

# Turbinas hidrocinéticas tipo propela: una alternativa para la generación de energía eléctrica

## Propeller type hydrokinetic turbines: An alternative for electric power generation

Fredys Romero-Menco <sup>1a</sup>, Ainhoa Rubio-Clemente <sup>1b</sup>, Edwin Chica <sup>1c</sup>

<sup>1</sup> Grupo de Investigación Energía Alternativa (GEA), Facultad de Ingeniería, Universidad de Antioquia, Colombia.

Correo electrónico: [dejesus.romero@udea.edu.co](mailto:dejesus.romero@udea.edu.co) <sup>a</sup>, [ainhoa.rubioc@udea.edu.co](mailto:ainhoa.rubioc@udea.edu.co) <sup>b</sup>, [edwin.chica@udea.edu.co](mailto:edwin.chica@udea.edu.co) <sup>c</sup>.

Orcid: [0000-0002-6364-4298](https://orcid.org/0000-0002-6364-4298) <sup>a</sup>, [0000-0003-1527-260X](https://orcid.org/0000-0003-1527-260X) <sup>b</sup>, [0000-0002-5043-6414](https://orcid.org/0000-0002-5043-6414) <sup>c</sup>.

Recibido: 15 mayo, 2022. Aceptado: 21 julio, 2022. Versión final: 24 agosto, 2022.

### Resumen

Las turbinas hidrocinéticas son dispositivos que transforman la energía cinética del flujo del agua en energía eléctrica mediante el uso de generadores eléctricos. Las propelas son dispositivos utilizados para proporcionar movimiento a los vehículos que se desplazan en medio acuático. En este trabajo, se presentan los avances de mayor relevancia en el diseño de turbinas hidrocinéticas tipo propela y propelas marinas. Se considera pertinente el desarrollo de una turbina hidrocinética en la cual se incorporen características geométricas propias de las propelas, con el fin de analizar la influencia de estos factores en el desempeño de la operación como turbina, razón por la cual adicionalmente se propone una metodología para el diseño de turbinas de este tipo. Se espera que la turbina hidrocinética tipo propela tenga un mejor desempeño en comparación con las turbinas hidrocinéticas tradicionales, de forma que contribuya con la implementación y mejoramiento de estas tecnologías para el aprovechamiento del recurso hidrocinético.

**Palabras clave:** algoritmo genético; arrastre; cavitación; eficiencia; energía renovable; metodología de diseño; modelos de turbulencia; optimización; propelas; simulación computacional; sustentación.

### Abstract

Hydrokinetic turbines are devices that transform the kinetic energy of water flow into electrical energy using an electric generator. Propellers are devices used to provide movement in vehicles that displace in aquatic environment. In this work, the main advances in the design of propeller-type hydrokinetic turbines and marine propellers are presented. The development of a hydrokinetic turbine, in which geometric characteristics of the propellers are incorporated is considered pertinent, in order to analyze the influence of these factors on the operation performance as a turbine. For this reason a methodology for the design of the mentioned device is proposed. The propeller-type hydrokinetic turbine is expected to have a better performance compared to traditional hydrokinetic turbines, contributing to the implementation and improvement of these technologies for the use of the hydrokinetic resource.

**Keywords:** cavitation; computational simulation; drag; design methodology; efficiency; genetic algorithm; lift; renewable energy; optimization; propellers; turbulence models.

ISSN impreso: 1657 - 4583. ISSN en línea: 2145 – 8456.

Este es un artículo de acceso abierto bajo la licencia **CC BY-ND 4.0**



Como citar: F. Romero-Menco, A. Rubio-Clemente, E. Chica, “Turbinas hidrocinéticas tipo propela: una alternativa para la generación de energía eléctrica,” *Rev. UIS Ing.*, vol. 21, no. 3, pp. 111-134, 2022, doi: <https://doi.org/10.18273/revuin.v21n3-2022010>.

## Nomenclatura

$\alpha$ : ángulo de ataque, [ $^{\circ}$ ]  
 $\eta$ : eficiencia  
 $\phi$ : ángulo de paso, [ $^{\circ}$ ]  
 $\rho$ : densidad del fluido, [ $kgm^{-3}$ ]  
 $c$ : cuerda de la sección  
 $C_D$ : coeficiente de arrastre  
 $C_L$ : coeficiente de sustentación  
 $C_p$ : coeficiente de potencia  
 $D$ : diámetro de la propela, [ $m$ ]  
 $D_t$ : diámetro de la turbina, [ $m$ ]  
 $F_D$ : drag force o fuerza de arrastre, [ $N$ ]  
 $F_L$ : lift force o fuerza de sustentación, [ $N$ ]  
 $F_r$ : número de Froude  
 $J$ : coeficiente de avance  
 $K_Q$ : coeficiente de torque  
 $K_T$ : coeficiente de empuje  
 $kWh$ : kilovatio por hora  
 $n$ : velocidad de giro, [ $rev/s$ ]  
 $P$ : paso, [ $m$ ]  
 $P/D$ : relación paso-diámetro  
 $Q$ : torque o momento, [ $Nm$ ]  
 $r$ : radio de la propela, [ $m$ ]  
 $Re$ : número de Reynolds  
 $S$ : área superficial del perfil, [ $m^2$ ]  
 $T$ : Thrust o empuje, [ $N$ ]  
 $v$ : velocidad de corriente libre del fluido, [ $ms^{-1}$ ]  
 $V_a$ : velocidad de avance, [ $ms^{-1}$ ]  
 $CO_{2,eq}/KWh$ : cantidad equivalente de  $CO_2$  producida por una tecnología para generar un kilovatio por hora de potencia eléctrica  
 $BEMT$ : Blade Element Momentum Theory, teoría del momento sobre el elemento de álabe  
 $CFD$ : Computational Fluid Dynamic, dinámica de fluidos computacional  
 $EAR$ : Expanded Area Relationship, relación de área expandida  
 $EPOC$ : enfermedad pulmonar de obstrucción crónica  
 $FDM$ : Fused Deposition Modelling, modelado por deposición fundida  
 $FERNC$ : fuentes de energía renovable no convencional  
 $GA$ : Genetic Algorithm, algoritmo genético  
 $HAHT$ : Horizontal-Axis Hydrokinetic Turbine, turbina hidrocínética de eje horizontal  
 $PSO$ : Particle Swarm Optimization, optimización por enjambre de partículas  
 $Rake$ : ángulo de inclinación de los álabes  
 $Skew$ : ángulo de sesgo de los álabes  
 $T SR(\lambda)$ : Tip Speed Ratio, razón de velocidad de punta del álabe  
 $VAHT$ : Vertical-Axis Hydrokinetic turbine, turbina hidrocínética de eje vertical  
 $VoF$ : Volume of Fluid, volumen de fluido

## 1. Introducción

El recurso energético desempeña un papel transcendental en el desarrollo social y económico de las comunidades, principalmente por su impacto en el funcionamiento de los sistemas destinados a suplir las necesidades básicas de la especie humana. La industrialización y los avances tecnológicos han traído consigo el aumento consistente y sostenido en la demanda energética, la cual alcanzó en el año 2018 un consumo promedio anual de 23031 TWh [1]. A través de la historia, la evolución de las tecnologías y la incorporación de nuevas fuentes a la canasta energética no ha supuesto la total sustitución o incluso la disminución en el uso de las fuentes energéticas preexistentes [2]. Esto se puede observar en la figura 1, donde se aprecia que, pese a la existencia de desarrollos tecnológicos maduros para la generación de energía a partir de las FERNC, el consumo de hidrocarburos (gas natural, carbón y petróleo) presenta una tendencia creciente en la ventana de tiempo observada.

De la figura 1, se puede inferir que existe una alta dependencia mundial de gas natural, carbón y petróleo como fuentes energéticas primarias para la generación de calor o potencia eléctrica. Sin embargo, la sobreexplotación y el uso desmedido de estos combustibles fósiles ha ocasionado problemas ambientales (contaminación del aire con material particulado, intensificación del efecto invernadero y aumento de la temperatura media del planeta) y afectaciones severas a la salud de las personas (enfermedades respiratorias menores, EPOC y enfermedades cardiovasculares de importancia) [3], [4]. Ante este panorama, diversos gobiernos e investigadores han establecido un diálogo permanente sobre las medidas que deberán tomarse para hacer frente al déficit energético latente, y, a la par, minimizar el impacto ambiental para la preservación de la vida en el planeta; en este sentido, el aprovechamiento de las FERNC es la única alternativa sostenible que permite suplir la demanda energética futura [5].

Entre las muchas fuentes de energía renovable, la energía hidráulica es considerablemente la fuente más limpia, predecible y confiable en comparación con otros tipos de energía [1]. Para poder establecer un cuadro comparativo en términos ambientales, es necesario definir un parámetro representativo que pueda ser medido de manera cuantitativa en tecnologías que utilicen diferentes tipos de energías renovables.

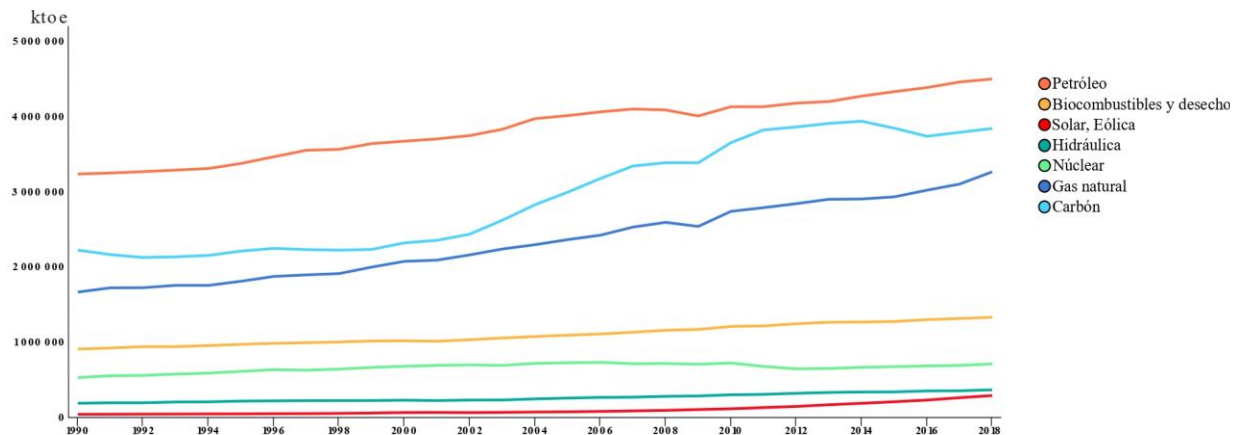


Figura 1. Energía total suministrada por fuente requerida en kilotoneladas equivalentes de petróleo (ktoe) entre 1990-2018. Fuente: adaptado de [2].

Con este objetivo, Maldar y colaboradores [1] definieron la cantidad equivalente de  $CO_2$  producida por cada kWh de energía eléctrica generado ( $CO_{2,eq}=kWh$ ), teniendo en cuenta las emisiones de dióxido de carbono producidas durante las etapas de fabricación y operación de diferentes tecnologías que aprovechan las FERNC.

De acuerdo con estos autores, para una central hidroeléctrica convencional, este parámetro alcanza un valor cercano a los  $41\text{ g } CO_{2,eq}=kWh$ , el cual es comparativamente inferior a los  $80\text{ g } CO_{2,eq}=kWh$  producidos por una planta de generación de energía eólica o los  $90\text{ g } CO_{2,eq}=kWh$  provenientes de una instalación solar fotovoltaica [6]. Por otra parte, las centrales hidroeléctricas pueden ser instaladas en canales de irrigación o en las salidas de plantas de tratamiento y suministro de agua, con el objetivo de controlar la presión, lo que resulta en un beneficio adicional a la cantidad de energía generada. En contraste, los parques eólicos y solares pueden tener un impacto visual negativo en el paisaje, afectando la percepción del entorno [7]. Finalmente, dada su naturaleza de flujo continuo, la energía hidráulica posee una mayor densidad energética, lo cual permite a las instalaciones de generación operar durante una mayor cantidad de tiempo, a diferencia de las plantas que se benefician del recurso eólico y solar, las cuales se caracterizan por tener un limitado número de horas para la generación de energía en el transcurso del día [8].

Existen dos formas para el aprovechamiento de la energía hidráulica. La más común consiste en la utilización de la energía potencial contenida en el fluido, debido a la diferencia de alturas entre los puntos de toma y turbinado del agua. Este tipo de instalaciones requiere la construcción de represas, barreras o contenedores que permitan mantener la diferencia de niveles [9], lo cual

supone afectaciones a la fauna y flora en la zona de influencia del proyecto.

La otra forma consiste en aprovechar la energía cinética contenida en el flujo de agua al hacer pasar la corriente de fluido a través de los álabes de una turbina similar a una hélice eólica, para así transformar la energía de flujo en mecánica. Los dispositivos que se utilizan para aprovechar este tipo de energía del agua se conocen comúnmente como turbinas hidrocinéticas. Este tipo de tecnologías se caracterizan porque su utilización no requiere de estructuras civiles o manipulación alguna del entorno del cuerpo hídrico, lo que resulta en una disminución de la inversión en términos económicos, al igual que la mitigación del impacto ambiental ocasionado al ecosistema. Además, presentan un bajo o reducido impacto visual, nulidad de emisiones contaminantes (producto de la operación del equipo) y bajo nivel de ruido. Por su simplicidad, estos dispositivos pueden beneficiar ampliamente a comunidades rurales desconectadas de los sistemas energéticos nacionales, y pueden contribuir al mejoramiento de las condiciones de vida de las personas que allí habitan [10].

