

Cavitación en perfiles hidrodinámicos para turbinas hidrocinéticas

Cavitation in hydrofoils for hydrokinetic turbines

Ana Barona-Mejía ^{1a}, Sara Gómez-Díaz ^{1b}, Jonathan Aguilar-Bedoya ^{1c},
Ainhoa Rubio-Clemente ^{1d,2}, Edwin Chica-Arrieta ^{1e}

¹ Grupo de Investigación Energía Alternativa (GEA), Facultad de Ingeniería, Universidad de Antioquia, Colombia.
Orcid: ^a 0000-0001-7164-2543, ^b 0000-0003-3787-349X, ^c 0000-0001-7583-0357,

^e 0000-0002-5043-6414. Correos electrónicos: ^a ana.barona@udea.edu.co, ^b sara.gomez2@udea.edu.co,
^c jonathan.aguilar@udea.edu.co, ^e edwin.chica@udea.edu.co

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

Recibido: 6 agosto, 2020. Aceptado: 11 noviembre, 2020. Versión final: 2 enero, 2021.

Resumen


La resistencia a la cavitación es un requerimiento importante en el diseño de turbinas hidrocinéticas para aplicaciones marinas o fluviales dado que se ha demostrado que la cavitación puede contribuir al desgaste, corrosión, vibración y fatiga de los álabes de la turbina. La presencia de cavitación en los álabes puede conducir a la disminución del rendimiento de la turbina y la reducción de su vida útil. Por lo tanto, es fundamental incluir un estudio de cavitación en el análisis y desarrollo de los sistemas hidrocinéticos. En este trabajo, se presentan los elementos a tener en cuenta en un estudio de cavitación de los álabes de las turbinas hidrocinéticas. Como criterio para determinar la ocurrencia de cavitación, se presentó la comparación entre la distribución del coeficiente de presión (C_{pre}) sobre el perfil hidrodinámico Eppler 420 y el número de cavitación (σ). El C_{pre} fue calculado mediante simulación numérica usando el software Ansys Fluent. Los resultados mostraron que el perfil hidrodinámico Eppler 420 podría ser empleado para el diseño de los álabes de turbinas hidrocinéticas.

Palabras clave: cavitación; número de cavitación; inicio de la cavitación; turbina hidrocinética; perfil hidrodinámico; coeficiente de presión; CFD; Eppler 420; modelo de turbulencia $k - \omega$ SST; coeficiente de sustentación.

Abstract

Resistance to cavitation is an important requirement in the design of hydrokinetic turbines for marine or river applications due to cavitation has been found to contribute to the turbine blade wear, corrosion, vibration, and fatigue. The presence of cavitation in the blades can lead to a decrease in the turbine performance and the reduction of its useful life. Therefore, it is crucial to include a cavitation study in the analysis and development of hydrokinetic systems. In this work, the elements to be considered in a cavitation study of the blades of a hydrokinetic turbine are presented. The comparison between the distribution of the pressure coefficient (C_{pre}) on the Eppler 420 hydrofoil and the number of cavitation (σ) was presented as a criterion to determine the cavitation occurrence. C_{pre} was calculated by numerical simulation by using the Ansys Fluent software. The results showed that the Eppler 420 hydrofoil could be used for the design of the blades of hydrokinetic turbines.

Keywords: cavitation; cavitation number; cavitation inception; hydrokinetic turbine; hydrofoil; pressure coefficient; CFD; Eppler 420; $k - \omega$ SST turbulence model; lift coefficient.

ISSN impreso: 1657 - 4583. ISSN en línea: 2145 - 8456, **CC BY-ND 4.0** 

Como citar: A. Barona-Mejía, S. Gómez-Díaz, J. Aguilar-Bedoya, A. Rubio-Clemente, E. Chica-Arrieta, “Cavitación en perfiles hidrodinámicos para turbinas hidrocinéticas,” *Rev. UIS Ing.*, vol. 20, no. 2, pp. 85-96, 2021, doi: [10.18273/revuin.v20n2-2021008](https://doi.org/10.18273/revuin.v20n2-2021008)

1. Introducción

El plan energético de Colombia está alineado con los objetivos de desarrollo sostenible al contemplar la diversificación de la matriz energética con recursos energéticos de carácter renovable que garanticen el suministro oportuno, confiable, seguro y eficiente a toda la sociedad, y a su vez contribuyan a la reducción de emisiones de efecto invernadero y a la mitigación del cambio climático [1,2].

En Colombia, a pesar de que existen capacidades instaladas en tecnologías para el aprovechamiento de la energía hidráulica a filo de agua, eólica y solar, como fuentes de origen renovable [3-6], es importante emprender acciones para la apropiación y desarrollo de nuevas tecnologías no convencionales de generación de energía tales como el uso de equipos de generación a pequeña escala, incluyendo las turbinas hidráulicas, y/o el empleo de equipos no convencionales de generación como son las turbinas hidrocínicas [7].

Hoy en día, la energía hidrocínica es reconocida como una fuente alterna de energía renovable no contaminante y que no requiere de grandes obras de infraestructura comparables con las que sí necesitan las convencionales centrales hidráulicas [8, 9]. Con el fin de aprovechar eficientemente la energía que se encuentra en la velocidad del flujo de una corriente de agua, es necesario desarrollar las tecnologías de transformación energética para las condiciones hidráulicas de los saltos y cauces colombianos [7, 8].

Durante el diseño es importante definir cuidadosamente los requisitos funcionales de la turbina hidrocínica, con miras a maximizar el rendimiento del sistema aumentando la captura de energía durante la vida útil, reduciendo las inestabilidades hidrodinámicas y fallas del sistema [8, 9]. Dentro de los requisitos se encuentran la potencia a generar, durabilidad, facilidad de fabricación, instalación, operación y mantenimiento del sistema entre otros. Un aspecto importante relacionado con la durabilidad es la resistencia de los álabes al fenómeno de la cavitación que puede provocar un deterioro del rendimiento de los álabes, vibraciones y aumento de la turbulencia [10, 11]. Este fenómeno de cavitación puede cambiar la respuesta hidrodinámica del rotor ante el flujo debido a que disminuye la sustentación y aumenta el arrastre, por lo tanto, se debe evitar su aparición en los álabes de las turbinas hidrocínicas [10, 11].

El fenómeno de la cavitación se origina en la sección del álabe donde la presión disminuye por debajo de la presión de vapor del fluido. Ante este evento, el líquido

se vaporiza instantáneamente, formando una cavidad de vapor que altera el flujo alrededor del álabe. La forma y el tamaño de la burbuja también varía en función del campo de presiones y velocidad alrededor del fluido. Cuando la cavidad de vapor implosiona, la presión sobre la superficie del álabe aumenta, lo que promueve la erosión de su superficie [12].

