



**Desarrollo de una turbina hidrocínética tipo propela para generación de energía eléctrica**

Fredys De Jesús Romero Menco

Trabajo de investigación presentado como requisito parcial para optar al título de Magíster en Ingeniería Mecánica

Director  
Edwin Lenin Chica Arrieta; PhD

Universidad de Antioquia  
Facultad de Ingeniería  
Maestría en Ingeniería Mecánica  
Medellín  
2022

Cita	Romero-Menco, F [1]
<b>Referencia</b>	[1] Romero-Menco, F. “Desarrollo de una turbina hidrocínética tipo propela para generación de energía eléctrica”, Trabajo de Investigación, Maestría en Ingeniería Mecánica (Investigación), Universidad de Antioquia, Medellín, 2022.
Estilo IEEE (2020)	



Maestría en Ingeniería Mecánica, Cohorte VI.  
Grupo de Investigación Energía Alternativa - GEA



Centro de Documentación Facultad de Ingeniería - CENDOI

**Repositorio Institucional:** <http://bibliotecadigital.udea.edu.co>

Universidad de Antioquia - [www.udea.edu.co](http://www.udea.edu.co)

**Rector:** Jhon Jairo Arboleda Céspedes, MsC.

**Decano/Director:** Jesús Francisco Vargas Bonilla, PhD.

**Jefe departamento:** Pedro León Simanca, MsC

El contenido de esta obra corresponde al derecho de expresión de los autores y no compromete el pensamiento institucional de la Universidad de Antioquia ni desata su responsabilidad frente a terceros. Los autores asumen la responsabilidad por los derechos de autor y conexos.

# ÍNDICE GENERAL

<b>Agradecimientos</b>	<b>5</b>
<b>Introducción</b>	<b>7</b>
<b>1. Turbina hidrocínética tipo propela: Una fuente no convencional para la generación de energía eléctrica</b>	<b>1</b>
1.1. Introducción	2
1.2. Turbinas Hidrocínéticas	3
1.2.1. Principio de funcionamiento de las turbinas hidrocínéticas	5
1.2.2. Límite de Betz	6
1.3. Propelas	7
1.3.1. Series Sistemáticas	9
1.3.2. Geometría de la propela	9
1.3.3. Desempeño de la propela	11
1.3.4. Métodos de análisis de flujo y diseño de propelas	12
1.3.5. Estado del arte: Propelas y turbinas hidrocínéticas tipo propela	13
1.4. Optimización	26
1.4.1. Optimización en propelas	27
1.5. Conclusiones	30
<b>2. Diseño y análisis numérico de una turbina hidrocínética tipo propela</b>	<b>32</b>
2.1. Introducción	33
2.2. Diseño hidráulico	35
2.2.1. Teoría de momento sobre el elemento de álabe (BEMT)	39
2.2.2. Serie Sistemática B de Wageningen	48
2.2.3. Distribución de espesores, determinación de factor $K_r$ y distancia del borde de ataque a la generatriz ( $a_r$ )	50
2.3. Selección del perfil hidrodinámico, modelado CAD y mallado	52
2.3.1. Análisis y selección del perfil	52
2.3.2. Modelado CAD	60
2.3.3. Mallado	64
2.4. Modelo matemático, modelo de turbulencia y condiciones de contorno	68
2.4.1. Modelo matemático y ecuaciones de gobierno	68
2.4.2. Modelo de turbulencia	69
2.4.3. Condiciones de contorno y características del flujo	69
2.4.4. Independencia de Mallado	70
2.4.5. Independencia del tamaño temporal	72
2.5. Resultados y discusión	74

2.5.1.	Turbina con distribución de cuerdas BEMT con pérdidas por número finito de álabes con distribución de ángulo de torsión BEMT Vs turbina por Serie sistemática . . . . .	74
2.5.2.	Turbina con distribución de ángulo de torsión BEMT con distribuciones de cuerda BEMT con pérdidas por número finito de álabes - Serie sistemática . . . . .	75
2.5.3.	Turbina modelo BEMT con pérdidas por número finito de álabes de secciones transversales planas y superficies cilíndricas concéntricas . . . . .	77
2.5.4.	Turbina modelo BEMT con pérdidas por número finito de álabes y con pérdidas por punta y cubo . . . . .	78
2.6.	Contornos de presión, velocidad y turbulencia para turbina BEMT con pérdidas por punta y cubo . . . . .	79
2.7.	Conclusiones . . . . .	83
<b>3.</b>	<b>Optimización de una turbina hidrocínética tipo propela usando la metodología de superficie de respuesta: Efecto de los ángulos de sesgo e inclinación en el coeficiente de potencia.</b>	<b>85</b>
3.1.	Introducción . . . . .	86
3.2.	Metodología de superficie de respuesta . . . . .	87
3.3.	Diseño de experimentos . . . . .	89
3.3.1.	Ángulos de sesgo e inclinación: Determinación de niveles . . . . .	89
3.3.2.	Construcción de los modelos de turbina hidrocínética tipo propela con los tratamientos . . . . .	91
3.3.3.	Dominio computacional y mallado . . . . .	92
3.3.4.	Determinación de velocidad de giro . . . . .	94
3.4.	Resultados y discusión . . . . .	96
3.4.1.	Recolección de datos . . . . .	96
3.4.2.	Construcción de los modelos de regresión . . . . .	97
3.4.3.	Análisis de resultados del ANOVA para el modelo de segundo orden . . . . .	98
3.4.4.	Verificación de supuestos . . . . .	98
3.4.5.	Determinación del punto óptimo . . . . .	102
3.4.6.	Validación del tratamiento con los niveles óptimos . . . . .	105
3.5.	Contornos de presión, velocidad y turbulencia para turbina con combinación de niveles óptimos . . . . .	106
3.6.	Conclusiones . . . . .	109
<b>4.</b>	<b>Análisis numérico y experimental de un modelo a escala de una turbina hidrocínética tipo propela: De la construcción a la validación</b>	<b>110</b>
4.1.	Introducción . . . . .	111
4.2.	Modelo experimental de turbina hidrocínética tipo propela . . . . .	114
4.2.1.	Fabricación del modelo experimental . . . . .	115
4.3.	Simulación CFD del modelo experimental . . . . .	119
4.4.	Sistema de pruebas experimentales . . . . .	123
4.4.1.	Sistema de control de frenado PWM . . . . .	125
4.4.2.	Montaje experimental . . . . .	126
4.4.3.	Cuantificación del error . . . . .	129
4.5.	Resultados y discusión . . . . .	129
4.6.	Conclusiones . . . . .	134



# Agradecimientos

Primeramente quiero agradecer a mi familia: A mi madre, quien me ha apoyado constante e incondicionalmente a lo largo de mi vida académica; y que me ha enseñado a no renunciar a mis sueños, por más altos que parezcan los objetivos. A mi padre, que con su particular manera de mirar la vida, me ha mostrado que con determinación y paciencia todo es posible. A mi compañera de vida Lorena, quien durante este tiempo ha sabido soportar y entender las dificultades y retos que ha supuesto la realización de este trabajo. Quien me ha apoyado y me enseñado que en muchas ocasiones lo mas importante es tomar una profunda inhalación.

En segundo lugar agradezco a la Dirección de Posgrados y a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Antioquia, por brindarme el apoyo económico correspondiente a mis gastos de matrícula por medio del programa de becas de maestría del cual soy beneficiario.

En tercer lugar presento mis más sinceros agradecimientos a los profesores Edwin Chica, Laura Velásquez y Felipe Obando, quienes en el transcurso de estos 2 años me han brindado en incontables ocasiones su asesoría y ayuda la cual me ha permitido llevar este proyecto a puerto seguro.

En cuarto lugar agradezco a todos los técnicos de los laboratorios de mecanizado de la Universidad de Antioquia, y de hidráulica de la Universidad EAFIT quienes estuvieron prestos a brindar una mano y un consejo cuando fue requerido.

En quinto lugar agradezco profundamente a mis compañeros de maestría, Daniel y Johan, quienes han sido más que amigos, de quienes he aprendido profundas lecciones de vida y que han nutrido mi formación académica, pero más importante aún mi crecimiento como persona.

En sexto lugar agradezco a la Universidad EAFIT, por facilitarme el espacio y los recursos físicos para llevar a cabo las pruebas experimentales del modelo de turbina desarrollado.

Finalmente, agradezco a usted preciado lector, quien me da la oportunidad de exponer mis ideas y mostrar los resultados obtenidos de este proyecto, cuyo fin primordial es realizar un pequeño aporte que contribuya a la equidad, la justicia social y a la preservación de este pequeño pedazo de roca que llamamos hogar.