Las diferencias entre turbinas hidrocinéticas y propelas se basan en que la primera es utilizada para extraer y transformar energía de flujo en energía de eje, mientras que la segunda utiliza energía mecánica para producir movimiento de vehículos acuáticos mediante la transferencia de cantidad de movimiento al fluido. De esta manera, y desde un punto de vista práctico, el objetivo que deben cumplir es opuesto entre sí. Sin embargo, resaltan las similitudes geométricas y de forma entre ambos dispositivos. Adicionalmente, ambos artefactos comparten el principio físico que rige su funcionamiento, salvo la sutil diferencia del sentido de giro durante su operación [11].

De acuerdo con lo anterior, una propela puede ser utilizada para la generación de energía eléctrica. No obstante, el desempeño será deficiente toda vez que la inclinación y orientación de los álabes ha sido calculada y diseñada para maximizar el empuje (T) y minimizar el par requerido (Q), a diferencia de la turbina hidrocínética, en la cual se minimiza el empuje sobre los álabes y se maximiza el torque de salida.

## 2. Turbinas hidrocínéticas y propelas

### 2.1. Principio de funcionamiento

El desempeño de las turbinas hidrocínéticas y propelas depende de la interacción entre el fluido y los álabes [12], [13]. Estos dispositivos aprovechan el mismo principio aerodinámico observado en las alas de los aviones o en los alerones de vehículos de carreras [14].

Los álabes están conformados por secciones transversales de perfiles hidrodinámicos bidimensionales. Al someter un perfil a una corriente de flujo, la velocidad del fluido sobre la cara superior del mismo será mayor en comparación con la velocidad en la cara inferior. De acuerdo con el principio de Bernoulli, este aumento de la velocidad está asociado a un descenso en la presión local, pues la energía de la corriente de fluido deberá ser la misma sobre ambas caras del perfil. De este modo, sobre la cara superior se genera una zona de baja presión que “succiona” el perfil hacia arriba; entre tanto, en la cara inferior, se genera una sobrepresión respecto al flujo de corriente libre, la cual “empuja” el perfil hacia arriba.

La suma de todas estas presiones diferenciales dará como resultado una fuerza denominada fuerza de sustentación (*lift force*) [15]. Por otra parte, producto del deslizamiento de las partículas de fluido sobre el perfil y en dirección paralela al flujo, se genera sobre el elemento una fuerza denominada fuerza de resistencia por fricción o arrastre (*drag force*) [15]. La figura 2 corresponde al diagrama de fuerzas sobre un elemento plano en el cual se aprecia la dirección de los vectores, correspondientes a las fuerzas de sustentación y arrastre, y las fuerzas resultantes debidas a la inclinación del álabe respecto a la dirección del fluido.

En el caso de la turbina hidrocínética, las fuerzas hidrodinámicas sobre el álabe son producto del flujo de fluido alrededor del álabe. Es decir, que la transferencia de momento se realiza del fluido al álabe de la turbina, causando la rotación del rodete en torno al eje de giro [16]. Por el contrario, en las propelas, el álabe se encuentra en rotación y el fluido que lo rodea se encuentra estático. Este giro del álabe ocasiona una

diferencia de velocidades entre las caras de presión y succión de este elemento. Como ya se explicó anteriormente, la diferencia de velocidades se encuentra asociada a una diferencia de presiones, y, por tanto, aparece sobre el fluido una fuerza perpendicular al plano de rotación de las palas hacia una zona de menor presión. Esta fuerza se conoce como fuerza propulsora de la nave [17]. En este caso, la transferencia de momento se realiza desde los álabes hasta el fluido.

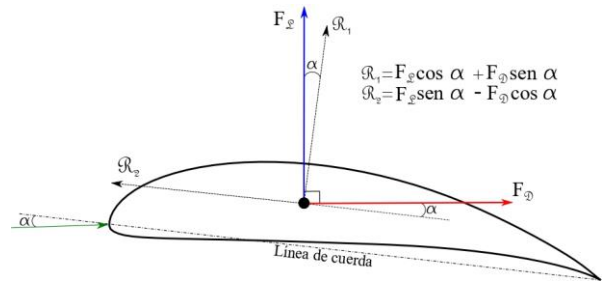


Figura 2. Fuerzas resultantes sobre un perfil orientado en un ángulo de ataque respecto al flujo de fluido.  $R_1$  y  $R_2$  son las fuerzas resultantes sobre el perfil las cuales dependen de  $\alpha$ .

### 2.2. Turbinas hidrocínéticas

Las turbinas hidrocínéticas pueden clasificarse en función de la fuerza hidrodinámica predominante en los álabes y responsable del funcionamiento de estas. En aquellas turbinas en las que predomina la fuerza de arrastre, la fuerza hidrodinámica resultante se presenta en dirección del flujo de fluido. En este tipo de turbinas, el eje de rotación se ubica perpendicularmente a la dirección del flujo, por lo que se denominan turbinas hidrocínéticas de eje vertical. Las VAHT son turbinas adecuadas para aplicaciones con corrientes de fluido de bajas velocidades. Adicionalmente, este tipo de turbinas posee un funcionamiento omnidireccional (*i. e.*, independiente de la dirección de flujo), de fácil mantenimiento y simplicidad en el diseño [18], [19]. En la mayoría de estas turbinas, el fluido pasa por el rodete dos veces atravesándolo diametralmente, por lo que en la literatura suelen referirse a ellas comúnmente como turbinas hidrocínéticas de flujo cruzado [20]. Su principal desventaja es la baja eficiencia de conversión de energía, debido, en gran parte, a la naturaleza fluctuante del torque de salida. Además, este tipo de turbinas posee dificultades en el arranque y el control de la velocidad [18], [19], [21].

Entre tanto, en las turbinas hidrocínéticas en las que predomina la fuerza de sustentación, la fuerza hidrodinámica experimentada por el álabe es perpendicular al flujo del fluido. Además, el eje se orienta

de manera paralela al flujo por lo que comúnmente son denominadas turbinas hidrocínicas de eje horizontal. Las HAHT se caracterizan por extraer la energía de la corriente del fluido en una sola pasada. Por tanto, presentan velocidades de rotación más altas en comparación con las VAHT [10]. Además de registrar valores más altos de eficiencia, las HAHT son turbinas autoiniciadas, lo cual significa que no requieren de un impulso externo para comenzar su operación. La complejidad en el diseño y la fabricación del álabe dificulta la implementación de este tipo de turbinas, pues se debe optimizar la eficiencia, el ángulo de torsión y el tamaño de cuerda apropiados para cada sección del álabe [22]. La dirección y magnitud de las fuerzas sobre los álabes puede variar de acuerdo con la inclinación con la cual el perfil se enfrenta a la corriente. Este ángulo es conocido como ángulo de ataque ( $\alpha$ ). El cambio de magnitud en las fuerzas respecto al ángulo de ataque es habitualmente graficado en términos de los coeficientes de sustentación ( $C_L$ ) y arrastre ( $C_D$ ), los cuales se relacionan, respectivamente, con las fuerzas de sustentación y arrastre mediante las expresiones mostradas en las ecuaciones 1 y 2 [23].

$$F_L = \frac{C_L \rho v^2 S}{2} \quad (1)$$

$$F_D = \frac{C_D \rho v^2 S}{2} \quad (2)$$

A partir de las expresiones para las fuerzas de sustentación y arrastre (Ec. 1-2), es posible establecer comparaciones de desempeño entre diversos tipos de perfiles, con el objetivo de seleccionar el perfil más adecuado de acuerdo con las características de desempeño requeridas.

### 2.2.1. Límite de Betz

En la práctica, no es posible extraer el total de la energía presente en una corriente de fluido “fundamentalmente” porque esto implica que aguas abajo de la turbina, la velocidad de flujo sea aproximadamente  $0 \text{ ms}^{-1}$ , lo que produciría una zona de estancamiento del fluido causando que el rodete de la turbina deje de funcionar [24]. El coeficiente de potencia ( $C_p$ ) es la relación entre la cantidad de energía generada y el total de energía disponible en la corriente de fluido [25]. Este coeficiente tiene un valor límite establecido en  $16/27$  ( $0,5927$ ), el cual es denominado límite de Betz, en honor al físico alemán Albert Betz quien lo formuló en 1919 [26]. Teóricamente, este límite establece que, para un rotor ideal expuesto a una corriente de fluido con un infinito número de álabes, la máxima cantidad de energía que se podrá extraer de una corriente de fluido corresponde aproximadamente al 60 % ( $16/27$ ) del total de la energía

cinética del flujo [12]. Este valor límite puede excederse mediante la utilización de difusores en las turbinas, los cuales permiten aumentar la velocidad de la corriente del fluido al interior de ellos mejorando notoriamente la eficiencia de estos equipos.

### 2.3. Propelas

En la actualidad, son muchos y diversos los tipos de propelas utilizados en vehículos de transporte acuático. La clasificación más amplia obedece a la distribución y comportamiento del ángulo de paso del álabe durante la operación. De acuerdo con esta, las propelas se clasifican en propelas de paso fijo y propelas de paso controlable. Las propelas de paso controlable poseen la capacidad de modificar la orientación del álabe durante su operación, facilitando la maniobrabilidad de los navíos, además permiten un ajuste más exacto y preciso de la fuerza propulsora [13]. Sin embargo, requieren un complejo y robusto sistema de control, razón por la cual solo representan un 35 % del total de las propelas utilizadas [13], [17].

En el caso de las propelas de paso fijo, la orientación del álabe durante su operación permanece constante. A su vez, este tipo de propelas se clasifica de acuerdo a la manera como son producidas; se reconocen dos grandes grupos: las propelas monobloque, las cuales son fabricadas a través de un mismo molde de fundición en el cual se integran álabes y cubo en un solo bloque; y las propelas *build-up* que se caracterizan por la fabricación por separado de los álabes y cubo, los cuales posteriormente se ensamblan en un único dispositivo [13]. Otras formas y clasificaciones de propelas pueden ser encontradas y obedecen a diseños específicos o combinaciones de elementos que permiten mejorar el desempeño de estos componentes.

#### 2.3.1. Geometría de la propela

La compleja geometría de la propela se caracteriza principalmente por los siguientes parámetros [17]: diámetro de la propela ( $D$ ), diámetro del cubo ( $d_{hub}$ ), número de álabes ( $Z$ ) y ángulo de paso ( $\alpha$ ).

Una característica distintiva de las propelas consiste en que las secciones de perfiles que conforman los álabes se encuentran definidas sobre la superficie de cascarones cilíndricos concéntricos, de modo que las secciones al proyectarse sobre la superficie adquieren una forma oblicua, como se presenta en la figura 3 [27].

Los álabes de la propela se definen respecto a una línea perpendicular al eje de rotación, llamada comúnmente “línea de referencia” o “directriz”.

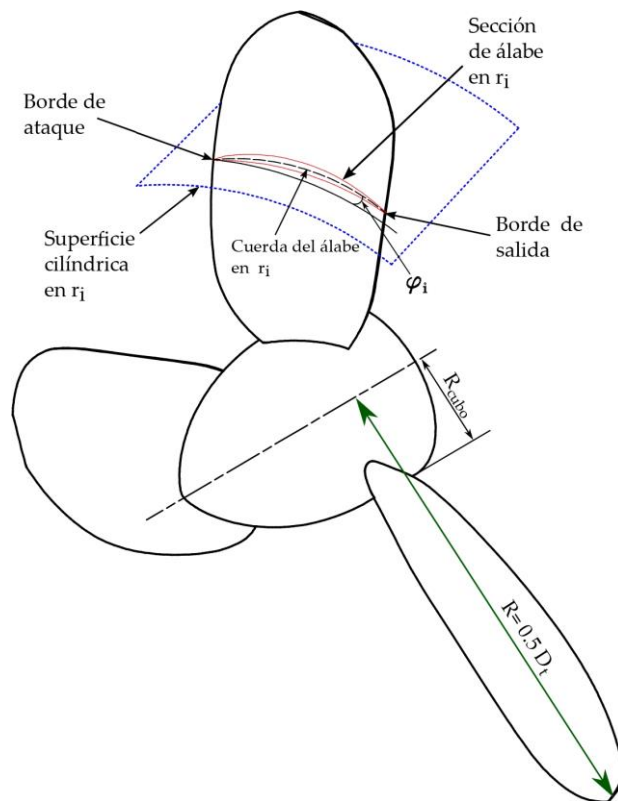


Figura 3. Variables involucradas en el diseño de la turbina hidrocínética tipo propela. En líneas punteadas en azul se presenta un sector representativo de la superficie del cilindro que describe la sección radial  $i$ ésima. En rojo, se presenta la forma que adquiere el perfil de cuerda  $C_i$  proyectada en la mencionada sección.

Esta línea sirve como punto para establecer relaciones, medir y localizar puntos característicos en los álabes de la propela [13]. Para fines de análisis, se asume la propela como una superficie helicoidal, por lo cual es necesario definir tres parámetros que determinan la forma característica de los álabes y su orientación: el paso ( $P$ ), la oblicuidad y el barrido.

- Paso o pitch ( $P$ ): el término paso se refiere a la distancia de avance helicoidal de los álabes, a lo largo de una superficie cilíndrica. Generalmente, suele describirse con el ángulo en el cual se orientan las secciones del ábete respecto al fluido ( $\phi$ ) [17].