En este trabajo se presenta, un análisis del fenómeno de cavitación sobre un perfil hidrodinámico que puede ser empleado para el diseño de turbinas hidrocínicas. El criterio utilizado para garantizar que no existe cavitación fue el del mínimo coeficiente de presión (C_{pre}). La distribución de C_{pre} fue determinada usando simulación numérica en el software Ansys Fluent.

2. Cavitación en turbinas hidrocínicas

El criterio más utilizado para minimizar o evitar la cavitación en turbinas hidráulicas consiste en comparar el número de cavitación (σ) o el factor de cavitación de Thoma's con el mínimo C_{pre} mediante la Ecuación (1) [13, 14].

$$C_{pre,min} + \sigma \geq 0 \quad (1)$$

donde el número de cavitación puede ser calculado empleando la Ecuación (2).

$$\sigma = \frac{p_{atm} + \rho gh - p_v}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (2)$$

siendo p_{atm} la presión atmosférica; ρ , la densidad del agua; h , la distancia entre la superficie libre y la posición radial del rotor; p_v , la presión de vapor; y V , la velocidad relativa a la sección del álabe. Es importante mencionar que el inicio de la cavitación ocurre en el perfil hidrodinámico cuando la presión local (p) en el perfil cae por debajo de p_v , lo cual se puede predecir a partir de la distribución de presión [13, 14]. Con el fin de diseñar un rotor con un buen desempeño a la cavitación, σ debería ser más alto que el C_{pre} , definido mediante la Ecuación (3). Adicionalmente, para garantizar un buen desempeño del perfil, los valores correspondientes al coeficiente de sustentación (C_L) y a la relación entre el coeficiente de sustentación (C_L) y el de arrastre (C_D) deben ser lo más altos posible. La cavitación se presenta cuando el mínimo C_{pre} es menor que σ [13, 14].

$$C_{pre} = \frac{p - p_{atm}}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (3)$$

donde p es la presión local.

La Figura 1 muestra la presión estática en una sección del álabe de una turbina hidrocínica.

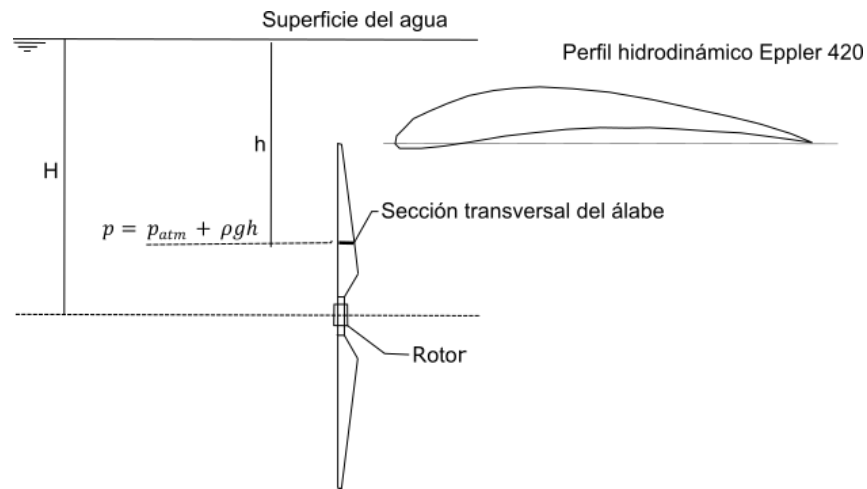


Figura 1. Esquema de la condición de presión estática en una sección transversal del álabe.

Molland y colaboradores en 2004 [14] describieron que las características de cavitación para un perfil hidrodinámico particular se pueden analizar mediante una envolvente de presión mínima (Figura 2a), o un área sin cavitación (Figura 2b) en función de σ . Dado que C_L es función de la distribución de presión, los autores determinaron que, para un perfil hidrodinámico particular del álabe, el área libre de cavitación se puede representar como una envoltura de C_L limitante a una base de σ . En la Figura 2b se muestra un esquema del área sin cavitación, junto con los tipos probables de cavitación. El ancho (vertical) del área es una medida de la tolerancia del perfil al funcionamiento sin cavitación; es decir, con un área más ancha, el perfil podrá tolerar una variación mucho mayor en el ángulo de ataque (α) sin cavitación. El ancho y la forma del área libre de

cavitación dependerán de las características del perfil, tales como el grosor, la curvatura, la forma general y la forma del borde de ataque. En este sentido, un aumento en el espesor del perfil hidrodinámico tiende a ensanchar el área libre de cavitación, mientras que un aumento en la inclinación del perfil conlleva a mover el mismo ancho y forma vertical del área hacia valores más altos de C_L [14].

Los coeficientes C_L y C_D se pueden determinar empleando las ecuaciones (4) y (5), respectivamente [15].

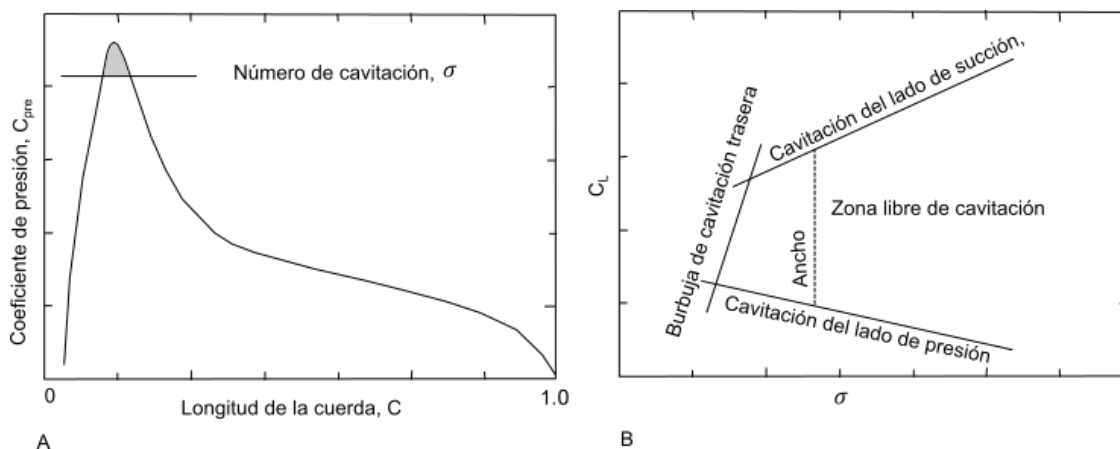


Figura 2. Inspección de la cavitación. Fuente: adaptado de [14].

$$C_L = \frac{1}{\frac{1}{2} \rho V^2} \int_S F_y dS \quad (4)$$

$$C_D = \frac{1}{\frac{1}{2} \rho V^2} \int_S F_x dS \quad (5)$$

donde S es la superficie del perfil hidrodinámico, F_x y F_y son las componentes de la fuerza hidrodinámica paralela y ortogonal a la dirección del flujo [15].