# Introducción

La Organización de las Naciones Unidas (ONU) estableció hacia el año 2015 un conjunto de 17 objetivos de desarrollo, cuya finalidad primordial es: “*proteger el planeta y garantizar que todas las personas gocen de paz y prosperidad para el año 2030*”. Dentro de este grupo destacan 3 objetivos que resultan de especial interés ( *energía asequible y no contaminante; comunidades y ciudades sostenibles; y acción por el clima*), toda vez que su cumplimiento está ligado al desarrollo de dispositivos y sistemas para la generación de energía a partir del aprovechamiento de las fuentes de energía renovable a pequeña y mediana escala; además del desarrollo de sistemas energéticos descentralizados y distribuidos. Estos aportes tendrían además un alto impacto social, que conllevaría al desarrollo y progreso de las comunidades y países más retrasados; mejorando las oportunidades para todos de acceso a vivienda, educación, alimentación y empleo digno. Una alternativa sostenible para la generación de energía a pequeña y mediana escala, son las turbinas hidrocinéticas, las cuales aprovechan la energía de flujo contenida en afluentes hídricos, y cuya ventaja principal es que su utilización no implica la alteración ni modificación del entorno e inmediaciones del lugar de instalación, preservando la fauna y flora nativa del ecosistema.

En el presente trabajo se hace uso de la dinámica de fluidos computacional en conjunto con la metodología de optimización por superficie de respuesta, para desarrollar un modelo de turbina hidrocinética tipo propela. El modelo computacional utilizado en las simulaciones hace uso de la técnica de malla deslizante, la cual permite describir correctamente el comportamiento transitorio de flujos en rotación. El objetivo principal de este trabajo consiste en el desarrollo y caracterización experimental del modelo de turbina hidrocinética óptimo desarrollado.

El documento se encuentra compuesto por 4 capítulos. El primero de ellos presenta el resultado de la revisión del estado del arte; en el cual se identifican los métodos y técnicas utilizadas por diversos autores hasta la fecha, para el diseño y optimización de los álabes de las propelas. El segundo capítulo tiene como eje temático el diseño de los álabes de la turbina hidrocinética tipo propela en función de las condiciones del cuerpo hídrico objeto de aprovechamiento. En este capítulo se presenta de manera detallada las formulaciones y aproximaciones matemáticas utilizadas para la obtención de la distribución de cuerdas y del ángulo de torsión, de acuerdo a 2 metodologías de diseño: la teoría de momento sobre el elemento de álabe y el diseño por series sistemáticas, el cual es utilizado comúnmente para el diseño de propelas. Los modelos de turbina obtenidos, fueron posteriormente comparados mediante simulación numérica. El objetivo principal de este capítulo es presentar el diseño paramétrico de los álabes de la turbina hidrocinética tipo propela.

El tercer capítulo muestra el proceso de optimización del modelo de turbina hidrocinética tipo propela que alcanzó el valor más alto de coeficiente de potencia en las comparaciones establecidas en el capítulo anterior. En el proceso de optimización se analizó la incidencia de los

ángulos de sesgo e inclinación, factores característicos en las propelas y objetivo principal del capítulo, en el coeficiente de potencia de la turbina hidrocínética diseñada. La primera sección, muestra las consideraciones tenidas en cuenta para la selección del diseño de experimentos más adecuado; así como la definición de los niveles de los factores objeto de análisis. En la segunda sección se presenta ampliamente el proceso estadístico de construcción y validación de supuestos del modelo de regresión elaborado. En la sección final del capítulo se realiza la comparación del funcionamiento del modelo de turbina optimizado, con el modelo originalmente diseñado; a partir de lo cual se concluye que el diseño optimizado presenta un aumento del 3.88 % en el coeficiente de potencia en comparación con el modelo original.

En el cuarto capítulo se realiza la descripción del proceso de fabricación y caracterización del modelo a escala de turbina hidrocínética tipo propela. En la primera parte de capítulo, se presenta detenidamente el procedimiento de selección del proceso de fabricación así como del material utilizado para fabricar los componentes del modelo de turbina a escala. En la segunda parte, se describen los instrumentos, sistemas, programas y demás equipos utilizados para el proceso de caracterización experimental del modelo; en especial se hace énfasis el montaje experimental utilizado para este fin. Al finalizar el capítulo, se presenta la comparación de los resultados obtenidos experimentalmente con los resultados numéricos para el modelo a escala. Este capítulo tiene como objetivo presentar los resultados del proceso de fabricación y caracterización del modelo a escala para el diseño de turbina óptimo.

Finalmente se presenta un capítulo de conclusiones, que condensa los resultados y hallazgos más relevantes producto de esta investigación.

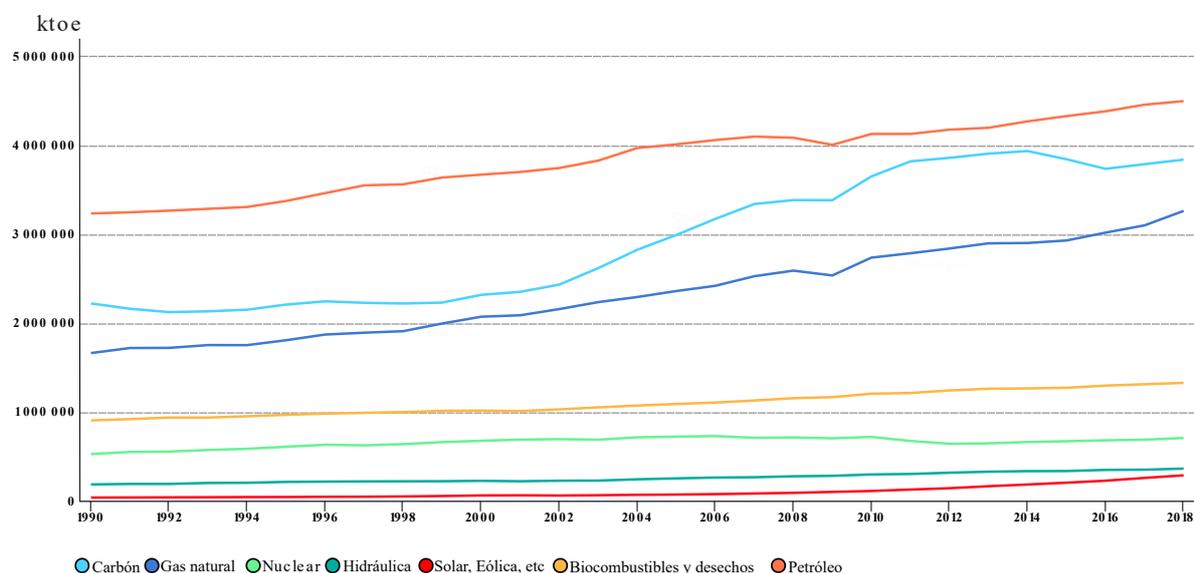
# Capítulo 1

## Turbina hidrocínética tipo propela: Una fuente no convencional para la generación de energía eléctrica

**Resumen:** Las turbinas hidrocínéticas son dispositivos que transforman la energía cinética del flujo de agua en un cuerpo hídrico en energía eléctrica sin necesidad de construir complejas y costosas estructuras para la desviación o retención del agua. Esta particularidad tiene un impacto positivo para la fauna y flora en inmediaciones del lugar de aprovechamiento del recurso energético. Las propelas son dispositivos que se han utilizado para proporcionar movimiento a vehículos acuáticos. En el presente capítulo se presentan los avances tecnológicos realizados en el diseño de turbinas hidrocínéticas tipo propela en el transcurso de las 2 últimas décadas. El capítulo se encuentra dividido en 2 secciones principales. Inicialmente se tratan los aspectos teóricos y características representativas de las propelas y turbinas hidrocínéticas tipo propela. Posteriormente se presentan los aspectos técnicos y metodologías utilizadas para el diseño y optimización del funcionamiento de las turbinas hidrocínéticas tipo propela. Este capítulo tiene como objetivo principal brindar una visión generalizada del desarrollo de estos dispositivos e identificar oportunidades de investigación que permitan contribuir al desarrollo, implementación y mejoramiento de estos dispositivos para el aprovechamiento del recurso hidrocínético.

## 1.1. 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 (alimentación, trabajo, transporte, comunicaciones, vivienda, etc) [1]. La industrialización y los avances tecnológicos han traído consigo el aumento consistente y sostenido en la demanda de electricidad, alcanzando en el año 2018 un consumo promedio anual de 23031 TWh [2]. A través de la historia, la evolución de las tecnologías e 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 [1]. Esto se puede observar en la Figura 1.1; en la cual se aprecia que pese a la existencia de desarrollos tecnológicos maduros para la generación de energía a partir de fuentes de renovables no convencionales (*FERNC*, por sus siglas), el consumo de hidrocarburos (gas natural, carbón y petróleo) presenta una tendencia creciente en el periodo de tiempo analizado.



**Figura 1.1.** Energía total suministrada por fuente requerida en kilotoneladas equivalentes de petróleo (*ktoe*) entre 1990-2018. Adaptado de [www.iea.org/data-and-statistics](http://www.iea.org/data-and-statistics)

La sobre explotación y el uso indiscriminado de los combustibles fósiles, no solo ha traído consigo problemas ambientales de gran magnitud, como el calentamiento global y graves afectaciones a la salud de las personas. Además de esto, ha despertado el interés de la comunidad científica y los gobiernos del mundo en torno a las medidas que deben tomarse para hacer frente al déficit energético latente, minimizando el impacto ambiental para la preservación de la vida en el planeta. En lo que los actores involucrados coinciden es que la única alternativa sostenible para suplir la demanda energética futura es el aprovechamiento de las FERNC [3].