- Sesgo, oblicuidad o *skew*: el *skew* es el ángulo conformado entre la directriz y el punto medio de la cuerda en una distancia no dimensional  $x$  estandarizada ( $r/D$ ) [27]. Existen dos formas de oblicuidad conocidas como balanceada o sesgada. Una oblicuidad balanceada (*balanced skew*) es aquella donde la posición de los puntos medios de las cuerdas, inicialmente, se desvía levemente hacia adelante de la directriz en las zonas cercanas al cubo, para posteriormente volver a alinearse con la directriz en zonas cercanas a la punta del ábete. Por su parte, la oblicuidad sesgada (*biased skew*) se

produce cuando el punto medio de la cuerda tiende predominantemente a alejarse de la directriz a lo largo del recorrido del ábete [17]. Esta diferencia se puede notar en la figura 4.

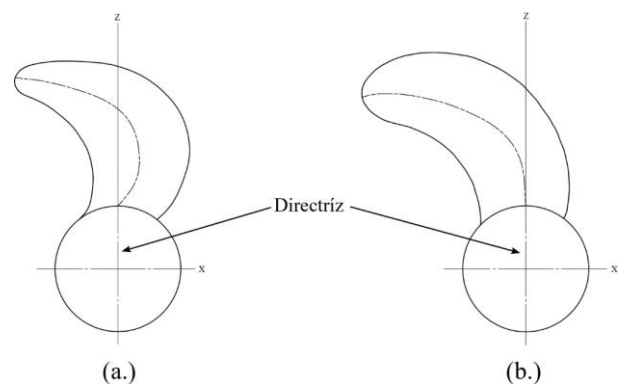


Figura 4. Tipos de *skew* comúnmente utilizados en propelas. (a) *Skew* balanceado. (b) *Skew* sesgado.

Fuente: adaptado de [13].

• **Inclinación, barrido o rake:** este ángulo hace referencia a la inclinación del álabe respecto a la línea de eje. Usualmente, esta inclinación es hacia atrás (dirección opuesta al avance) para evitar el contacto entre la propela y el casco de la embarcación. El ángulo de barrido se divide en dos componentes: el barrido inducido por la oblicuidad y el barrido respecto a la directriz [13]. Este último es medido en un plano cortante localizado en el centro del cubo, y es determinado desde la etapa de diseño, tal como se presenta en la figura 5 (a). El barrido inducido por la oblicuidad es el ángulo medido entre los puntos medios entre la cuerda de la primera sección y la cuerda de la sección de la punta [13]. Para entender mejor esta diferencia, la figura 5 (b) explica de manera gráfica cómo se compone el barrido total en los álabes de una propela.

### 2.3.2. Desempeño de la propela

Las fuerzas y los momentos producidos por la propela sobre el fluido durante la operación se expresan fundamentalmente en parámetros adimensionales. Estos parámetros se encuentran definidos por gráficas estandarizadas de acuerdo con la serie sistemática a la que pertenece el elemento analizado [17]. Los términos usados para expresar las características de desempeño de una propela están dados por las ecuaciones 3-6. Estos términos son conocidos como coeficiente de empuje (3), coeficiente de torque (4), coeficiente de avance (5) y eficiencia de propela (6).

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (3)$$

$$K_Q = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (4)$$

$$J = \frac{V_a}{nD} \quad (5)$$

$$\eta = \frac{TV_a}{2\pi nQ} = \frac{K_T}{K_Q} \frac{J}{2\pi} \quad (6)$$

Un diagrama típico del funcionamiento para una familia de propelas relaciona los parámetros  $K_T$ ,  $K_Q$  y  $\eta$  con el coeficiente de avance  $J$ . Estas gráficas determinan las condiciones de operación para el caso de desplazamiento hacia adelante y estacionario [13]. Generalmente, estos diagramas son utilizados para la optimización de la propela y la determinación del punto de operación específico. Adicionalmente, contienen toda la información necesaria para determinar el desempeño de una propela en todos los posibles casos que se puedan presentar de acuerdo con las variaciones en los parámetros [17]. A manera de ejemplo, la figura 6 muestra un diagrama sencillo e ilustrativo de las curvas presentes en los diagramas de propelas.

### 3. Estado del arte: propelas y turbinas hidrocínicas

A la fecha, y según el conocimiento de los autores, las turbinas hidrocínicas han sido desarrolladas utilizando formulaciones y procedimientos creados en un principio para el diseño de aerogeneradores.

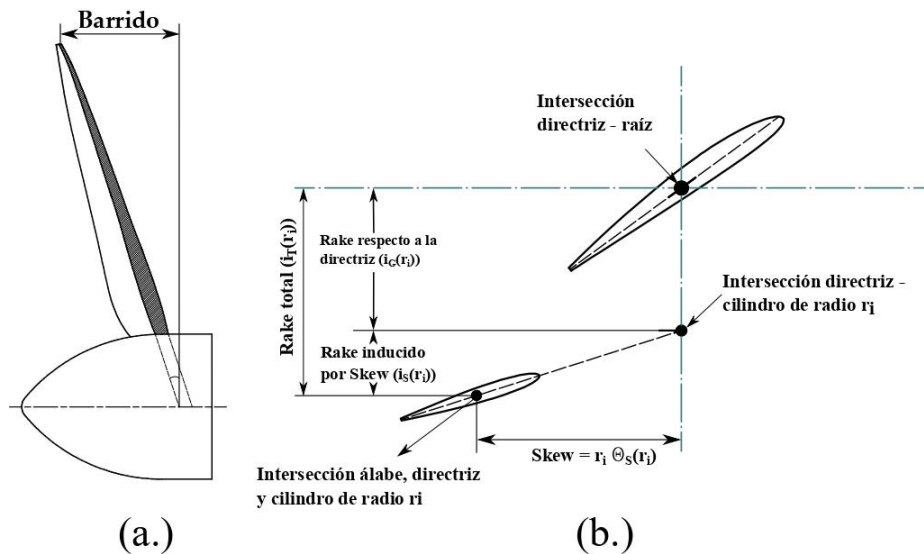


Figura 5. Ángulo de barrido en una propela. (a) Sección en corte del ángulo de barrido en álabe de una propela. (b) Componentes del barrido. Fuente: adaptado de [13].

Sin embargo, de acuerdo con lo expuesto en secciones anteriores, en la actualidad, existen diversas metodologías y procedimientos para el análisis del flujo sobre los álabes de las propelas, las cuales pueden ser aplicadas para el diseño de álabes de turbinas hidrocineéticas considerando que estos dispositivos han sido desarrollados para interactuar con un medio líquido. Con base en esto, se realizó una revisión de la literatura en referencia al diseño de álabes de propelas. Así mismo, se realizó el análisis de las investigaciones sobre modelos de turbinas hidrocineéticas que presentaran similitudes geométricas con las ya mencionadas propelas.

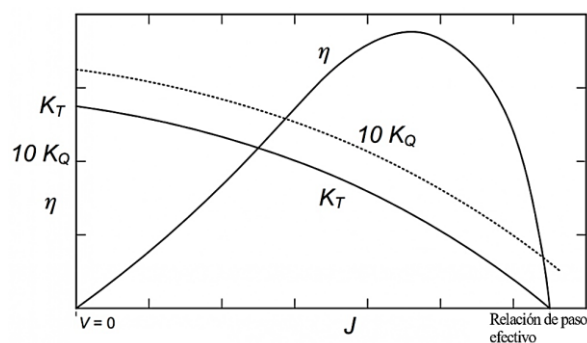


Figura 6. Diagrama de desempeño de una propela. El eje  $x$  representa el coeficiente de avance. El eje  $y$  representa los coeficientes  $K_T$ ,  $K_Q$  y la eficiencia ( $\eta$ ) para diferentes valores de  $J$ . De modo que para un valor específico de  $J$ , se podrá determinar teóricamente la eficiencia esperada y los valores  $K_T$  y  $K_Q$  en ese punto, el objetivo es encontrar la combinación de valores que optimiza el funcionamiento de la propela.

Fuente: adaptado de [27].

En sus trabajos, Benini [28] utilizó una variación de la teoría del momento sobre el elemento de álabe (denominado por el autor como CMBET) para diseñar y estimar el desempeño de una propela. De acuerdo con el autor, este método facilita el proceso de diseño principalmente por su poca complejidad y fácil implementación. Inicialmente, se analizó el desempeño bidimensional de los perfiles NACA de la serie 66, identificados como 66<sub>3</sub>418 y 66206, con el programa XFOIL desarrollado por Drela [29]. Los resultados obtenidos fueron utilizados como valores de entrada al algoritmo de diseño del álabe. Posteriormente, se diseñaron 4 modelos de turbina pertenecientes a la serie B de Wageningen con diferentes valores de la relación  $P/D$  (0,6, 0,8, 1,0 y 1,2). Esta selección está fundamentada en el hecho de que esta serie ha sido la más profundamente estudiada, de acuerdo con diversos autores [13], [17], [30]. Los modelos de propela obtenidos fueron posteriormente analizados por medio

del BEMT, cuyos resultados mostraron una alta concordancia con los resultados experimentales obtenidos para estos modelos de propela. Finalmente, el modelo de propela con relación paso diámetro igual a 1,0 fue analizado mediante simulación CFD con el programa comercial Ansys Fluent®. Los resultados de desempeño de la turbina ( $K_T$ ,  $K_Q$  y  $\eta$ , en función de  $J$ ), obtenidos por medio de la solución numérica de las ecuaciones de Navier–Stokes, fueron comparados con los obtenidos por el método BEMT modificado y los resultados experimentales, como se observa en la figura 7. De acuerdo con lo presentado en la figura, los resultados de la simulación CFD son más precisos que los obtenidos por BEMT. Se alcanzan diferencias con los datos experimentales por debajo del 5 %.

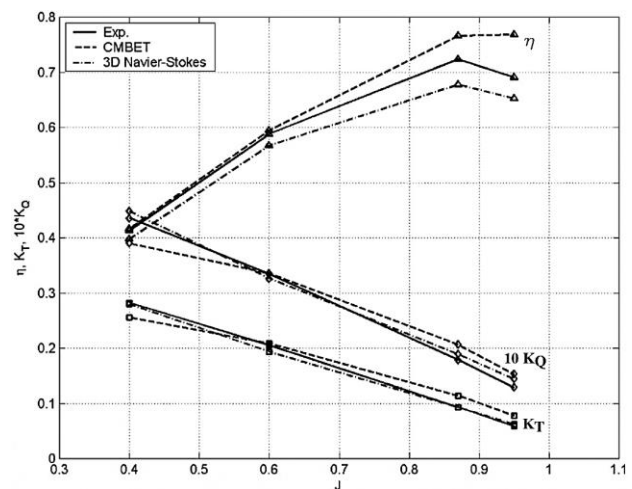


Figura 7. Comparación de los resultados experimentales, BEMT modificados y simulaciones CFD obtenidos por [28]. Fuente: adaptado de [28].

En 2009, Kim *et al.* [31] desarrollaron un modelo de álabe cuyas secciones transversales se ajustaron a la forma de las líneas de corriente en el álabe de una propela perteneciente a la serie DTNSRDC, con el objetivo de disminuir la separación del fluido en la superficie y el arrastre. Generalmente, las secciones en una propela se encuentran descritas por una superficie cilíndrica de radio constante. El modelo propuesto por estos autores ajusta la forma de la sección del álabe a curvas previamente calculadas, las cuales corresponden con las líneas de corriente del fluido sobre la superficie del álabe, como se presenta en la figura 8. Posteriormente, los autores referidos compararon experimentalmente el desempeño de la propela diseñada con el modelo original, y encontraron que el modelo de hélice propuesto posee una mejora en la eficiencia del 1 % respecto al modelo original, pese a presentar un menor coeficiente de empuje ( $K_T$ ), lo cual compensa al requerir un menor torque en su funcionamiento ( $K_Q$ ).



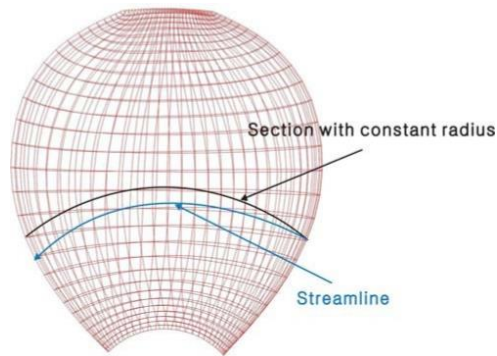


Figura 8. Secciones transversales en álabe de propela. En negro se presenta la forma de la sección con radio constante comúnmente utilizada. En azul claro, la forma de la sección con la forma de línea de corriente utilizada en los álabes de la propela diseñada. Fuente: adaptado de [31].

En las investigaciones realizadas por Hayati *et al.* [32] se analizó el desempeño en aguas abiertas de 3 propelas con diferente ángulo de barrido (*rake*). Inicialmente, los autores seleccionaron 3 propelas de la familia B de Wageningen de diferente relación  $P/D$ . Posteriormente, tomaron los modelos e introdujeron variaciones en el ángulo de barrido usando como valores de inclinación  $-5^\circ$ ,  $15^\circ$  y  $20^\circ$ , tal como se presenta en la figura 9. El objetivo principal de este estudio consistió en determinar la influencia del ángulo de barrido en el desempeño de la propela. Para lograrlo, se realizaron simulaciones numéricas en el *software* Ansys Fluent utilizando como dato base el modelo de propela con ángulo de barrido de  $15^\circ$ . El modelo se validó mediante simulaciones en las cuales se varió la cantidad de elementos hasta que el error alcanzara un valor de 2 % respecto a la simulación anterior. Con estos datos se construyeron los diagramas característicos de desempeño de las propelas en aguas abiertas  $K_T$ ,  $K_Q$  y  $\eta$  en función del coeficiente de avance  $J$ . Los resultados obtenidos computacionalmente fueron comparados con los diagramas experimentales para las propelas de la familia B de Wageningen; se encontró que los resultados numéricos obtenidos se asemejan a los experimentales con leves variaciones para valores altos de coeficiente de avance. Tras validar los resultados numéricos obtenidos, se realizaron las respectivas simulaciones con las variaciones en el ángulo de barrido. A partir de los resultados, los autores concluyeron que mayores valores en el ángulo de barrido producen un mejor desempeño en la operación para propelas sometidas a alta carga de trabajo. Sin embargo, se requiere suministrar un mayor torque a la propela para su funcionamiento. Los resultados obtenidos por estos autores permiten inferir que, en el caso de utilizar una

propela como turbina hidrocínética, es posible aumentar el valor del torque de salida con el aumento del ángulo de barrido, lo cual está asociado con un aumento en la cantidad de energía eléctrica generada.