En la literatura, existen estudios sobre la cavitación de álabes de turbinas hidrocínicas. A modo de ejemplo, Molland y colaboradores [14] analizaron cuatro perfiles hidrodinámicos de la serie NACA (4415, 6615, 63-215 y 63-815), con los cuales se mostró mediante el uso del software XFOIL que el contorno libre de cavitación depende de las características del perfil como la forma, el espesor y la cuerda [14].

Por su parte, Bajah y colaboradores [16] analizaron la variación del coeficiente de potencia (C_p) y C_L con respecto a la inmersión de la turbina. Para ello utilizaron un rotor de diámetro (D) igual a 800 mm, con 3 álabes con variaciones del perfil hidrodinámico de la referencia NACA 63-8xx (812, 815, 818, 821 y 824) y un túnel de cavitación en el que el caudal máximo era de 8 m³/s y la presión se encontraba en el rango de 0.2 a 1.2 atm. Los autores llegaron a la conclusión de que los valores de C_p obtenidos con inmersión poco profunda de la punta del álabes (la altura de la superficie libre del agua y la punta del álabes fue 0.19 D) fueron 10-15% más bajos que los resultados obtenidos con la inmersión profunda del álabes (la altura de la superficie libre del agua y la punta del álabes fue 0.55 D). Los resultados obtenidos de C_L para el caso de inmersión poco profunda de la punta de los álabes fueron aproximadamente 5% más bajos que los encontrados en el caso de inmersión profunda de la punta del álabes. Los investigadores también concluyeron que la cavitación no aparece hasta que σ se ha reducido aproximadamente a 0.9 con un ángulo en el cubo o hub de 25° [16].

Guo y colaboradores [17] utilizaron el programa Ansys CFX para simular una turbina con similares especificaciones a la utilizada en la investigación de Bajah con un ángulo del cubo de 20° y utilizando un modelo homogéneo de dos fases junto con el modelo de cavitación Rayleigh-Plesset, el cual valida que la cavitación ocurre en las puntas de los álabes cuando se encuentra a poca profundidad de inmersión en aguas poco profundas (la altura de la superficie libre del agua y la punta del álabes fue 0.19 D) [17].

Por su parte, Batten y colaboradores [18] presentaron un modelo basado en la teoría BEM (Blade Element Momentum) para el diseño hidrodinámico de una turbina hidrocínica. En el modelo, la predicción de la cavitación fue llevada a cabo mediante la comparación de σ y C_{pre} . Los autores indicaron que la cavitación en álabes de turbinas hidrocínicas se puede evitar con el uso de perfiles hidrodinámicos adecuados para el diseño de los álabes; por lo tanto, es importante la correcta selección del perfil durante el diseño de los álabes [18].

Goundar y colaboradores [19] también utilizaron la teoría BEM y modificaron el perfil hidrodinámico S1210 con un aumento de la cuerda y del grosor de un 20%, para obtener un buen rendimiento en las relaciones de velocidad de punta (TSR) sin tener cavitación. Los autores concluyeron que al incrementar el TSR aumentan las posibilidades de cavitación en las secciones de los álabes, por lo que es mejor mantener el TSR lo más bajo posible con el fin de obtener un mayor rendimiento sin que se produzca cavitación [19].

Por otro lado, en la literatura se muestra el diseño de una turbina hidrocínica tipo propela a pequeña escala desarrollado por Schleicher et al. Los autores emplearon el software Ansys Fluent para verificar la presencia de cavitación en los álabes. Los resultados del estudio mostraron que se presenta cavitación cuando hay corrientes de 5 m/s. Sin embargo, en el caso de la turbina objeto de estudio no se observó la existencia de corrientes con esta velocidad puesto que su diseño fue para corrientes inferiores a 2.2 m/s [20].

En 2015, Silva y colaboradores [12] discutieron el diseño del álabes de una turbina hidrocínica considerando la cavitación. En este estudio, se propuso una aproximación matemática para la prevención del fenómeno de cavitación. Cabe destacar que este enfoque usa el criterio del mínimo C_{pre} como el límite de la cavitación para el flujo sobre los álabes. Los autores referidos modificaron la velocidad relativa local con el objetivo de prevenir la ocurrencia de cavitación en cada sección del álabes. La modificación de la velocidad se logró a través del cambio de la longitud de la cuerda local del álabes sin influir de manera significativa en el C_p de la turbina objeto de estudio [12].

La optimización de la longitud de la cuerda y el ángulo de giro de cada sección transversal del álabes de una turbina hidrocínica de eje horizontal fue desarrollada por Nigam y colaboradores [21] empleando la teoría BEM. Para lo lograr este propósito, los autores emplearon para el diseño del álabes dos perfiles hidrodinámicos

diferentes, el perfil S832 y el perfil Eppler 817, logrando mantener la rigidez en el extremo del álabe y eliminando la cavitación. Los resultados de los autores mostraron que la combinación de perfiles propuesta fue adecuada para evitar la cavitación. Los autores establecieron que mediante el perfil Eppler 817, el cual fue empleado para generar el 25% de la longitud total del álabe desde la punta del álabe hacia la raíz o el hub (cubo), se puede reducir los esfuerzos y la cavitación. El 75% restante de la longitud del perfil fue diseñado con el perfil hidrodinámico S832 [21].

Silva y colaboradores [22] realizaron la optimización del diseño de una turbina hidrocínica de eje horizontal considerando la posibilidad de existencia de la cavitación mediante la teoría BEM. Los autores, como criterio de inspección de la cavitación, también utilizaron la comparación entre el mínimo C_{pre} y σ . El modelo desarrollado por los autores mostró un buen comportamiento ante el fenómeno de la cavitación [22].