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 renovable [2]. Para poder establecer esta comparación es necesario definir un parámetro representativo que pueda ser medido de manera cuantitativa en tecnologías que utilicen diferentes tipos de energía renovable. Para este fin, Maldar et al (2020), definieron la cantidad equivalente de  $CO_2$  producida por cada kWh de energía eléctrica generado ( $CO_{2,eq}/kWh$ ). Para una central hidroeléctrica convencional, este parámetro alcanza un valor cercano a los  $41g CO_{2,eq}/kWh$ ; el cual

es comparativamente inferior a los  $80\text{g } CO_{2,eq}/kWh$  producidos por una planta de generación de energía eólica, ó los  $90\text{g } CO_{2,eq}/kWh$ , provenientes de una instalación solar fotovoltaica [4]. Por otra parte, las plantas de energía hidráulica pueden ser instaladas en canales de irrigación ó 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 [5]. Finalmente, dada su naturaleza de flujo continuó, la energía hidráulica posee mayor densidad energética en comparación con la energía eólica y la energía solar fotovoltaica, lo cual permite a las instalaciones de generación hidráulica operar por mayor cantidad de tiempo; en contraste con los recursos eólico y solar que poseen unas cuantas horas óptimas para la generación en el transcurso del día [6].

Existen 2 formas para el aprovechamiento de la energía hidráulica. La más común de estas 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 [7, 8], lo cual generalmente trae consigo 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 los generadores eólicos 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 hidrocínéticas*. Este tipo de tecnologías poseen como ventaja principal el hecho de que su utilización no involucra la construcción 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 a la biodiversidad del ecosistema. Entre otras ventajas, se encuentran el bajo o poco impacto visual, la nulidad de emisiones contaminantes (producto de la operación del equipo) y el bajo nivel de ruido. Por su simplicidad, estos dispositivos pueden beneficiar ampliamente a comunidades rurales desconectadas de los sistemas energéticos nacionales. Esto conlleva al mejoramiento de las condiciones de vida de las personas que allí habitan [9].

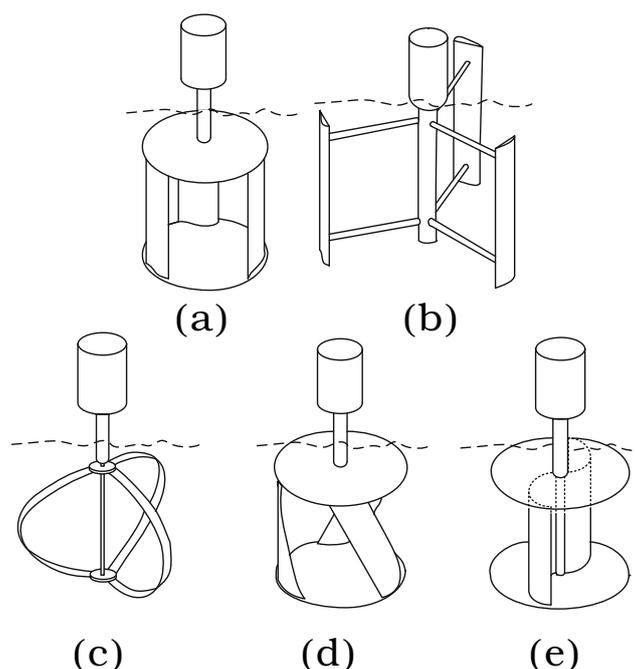
El presente capítulo tiene como objetivo principal presentar las características principales de las propelas, los desarrollos en este tipo de dispositivos y su utilización para la producción de energía eléctrica. Finalmente se analizan las características propias de las propelas que pueden ser materia de investigación a fin de mejorar el desempeño y la eficiencia de estos dispositivos al ser utilizadas como turbinas hidrocínéticas.

## 1.2. Turbinas Hidrocínéticas

Una turbina hidráulica es por definición “*un dispositivo capaz de transformar energía hidráulica en mecánica mediante la modificación de la energía total del campo de fluido que la atraviesa*” [7]. El intercambio de energía se da entre el flujo de fluido y un dispositivo de revolución, el cual gira en torno a su eje de simetría. Dicho dispositivo se encuentra conformado por álabes distribuidos circunferencialmente, de modo tal que pueda existir flujo de fluido por los espacios entre estos [7]. Las turbinas hidrocínéticas son un tipo especial de turbinas de baja cabeza que transforman la energía cinética del flujo de agua (de quebradas, ríos u océanos) en energía eléctrica sin intervención o modificación significativa del entorno [10]; lo cual constituye la principal ventaja de este tipo de tecnologías. Sin embargo, la baja eficiencia de estos

sistemas es a la fecha la principal barrera para su comercialización [11]. Por esta razón son muchos los esfuerzos que se están realizando para desarrollar dispositivos más eficientes; ya sea mejorando las turbinas existentes o mediante el desarrollo de nuevos dispositivos [12].

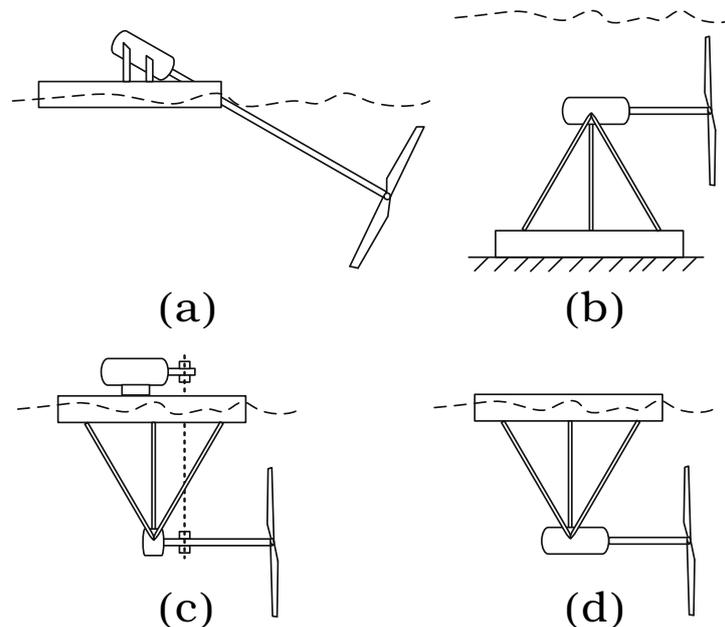
Existen diversas formas de clasificar las turbinas hidrocinéticas. Sin embargo, la más general y comúnmente utilizada es la relacionada con la orientación del eje respecto al flujo de fluido. De acuerdo con esta, las turbinas se clasifican en *turbinas hidrocinéticas de eje vertical* y *turbinas hidrocinéticas de eje horizontal* (VAHT y HAHT, por sus siglas en inglés) [13]. En las VAHT, el eje de rotación de la turbina es perpendicular al flujo de fluido, entre tanto en las HAHT el eje de la turbina se orienta paralelamente al flujo de fluido [14]. Las VAHT, son turbinas adecuadas para aplicaciones con corrientes de fluido de bajas velocidades. Adicionalmente este tipo de turbinas poseen un funcionamiento omni-direccional (independiente de la dirección de flujo), fácil mantenimiento y simplicidad en el diseño [15, 16]. En la mayoría de estas turbinas el fluido pasa por el rodete 2 veces atravesándolo diametralmente, por lo que en la literatura suelen referirse a ellas comúnmente como *turbinas hidrocinéticas de flujo cruzado* [17]. Como desventaja principal, este tipo de turbinas poseen eficiencias muy bajas en comparación con las HAHT, lo cual se debe en gran parte a la naturaleza fluctuante del torque de salida. Además poseen dificultades en el sistema de control y el arranque [15, 16, 18]. Ejemplos de este tipo de turbinas se pueden observar en la Figura 1.2.



**Figura 1.2.** Turbinas hidrocinéticas de eje vertical a. *Darrieus jaula de ardilla*; b. *H-Darrieus*; c. *Darrieus*; d. *Gorlov*; e. *Savonius*. Adaptado de Khan et al (2009) [19].

Las HAHT, se caracterizan por extraer la energía de la corriente en una sola pasada, por tanto presentan velocidades de rotación más altas en comparación con las VAHT [9]. Además de exhibir altos valores de eficiencia, las HAHT son turbinas *autoiniciadas*, lo cual significa que no requieren de un impulso externo para comenzar su operación. Como desventaja principal se encuentra la complejidad en el diseño y fabricación del álabe, pues se debe optimizar la eficiencia, ángulo de torsión y tamaño de cuerda apropiados para cada sección [14]. A su vez, este tipo de turbinas se clasifican de acuerdo a la posición del generador (sumergido ó no

sumergido), posición del dispositivo en el cuerpo hídrico (flotante ó anclada) e inclinación del eje respecto a la superficie libre (paralelo ó inclinado), tal como se observa en la Figura 1.3.