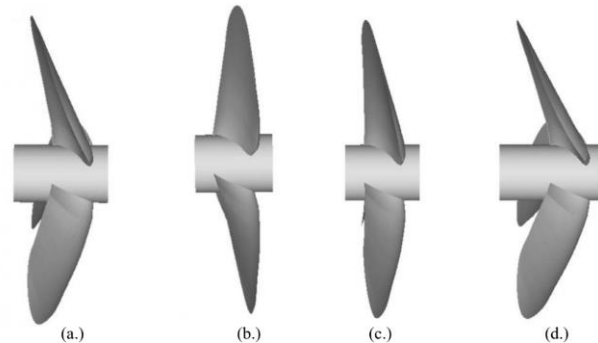


Figura 9. Modelos de propelas con variaciones en el ángulo de barrido, utilizadas por Hayati *et al.* (a)  $\theta_r = 15^\circ$ , (b)  $\theta_r = -5^\circ$ , (c)  $\theta_r = 5^\circ$ , (d)  $\theta_r = 20^\circ$ . Fuente: adaptado de [32].

Cebrian *et al.* [33] realizaron aportes significativos para el diseño de álabes en turbinas hidrocínéticas con el objetivo de simplificar la geometría de estos elementos. En sus trabajos, los autores analizaron numéricamente las características de las fuerzas de sustentación ( $F_L$ ) y arrastre ( $F_D$ ) en láminas planas con diferentes ángulos de incidencia, mediante simulaciones CFD sobre arreglos de láminas enfrentados al flujo perpendicularmente y otras orientadas con un valor de inclinación específico respecto a este. Parámetros como la separación entre láminas paralelas y el ángulo de incidencia de estas fueron analizados con el fin de encontrar los valores óptimos. Las simulaciones fueron llevadas a cabo en el paquete de código libre OpenFOAM. En dichas simulaciones, se utilizaron los modelos de turbulencia  $k - \epsilon$  y  $k - \omega$  SST para un dominio computacional conformado por cerca de 5 millones de elementos. En las primeras simulaciones, se evaluó el comportamiento de un solo elemento de lámina aislado con una orientación de  $10^\circ$  respecto al flujo. Los resultados mostraron que el patrón de los contornos de presión y velocidad observados para una lámina es similar a los que se presentan en los perfiles aerodinámicos. Además, las láminas lograron alcanzar un coeficiente de sustentación cercano a 0,8 en el periodo transitorio, para después estabilizarse en un valor de 0,58. Los resultados obtenidos fueron contrastados con los resultados reportados por Pelletier *et al.* [34], quienes llevaron a cabo experimentos sobre la variación de los coeficientes de sustentación y arrastre en función del ángulo de ataque para estos elementos.

La curva obtenida numéricamente describe muy bien los resultados experimentales. Sin embargo, para valores de ángulo de ataque mayores a  $14^\circ$ , el modelo de turbulencia  $k - \epsilon$  presentó variaciones significativas en los resultados. Finalmente, se llevaron a cabo simulaciones sobre un arreglo de láminas paralelas. Los resultados mostraron un aumento en el coeficiente de sustentación pasando de 0,58 en estado estable para una lámina, a cerca de 1,2 para el arreglo en estado estable. De acuerdo con los autores, este efecto se debe a que en el arreglo no se presenta el efecto oscilatorio de la estela sobre las láminas. Adicionalmente, los resultados mostraron que, para el arreglo de láminas, el ángulo de orientación óptimo fue  $15^\circ$ . Los hallazgos de este estudio resultan de interés particular, toda vez que permiten ampliar las posibilidades de diseño para los álabes de la turbina tipo propela, y logran con esto simplificar la geometría de los álabes sin comprometer la eficiencia de transformación energética de la turbina.

A la fecha, la mayoría de los diseños de turbinas hidrocineéticas hallados en la literatura conducen a modelos con álabes cuya cuerda decrece a medida que aumenta la posición radial o los álabes de cuerda constante. Sin embargo, algunos desarrollos han sido realizados sobre modelos de turbina con geometrías diferentes a las convencionales. Schleicher *et al.* [35] y Riglin *et al.* [36], [37], [38] han llevado a cabo una profunda investigación del desempeño y comportamiento de un modelo de turbina hidrocineética de 500 W, variando diferentes parámetros y condiciones de operación. Los aportes de los autores mencionados son interesantes en principio debido a la geometría de la turbina propuesta, además de la profundidad con la que se aborda el proceso de diseño, la validación y la comparación de la turbina.

En un primer trabajo, Schleicher *et al.* [35] realizaron el diseño del modelo y análisis numérico de la turbina hidrocineética de 0,5 kW. La metodología presentada para la turbina difiere de los procedimientos comúnmente empleados para el diseño de estos dispositivos. En la figura 10 se observa el modelo propuesto por estos autores, donde la característica más evidente es la forma de los álabes y la elevada solidez del rodete. En un principio, algunos parámetros de la geometría del rodete fueron asumidos *a priori*, a partir de los cuales se llevó a cabo un diseño de experimentos, cuyo resultado fueron los valores de estos parámetros que optimizan el funcionamiento de la turbina. Estos parámetros corresponden al ángulo barrido por los álabes,  $\Delta\theta$ ; al ángulo de ataque del álabes,  $\beta$ , y a la longitud meridional del álabes,  $\Delta m$ , de acuerdo con lo presentado en la figura 10. El modelo de turbina con los valores óptimos de los

factores analizados fue evaluado numéricamente mediante simulaciones CFD a través del *software* OpenFOAM. Para la simulación realizada se utilizó una región exterior con forma de canal (medio cilindro), con el objetivo de modelar los efectos de la superficie libre y el gradiente de velocidad característico de un cuerpo hídrico. Como condición de entrada, se configuró una velocidad de  $2,5 \text{ ms}^{-1}$ . Para modelar la turbulencia se utilizó el modelo  $k - \omega$  SST, debido principalmente a las buenas características que posee para describir los gradientes de presión en cercanías a las paredes, así como el comportamiento en la corriente libre. Los resultados mostraron que la turbina propuesta alcanza una eficiencia del 73,7 % respecto al límite de Betz.

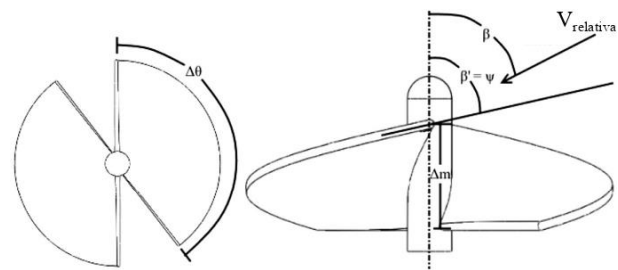


Figura 10. Modelo de turbina hidrocineética propuesto por Schleicher *et al.*  $\Delta\theta$  es el ángulo barrido por los álabes;  $\beta$ , el ángulo de ataque;  $\Delta m$ , la longitud meridional del álabes y  $V_{relativa}$ , la velocidad relativa del fluido respecto al álabes. Fuente: adaptado de [35].

En otro trabajo sobre el mismo modelo de turbina estudiado por Schleicher *et al.* [35], Riglin *et al.* [36] estimaron el efecto de la geometría del difusor en el desempeño de la turbina desarrollada. Para esto, los autores modelaron dos difusores con relaciones de área de 1,36 y 2,01. La relación de área se define como  $RA = D_1/D_2$ , donde  $D_1$  es el diámetro aguas abajo de la turbina y  $D_2$ , aguas arriba. Es importante mencionar que estos componentes fueron diseñados de tal manera que entre rodete y difusor hubiese muy poco espacio, evitando con esto la formación y desprendimiento de vórtices en la punta del álabes, lo cual puede afectar significativamente el desempeño. Posteriormente, los conjuntos rodete-difusor fueron sometidos a simulados conservando las condiciones de borde definidas previamente. Producto de las simulaciones, se encontró que, para mayores valores de relación de áreas, mayor es el incremento porcentual en el desempeño de la turbina. Para concluir, los autores referidos analizaron el desempeño de los modelos de turbina con y sin difusor, y encontraron que para las relaciones de área de 1,36 y 2,01, se lograron aumentos en la eficiencia del 39,5 y 55,8 %, alcanzando valores de  $C_p$  de 0,54 y 0,68.

En una posterior investigación, Riglin *et al.* [37] analizaron numéricamente la incidencia de la profundidad de instalación de la turbina en el rendimiento del modelo propuesto. Para la evaluación del desempeño del modelo desarrollado, se estimaron los valores de los números de Reynolds y Froude, parámetros que guardan relación con el flujo de fluido y que relacionan las fuerzas inerciales con las fuerzas viscosas y de gravedad, respectivamente. En las simulaciones se utilizó un dominio computacional en forma de prisma rectangular. En este, el eje de giro de la turbina fue ubicado inicialmente a una profundidad igual al diámetro de la misma desde la superficie libre del agua. Adicionalmente, se configuró el modelo VoF para capturar el comportamiento del oleaje en la superficie y su incidencia en el desempeño de la turbina. Las simulaciones fueron llevadas a cabo para valores del número de Froude comprendidos en el intervalo entre 0,1–1,5, mediante la modificación de la profundidad a la cual se ubicaba el eje de la turbina conservando el valor del número de Reynolds constante. Resultado de las simulaciones, se encontró que el valor de la velocidad es mucho menor en cercanías a la superficie que el obtenido en el desarrollo de la investigación inicial. Además, el coeficiente de potencia reportado es un 3 % inferior al obtenido inicialmente.

Sumado a esto, se identificó que, al aumentar el número de Froude, es decir, al acercar el eje de la turbina a la superficie, el coeficiente de potencia disminuye rápidamente, llegando a alcanzar valores de 0,3 en cercanías de la superficie. La comparación del desempeño y funcionamiento de la turbina en función del número de Froude se puede observar en la figura 11, en la cual se presentan los resultados obtenidos producto de la investigación y los resultados de desempeño obtenidos por Bai *et al.* [39]. Por medio de este trabajo, los autores analizaron el efecto de la viscosidad y la condición de no deslizamiento en las paredes de la turbina, debido al gradiente de velocidades en la corriente de fluido. En el caso de un afluente hídrico, la velocidad se hace cero en el lecho del mismo y adquiere su máximo valor en cercanías a la superficie.

A partir de los resultados obtenidos, se puede inferir que para aprovechar al máximo la energía cinética del fluido, la turbina se debe ubicar en las zonas donde la velocidad de flujo es máxima; en el caso particular de los canales abiertos, esto ocurre entre la superficie y una profundidad equivalente al 25 % de la profundidad total del canal [11]. Si bien, esta cercanía a la superficie afecta el funcionamiento y desempeño de la turbina, los efectos de la superficie libre dependerán en gran medida de la turbulencia generada y del oleaje presente.

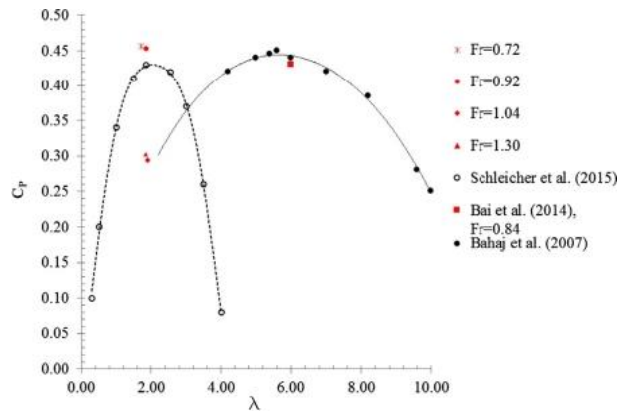


Figura 11. Comparación del desempeño de la turbina en función de la TSR para el modelo de turbina propuesto por Riglin *et al.*, instalado a diferente profundidad. Se presenta para su comparación los resultados obtenidos por [39] y [40]. Fuente: adaptado de [37].

En un trabajo posterior, Riglin *et al.* [38] analizaron el efecto de la separación lateral y longitudinal para el modelo de turbina desarrollado, de cara al establecimiento de una granja de generación. Para esto, los autores definieron como factores el espaciamiento entre las turbinas en dirección longitudinal ( $S_l$ ) y lateral ( $S_2$ ) en intervalos de 6,0–17,4 veces  $D_t$  y 0,5–2,5  $D_t$ . A partir de esto, se definieron 7 casos de estudio con diferentes combinaciones para los valores de los parámetros seleccionados. Las condiciones de contorno aplicadas en este caso corresponden a las mencionadas previamente para los trabajos desarrollados por estos autores en el modelo de turbina original, utilizando en este caso un dominio computacional de prisma rectangular. Los resultados de las simulaciones revelaron que a medida que la distancia de separación lateral incrementa, las turbinas se acercan al rendimiento alcanzado para el caso de operación de una sola turbina. A partir de una distancia de 2,0  $D_t$ , las turbinas alcanzan el 97,5 % del  $C_p$  máximo logrado para la turbina en operación individual. Entre tanto, para el caso de separación longitudinal, los resultados mostraron que para las turbinas delanteras el desempeño es cercano al alcanzado para el caso de una turbina en operación solitaria. Sin embargo, para las turbinas ubicadas aguas abajo de la primera unidad se encontró que para una distancia de 6,0  $D_t$ , la turbina presenta una disminución del desempeño cercana al 82,7 % en comparación con los resultados para la turbina en operación solitaria. De acuerdo con los autores, este fenómeno se debe al efecto de apantallamiento producido por las turbinas ubicadas aguas arriba de estas.