Por su parte, Muratoglu y colaboradores [23] compararon distintos perfiles hidrodinámicos (NACA, NREL y RISØ). Para los perfiles NACA, se analizaron las referencias NACA 4418, NACA 63-818 y NACA 63-218. Los autores presentaron la distribución de los valores de C_{pre} de los perfiles estudiados. Los resultados mostraron que el perfil NACA 63-818 tiene un C_{pre} promedio mayor y una mejor relación C_L/C_D en comparación con los valores obtenidos con los otros dos perfiles NACA estudiados. Por lo que el perfil NACA 63-818, a pesar de mostrar mejor rendimiento en términos de C_p , es más susceptible a tener cavitación. De igual manera, se compararon tres perfiles NREL (S822, S833 y S825) y cuatro perfiles RISØ (RISØ A-12, RISØ A-15, RISØ A-18 y RISØ A-21). El perfil S833 mostró una mejor relación C_L/C_D en comparación con los perfiles S822 y S825. Por otro lado, el C_{pre} más alto se logró con el perfil S825. El valor correspondiente a C_L/C_D se extendió hasta 12 para un α igual a 12° . El valor de C_{pre} del perfil hidrodinámico S825 fue más alto que el obtenido con los otros dos perfiles. Los perfiles RISØ usados generalmente en aerogeneradores tienen un borde de ataque pronunciado y bajos C_{pre} , lo cual provee un buen desempeño, así como baja cavitación en las turbinas hidrocínicas. Finalmente, los autores concluyeron que los perfiles NACA 63 y RISØ-A proveen un buen desempeño para ser implementados en turbinas hidrocínicas.

No obstante, según el análisis de los autores la mayoría de los perfiles NACA no son óptimos para ser usados en las turbinas debido a sus pobres características hidrodinámicas, las cuales conducen a la entrada en

pérdida del perfil, comúnmente conocida como *stall*. Adicionalmente, este tipo de perfiles presenta baja eficiencia estructural cerca del centro, y un desempeño inestable con distintos números de Reynolds. Por ello, la mejor opción entre los perfiles estudiados por los autores son los perfiles RISØ-A [23].

Recientemente, Vaz y colaboradores [24] propusieron un procedimiento de optimización de una turbina hidrocínica con difusor, dado que se ha demostrado que el difusor puede intensificar el fenómeno de la cavitación en la turbina [24]. La metodología presentada por los autores es una extensión de la metodología de optimización empleada por Vaz y Wood [25], en la cual el criterio del mínimo C_{pre} es incorporado en el coeficiente de empuje de la turbina para mantener la presión de la punta del álabe por encima de la presión de vapor del agua. La longitud de la cuerda de cada sección del álabe se determina mediante un análisis unidimensional donde se emplea una corrección para evitar la cavitación. Los resultados de la metodología de optimización propuesta por los autores fueron comprados con los estudios desarrollados por Silva y colaboradores [22, 29], en los cuales se evidenció que una mayor distribución de la cuerda puede evitar la cavitación. El modelo desarrollado por los autores referidos tiene un bajo costo computacional y una implementación numérica sencilla. Esta aproximación sugiere que la potencia de salida puede ser incrementada 42% para una velocidad del agua de 2.5 m/s, comparado con el modelo de optimización clásica de los autores Glauert y Durand detalla en la referencia [26].

El análisis de los estudios presentados muestra que al diseñar una turbina hidrocínica es importante seleccionar el perfil hidrodinámico más adecuado para evitar el inicio de la cavitación y maximizar la producción de energía. El criterio usado para determinar la ocurrencia de cavitación consiste en comparar el mínimo C_{pre} con σ . Para este propósito, la herramienta más usada reportada en la literatura para determinar el valor de C_{pre} consiste en la realización de un análisis numérico usando un software de dinámica de fluido computacional (CFD).

3. Simulación numérica

En este trabajo, se realizaron simulaciones fluidodinámicas bidimensionales en el software Ansys Fluent con el fin de describir el comportamiento del flujo alrededor del perfil y determinar el valor de C_{pre} . Las ecuaciones de Navier-Stoke promediadas de Reynolds (Reynolds-averaged Navier-Stoke-RANS equations) se consideraron como las ecuaciones gobernantes con el

modelo de turbulencia $k - \omega$ SST. Cabe resaltar que el modelo de turbulencia referido se utiliza para simular el comportamiento de turbinas hidrocineéticas [27-31], debido a que ha demostrado tener un buen rendimiento para flujos complejos, incluyendo gradientes de presión adversos y separaciones de flujo, como ocurren en este tipo de turbinas. Este modelo ofrece una predicción mejorada de los gradientes de presión adversos en las regiones cercanas a la pared en comparación con los modelos $k - \omega$ y $k - \varepsilon$ [32]. Las simulaciones CFD en este trabajo se realizaron utilizando el solucionador de estado estable (steady state solver) del software Ansys Fluent. Debe mencionarse que este enfoque ha sido utilizado por otros autores para el análisis de perfiles aerodinámicos e hidrodinámicos. En la presente investigación, se utilizó este esquema con el fin de reducir el tiempo computacional durante la simulación [27, 28, 33-35].

En la Figura 3 se presenta el dominio computacional empleado para el análisis fluidodinámico del perfil hidrodinámico para determinar los valores de C_{pre} , C_L y C_D . El dominio computacional tiene una topología en C y se extiende 10 veces la longitud de la cuerda (radio) aguas arriba y 20 veces la longitud de la cuerda aguas abajo.

En este estudio, se seleccionó el perfil Eppler 420 para conocer su resistencia a la cavitación. El perfil Eppler 420 fue seleccionado debido a que estudios previos mostraron que dicho perfil tiene una mejor relación C_L/C_D (47.77) entre 14 perfiles hidrodinámicos analizados [36, 37].

Por lo tanto, para el estudio se consideró un número de Reynolds (R_e) promedio de 789749.677 a lo largo del álabe y una velocidad relativa (V_{rel}) promedio de 5.517 m/s. La determinación de V_{rel} puede ser consultada en detalle en la referencia [37]. A partir de la Ecuación (6) se determinó una longitud promedio de la cuerda (C), la cual fue igual a 0.1773 m para el perfil hidrodinámico utilizado para el análisis [37].