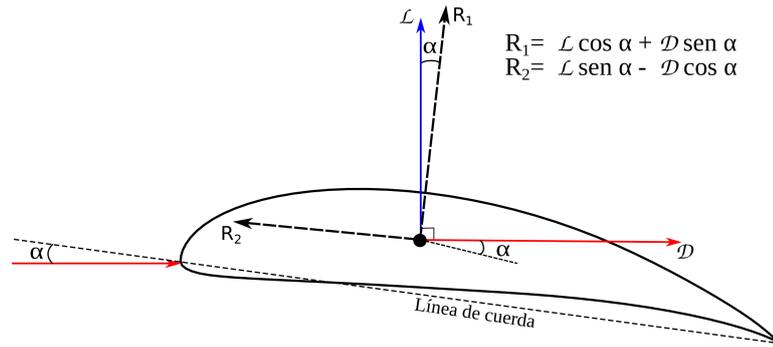


**Figura 1.3.** Turbinas hidrocinéticas de eje horizontal *a. Flotante de eje inclinado; b. Anclada al lecho de eje paralelo; c. Flotante con generador no sumergido; d. Flotante con generador sumergido.* Adaptado de Khan et al (2009) [19].

### 1.2.1. Principio de funcionamiento de las turbinas hidrocinéticas

El desempeño de las turbinas hidrocinéticas depende de la interacción entre el fluido y los álabes; por esta razón se considera al rodete como el componente de mayor importancia en la etapa de diseño [13]. Las turbinas hidrocinéticas aprovechan el mismo principio de funcionamiento observado en las alas de los aviones o en los alerones de vehículos de carreras.

Los álabes de las turbinas hidrocinéticas están conformados por secciones transversales de perfiles 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 modo pues que 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 con respecto a la corriente libre la cual también “empuja” el perfil hacia arriba. La suma de todas estas presiones diferenciales dará como resultado una fuerza resultante denominada fuerza de sustentación (*lift* ( $\mathcal{L}$ )) [20]. 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 ó arrastre (*drag* ( $\mathcal{D}$ )) [20]. En la Figura 1.4 se distinguen los vectores correspondientes a estas fuerzas.



**Figura 1.4.** Fuerzas resultantes sobre perfil orientado un ángulo de ataque  $\alpha$  respecto al flujo de fluido.  $R_1$  y  $R_2$  son las fuerzas resultantes sobre el perfil, las cuales son afectadas por el ángulo de ataque.

Las turbinas hidrocínéticas pueden clasificarse en función de la fuerza hidrodinámica predominante que se presente en los álabes y que es responsable del funcionamiento de la misma. En las turbinas hidrocínéticas en las que predomina la fuerza de arrastre, la fuerza hidrodinámica resultante se presenta en dirección del flujo de fluido. Entre tanto, en la turbinas hidrocínéticas en las que predomina la fuerza de sustentación, la fuerza experimentada por el álabe es perpendicular al flujo del fluido. La dirección y magnitud de ambas fuerzas puede variar de acuerdo al ángulo de inclinación con el cual el perfil se enfrenta a la corriente. Este ángulo es conocido como *ángulo de ataque* (AoA, de sus siglas en inglés), el cual se representa en la Figura 1.4 con la letra griega  $\alpha$ . 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 ( $F_L$ ) y arrastre ( $F_D$ ) mediante las expresiones mostradas en las Ecuaciones (1.1) y (1.2) [21].

$$F_L = \frac{C_L \rho v^2 S}{2} \quad (1.1)$$

$$F_D = \frac{C_D \rho v^2 S}{2} \quad (1.2)$$

Donde  $\rho$ , es la densidad del fluido.  $v$ , la velocidad de corriente libre del fluido; y  $S$  es el área superficial del perfil.

### 1.2.2. Límite de Betz

En la práctica no es posible extraer el total de la energía presente en una corriente de fluido fundamentalmente por que esto implica que aguas abajo de la turbina, la velocidad de flujo sería aproximadamente  $0 \text{ ms}^{-1}$ , lo que produciría una zona de estancamiento del fluido causando que el rodete de la turbina dejara de funcionar, sin cumplir con su trabajo de transformar la energía cinética del flujo [22]. 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 [23]. 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 formulara el teorema en 1926. Teóricamente este límite establece que para un rotor ideal 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 [13]. Sin embargo, este valor límite puede excederse mediante la utilización de difusores en las turbinas, los cuales permiten aumentar la

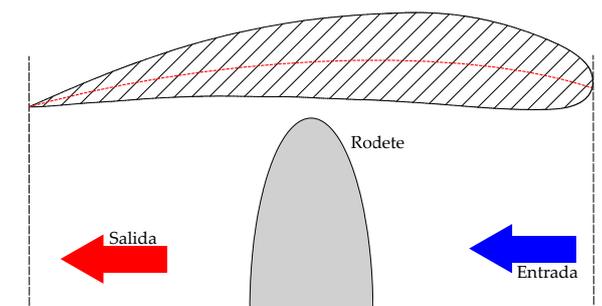
velocidad de la corriente del fluido al interior de ellos mejorando notoriamente la eficiencia de estos equipos.

### 1.3. Propelas

Por definición, una propela o hélice es un “*dispositivo mecánico de propulsión conformado por un conjunto de elementos denominados palas o álabes, los cuales se encuentran ensamblados de forma concéntrica y solidaria a un eje*” [24]. Debido a su forma el álabe al encontrarse en rotación provoca una diferencia de velocidades entre las caras del mismo. Esta diferencia de velocidades, se encuentra asociada a una diferencia de presiones y por tanto aparece una fuerza perpendicular al plano de rotación de las palas hacia una zona de menor presión. Esta fuerza se conoce como *fuerza propulsora* del buque [25].

Son muchos los tipos de propela existentes. Sin embargo, la clasificación más amplia obedece a la distribución y comportamiento del ángulo de paso del álabe durante la operación. De acuerdo con esto, 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 la operación, esta característica facilita la maniobrabilidad de los navíos, además de permitir un ajuste más exacto y preciso de la fuerza propulsora [24]. Sin embargo, requieren un complejo y robusto sistema de control, razón por la cual solo representan un 35 % del total de las propelas utilizadas. 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 clasifican de acuerdo a la manera como son producidas, reconociendo 2 grandes grupos, las propelas *monobloque*, las cuales son fabricadas a través de un mismo molde de fundición el en 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 [24]. Otras formas y clasificaciones de propelas pueden ser encontradas y obedecen a diseños específicos o combinación de elementos que permitan mejorar el desempeño de las hélices. A continuación se presenta de manera resumida algunos tipos de propela adicionales [24].

- **Propelas canalizadas:** Estas propelas se caracterizan por encontrarse al interior de un canal o ducto. Se encuentran compuestas principalmente por 2 elementos, el ducto de forma anular (canal) y una propela ligeramente modificada. Generalmente el ducto es utilizado para mejorar el rendimiento de la propela, pues al encontrarse al interior de este elemento, el fluido se acelera lo cual se encuentra asociado al aumento en la fuerza de empuje. Sin embargo, también se utilizan formas específicas de ductos con el fin de retrasar la aparición del fenómeno de cavitación, sobre todo en aquellas propelas que trabajan a pocas profundidades. Un ejemplo de este tipo específico de ductos se puede observar en la Figura 1.5.



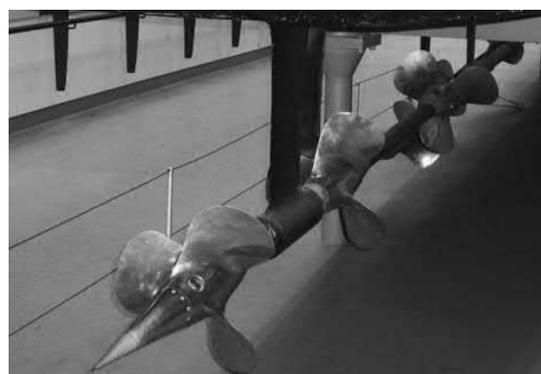
**Figura 1.5.** Propela canalizada en ducto desacelerante para prevenir la cavitación.

- **Propelas encapsuladas y azimutales:** Este tipo específico de propelas, se diferencian principalmente por la forma de instalación sobre el casco de las embarcaciones. Ambos tipos de propela son instalados en la parte exterior del casco del barco sobre la superficie de mismo; pero se diferencian entre sí por que en las propelas encapsuladas, el motor se encuentra alojado al interior del conjunto y está acoplado directamente con la hélice [24]. Entre tanto, en las propelas azimutales el motor se encuentra al interior de la embarcación y se acopla con la hélice por medio de una transmisión de engranajes [24].
- **Propelas contra-rotantes:** Los sistemas de propulsión contra-rotante están compuestos por 2 hélices coaxiales dispuestas una detrás de otra y rotando en direcciones opuestas. Este tipo de propela, tiene la ventaja de aprovechar gran parte de la energía rotacional que posee la estela de flujo dejada por la primera. Una ventaja de esta configuración es la capacidad de balancear la reacción causada por el torque de propulsión, lo cual es importante para aplicaciones especiales como los torpedos [24]. Una aplicación de este tipo se puede observar en la Figura 1.6.



**Figura 1.6.** Sistema de propulsión contra-rotante se observa como una de las hélices es más pequeña. Adaptado de Carlton (2018) [24]

- **Propelas Tandem:** Este tipo de propelas están constituidas por varios rodetes montados sobre un mismo eje, tal como se muestra en la Figura 1.7. La principal ventaja de este tipo de propela consiste en la capacidad de proporcionar el empuje necesario en embarcaciones con poco espacio disponible para instalar una sola propela de determinada capacidad [24].