Favacho *et al.* [41] diseñaron una propela para pequeñas embarcaciones en la región de la amazonía brasileña mediante la aplicación del método BEMT, tomando como referencia los trabajos realizados por Benini [28]. En esta región, las propelas generalmente utilizadas por las embarcaciones poseen muy baja eficiencia, debido a que no responden a las necesidades básicas de diseño, causando constantes problemas en las embarcaciones. La propela diseñada fue comparada mediante la aplicación del BEMT con una propela de la serie sistemática B de Wageningen para condiciones de operación de aguas abiertas. Los resultados arrojaron que el diseño realizado presenta un aumento en la eficiencia, de acuerdo con lo presentado en la *figura 12*.

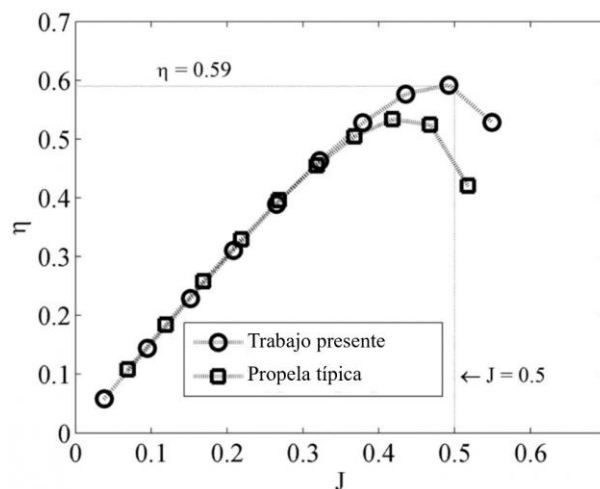


Figura 12. Comparación de la eficiencia en aguas abiertas del modelo de propela desarrollado por [41], con un modelo de propela de la serie B de Wageningen. Fuente: adaptado de [41].

Por su parte, Rahman *et al.* [42] desarrollaron un método para el diseño de propelas mediante el uso combinado de las teorías de línea de sustentación y superficie de sustentación. El método desarrollado fue aplicado a la propela 5415 de la serie DTMB.

Esta propela tiene la particularidad de tener álabes simétricos respecto a la directriz, de modo que en las correcciones aplicadas solo se requirió incluir en el modelo la corrección debida a la línea de combadura del perfil. En el modelo se incluyó, además, la condición de carga sobre el álabe, en la cual la circulación en la punta y el cubo adquiere un valor de  $0 \text{ m}^2\text{s}^{-1}$ .

Los resultados obtenidos para el paso, la circulación, la relación paso-diámetro y la distribución de combadura al aplicar el método presentado fueron comparados con resultados obtenidos previamente para el mismo modelo de propela; se encontró una alta similitud en el

comportamiento de las variables mencionadas al comparar diferentes secciones transversales a lo largo del álabe. Adicionalmente, evaluaron el comportamiento del empuje producido por la propela ante la variación de la relación paso-diámetro y la relación combadura-cuerda a lo largo del álabe. Encontraron que para valores mayores de la relación paso-diámetro, mayor es el empuje producido. Entre tanto, el decremento de la relación combadura-cuerda ocasiona un descenso en el empuje producido por la propela.

Liu *et al.* [43] propusieron en su investigación el desarrollo de una propela con modo de operación dual; es decir, con operación como turbina y propela. Para esto, inicialmente se definieron los modos de funcionamiento del rodete, identificando las formas de operación como turbina y propela. Posteriormente, mediante el método de paneles, desarrollaron un algoritmo para el diseño del álabe. En el desarrollo de este se establecieron las similitudes y equivalencias entre los parámetros de diseño de turbinas y propelas. Los álabes obtenidos mediante el algoritmo construido fueron sometidos a validación con las curvas experimentales características para las propelas, como se presenta en la *figura 13*.

Posterior a la validación de los modelos, se desarrollaron 2 rodetes de propela dual con diferente solidez, con el objetivo de definir cuál exhibía un mejor desempeño operando en ambos modos. Los resultados obtenidos permitieron inferir que la propela con menor valor de solidez mostraba un mejor desempeño tal como se observa en la *figura 14*, por lo cual se seleccionó para evaluar su funcionamiento en ambos modos de operación. Finalmente, los autores analizaron la variación en el desempeño de la propela como turbina en función de la relación  $P = D$ , y encontraron que, a mayor valor de este parámetro, el desempeño de la propela es menor. La propela seleccionada en modo de operación como turbina alcanza un coeficiente de potencia de 0,36 con una velocidad de  $1,5 \text{ ms}^{-1}$ , lo cual representa cerca del 60 % del límite del Betz.

En modo de propulsión alcanza una eficiencia del 51 %. Los trabajos de Liu *et al.* [43] son una primera aproximación hallada en la literatura que estima la utilización de la propela para la generación de energía a partir del aprovechamiento de la energía hidrocínética.

Pérez & Pérez [44] desarrollaron el diseño paramétrico de los álabes de una propela cuya superficie fue ajustada por medio de *splines*. Para lograr esto, inicialmente debieron parametrizar los puntos sobre la superficie del álabe en función de los parámetros de diseño de este elemento.

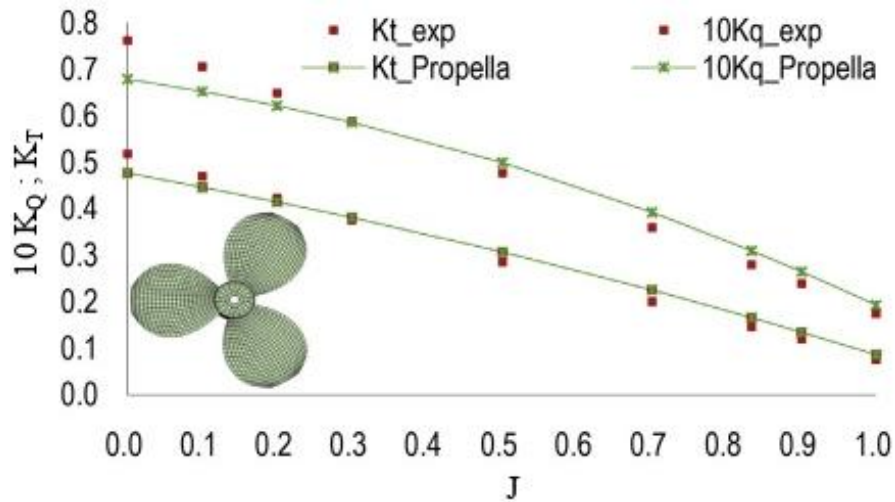


Figura 13. Comparación de resultados experimentales con resultados numéricos obtenidos por medio del algoritmo desarrollado por [43]. Fuentes: adaptado de [43].

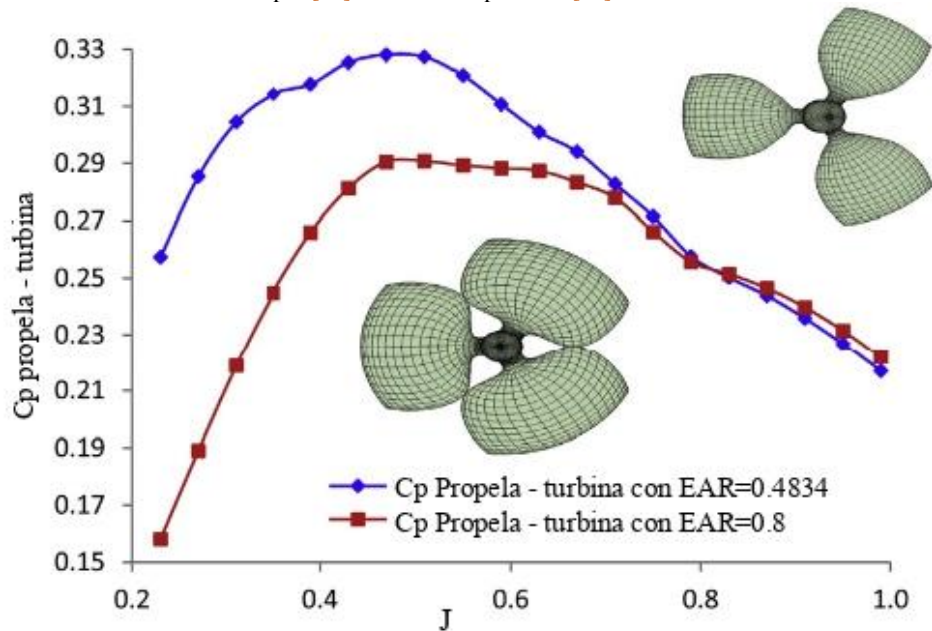


Figura 14. Comparación de desempeño de la propela operando como turbina en función de la solidez (relación de área expandida para propelas). Fuente: adaptado de [43].

La nube de puntos obtenida permitió, posteriormente, ajustar las curvas de las secciones transversales mediante curvas de Bezier. Finalmente, el álabe se construyó a través de una operación de recubrimiento entre las secciones previamente ajustadas. El modelo desarrollado fue posteriormente construido por medio de técnicas *FDM* de adición de material como lo es la impresión 3D. Los autores concluyeron que el método de diseño propuesto permite obtener una buena definición de la superficie del álabe con pocos puntos de control.

En las investigaciones realizadas por Helal *et al.* [45], se analizó la presencia de burbujas de cavitación en los álaves de una propela Insean E779A bajo regímenes de operación de transición, donde coexisten regiones de flujo laminar y turbulento. De acuerdo con estos autores, las mayores dificultades que han tenido las aproximaciones numéricas por medio de simulación CFD se deben principalmente a que los modelos de turbulencia habitualmente utilizados funcionan de manera adecuada para flujos totalmente turbulentos. No obstante, para bajas velocidades de rotación en propelas, se dan las condiciones de operación descritas

previamente, en las cuales los resultados numéricos difieren considerablemente. Por esta razón, en las simulaciones llevadas a cabo, los autores utilizaron el modelo de turbulencia sensible a la transición  $k - k1 - \omega$ , cuyos resultados fueron comparados con los obtenidos con el modelo  $k - \epsilon$ . Las simulaciones fueron realizadas en el paquete comercial Ansys Fluent ®.

Para el modelo de propela utilizado se contaba previamente con resultados experimentales de caracterización fotográfica de los patrones de cavitación a diferentes velocidades de rotación, mediciones de la extensión de la cavitación y medidas de las características de desempeño de la propela. Estas sirvieron para comparar la precisión de los modelos de turbulencia al predecir la aparición de zonas de cavitación sobre los álabes. Como resultado, los autores encontraron que, para el modelo de propela analizado, el comienzo de la cavitación ocurre con mayor facilidad en la cara de succión en cercanías al borde de salida. De igual manera, concluyeron que, para bajas velocidades de rotación, el modelo es el más adecuado para modelar el desempeño y el fenómeno de cavitación sobre los álabes. Entre tanto, el modelo  $k - k1 - \omega$  es mejor para modelar el desempeño y los patrones de cavitación cuando se tienen altas velocidades de giro.

Chen & Li [46] analizaron el desempeño de varios modelos de propela pertenecientes a la familia *DTMB* mediante la aplicación del método de panel. Para definir la superficie del álabe, los autores utilizaron la interpolación por *B-splines* basados en curvas de Bezier, ya que esta requiere de menos puntos de control y permite la generación de superficies más suavizadas [46], lo que facilita el control local de la curvatura sin causar deformaciones globales. Mediante este método, los autores establecieron como objetivo conseguir una superficie del álabe continua que pudiera reducir la posibilidad de cambios abruptos en el potencial de velocidad en la superficie del álabe. Para validar el método de panel desarrollado, se realizó una validación 2D del comportamiento del coeficiente de sustentación en varios perfiles pertenecientes a la serie NACA (0012, 2410, 6412 y 4418), cuyos resultados fueron comparados con datos experimentales y resultados numéricos obtenidos para el método de panel mediante *splines* cúbicos, el cual se utiliza habitualmente. Los resultados obtenidos por el método de panel con *B-splines* presentaron errores del 6,3 % respecto a los datos experimentales. Estos resultados fueron inferiores en comparación con el 7,1 % obtenido para el método con *splines* cúbicos. Finalmente, al evaluar los coeficientes de torque y empuje en las diferentes propelas diseñadas por el método de panel propuesto, las diferencias con los

datos experimentales fueron del 7,3 %. Entre tanto, para el método de *splines* cúbicos se alcanzaron diferencias hasta del 8,2 %. A partir de los resultados, los autores concluyeron que el método de panel con *B-splines* desarrollado presenta resultados con un alto grado de concordancia con los resultados experimentales; además, facilita la aplicación y convergencia del método, considerando la reducción de puntos requeridos para describir el álabe.

