flow to Show Self-starting of Vertical Axis Wind Turbine Using Fluent,” *J. Appl. Sci.*, vol. 11, no. 6, pp. 962–970, 2011. doi: 10.3923/jas.2011.962.970.
- [7] J. Zanette, D. Imbault, and A. Tourabi, “A design methodology for cross flow water turbines,” *Renew. Energy*, vol. 35, no. 5, pp. 997–1009, 2010. doi: 10.1016/j.renene.2009.09.014.
- [8] E. Chica and A. Rubio-Clemente, “Design of Zero Head Turbines for Power Generation,” in *Renewable Hydropower Technologies*, B. I. Ismail, Ed. IntechOpen, 2017, p. 25. doi: 10.5772/66907
- [9] M. Anyi and B. Kirke, “Hydrokinetic turbine blades: Design and local construction techniques for remote communities,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 15, no. 3, pp. 223–230, 2011. doi: 10.1016/j.esd.2011.06.003.
- [10] J. E. Dusek, “Leading edge vortex detection using bio-inspired on-body pressure sensing,” Massachusetts Institute of Technology, 2011.
- [11] S. Narsipur, B. Pomeroy, and M. Selig, “CFD Analysis of Multielement Airfoils for Wind Turbines,” in *30th AIAA Applied Aerodynamics Conference*, 2012. doi: 10.2514/6.2012-2781
- [12] A. Ragheb and M. Selig, “Multi-Element Airfoil Configurations for Wind Turbines,” in *29th AIAA Applied Aerodynamics Conference*, 2011. doi: 10.2514/6.2011-3971.
- [13] A. M. O. Smith, “High-Lift Aerodynamics,” *J. Aircr.*, vol. 12, no. 6, pp. 501–530, Jun. 1975. doi: 10.2514/3.59830.
- [14] M. Hepperle, “JAVAFOIL User’s Guide,” 2017. [Online]. Available: <https://www.mh-aerotoools.de/airfoils/java/JavaFoil%20Users%20Guide.pdf>.
- [15] A. Muratoglu and M. Yuce, “Performance Analysis of Hydrokinetic Turbine Blade Sections,” *Adv. Renew. Energy*, vol. 2, pp. 1–10, Dec. 2015.
- [16] G. Hagerman and B. Polagye, “Methodology for Estimating Tidal Current Energy Resources and Power Production by Tidal In-Stream Energy Conversion (TISEC) Devices,” 2006.
- [17] E. Chica, F. Pérez, and A. Rubio-Clemente, “Rotor Structural Design of A Hydrokinetic Turbine,” *IJAER, Int. J. Appl. Eng. Res.*, vol. 11, no. 4, pp. 2890–2897, 2016.
- [18] E. Chica, F. Pérez, A. Rubio-Clemente, and S. Agudelo, “Design of a hydrokinetic turbine,” in *WIT Transactions on Ecology and the Environment*, vol. 195, WIT Press, 2015, pp. 137–148. doi: 10.2495/ESUS150121
- [19] M. Valentini, T. Ofeigsson, and A. Raducu, “Control of a variable speed variable pitch wind turbine with full power converter,” Aalborg, Denmark, 2007.
- [20] J. F. Manwell, J. G. McGowan, and A. L. Rogers, “Aerodynamics of Wind Turbines,” in *Wind Energy Explained Theory, Design and Application*, 2nd ed. United Kingdom: Wiley, 2010, pp. 91–153.
- [21] C. M. Rhie And W. L. Chow, “Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation,” *AIAA J.*, vol. 21, no. 11, pp. 1525–1532, Nov. 1983. doi: 10.2514/3.8284.
- [22] J. Lei, F. Guo, and C. Huang, “Numerical study of separation on the trailing edge of a symmetrical airfoil at a low Reynolds number,” *Chinese J. Aeronaut.*, vol. 26, no. 4, pp. 918–925, 2013. doi: 10.1016/j.cja.2013.06.005.
- [23] K. Molina, D. Ortega, M. Martínez, W. Pinto-Hernández, and O. A. González-Estrada, “Modelado de la interacción fluido estructura (FSI) para el diseño de una turbina eólica HAWT,” *Rev. UIS Ing.*, vol. 17, no. 2, pp. 269–282, Oct. 2017. doi: 10.18273/revuin.v17n2-2018023.