**Figura 1.7.** Propela tipo Tandem. Adaptado de Carlton (2018) [24]

### 1.3.1. Series Sistemáticas

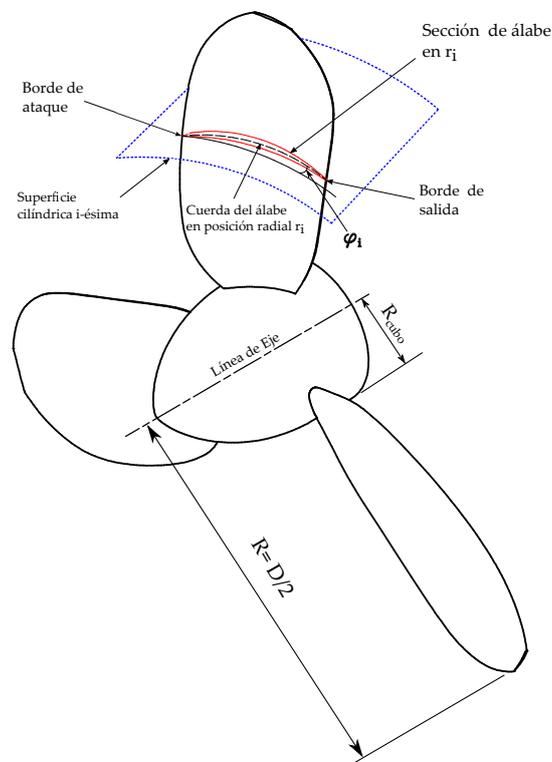
El diseño de propelas generalmente se basa en gráficos que contienen la información experimental obtenida para una familia específica en las cuales se han variado los parámetros de manera sistemática y secuencial. Luego de haber seleccionado la propela adecuada, se elaboran modelos a escala que son probados en tanques de arrastre para después mediante la aplicación del teorema de Vaschy-Buckingham (teorema  $\pi$  de Buckingham), obtener los parámetros para la propela a escala real que será utilizada. Estas familias de propelas se conocen comúnmente como *series sistemáticas*. La serie B de Wageningen, corresponde a la serie con más cantidad de especímenes dada la amplitud de los intervalos en los parámetros. Adicionalmente, es la serie más estudiada y comúnmente utilizada en la práctica [27].

### 1.3.2. Geometría de la propela

La compleja geometría de la propela se logra caracterizar principalmente por unos pocos parámetros, los principales son [25]:

- Diámetro de la propela (D)
- Diámetro del cubo (d)
- Número de álabes (Z)
- Ángulo de paso

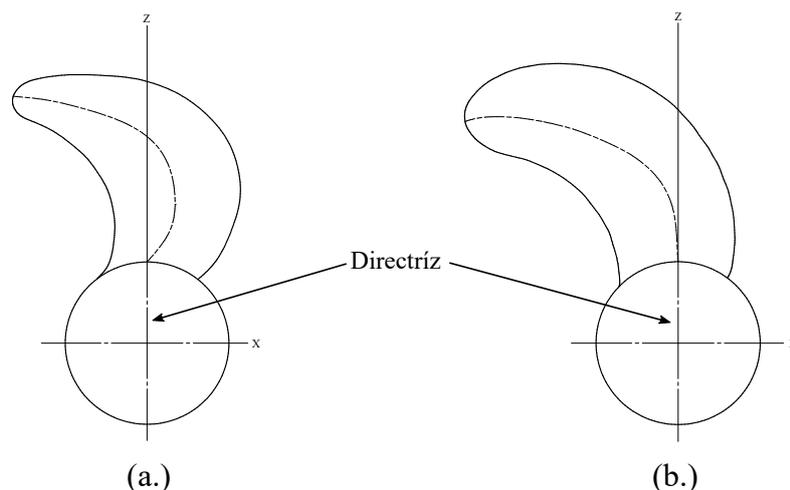
Una característica distintiva de las propelas, es que las secciones de perfiles que conforman los álabes se encuentran definidas sobre la superficie de cascarones cilíndricos concéntricos. De modo que las secciones al proyectarse sobre la superficie adquieren una forma oblicua, como se puede observar en la Figura 1.8 [26].



**Figura 1.8.** Variables a tener en cuenta en el proceso de diseño de la turbina hidrocíntrica tipo propela. Se observa en líneas azules un sector representativo de la superficie del cilindro que describe la sección radial i-ésima. En rojo se observa la forma que adquiere el perfil de cuerda  $C_i$  en mencionada sección.

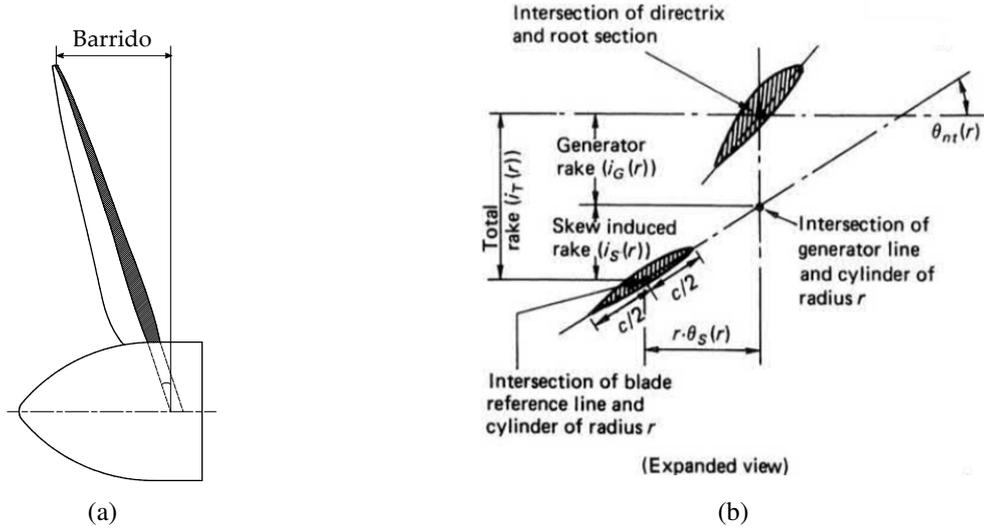
Los álabes de la propela se definen respecto a una línea perpendicular al eje de rotación, llamada comúnmente “línea de referencia” ó “directriz”. Esta línea, sirve como punto para establecer relaciones, medir y localizar puntos característicos en los álabes de la propela [24]. Para fines de análisis se asume la propela como una superficie helicoidal, por lo cual es necesario definir 3 parámetros que determinan la forma característica de los álabes y su orientación: el paso, la oblicuidad y el barrido

- **Paso ó Pitch ( $\phi$ ):** El término paso se refiere a el 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 álabe respecto al fluido [25].
- **Sesgo, oblicuidad ó Skew:** El *skew* es el ángulo conformado entre la directriz, y el punto medio de la cuerda en una distancia no dimensional  $x$  estandarizada ( $r/D$ ) [26]. Existen 2 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 desvían 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 álabe. Por su parte, la oblicuidad sesgada (biased skew), es cuando el punto medio de la cuerda tiende predominantemente a alejarse de la directriz a lo largo del recorrido del álabe [25]. Esta diferencia se puede notar en la Figura 1.9.



**Figura 1.9.** Tipos de skew comúnmente utilizados en propelas. a). *Skew Balanceado*. b). *Skew totalmente sesgado*

- **Inclinación, Barrido ó 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 2 componentes; el barrido inducido por la oblicuidad y el barrido respecto a la directriz [24]. 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 vé en la Figura 1.10(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 [24]. Para entender mejor esta diferencia la Figura 1.10(b) explica de manera gráfica como se compone el barrido total en los álabes de una propela.



**Figura 1.10.** Ángulo de barrido en una propela. (a) Sección en corte del ángulo de barrido en álabes de una propela. (b) Componentes del barrido. Adaptado de Carlton [24]

### 1.3.3. Desempeño de la propela

Las fuerzas y los momentos causados en la operación por la propela, se expresan fundamentalmente en parámetros adimensionales los cuales se encuentran definidos en gráficas de acuerdo con la serie sistemática a la que pertenece el elemento [25]. Los términos usados para expresar las características de desempeño de una propela, están dadas por las Ecuaciones (1.3), (1.4), (1.5) y (1.6). Estas ecuaciones son conocidas como: coeficiente de empuje (Ec. 1.3); coeficiente de torque (Ec. 1.4); coeficiente de avance (Ec. 1.5) y eficiencia de propela (Ec. 1.6)

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (1.3)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (1.4)$$

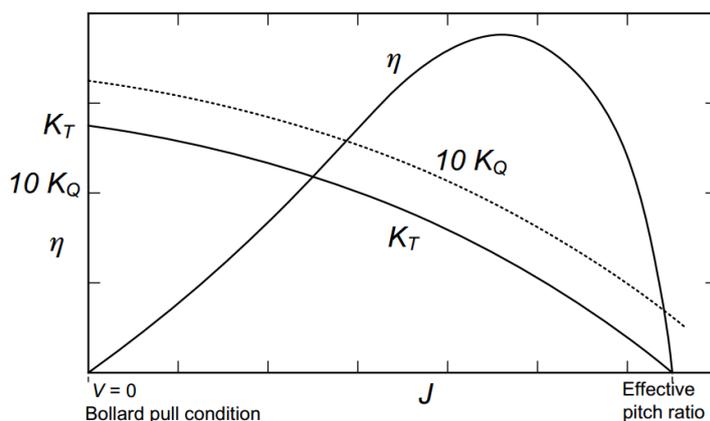
$$J = \frac{V_a}{nD} \quad (1.5)$$

$$\eta_0 = \frac{TV_a}{2\pi nQ} = \frac{K_T J}{K_Q 2\pi} \quad (1.6)$$

En las ecuaciones anteriores; T, es el empuje del barco.  $\rho$ , es la densidad del fluido. n, es velocidad de giro (rev/s). D, el diámetro de la propela. Q, el torque sobre los álabes y  $V_a$ , la velocidad de avance de la embarcación.