Los estudios desarrollados por Gao *et al.* [47] tuvieron como objetivo analizar el efecto de diferentes tipos de bordes en la punta del álabe (conocidos comúnmente como *winglets*), en el desempeño de una propela de 5 álabes tipo AU de la serie MAU. A diferencia del modelo convencional, los modelos de propela con borde evaluados difieren únicamente en la presencia y disposición de esta modificación en la punta del álabe. Los demás parámetros (diámetro, paso, radio del cubo, ángulo de barrido etc.) se conservaron iguales a fin de poder establecer comparaciones respecto al modelo base. Los bordes en la punta de los álabes fueron direccionados hacia la cara de presión de los álabes. Además de ser ubicados a partir de la posición radial  $x = 95$  %, se diseñaron cinco modelos de propela adicionales al convencional con variaciones en el borde entre 11-15°. Para llevar a cabo la simulación, los investigadores utilizaron el paquete comercial de CFD STAR CCM+ en el cual se discretizó el dominio computacional sobre el cual se resolverían las ecuaciones de flujo. Para validar los resultados numéricos obtenidos, se comparó el desempeño del modelo base con los datos experimentales; se encontraron resultados con un alto grado de precisión, con diferencias máximas de  $\pm 10$  %.

Para los modelos de propelas con *winglets*, se encontró que a medida que aumenta el ángulo en la punta del álabe, incrementa el volumen de cavitación en la punta del álabe. Sin embargo, el modelo de propela con bordes de 11° es capaz de reducir el volumen de cavitación en un 69 % respecto al modelo base, para un valor de coeficiente de avance ( $J$ ) de 0,7. En términos de desempeño, las propelas con bordes en la punta presentaron una disminución en los valores de coeficientes de torque y empuje y en la eficiencia del 3 % en promedio.

Feng & Lu [48] estudiaron mediante simulación CFD el efecto del patrón de distribución del ángulo de sesgo de los álabes en el volumen de la cavitación y la fluctuación de la presión generada por la propela. Con este propósito, los autores diseñaron dos modelos de propelas con distribución de ángulo de sesgo balanceada y no balanceada, las cuales se pueden apreciar en la [figura 15](#).

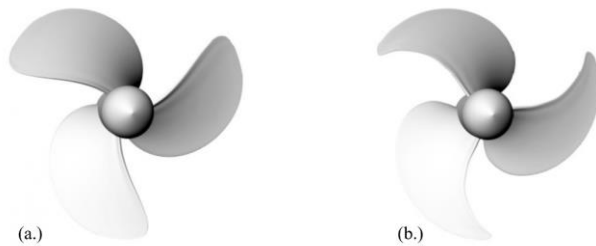


Figura 15. Propelas con diferente distribución de ángulo de sesgo diseñadas por [48]. (a.) Balanceada. (b.) No balanceada. Adaptado de [48].

Arakopoulos *et al.* [49] propusieron una metodología para el diseño paramétrico de propelas. De acuerdo con estos autores, la principal dificultad para el diseño de estos dispositivos es la representación de la superficie que conforma la propela. En el desarrollo de su investigación, utilizaron dos metodologías para la representación de las propelas: *B-splines* racionales no uniformes y *T-splines*; este último es una versión mejorada del primer método. Para realizar la representación de la superficie del álabo, tuvieron que definir puntos a lo largo de los perfiles, de modo que estos sirvieran posteriormente para la construcción de la malla que representaría el álabo. Los modelos de propela diseñados por ambos métodos fueron comparados con una propela obtenida con el *software* de código libre OpenProp. Resultado de estas comparaciones, se encontró que el modelo de propela

diseñado mediante *T-splines* presentaba una transición más suave y homogénea entre las secciones del álabo, tal como se presenta en la figura 16.

Adicional a las ventajas enumeradas anteriormente, la utilización de este método requiere menor cantidad de puntos de control, lo cual simplifica el diseño y construcción del modelo. Los diseños obtenidos pueden ser transformados fácilmente en lenguaje de máquina para la fabricación de la propela. Esto mejora sustancialmente el acabado superficial de los álabos, obteniendo un maquinado más preciso de la superficie, lo cual afecta considerablemente el desempeño de la propela.

#### 4. Optimización

El término optimización está relacionado con el estudio, análisis y solución de problemas en los que el objetivo principal es encontrar una solución tal que maximice o minimice, según sea el caso, el resultado de una función real mediante la selección sistemática de los valores de una o varias variables reales [50]. Generalmente, un modelo de optimización responde a una expresión característica como la mostrada en la ecuación 7 para un caso de minimización [50].

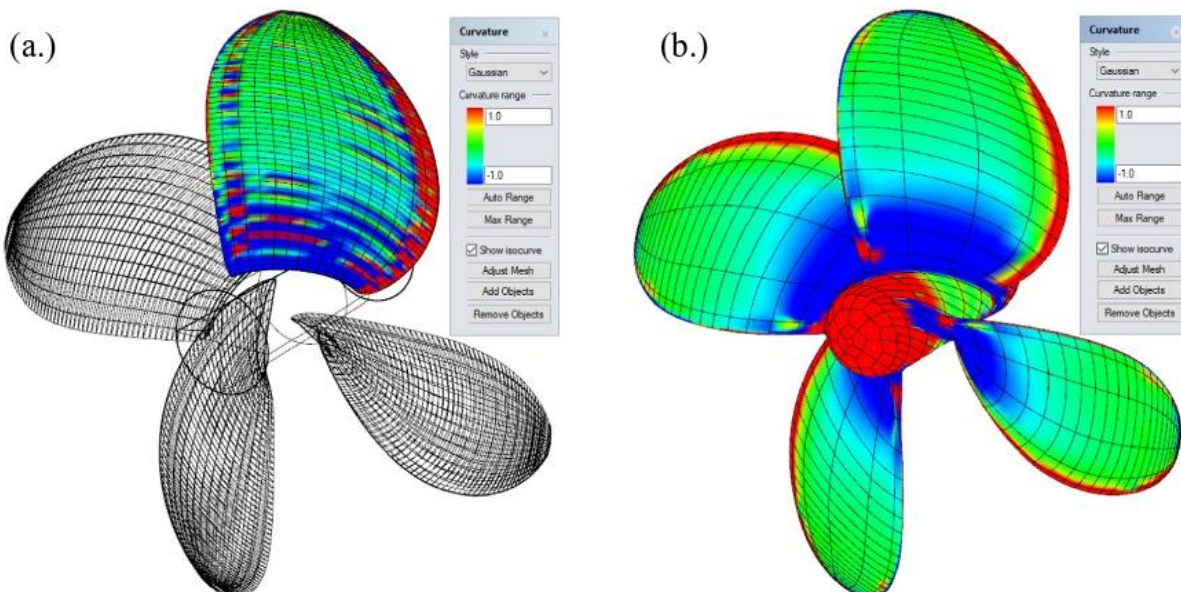


Figura 16. Comparación de suavidad de las superficies en los modelos de propela diseñados por [49]. En escala de colores, se presenta la curvatura de la superficie, donde las tonalidades rojas y azules representan zonas con menor y mayor radio de curvatura, respectivamente. (a.) *B-Splines*; (b.) *T-Splines*. Fuente: adaptado de [49].

$$s^* \therefore \min_x f_0(x) \text{ tq } f_i(x) \leq 0 \quad (7)$$

Donde  $x$  es el vector de variables de entrada;  $f_0$  es la variable objetivo;  $f_i$  son las restricciones del problema, es decir, determinan el conjunto de valores que puede tomar la solución de acuerdo a la naturaleza del problema; y  $s^*$  es la solución óptima del problema [51]. Muchos problemas de optimización involucran la consecución de varios objetivos de manera simultánea. A este tipo de problemas se les conoce comúnmente como procesos de optimización multiobjetivo [52]. Para resolver estos problemas, se han desarrollado diversos algoritmos con la capacidad de encontrar soluciones múltiples en una corrida [53]. Entre estos, destaca el algoritmo genético, el cual se fundamenta en los procesos de reproducción de los seres vivos e imita la evolución biológica como una estrategia para la solución de un problema, mediante la exploración de todo el espacio de las soluciones [54]. Para esto, el algoritmo requiere de un conjunto inicial de potenciales soluciones al problema, las cuales serán evaluadas con el objetivo de determinar cuáles constituyen soluciones prometedoras. Estas pasarán posteriormente a “reproducirse” y formar un nuevo conjunto de soluciones que serán nuevamente evaluadas en virtud de dar solución al problema definido. Esta característica hace de este método uno de los más utilizados para resolver problemas de optimización de este tipo [52], por lo cual es uno de los métodos más utilizados en los procesos de optimización de propelas.

En el diseño de propelas, se han realizado diversos trabajos en los cuales se han utilizado estrategias de optimización con el objetivo de encontrar la combinación de parámetros apropiados que permita minimizar el torque requerido durante su operación. A la fecha, el objetivo de optimización en las propelas se ha centrado en dos aspectos críticos: la disminución del volumen de cavitación y el aumento de la eficiencia; este último se traduce en un aumento de la fuerza de empuje generada por la propela. A la fecha, no se reportan trabajos en los cuales el objetivo de optimización establecido corresponda a la utilización de propelas para la generación de energía. Del mismo modo, no se reportan estudios de optimización para propelas de operación dual como las propuestas por Liu *et al.* [43].

En 2009, Brizzolara *et al.* [55] llevaron a cabo el proceso de optimización multiobjetivo por medio del algoritmo genético para dos modelos de propela de la serie DTMB. Los objetivos del estudio incluyeron no solo la optimización de la eficiencia, sino que además se estableció el retraso en la aparición de las burbujas de cavitación. Para esto, los autores utilizaron un

solucionador de flujo potencial desarrollado por la Universidad de Genoa, el cual puede resolver las características hidrodinámicas de las propelas en estado estacionario o transitorio mediante la aplicación del método de panel, haciendo uso en este caso de un análisis en estado estacionario. Los resultados obtenidos con este solucionador fueron validados con datos experimentales de dos modelos de propela sin difusor, y una con este componente. Los resultados de desempeño y cavitación obtenidos con el programa mostraron un alto grado de similitud con los resultados experimentales de los modelos de propela analizados.

El paso siguiente en la investigación consistió en desarrollar un modelo de propela inicial sobre el cual se modificaron progresivamente los puntos sobre la superficie del álabe, de acuerdo con los resultados de eficiencia y cavitación obtenidos por el solucionador durante las validaciones. Estos resultados sirvieron de insumo para el proceso de optimización por medio del algoritmo genético, cuya función objetivo consistió en la maximización de la eficiencia y la reducción del volumen de cavitación. Las poblaciones iniciales estaban compuestas por 400 individuos con una descendencia de 50 generaciones, en el caso de la propela sin difusor, y 100 individuos con una descendencia de 65 generaciones para la propela con difusor. A partir de los resultados obtenidos del proceso de optimización, construyeron el frente de Pareto, en cuyas soluciones evidenciaron una reducción transcendental en el volumen de cavitación cercana al 93 % para la propela sin difusor y del 100 % para la propela con difusor. Así mismo, se consiguió un aumento en la eficiencia de las propelas del 3 % para el modelo sin difusor y del 3,84 % para la propela con difusor.

Mirjalili *et al.* [56] utilizaron el algoritmo de enjambre de partículas (*particle swarm optimization* o PSO, por sus siglas en inglés) con los objetivos de maximizar la eficiencia y minimizar la cavitación. Para este propósito, en la primera etapa diseñaron una propela de 6 álabes, la cual utilizaron como geometría base objeto de optimización. De igual manera, en esta etapa evaluaron el efecto de la cantidad de álabes sobre el proceso de optimización, tal como se presenta en la figura 17. Posteriormente, evaluaron el efecto de la velocidad de giro en el proceso de optimización, tal como se presenta en la figura 18. De acuerdo con el análisis de resultados, concluyeron que el mejor desempeño y menor cantidad de cavitación se logra para una propela de 5-6 álabes en un régimen de giro entre 170-180 rpm. Sin embargo, los resultados son sensibles a la perturbación, es decir, que un cambio pequeño en la velocidad de giro produce un cambio notorio en el frente de Pareto obtenido.



Por su parte, las investigaciones conducidas por Nouri *et al.* [52] consistieron en la optimización multiobjetivo de una propela dual contrarrotante por medio de simulaciones CFD, utilizando el método de *kriging* y el algoritmo genético, con el objetivo de maximizar la eficiencia hidrodinámica de la propela y minimizar la diferencia de empuje entre los rodetes de la propela. Mediante el método de *kriging*, se obtuvieron valores intermedios para valores de los parámetros que no fueron evaluados. Posteriormente, mediante el algoritmo genético, se realizó el proceso de optimización haciendo la búsqueda del mejor resultado en el espacio de diseño resultado del método de *kriging*.

Los resultados de este proceso son posteriormente evaluados para determinar la compatibilidad de la geometría obtenida; en caso de no lograrlo, esta unidad es agregada al set de datos iniciales y se inicia el proceso nuevamente, lo cual se definió como una generación. Para la población inicial se utilizaron 100 modelos de propelas con las combinaciones de distribuciones de paso radial entre 1,6 y 2,8; y curvatura entre 1,5 % y 3 %, definidas de acuerdo con el diseño de experimentos. Luego de 19 generaciones, se alcanzó la convergencia en los objetivos de optimización, y se logró una eficiencia máxima en el conjunto del 90 %.