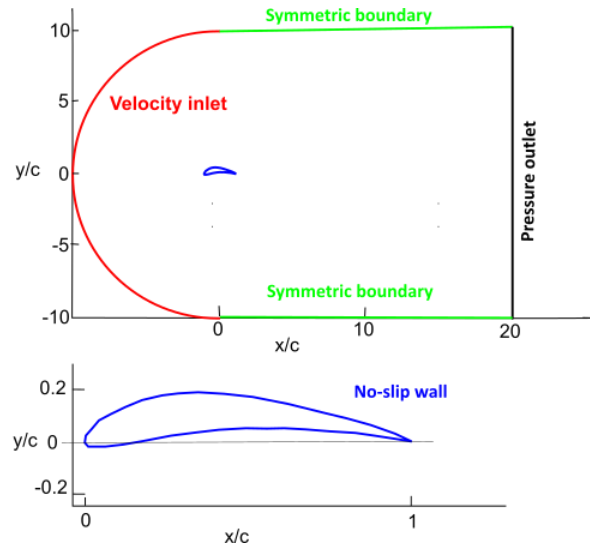


Figura 3. Dominio computacional con topología en C empleado para el análisis del coeficiente de presión (C_{pre}) del perfil hidrodinámico Eppler 420.

$$R_e = \frac{V_{rel}C}{\nu} \quad (6)$$

El dominio computacional fue mallado utilizando una malla no estructurada, la cual se generó para asegurar un $y^+ \leq 1$ colocando al menos 30 capas en la región de la capa límite. Se realizó un estudio de la independencia de la malla para asegurar la convergencia de la solución. Para ello, se seleccionaron 5 tamaños de la malla. En la Tabla 1 se muestra el estudio de independencia de la malla para un α del perfil igual a 0° . El C_L y C_D fueron elegidos parámetros de interés para el estudio de independencia de la malla y los resultados se compararon con los obtenidos con la malla 5. A la vista de estos resultados, la malla 3 fue seleccionada para los estudios numéricos.

Tabla 1. Propiedades de los agregados convencionales y alternativos

Malla	Número de elementos	y^+	C_L	C_D	Error C_L (%)	Error C_D (%)
Malla 1	94692	0.5847	2.314	0.108	24.07	29.26
Malla 2	131599	0.2929	2.396	0.097	28.47	36.25
Malla 3	203428	0.1431	1.863	0.153	0.11	0.34
Malla 4	349733	0.1426	1.911	0.147	2.49	3.52
Malla 5	493095	0.0855	1.865	0.153	-	-

Fuente: elaboración propia.

Adicional al estudio de convergencia de la malla presentado, se calculó el índice de convergencia de la malla (GCI, Grid Convergence Index). A este procedimiento se le llama extrapolación de Richardson [38, 39, 40].

El GCI se puede obtener mediante la Ecuación (7) cuando se usa la solución de una malla fina o mediante la Ecuación (8) cuando se usa la solución de una malla gruesa [38, 39, 40].

$$GCI_{fine} = \frac{F \cdot |\epsilon|}{r^p - 1} \tag{7}$$

$$GCI_{coarse} = \frac{F \cdot |\epsilon| r^p}{r^p - 1} \tag{8}$$

Donde r es la relación entre el tamaño de la malla gruesa y el tamaño característico de la malla fina, ϵ es la estimación del error relativo de la solución (f) de una variable de control, que se obtiene como la diferencia entre la solución fina y la solución gruesa dividida entre la solución fina. Se multiplica por un factor de seguridad F que suele tomarse como 3 (a veces como 1.25, cuando se usan muchos tamaños de malla para estimar el orden de convergencia p). El orden de convergencia se estima con la Ecuación (9).

$$p = \frac{\ln\left(\frac{f_3 - f_2}{f_2 - f_1}\right)}{\ln(r)} \tag{9}$$

El GCI se suele expresar en tanto por ciento, y permite también estimar que tamaño de malla sería necesario para obtener una solución de cierta calidad, a partir de las mallas que ya se han probado [38, 39, 40]. El GCI para las variables C_L y C_D fueron iguales a 1.0011 y 0.9987. Un valor de GCI cercano a 1 es ideal para garantizar la independencia de la malla.

Las condiciones de frontera que fueron impuestas al dominio computacional son mostradas en la Tabla 2. Durante las simulaciones se varió α para obtener la mejor relación C_L/C_D .

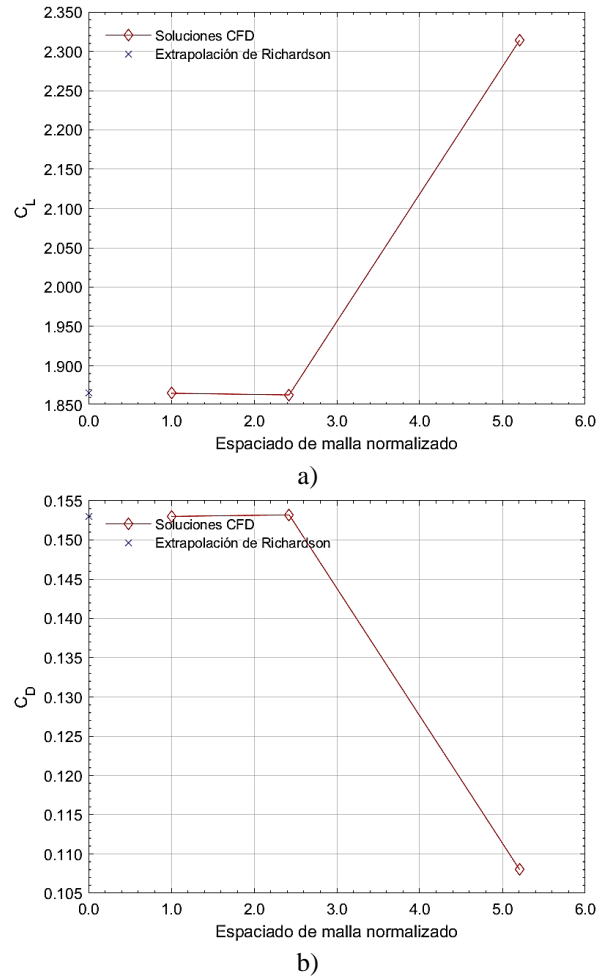


Figura 4. Resultados del estudio de independencia de malla, con extrapolación generalizada de Richardson. a) C_L , b) C_D

Tabla 2. Geometría del perfil hidrodinámico y condiciones de frontera

Parámetros	Descripción
Perfil hidrodinámico	Eppler 420
Longitud de la cuerda del álabe (C)	0.177 m
Fluido	Agua a 25 °C
Modelo de turbulencia empleado	$k - \omega$ SST
Condición de frontera en la entrada (Inlet)	Velocity inlet (5.517 m/s)
Condición de frontera en la salida (Outlet), correspondiente a la presión manométrica de 1.5 de altura	Pressure outlet
Condición de frontera en el borde superior del dominio	Symmetric boundary
Condición de frontera en el borde inferior del dominio	Symmetric boundary
Paredes del perfil hidrodinámico	No-slip wall

4. Resultados

A partir del análisis numérico en CFD, se obtuvo una relación C_L/C_D máxima de 39.05 (siendo C_L y C_D iguales a 1.42 y 0.036, respectivamente) para un α igual a 3° . En la Figura 5 se muestra la relación C_L/C_D vs. α con el fin de conocer el desempeño del perfil en un rango más amplio de α .