Un diagrama típico del funcionamiento para una familia de propelas, relaciona los parámetros  $K_T$ ,  $K_Q$  y  $\eta_0$ , en función del coeficiente de avance J. Estas gráficas determinan las condiciones de operación para el caso de desplazamiento hacia adelante y estacionario [24]. Generalmente estos diagramas son utilizados para la optimización de la propela y la determinación del punto de operación específico. 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 [25]. A manera de ejemplo, la Figura 1.11 muestra un diagrama sencillo e ilustrativo de las curvas presentes en los diagramas de propelas. La importancia de

estos diagramas radica en que sin importar el efecto de escala, son aplicables a cualquier tamaño de propela siempre que tengan la misma forma geométrica, es decir, que pertenezcan a una misma familia o serie sistemática [24]



**Figura 1.11.** Superficie cilíndrica a la medida representativa de 0.7 R. Adaptado de Birk (2019)[26]

### 1.3.4. Métodos de análisis de flujo y diseño de propelas

Del mismo modo que los aerogeneradores, las propelas están compuestas por perfiles radialmente alineados. Sin embargo, a diferencia de estos últimos las hélices se encuentran compuestas por álabes cortos, anchos y con una relación cuerda-extensión del alabe mucho más pequeña; principalmente por el riesgo de aparición del fenómeno de cavitación, lo cual hace que las restricciones de diseño sean mas estrictas [24]. Los métodos principales utilizados para el diseño y análisis de flujo en propelas son [25]:

1. **Teoría del momento sobre el elemento de alabe:** Esta teoría modela la propela como un simple disco actuador con álabes infinitos que acelera el flujo en dirección normal al eje de rotación de la propela creando un salto de presión en el plano de la propela [25]. Este modelo no es muy útil para el diseño de hélices, sin embargo es de inmenso valor conceptual pues permite tener una visión amplia de su funcionamiento [24]. A través de este modelo se obtiene la eficiencia ideal de la propela expresada por la Ecuación 1.7

$$\eta_i = \frac{2u_A}{u_j + u_A} \quad (1.7)$$

Donde,  $u_A$  y  $u_j$  son las velocidades aguas arriba (hacia la proa) y aguas abajo de la propela respectivamente.

2. **Método de la línea de elevación:** Este método tiene como finalidad encontrar la distribución radial óptima de la carga respecto a la eficiencia, para posteriormente determinar la geometría del alabe [25]. Adaptado de los métodos de línea de elevación para placas planas [25], en los cuales los álabes son representados como líneas que se extienden desde el cubo hasta la punta, los ángulos de orientación del alabe y los efectos de estos en el flujo no son tenidos en cuenta [24]. El fundamento principal de este método se basa en el concepto de que una línea recta de vorticidad, crea una fuerza de elevación ortogonal a la dirección de ella misma y la dirección del fluido. La ventaja de este método radica

en que su planteamiento resulta en un sistema de ecuaciones lineales las cuales se pueden resolver numéricamente por diversos métodos. Posteriormente se pueden calcular las velocidades y presiones en cualquier punto, para finalmente determinar las fuerzas de sustentación y arrastre [25].

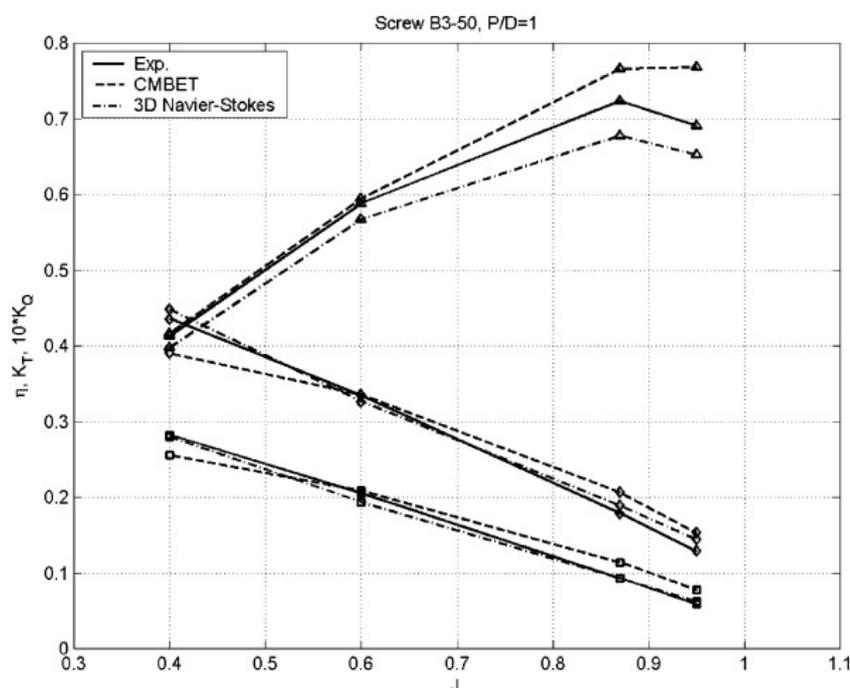
3. **Método de superficie de elevación:** Por medio de este modelo se logra un grado más alto en la representación del álabe, el cual es modelado como una superficie de vórtice infinitamente delgada [24]. Esta superficie es utilizada para representar las propiedades de elevación del álabe, en las versiones más recientes el espesor del álabe es modelado como distribuciones de fuentes y sumideros con el fin de estimar correctamente la presión superficial evitando la aparición del fenómeno de cavitación [24]. Este método representa un grado de complejidad mayor en comparación con el método de línea de elevación, además se logra un buen acuerdo entre modelos simples, precisos y con bajo costo computacional.
4. **Método de elemento límite ó del panel:** El método del panel fue desarrollado para superar la dificultad de tener un modelo incompleto de la geometría del álabe [25]. La implementación de este método en el diseño de propelas supuso un desafío y tomó cerca de 10 años obtener soluciones acordes para la descripción adecuada del flujo de una propela. En principio existen muchas posibilidades para crear o definir el método del panel. Dependiendo del tipo de panel se utiliza una formulación del problema [24]. Después de reemplazar la superficie del cuerpo con una distribución adecuada de paneles fuente mediante aproximaciones, el método resuelve numéricamente el potencial y determina las velocidades mediante diferenciación numérica [25].
5. **Método de los campos:** Este método es utilizado comúnmente para analizar el estado transitorio de una propela diseñada mediante el método de paneles o de superficie de elevación. En este método el flujo se especifica en la frontera de entrada y a partir de allí se desarrolla de acuerdo con las ecuaciones de masa y momento. Incluso pueden incluirse datos para la representación del flujo viscoso sobre la propela [25].

### 1.3.5. Estado del arte: Propelas y turbinas hidrocínéticas tipo propela

Los métodos y fundamentos teóricos utilizados para el análisis y diseño de propelas han avanzado considerablemente desde mediados del siglo pasado [24]. Las diferencias entre turbinas hidrocínéticas y propelas son evidentes, ya que el objetivo que debe cumplir cada una de ellas es opuesto. La primera se encarga de extraer energía del fluido. Entre tanto, las propelas han sido utilizadas para propulsar vehículos marinos mediante la transferencia de momento al fluido. Sin embargo, resulta evidente las similitudes de la geometría y forma entre ambos dispositivos. Adicionalmente, el principio físico que rige su funcionamiento es el mismo; salvo la sutil diferencia del sentido de giro durante su operación [28]. De modo que, en teoría, una propela puede ser utilizada para la generación de energía eléctrica. Teniendo esta, claro está, un desempeño deficiente toda vez que la inclinación de los álabes ha sido calculada y diseñada para maximizar el empuje (*thrust*, en inglés) y minimizar el par requerido (*torque*, en inglés). Caso contrario al de la turbina hidrocínética. Como se mencionó en apartados anteriores, hasta la fecha las turbinas hidrocínéticas han sido diseñadas usando formulaciones desarrolladas para el diseño de aerogeneradores pese a contar con metodologías de diseño maduras para el desarrollo de propelas, las cuales agregan características particulares al rodete. Con este objetivo, se realizó el análisis de la información y el estado de desarrollo tecnológico de los álabes de las propelas. Así mismo, se tomaron en cuenta aquellas investigaciones en las cuales se analizaron modelos

de turbinas hidrocinéticas diferentes a los convencionalmente propuestos. A continuación se presentan de manera cronológica las investigaciones tenidas en cuenta para el desarrollo del presente trabajo.