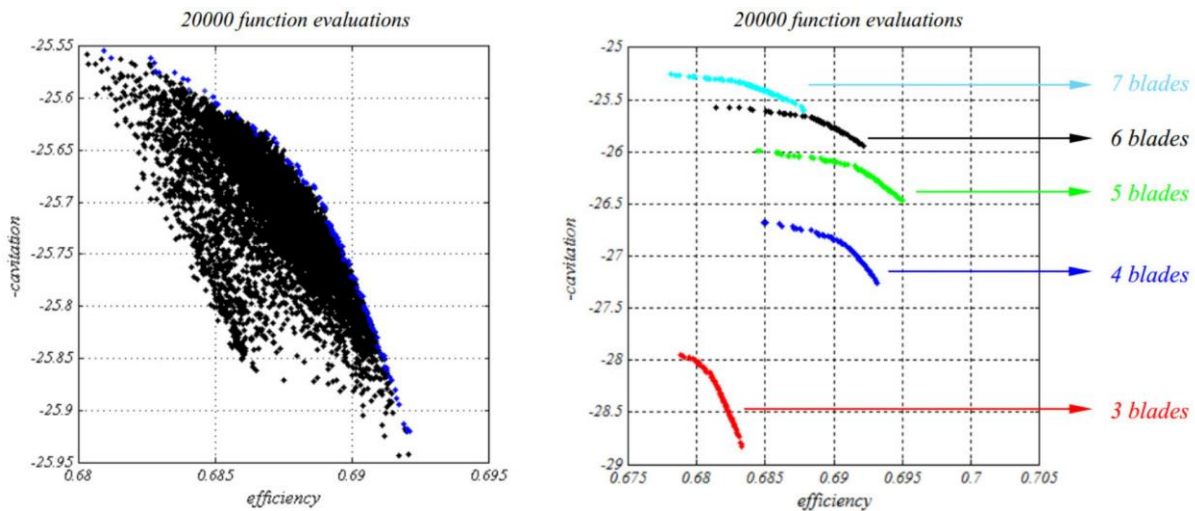


Figura 17. Frente de Pareto obtenido del proceso de optimización y variación de los resultados para propelas con diferente número de álabes. Fuente: adaptado de [56].

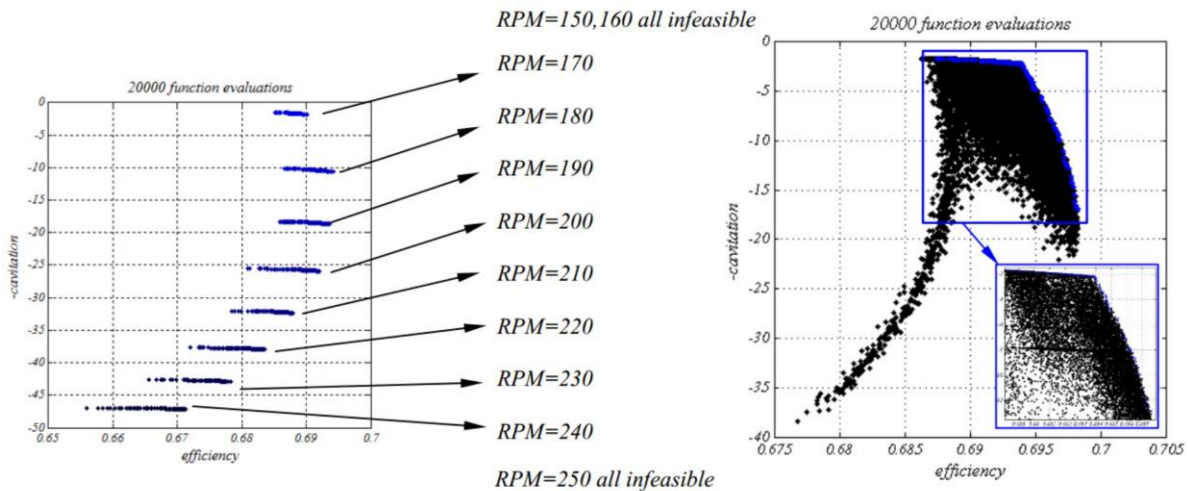


Figura 18. Frente de Pareto obtenido del proceso de optimización y variación de los resultados para una propela que opera a diferentes velocidades de giro. Fuente: adaptado de [56].

Ebrahimi *et al.* [57] realizaron una optimización multi-objetivo de una propela DTMB 4119 por medio de la aplicación del algoritmo genético y su implementación con el método del elemento límite. Las modificaciones para la propela objeto de estudio incluyeron las variaciones del ángulo de sesgo, ángulo de barrido, radio, paso-diámetro y distribución cuerda-diámetro. El objetivo de optimización propuesto fue evaluar el desempeño hidrodinámico e hidroacústico de la propela con el fin de encontrar la combinación óptima de factores que brindara la mayor eficiencia de funcionamiento de la propela generando el menor nivel de ruido. Teniendo en cuenta que las simulaciones CFD toman un tiempo considerable en ejecutarse, los autores desarrollaron un código numérico para evaluar el desempeño de la propela y el nivel de ruido mediante la aplicación del método de panel, utilizando la distribución de velocidades y presiones alrededor de la propela. A partir de estos datos es posible calcular el nivel de ruido utilizando la ecuación de Ffocks, Williams y Hawkins (FW-H). El uso de este método permitió reducir el tiempo de evaluación del desempeño y ruido en cada uno de los tratamientos. Para las unidades experimentales, se variaron 10 parámetros pertenecientes a 4 variables: sesgo, barrido, relación cuerda-diámetro, relación paso-diámetro. En el proceso de optimización, los autores usaron el paquete comercial del algoritmo genético incluido en Matlab. A partir de los resultados del proceso de optimización, construyeron el frente de Pareto, el cual estaba conformado por 11 modelos de geometría que cumplían con las restricciones del proceso.

Tras la evaluación de las geometrías, los autores concluyeron que la reducción considerable del nivel de ruido generado por la propela se presenta para valores de ángulos de barrido entre  $8,14^\circ$  y  $12,05^\circ$ , y ángulos de sesgo entre  $31,52^\circ$  y  $39,74^\circ$ .

## 5. Estado del arte: propelas y turbinas hidrocínicas

De acuerdo con la información bibliográfica anteriormente presentada, son evidentes los avances y desarrollos en materia de diseño y construcción de los álabes de las propelas. Así mismo, resaltan los trabajos que implican procesos de optimización del desempeño y volumen de cavitación alrededor de los álabes en condiciones normales de funcionamiento de estos dispositivos. Sin embargo, son escasas o nulas las investigaciones en las que se estudia la aplicación de las propelas como turbinas hidrocínicas.

Así mismo, no se estiman diseños de turbinas hidrocínicas con características geométricas de las propelas. Por tal razón, y a partir de la información recopilada y analizada, se propone una metodología para

el diseño de una turbina hidrocícnica tipo propela, la cual se presenta en la [figura 19](#).

La metodología de diseño planteada propone el desarrollo de una turbina hidrocícnica con características inherentes a las propelas, como es el caso de la distancia del borde de ataque a la directriz o las expresiones para el cálculo de la cuerda. Adicionalmente, se presentan los factores objeto de análisis para el proceso de optimización de acuerdo con lo encontrado en la literatura. En este caso particular, se propone la optimización de la geometría por medio de simulación computacional, la cual implica los pasos que a continuación se describen:

- Construcción de la geometría y del dominio computacional: estos pasos son fundamentales para la configuración de las simulaciones numéricas. Inicialmente, se propone construir el modelo CAD de turbina de acuerdo con los valores obtenidos para los parámetros geométricos, resultantes del proceso P2. A partir de este se construirá su dominio computacional correspondiente al volumen del fluido, el cual se utilizará en el proceso P3.
- Generación de la malla: la cantidad de elementos y el tamaño del intervalo de tiempo adecuado son valores que deben ser establecidos por medio de los estudios de independencia de mado y de paso temporal. Esto se lleva a cabo mediante el análisis del mismo caso con diferentes tamaños de elementos, y se comparan los resultados. Cuando el resultado de la variable de control no exhibe una variación significativa (o cambia muy poco), se dice que la convergencia se ha alcanzado. De igual manera, se deberá realizar el mismo procedimiento sobre la malla para la cual los resultados son independientes del tamaño, pero variando el tamaño del intervalo de tiempo hasta que los resultados presenten poca variabilidad, es decir, sean independientes [35]. Este ciclo corresponde al proceso P3.
- Diseño experimental: el diseño experimental se realizará con los factores cuyo efecto en el desempeño de la turbina desea ser estudiado. A partir de esto, se construirán las unidades experimentales sobre las cuales se configurarán simulaciones computacionales, cuyos resultados permitirán construir el modelo matemático que relaciona el rendimiento de la turbina con la variación de los factores seleccionados. Este modelo deberá ser evaluado y analizado, previo al cálculo de los factores que proporcionan la respuesta de mayor calidad. Lo anterior se logra a partir de la aplicación del análisis

estadístico. Finalmente, con el modelo validado, se establecen los valores de los factores que optimizan la variable respuesta, lo cual, visto de otro modo, consiste en establecer los valores de los parámetros geométricos en los cuales se obtiene el mejor desempeño de la turbina.

En la metodología, este procedimiento se encuentra conformado por el proceso P4.

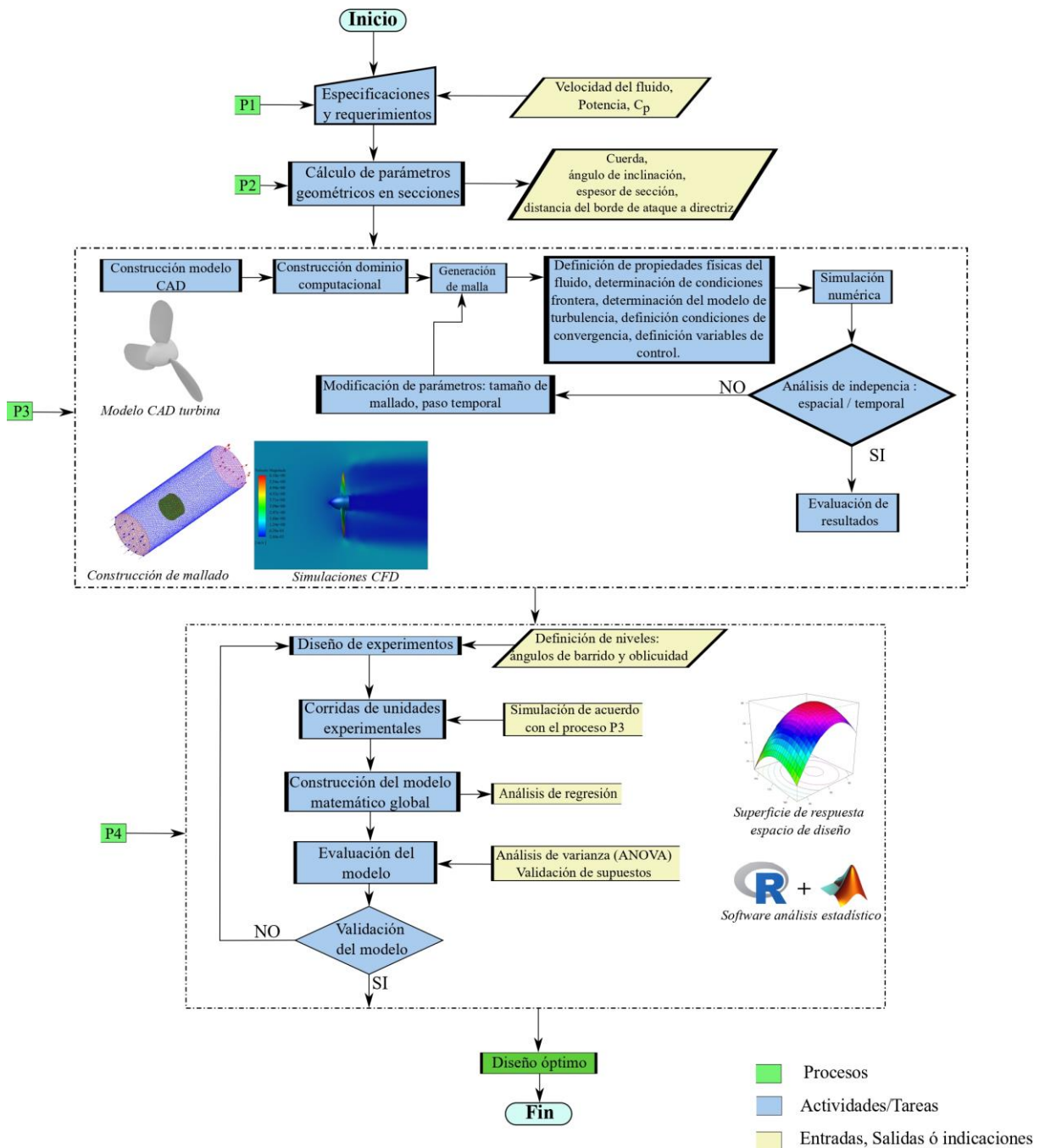


Figura 19. Metodología de diseño y optimización de una turbina hidrocínetica tipo propela.

## 6. Conclusiones

Las turbinas hidrocínicas son una alternativa práctica y eficiente en el proceso de descentralización del sistema energético tanto a pequeña como a gran escala, por lo cual se convierten en una tecnología sustentable y confiable para la demanda del futuro próximo.

En los diseños convencionales de turbinas hidrocínicas, las secciones transversales de los álabes están conformadas por perfiles aerodinámicos. No obstante, se evidencia la utilidad y el buen desempeño mostrado por turbinas conformadas por placas planas, las cuales al tiempo suponen una simplificación en el proceso de construcción.

Por otro lado, se encuentra que los estudios enfocados en evaluar el efecto de álabes curvados (*skew*) o inclinados respecto al flujo (*rake*) en la eficiencia de una turbina hidrocínica son escasos. Así mismo, en estos no se contempla la posibilidad de incluir características geométricas de las propelas en el diseño de los álabes de las turbinas hidrocínicas. Adicionalmente, no se genera una discusión referente a la movilidad y fabricación modular de los sistemas, lo cual facilita la instalación de este tipo de tecnologías en zonas de difícil acceso con potencial energético para la generación de energía eléctrica.