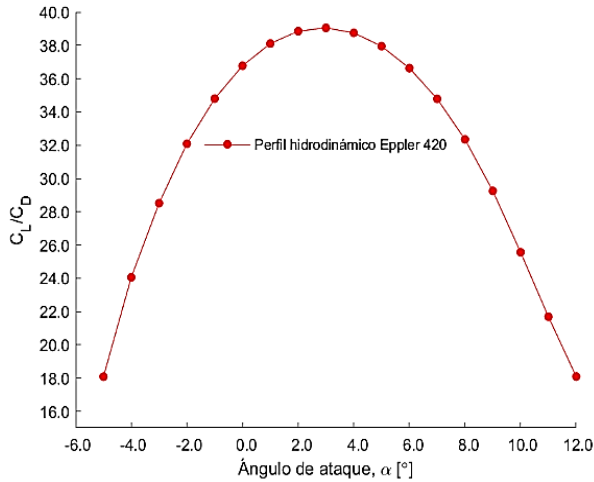


Figura 5. Relación entre el coeficiente de sustentación y arrastre (C_L/C_D) vs. el ángulo de ataque (α) para el perfil hidrodinámico Eppler 420.

La Figura 6 muestra la distribución de C_{pre} para el perfil hidrodinámico Eppler 420. Con el fin de comparar los valores obtenidos de C_{pre} , se determina el número de cavitación empleando la Ecuación (2) considerando que ρ es igual a 997 kg/m^3 , la distancia entre la superficie del agua libre y el centro del rotor de la turbina, $h = H$ y se estima en 1.5 m. Por su parte, g es igual a 9.81 m/s^2 y P_v se corresponde con la presión de vapor a la temperatura de flujo; por lo tanto, se emplearon valores de P_v entre 872.579 Pa a 5°C y 2339.256 Pa a 20°C . Adicionalmente, el valor de V se asume igual a V_{rel} equivalente a 5.517 m/s . Al reemplazar los valores de las variables referidas anteriormente en la Ecuación (2), se obtiene que el valor más bajo de σ es 4.235; sin embargo, como criterio de comparación se establece un valor de σ igual a 4, valor reportado experimentalmente en la literatura [15].

Al analizar la distribución de $|C_{pre}|$, se puede concluir que ningún valor de este coeficiente sobre la superficie del perfil supera el valor de σ ; por lo tanto, se puede concluir que el perfil no presentará cavitación, de modo que se podría emplear para el diseño de las alabes de la turbina hidrocínética. El valor más bajo de C_{pre} se

presenta en la superficie superior del perfil cerca del borde de ataque. Si h es igual a 0 en la Ecuación 2 la punta de los álabes se encuentra sobre la superficie del agua, en este caso σ es igual a 3.268. Sin embargo, en este escenario cuando el alabe se encuentre en la parte superior tampoco se presenta cavitación debido a que los valores de $|C_{pre}|$ tampoco supera el valor de σ .

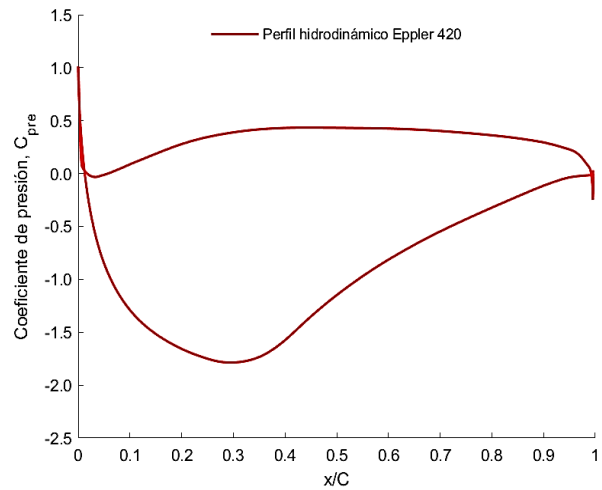


Figura 6. Distribución del coeficiente de presión (C_{pre}) para el perfil hidrodinámico Eppler 420

En la Figura 7a y 7b se presentan las gráficas del contorno de presión y de velocidad alrededor del perfil Eppler 420 a un valor de α igual a 3° . Debido al flujo alrededor del perfil, se crea una región de alta presión y otra de baja presión en la parte inferior y superior del perfil, respectivamente. Esta diferencia de presión conduce a una diferencia de las velocidades en las regiones a través del principio de Bernoulli. Adicionalmente, la diferencia de presión referida hace que el agua en la región de alta presión genere una fuerza de elevación hacia arriba en el perfil hidrodinámico que contribuye a la generación del torque alrededor del eje del álabes.

En la Figura 7b se visualiza una buena adherencia de la capa límite en el extradós del perfil. Se muestra un desprendimiento de la capa límite del fluido muy cerca del borde de salida del perfil. Este desprendimiento produce alteraciones del campo de presiones que afectan ligeramente la sustentación y la resistencia hidrodinámica.