En sus trabajos Benini (2004) [29], utilizó una variación de la teoría del momento sobre el elemento de álabes (*Blade Element Momentum Theory* ó más comúnmente BEMT), para diseñar y estimar el desempeño de una propela; principalmente debido a la poca complejidad del método. Inicialmente el autor analizó el desempeño bidimensional de 2 perfiles NACA de la serie 66 (66<sub>3</sub>418<sup>1</sup> y 66206) con el programa XFOIL desarrollado por Drela [31], los resultados posteriormente servirían de entrada al algoritmo utilizado para el diseño del álabes. Posteriormente se diseñaron 4 modelos de turbina pertenecientes a la serie B de Wageningen, con diferentes valores de la relación paso-diámetro (P/D) (0.6, 0.8, 1.0 y 1.2), debido a que esta serie ha sido la más profundamente estudiada, de acuerdo con diversos autores [24, 27, 29]. Los modelos de propela obtenidos, fueron posteriormente analizados por medio del BEMT modificado, de los cuales se encontró una alta precisión con los resultados experimentales obtenidos para estos modelos. Finalmente el modelo de propela con relación paso-diámetro igual a 1.0, fue analizado mediante simulación computacional (CFD, por sus siglas en inglés) con el programa comercial Ansys Fluent. Los resultados de desempeño de la turbina ( $K_T$ ,  $K_Q$  y  $\eta$ ) obtenidos por medio de la solución de las ecuaciones de Navier - Stokes fueron comparados con los obtenidos por el método BEMT modificado y los experimentales, como se observa en la Figura 1.12. Se observa que los resultados obtenidos por medio de simulación CFD, son más precisos que los obtenidos por el BEMT, cuyas diferencias con los datos experimentales por debajo del 5 %.

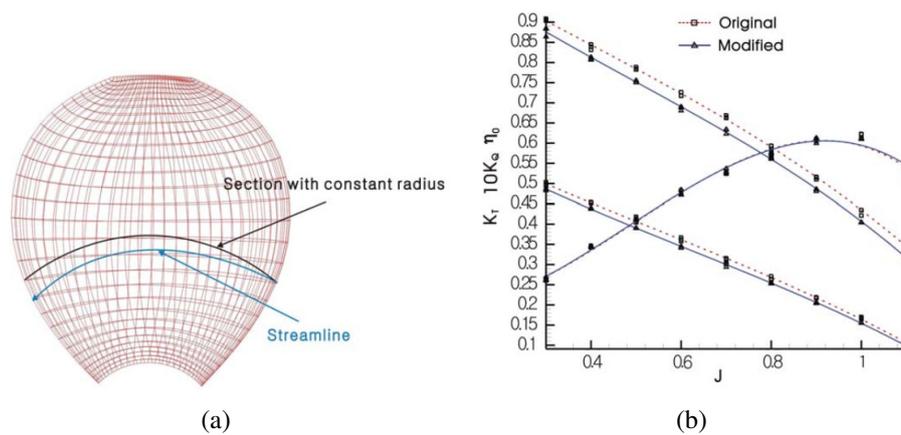


**Figura 1.12.** Comparación de los resultados experimentales, BEMT modificado y simulaciones CFD. Adaptado de Benini (2004) [29]

Kim et al. (2009) [32], desarrollaron un modelo de álabes cuyas secciones ajustaron a la forma de

<sup>1</sup>En un perfil NACA perteneciente a la serie 6, el subíndice indica que este posee un rango operativo óptimo en una franja de valores por encima o debajo del valor del subíndice (dividido en 10), en comparación con el valor de diseño. A modo de ejemplo en este caso el rango de este coeficiente es  $C_L = \pm 0.3$  [30]

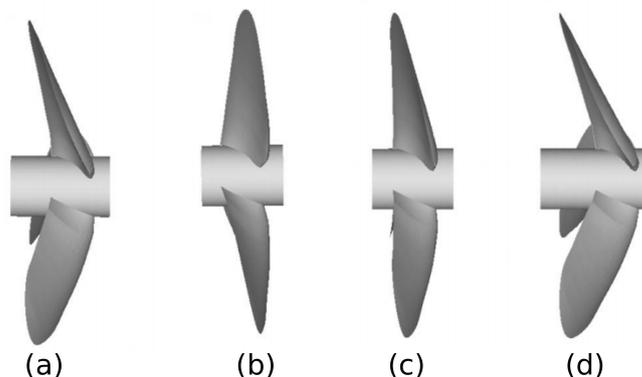
las líneas de corriente en el álabe de propela de la serie *DTNSRDC*, con el objetivo de disminuir la separación de fluido y el arrastre. Generalmente las secciones en una propela se encuentran descritas por una superficie cilíndrica de radio constante. El modelo propuesto por estos autores ajusta la 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 observa en la Figura 1.13(a). Posteriormente se comparó experimentalmente el desempeño de la propela lograda con el modelo original, encontrando que el modelo de propela diseñado posee una mejora en la eficiencia del 1 % en comparación con el modelo original, pese a presentar un menor coeficiente de empuje ( $K_T$ ), lo cual compensa al requerir un menor torque en su funcionamiento ( $K_Q$ ). Esto se observa en la Figura 1.13(b).



**Figura 1.13.** Modelo de álabe diseñado y comparación experimental respecto al original. (a) Comparación de la forma de las secciones propuestas con las cilíndricas. (b) Curvas de desempeño de propelas original y modificada. Adaptado de Kim et al. (2009) [32]

En sus investigaciones Hayati et al. (2011) [33], analizaron el desempeño en aguas abiertas de 3 propelas cuya diferencia correspondía al valor del ángulo de barrido (*rake*). Inicialmente los autores seleccionaron 3 propelas de la familia Wageningen de diferente relación paso - diámetro ("*blade pitch ratio*" en inglés). 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 observa en la Figura 1.14. El fin de este estudio consistió en determinar la influencia de este parámetro en el desempeño de la propela. Para lograr este objetivo se realizaron simulaciones numéricas en el software Ansys Fluent. 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 graficaron los diagramas característicos de desempeño de las propelas en aguas abiertas  $K_T$ ,  $K_Q$  y  $\eta_0$  en función de  $J$ . Estos coeficientes determinan las condiciones de operación típicas de una propela [24]. A través de estos diagramas se puede realizar la optimización y la determinación del punto de operación específico. Los resultados obtenidos computacionalmente fueron comparados con los diagramas experimentales para las propelas de la familia Wageningen; encontrando que los resultados numéricos obtenidos se asemejan a los experimentales con leves variaciones para valores altos de coeficiente de avance ( $J$ ). Habiendo validado el modelo se realizaron las respectivas simulaciones con las variaciones en el ángulo de barrido. Concluyeron que mayores valores en el ángulo, producen un mejor desempeño en la operación para propelas sometidas a alta carga de trabajo, sin embargo un mayor torque suministrado es requerido. A partir de esto es factible concluir 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.

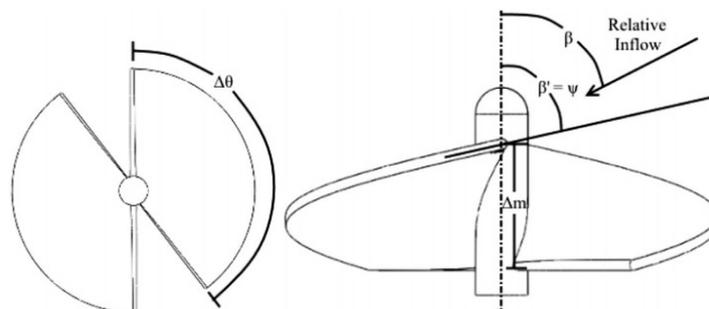


**Figura 1.14.** Modelos de propelas con variaciones en el ángulo de barrido utilizadas por Hayati et al. (a)  $\theta_r = 15^\circ$ , (b)  $\theta_r = -5^\circ$ , (c)  $\theta_r = 5^\circ$ , (d)  $\theta_r = 20^\circ$ . Adaptado de Hayati et al. (2012) [33]

Cebrian et al. (2013) [12], realizaron aportes significativos para el diseño de álabes en turbinas hidrocínicas, con el objetivo de simplificar la geometría de estos elementos. Para lograr esto, 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 un valor de inclinación específico respecto a este. Parámetros como la separación entre láminas paralelas y el ángulo de incidencia de estas fueron analizados a fin de encontrar los valores óptimos. Las simulaciones fueron llevadas a cabo en el paquete *OpenFOAM*, en las cuales 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 son similares a los que se presentan en los perfiles aerodinámicos. Además de esto, las láminas logran 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 a 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 es  $15^\circ$ . 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 logrando con esto simplificar la geometría de los álabes sin comprometer la eficiencia de transformación energética de la turbina.