Las investigaciones enfocadas en el desarrollo de las propelas se han centrado en el aumento de la eficiencia de estos dispositivos por medio del mejoramiento de la superficie del álabe, con el fin de conseguir la menor separación de flujo y evitar la aparición del fenómeno de cavitación. En relación con los métodos de optimización utilizados en el diseño de propelas, prevalece la optimización multiobjetivo con variantes del algoritmo genético, la cual permite desarrollar geometrías que llevan a una reducción considerable del volumen de cavitación y a mejoras en el desempeño de estos dispositivos.

Finalmente, a partir de los resultados del análisis de la información, y con el estado de avance tecnológico en relación con las turbinas hidrocínicas y propelas, se considera pertinente el desarrollo de una turbina hidrocínica tipo propela en la cual se incorporen características geométricas propias de las propelas, con el fin de analizar la influencia de estos factores en el desempeño de la operación como turbina. Teniendo en cuenta que las propelas son dispositivos concebidos desde su diseño para interactuar con un medio líquido, se espera que la turbina hidrocínica tipo propela tenga un mejor desempeño en comparación con las turbinas hidrocínicas tradicionales. Así mismo, el diseño de

propelas multipropósito (propela-turbina) constituye una alternativa interesante para la generación de energía en embarcaciones, la cual debe ser estudiada con mayor profundidad.

## Agradecimientos

Los autores agradecen a la segunda convocatoria conjunta de proyectos I+D+i en el marco de la agenda regional de I+D → i, por el apoyo financiero brindado al proyecto “Desarrollo de una turbina hidrocínica tipo propela para la generación de energía eléctrica”. Adicionalmente, los autores reconocen el apoyo financiero de la Universidad de Antioquia (Estrategia de Sostenibilidad 2020-2021. ES84190067).

## Créditos por autor

Fredys Romero-Menco: planeación, escritura, revisión de literatura. Ainhoa Rubio-Clemente: revisión, corrección de estilo y escritura. Edwin Chica Arrieta: planeación, revisión, corrección de contenido.

## Referencias

- [1] N. R. Maldar, C. Y. Ng, E. Oguz, “A review of the optimization studies for savonius turbine considering hydrokinetic applications,” *Energy Conversion and Management*, vol. 226, p. 113495, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113495>
- [2] I. International Energy Agency. (2021) World energy balances. [Online]. Available: <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-browser?country=WORLD&fuel=Energy%20supply&indicator=TESbySource>
- [3] L. F. Silva, M. Santosh, M. Schindler, J. Gasparotto, G. L. Dotto, M. L. Oliveira, M. F. Hochella Jr, “Nanoparticles in fossil and mineral fuel sectors and their impact on environment and human health: a review and perspective,” *Gondwana Research*, vol. 92, pp. 184-201, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.gr.2020.12.026>
- [4] A. P. Jacobsen, R. S. Blumenthal, “Cardiovascular disease is the condition, air pollution the risk factor, fossil fuel combustion the cause,” *Journal of the American College of Cardiology*, vol. 79, no. 2, pp. e131-e131, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jacc.2021.09.1386>
- [5] L. T. Contreras, O. D. López, S. Lain, “Computational fluid dynamics modelling and simulation of an inclined horizontal axis hydrokinetic turbine,” *Energies*, vol. 11, no. 11, p. 3151, 2018, doi: <https://doi.org/10.3390/en11113151>

- [6] M. B. Salleh, N. M. Kamaruddin, Z. Mohamed-Kassim, "Savonius hydrokinetic turbines for a sustainable river-based energy extraction: A review of the technology and potential applications in malaysia," *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 36, p. 100554, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2019.100554>
- [7] R. Ioannidis, D. Koutsoyiannis, "A review of land use, visibility and public perception of renewable energy in the context of landscape impact," *Applied Energy*, vol. 276, p. 115367, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115367>
- [8] G. T. Chala, M. Ma'Arof, R. Sharma, "Trends in an increased dependence towards hydropower energy utilization—a short review," *Cogent Engineering*, vol. 6, no. 1, p. 1631541, 2019.
- [9] J. Xu, T. Ni, B. Zheng, "Hydropower development trends from a technological paradigm perspective," *Energy Conversion and Management*, vol. 90, pp. 195-206, 2015.
- [10] C. M. Niebuhr, M. van Dijk, V. S. Neary, J. N. Bhagwan, "A review of hydrokinetic turbines and enhancement techniques for canal installations: Technology, applicability and potential," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 113, p. 109240, 2019.
- [11] Y. A. Cengel, *Fluid mechanics*. Tata McGrawHill Education, 2010.
- [12] E. Chica, A. Rubio-Clemente, *Design of zero head turbines for power generation*. IntechOpen, 2017.
- [13] J. Carlton, *Marine propellers and propulsion*. Butterworth-Heinemann, 2018.
- [14] N. D. Laws, B. P. Epps, "Hydrokinetic energy conversion: Technology, research, and outlook," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 57, pp. 1245-1259, 2016.
- [15] R. Bastianon, "Cálculo y diseño de la hélice óptima para turbinas eólicas," Buenos Aires, 2008.
- [16] P. F. Díez, "Turbinas hidráulicas," Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Universidad de Cantabria, España, p. 8, 1996.
- [17] V. Bertram, *Practical ship hydrodynamics*. Elsevier, 2011.
- [18] R. Hantoro, E. Septyaningrum, "Novel design of a vertical axis hydrokinetic turbine straight-blade cascaded (vaht-sbc): Experimental and numerical simulation," *Journal of Engineering & Technological Sciences*, vol. 50, no. 1, 2018.
- [19] E. Septyaningrum, R. Hantoro, I. Utama, J. Prananda, G. Nugroho, A. Mahmasani, N. Satwika, "Performance analysis of multi-row vertical axis hydrokinetic turbine—straight blade cascaded (vaht-sbc) turbines array," *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, vol. 13, no. 3, pp. 5665-5688, 2019, doi: <https://doi.org/10.15282/jmes.13.3.2019.28.0454>
- [20] S. Eriksson, H. Bernhoff, M. Leijon, "Evaluation of different turbine concepts for wind power," *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 12, no. 5, pp. 1419-1434, 2008.
- [21] P. J. Schubel and R. J. Crossley, "Wind turbine blade design," *Energies*, vol. 5, no. 9, pp. 3425-3449, 2012.
- [22] S. Laín, L. Contreras, O. López, "A review on computational fluid dynamics modeling and simulation of horizontal axis hydrokinetic turbines," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 41, no. 9, pp. 1-24, 2019, doi: <https://doi.org/10.1007/s40430-019-1877-6>
- [23] D. Anderson, I. Graham, B. Williams, "Aerodynamics," in *Flight and Motion*. Routledge, 2015, p. 93.
- [24] T. Burton, D. Sharpe, N. Jenkins, E. Bossanyi, *Wind energy handbook*. Wiley Online Library, 2001, vol. 2.
- [25] M. O. Hansen, *Aerodynamics of wind turbines*. Routledge, 2015.
- [26] M. Huleihil, G. Mazor, "Wind turbine power: The betz limit and beyond," in *Advances in wind power*. IntechOpen, 2012.
- [27] L. Birk, *Fundamentals of Ship Hydrodynamics: Fluid Mechanics, Ship Resistance and Propulsion*. John Wiley & Sons, 2019.
- [28] E. Benini, "Significance of blade element theory in performance prediction of marine propellers," *Ocean Engineering*, vol. 31, no. 8-9, pp. 957-974, 2004.
- [29] M. Drela, M. B. Giles, "Viscous-inviscid analysis of transonic and low reynolds number airfoils," *AIAA journal*, vol. 25, no. 10, pp. 1347-1355, 1987.

- [30] J. P. Breslin and P. Andersen, *Hydrodynamics of ship propellers*. Cambridge University Press, 1996, vol. 3.
- [31] Y.-C. Kim, T.-W. Kim, S. Pyo, J.-C. Suh, "Design of propeller geometry using streamline adapted blade sections," *Journal of marine science and technology*, vol. 14, no. 2, pp. 161-170, 2009.
- [32] A. Hayati, S. Hashemi, M. Shams, "A study on the effect of the rake angle on the performance of marine propellers," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 226, no. 4, pp. 940-955, 2012.
- [33] D. Cebrián, J. Ortega-Casanova, R. Fernández-Feria, "Lift and drag characteristics of a cascade of flat plates in a configuration of interest for a tidal current energy converter: Numerical simulations analysis," *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 5, no. 4, p. 043114, 2013, doi: <https://doi.org/10.1063/1.4816495>
- [34] A. Pelletier, T. J. Mueller, "Low Reynolds number aerodynamics of low-aspectratio, thin/flat/cambered-plate wings," *Journal of aircraft*, vol. 37, no. 5, pp. 825-832, 2000.
- [35] W. Schleicher, J. Riglin, A. Oztekin, "Numerical characterization of a preliminary portable microhydrokinetic turbine rotor design," *Renewable Energy*, vol. 76, pp. 234-241, 2015.
- [36] J. Riglin, W. C. Schleicher, A. Oztekin, "Numerical analysis of a shrouded microhydrokinetic turbine unit," *Journal of Hydraulic Research*, vol. 53, no. 4, pp. 525-531, 2015.
- [37] J. Riglin, W. C. Schleicher, I.-H. Liu, A. Oztekin, "Characterization of a microhydrokinetic turbine in close proximity to the free surface," *Ocean Engineering*, vol. 110, pp. 270-280, 2015.
- [38] J. Riglin, C. Daskiran, J. Jonas, W. C. Schleicher, A. Oztekin, "Hydrokinetic turbine array characteristics for river applications and spatially restricted flows," *Renewable energy*, vol. 97, pp. 274-283, 2016.
- [39] C.-J. Bai, W.-C. Wang, P.-W. Chen, W.-T. Chong, "System integration of the horizontalaxis wind turbine: The design of turbine blades with an axial-flux permanent magnet generator," *Energies*, vol. 7, no. 11, pp. 7773-7793, 2014, doi: <https://doi.org/10.3390/en7117773>
- [40] A. Bahaj, A. Molland, J. Chaplin, W. 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.
- [41] B. I. Favacho, J. R. P. Vaz, A. L. A. Mesquita, F. Lopes, A. L. S. Moreira, N. S. Soeiro, and O. F. L. d. Rocha, "Contribution to the marine propeller hydrodynamic design for small boats in the amazon region," *Acta Amazonica*, vol. 46, no. 1, pp. 37-46, 2016.
- [42] A. Rahman, M. R. Ullah, M. M. Karim, "Marine propeller design method based on lifting line theory and lifting surface correction factors," *Procedia engineering*, vol. 194, pp. 174-181, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.08.132>
- [43] P. Liu, N. Bose, K. Chen, Y. Xu, "Development and optimization of dual-mode propellers for renewable energy," *Renewable energy*, vol. 119, pp. 566-576, 2018.
- [44] F. Pérez-Arribas, R. Pérez-Fernández, "A bspline design model for propeller blades," *Advances in Engineering Software*, vol. 118, pp. 35-44, 2018.
- [45] M. M. Helal, T. M. Ahmed, A. A. Banawan, M. A. Kotb, "Numerical prediction of sheet cavitation on marine propellers using cfd simulation with transition-sensitive turbulence model," *Alexandria engineering journal*, vol. 57, no. 4, pp. 3805-3815, 2018.
- [46] C.-W. Chen, M. Li, "Improved hydrodynamic analysis of 3-d hydrofoil and marine propeller using the potential panel method based on b-spline scheme," *Symmetry*, vol. 11, no. 2, p. 196, 2019.
- [47] H. Gao, W. Zhu, Y. Liu, Y. Yan, "Effect of various winglets on the performance of marine propeller," *Applied Ocean Research*, vol. 86, pp. 246-256, 2019.
- [48] X. Feng, J. Lu, "Effects of balanced skew and biased skew on the cavitation characteristics and pressure fluctuations of the marine propeller," *Ocean Engineering*, vol. 184, pp. 184-192, 2019.
- [49] A. Arapakopoulos, R. Polichshuk, Z. Segizbayev, S. Ospanov, A. Ginnis, K. Kostas, "Parametric models for marine propellers," *Ocean Engineering*, vol. 192, p. 106595, 2019.
- [50] O. Erdinc, *Optimization in renewable energy systems: recent perspectives*. Butterworth-Heinemann, 2017.

[51] I. E. Grossmann, *Global optimization in engineering design*. Springer Science & Business Media, 2013, vol. 9.

[52] N. M. Nouri, S. Mohammadi, M. Zarezadeh, “Optimization of a marine contra-rotating propellers set,” *Ocean Engineering*, vol. 167, pp. 397-404, 2018.

[53] E. Zitzler, M. Laumanns, L. Thiele, “Spea2: Improving the strength pareto evolutionary algorithm,” *TIK-report*, vol. 103, 2001.

[54] T. Weise, “Global optimization algorithmstheory and application,” *Self-Published Thomas Weise*, vol. 361, 2009.

[55] S. Brizzolara, S. Gaggero, A. Grasso, “Parametric optimization of open and ducted propellers,” *in to appear on the Proceedings of the SNAME Propellers and Shafting Symposium*, 2009.

[56] S. Mirjalili, A. Lewis, S. A. M. Mirjalili, “Multi-objective optimisation of marine propellers,” *Procedia Computer Science*, vol. 51, pp. 2247-2256, 2015.

[57] A. Ebrahimi, M. S. Seif, and A. Nouri-Borujerdi, “Hydro-acoustic and hydrodynamic optimization of a marine propeller using genetic algorithm, boundary element method, and fw-h equations,” *Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 7, no. 9, p. 321, 2019, doi: <https://doi.org/10.3390/jmse7090321>