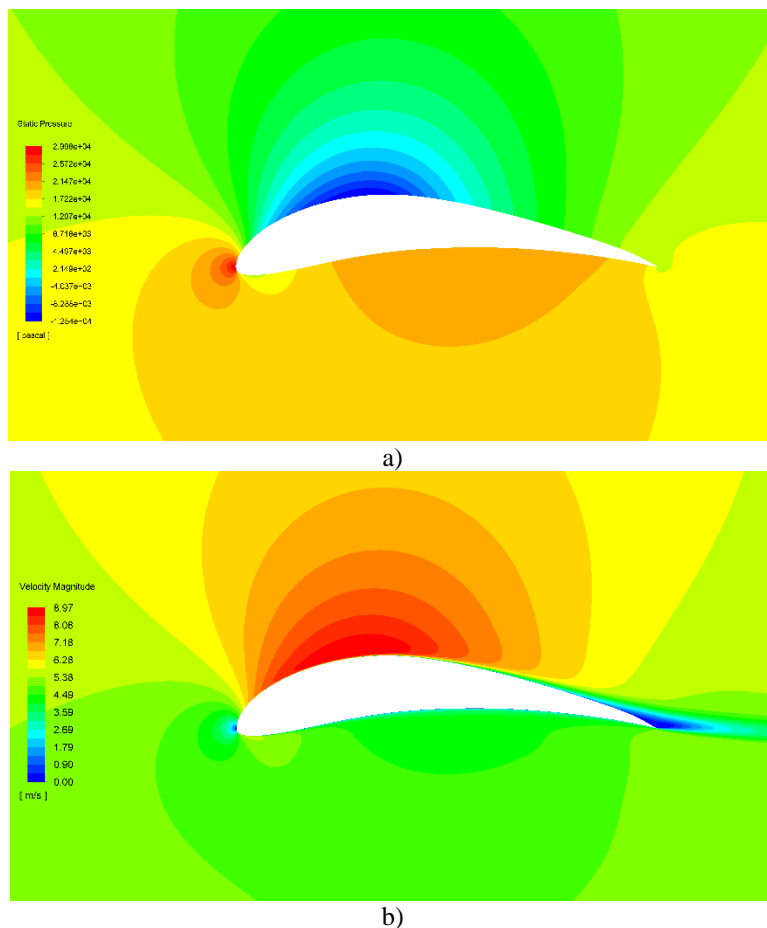


Figura 7. Distribución de presión y velocidad alrededor del perfil. a) Contorno de presión, b) Contorno de velocidad.

5. Conclusiones

Estudios reportados en la literatura muestran que la cavitación en los álabes de turbinas hidrocínicas puede ocasionar una disminución en su rendimiento y eventual falla de los álabes. Generalmente, la cavitación se puede presentar en las partes del álabes con altas velocidades, como ocurre en sus puntas. Por lo tanto, durante el diseño de los álabes de las turbinas hidrocínicas es fundamental elegir un perfil hidrodinámico resistente a la cavitación. En este estudio, se analizó la resistencia a la cavitación del perfil hidrodinámico Eppler 420 mediante simulaciones numéricas utilizando el software Ansys Fluent. El criterio empleado para el análisis de cavitación del perfil consistió en comparar el mínimo C_{pre} con σ . Los resultados indicaron que el perfil Eppler muestra una buena resistencia a la cavitación; mientras se mantengan las condiciones del análisis presentado para el álabes estudiado, por lo tanto, se recomienda su uso para el diseño de los álabes de una turbina hidrocínética.

Agradecimiento

Los autores agradecen al Programa Colombia Científica como fuente de financiación, en el marco de las convocatorias Ecosistema Científico (Contrato No. FP44842- 218-2018).

Referencias

- [1] O. Pupo-Roncallo, J. Campillo, D. Ingham, K. Hughes, M. Pourkashanian, "Renewable energy production and demand dataset for the energy system of Colombia", *Data in Brief*, vol. 28, 105084, 2020, doi: 10.1016/j.dib.2019.105084
- [2] O. Pupo-Roncallo, J. Campillo, D. Ingham, K. Hughes, M. Pourkashanian, "Large scale integration of renewable energy sources (RES) in the future Colombian energy system", *Energy*, vol. 186, 115805, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.07.135

- [3] J. G. Rueda-Bayona, A. Guzmán, J. J. C. Eras, R. Silva-Casarín, E. Bastidas-Arteaga, J. Horrillo-Caraballo, “Renewables energies in Colombia and the opportunity for the offshore wind technology”, *Journal of Cleaner Production*, vol. 220, pp. 529-543, 2019.
- [4] T. Gómez-Navarro, D. Ribó-Pérez, “Assessing the obstacles to the participation of renewable energy sources in the electricity market of Colombia”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 90, pp. 131-141, 2018, doi: 10.1016/j.rser.2018.03.015
- [5] F. Henao, I. Dyer, “Renewables in the optimal expansion of colombian power considering the Hidroituango crisis”, *Renewable Energy*, vol. 158, pp. 612-627, 2020, doi: 10.1016/j.renene.2020.05.055
- [6] D. Rodríguez-Urrego, L. Rodríguez-Urrego, “Photovoltaic energy in Colombia: current status, inventory, policies and future prospects”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 92, pp. 160-170, 2018, doi: 10.1016/j.rser.2018.04.065
- [7] R. D. M. Ramírez, F. I. Cuervo, C. A. M. Rico, “Technical and financial valuation of hydrokinetic power in the discharge channels of large hydropower plants in Colombia: A case study”, *Renewable Energy*, vol. 99, pp. 136-147, 2016, doi: 10.1016/j.renene.2016.06.047
- [8] M. I. Yuce, A. Muratoglu, “Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43, pp. 72-82, 2015, doi: 10.1016/j.rser.2014.10.037
- [9] K. Kusakana, “Energy management of a grid-connected hydrokinetic system under Time of Use tariff”, *Renewable Energy*, vol. 101, pp. 1325-1333, 2017.
- [10] M. R. Motley, R. B. Barber, “Passive control of marine hydrokinetic turbine blades”, *Composite Structures*, vol. 110, pp. 133-139, 2014, doi: 10.1016/j.compstruct.2013.11.026
- [11] R. C. Adhikari, J. Vaz, D. Wood, “Cavitation inception in crossflow hydro turbines”, *Energies*, vol. 9, no. 4, pp. 237, 2016, doi: 10.3390/en9040237
- [12] P. A. S. F. da Silva, L. D. Shinomiya, T. F. de Oliveira, J. R. P. Vaz, A. L. A. Mesquita, A. C. P. B. Junior, “Design of hydrokinetic turbine blades considering cavitation”, en *The 7th International Conference on Applied Energy-ICAE2015*, *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 277-282, 2015.
- [13] P. Kumar, R. P. Saini, “Study of cavitation in hydro turbines-A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, n. 1, pp. 374-383, 2010, doi: 10.1016/j.rser.2009.07.024
- [14] A. F. Molland, A. S. Bahaj, J. R. Chaplin, W. M. J. Batten, “Measurements and predictions of forces, pressures and cavitation on 2-D sections suitable for marine current turbines”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, vol. 218, no. 2, pp. 127-138, 2004, doi: 10.1243/1475090041651412
- [15] L. Soulat, A. F. Pouangue, S. Moreau, “A high-order sensitivity method for multi-element high-lift device optimization”, *Computers & Fluids*, vol. 124, pp. 105-116, 2016, doi: 10.1016/j.compfluid.2015.10.013
- [16] A. S. Bahaj, A. F. Molland, J. R. Chaplin, W. M. J. Batten, “Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank”, *Renewable Energy*, vol. 32, no. 3, pp. 407-426, 2007, doi: 10.1016/j.renene.2006.01.012
- [17] Q. Guo, L. J. Zhou, Z. W. Wang, “Numerical simulation of cavitation for a horizontal axis marine current turbine”, en *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 72, no. 4, pp. 042045, 2015, doi: 10.1088/1757-899X/72/4/042045
- [18] W. M. J. Batten, A. S. Bahaj, A. F. Molland, J. R. Chaplin, “The prediction of the hydrodynamic performance of marine current turbines”, *Renewable Energy*, vol. 33, no. 5, pp. 1085-1096, 2008, doi: 10.1016/j.renene.2007.05.043
- [19] J. N. Goundar, M. R. Ahmed, Y. H. Lee, “Numerical and experimental studies on hydrofoils for marine current turbines”, *Renewable Energy*, vol. 42, pp. 173-179, 2012, doi: 10.1016/j.renene.2011.07.048
- [20] W. C. Schleicher, J. D. Riglin, Z. A. Kraybill, A. Oztekin, R. C. Klein Jr, “Design and simulation of a micro hydrokinetic turbine”, en *Proceedings of the 1st Marine Energy Technology Symposium, METS13, Washington, USA*, 2013, pp. 1-8.
- [21] S. Nigam, S. Bansal, T. Nema, V. Sharma, R. K. Singh, “Design and Pitch Angle Optimisation of Horizontal Axis Hydrokinetic Turbine with Constant Tip Speed Ratio”, en *MATEC Web of Conferences 95*, 2017, pp. 06004, doi: 10.1051/mateconf/20179506004

- [22] P. A. S. F. Silva, L. D. Shinomiya, T. F. de Oliveira, J. R. P. Vaz, A. L. A. Mesquita, A. C. P. B. Junior, "Analysis of cavitation for the optimized design of hydrokinetic turbines using BEM", *Applied Energy*, vol. 185, pp. 1281-1291, 2017.
- [23] A. Muratoglu, M. I. Yuce, "Performance Analysis of Hydrokinetic Turbine Blade Sections", *Journal ISSN*, vol. 2, pp. 1-10, 2015.
- [24] D. A. do Rio Vaz, J. R. Vaz, P. A. Silva, "An approach for the optimization of diffuser-augmented hydrokinetic blades free of cavitation", *Energy for Sustainable Development*, vol. 45, pp. 142-149, 2018, doi: 10.1016/j.esd.2018.06.002
- [25] J. R. Vaz, D. H. Wood, "Aerodynamic optimization of the blades of diffuser-augmented wind turbines", *Energy Conversion and Management*, vol. 123, pp. 35-45, 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.06.015
- [26] H. Glauert, W. Durand, "Aerodynamic theory", en *Chapter XI. Division I. Airplanes propellers*, New York: Dover, 1963, pp. 191-195.
- [27] A. F. P. Ribeiro, A. M. Awruch, H. M. Gomes, "An airfoil optimization technique for wind turbines, Applied Mathematical Modelling", vol. 36, no. 10, pp. 4898-4907, 2012, doi: 10.1016/j.apm.2011.12.026
- [28] W. C. Schleicher, J. D. Riglin, A. Oztekin, "Numerical characterization of a preliminary portable micro-hydrokinetic turbine rotor design", *Renewable Energy*, vol. 76, pp. 234-241, 2015, doi: 10.1016/j.renene.2014.11.032
- [29] P. A. Silva, T. F. Oliveira, A. C. Brasil Junior, J. R. Vaz, J.R., "Numerical Study of Wake Characteristics in a Horizontal-Axis Hydrokinetic Turbine", *Anais da Academia Brasileira de Ciências*, vol. 88, no. 4, pp. 2441-2456, 2016, doi: 10.1590/0001-3765201620150652
- [30] J. M. R. Gorle, L. Chatellier, F. Pons, M. Ba, "Flow and performance analysis of H-Darrieus hydroturbine in a confined flow: A computational and experimental study", *Journal of Fluids and Structures*, vol. 66, pp. 382-402, 2016, doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2016.08.003
- [31] X. Wang, B. Song, P. Wang, C. Sun, "Hydrofoil optimization of underwater glider using Free-Form Deformation and surrogate-based optimization", *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, vol. 10, no. 6, pp. 730-740, 2018, doi: 10.1016/j.ijnaoe.2017.12.005
- [32] F. R. Menter, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications", *AIAA journal*, vol. 32, no. 8, pp. 1598-1605, 1994, doi: 10.2514/3.12149
- [33] J. Morgado, R. Vizinho, M. A. R. Silvestre, J. C. Páscoa, "XFOIL vs CFD performance predictions for high lift low Reynolds number airfoils", *Aerospace Science and Technology*, vol. 52, pp. 207-214, 2016, doi: 10.1016/j.ast.2016.02.031
- [34] W. Tian, Z. Mao, H. Ding, "Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine", *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, vol. 10, no. 6, pp. 782-793, 2018, doi: 10.1016/j.ijnaoe.2017.10.006
- [35] A. Abutunis, R. Hussein, K. Chandrashekhara, "A neural network approach to enhance blade element momentum theory performance for horizontal axis hydrokinetic turbine application", *Renewable Energy*, vol. 136, pp. 1281-1293, 2019, doi: 10.1016/j.renene.2018.09.105
- [36] E. Chica, J. Aguilar, A. Rubio-Clemente, "Analysis of a lift augmented hydrofoil for hydrokinetic turbines", *Renewable Energy and Power Quality Journal*, vol. 17, pp. 49-55, 2019.
- [37] E. Chica, J. A. Bedoya, y A. Rubio-Clemente, "Investigación numérica sobre el uso de álabes multielemento en turbina hidrocinética de eje horizontal", *Revista UIS Ingenierías*, vol. 18, no. 3, 117-128, 2019.
- [38] P. J. Roache, "Quantification of uncertainty in computational fluid dynamics", *Annual review of fluid Mechanics*, vol. 29, no. 1, 123-160, 1997, doi: 10.1146/annurev.fluid.29.1.123
- [39] A. P. Prakoso, A. I. Siswantara, D. Adanta, "Comparison between 6-DOF UDF and moving mesh approaches in CFD methods for predicting cross-flow pico-hydro turbine performance", *CFD Letters*, vol. 11, no. 6, 86-96, 2019.
- [40] P. J. Roache, "Perspective: a method for uniform reporting of grid refinement studies". *Journal of Fluids Engineering*, vol. 116, pp. 405-413, 1994, doi: 10.1115/1.2910291