Los desarrollos en torno a turbinas hidrocinéticas tipo propela hasta la fecha realizados son escasos. La mayoría de los estudios se han realizado sobre modelos de turbinas con álabes cuya cuerda decrece a medida que aumenta la posición radial. Pese a esto algunas investigaciones llevadas a cabo en este tipo específico de turbinas hidrocinéticas se caracterizan por el alto nivel de profundización con el que se han conducido los estudios. Ejemplo de esto son los trabajos de Schleicher et al. quienes han realizado una basta y profunda investigación basada en el análisis numérico del comportamiento y configuraciones de un modelo de turbina hidrocinética tipo propela de 500 W. Los aportes de mencionados autores 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, validación y comparación de la turbina. Haciendo del desarrollo una referencia para el modelo de turbina tipo propela a realizar.

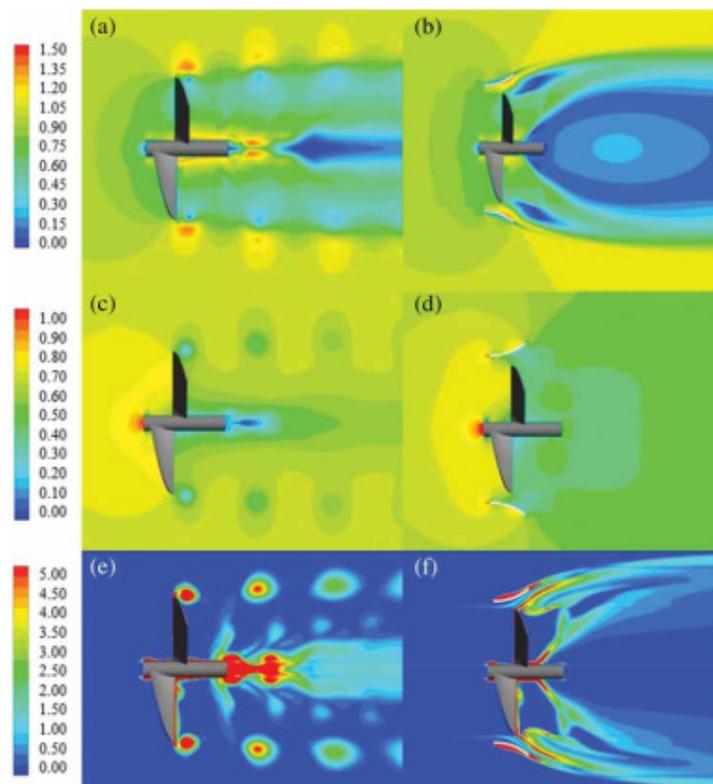
En la primera etapa de su desarrollo Schleicher et al. (2015a), se enfocaron en el diseño del modelo y análisis numérico de la turbina hidrocinética de 0.5 kW [35]. La metodología presentada para la turbina difiere de los procedimientos comúnmente empleados para el diseño de estos dispositivos. En la Figura 1.15 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* (De acuerdo con lo observado en la figura anteriormente referenciada, estos parámetros corresponden a: ángulo barrido por los álabes  $\Delta\theta$ ; ángulo de ataque del álabes  $\beta$  y longitud meridional del álabes  $\Delta m$ ), para los cuales se definió un intervalo de valores con los que se llevaría a cabo un diseño de experimentos cuyo objetivo final fue optimizar el modelo por medio de la metodología de superficie de respuesta (*RSM*, por sus siglas en inglés). El modelo de turbina con los valores óptimos de los factores analizados fue evaluado numéricamente mediante simulaciones CFD haciendo uso del software de código libre *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  $2.5 \text{ m s}^{-1}$ . Para modelar la turbulencia utilizaron 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. Además compararon los resultados obtenidos para este coeficiente en términos de la velocidad de punta del álabes (*TSR*, por sus siglas en inglés ó simplemente  $\lambda$ , de acuerdo con la literatura) y el  $C_p$  con otras tecnologías cuyo principio de funcionamiento es similar, tal como se puede observar en la Figura 1.17.



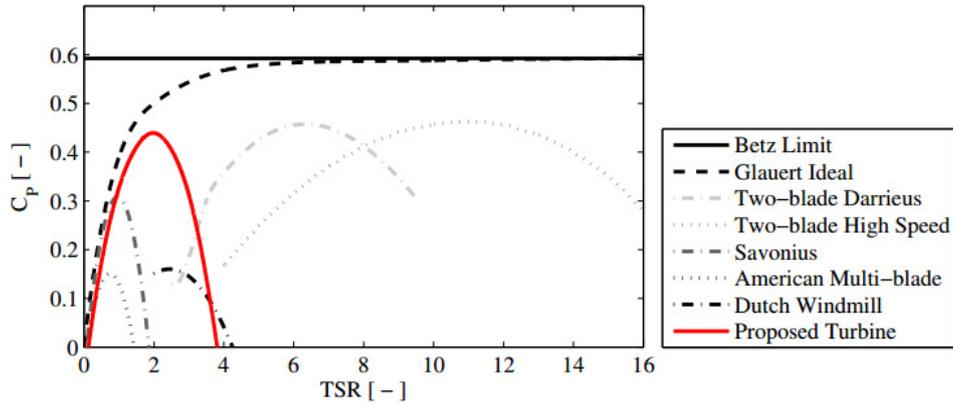
**Figura 1.15.** Modelo de turbina hidrocinética desarrollado por Schleicher et al. Adaptado de Schleicher et al (2015) [35]

Posteriormente, en un segundo trabajo Schleicher et al (2015b) [36] estimaron el efecto de la geometría del difusor en el desempeño de la turbina diseñada previamente. Para esto, los au-

tores realizaron 2 modelos de difusor con diferentes relaciones de área ( $RA = D_1/D_2$ ; donde  $D_1$  es el diámetro aguas abajo de la turbina y  $D_2$  aguas arriba de la misma) de 1.36 y 2.01. Es importante mencionar que estos componentes fueron diseñados de tal manera que sus dimensiones excedieran solo un poco las de la turbina, es decir, que entre ambos componentes hubiese muy poco espacio, evitando con esto la formación y desprendimiento de vórtices en la punta del álabe, lo cual puede afectar significativamente el desempeño. Posteriormente los difusores fueron sometidos a simulación utilizando para esto las mismas condiciones de contorno mencionadas previamente. Resultado de las simulaciones se encontró que cuanto mayor valor adquiriera la relación de áreas; mayor es el incremento porcentual en el desempeño de la turbina. Adicionalmente como se puede ver en la Figura 1.16; los resultados obtenidos para la turbina con y sin difusor fueron comparados cualitativamente. El efecto mas obvio es el aumento de la velocidad en la punta del álabe el cual se puede observar en las Figuras 1.16a y 1.16b. Sumado a esto es evidente la disminución de la vorticidad aguas abajo de la turbina al comparar las Figuras 1.16(a), 1.16(c) y 1.16(e); con las Figuras 1.16(b), 1.16(d) y 1.16(f). Finalmente para ambas relaciones de área se lograron aumentos del 39.5 y 55.8 % respectivamente, alcanzando valores de  $C_p$  de 0.54 y 0.68.

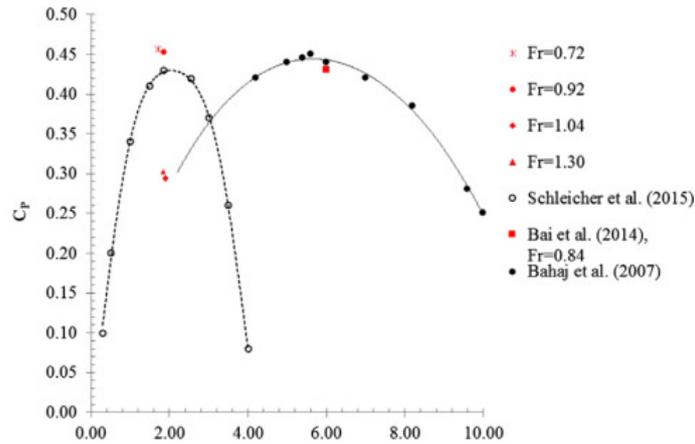


**Figura 1.16.** Comparación de los campos de presión, velocidad y la vorticidad en modelo de turbina con y sin difusor. Adaptado de Schleicher et al (2015b) [36]



**Figura 1.17.** Comparación de desempeño de la turbina desarrollada por Schleicher et al. con otros modelos existentes. Adaptado de Schleicher et al (2015) [35]

Para concluir con su investigación, Schleicher et al.(2015c) analizaron numéricamente la incidencia de la profundidad de instalación de la turbina en el rendimiento del modelo de turbina desarrollado. En el flujo de fluidos por efecto de la viscosidad y la condición de no deslizamiento en las paredes, se genera un 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 la superficie. Si lo deseado es aprovechar al máximo la energía cinética del fluido lo ideal es ubicar la turbina en proximidades a la superficie. Sin embargo esta cercanía 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. Para la evaluación del desempeño del modelo de turbina anteriormente desarrollado, se estimaron para 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. Se configuró una velocidad de entrada de  $2.25 \text{ m.s}^{-1}$  y el modelo de volumen de fluido para capturar el comportamiento de las fases en la superficie y su incidencia en el desempeño de la turbina. Al igual que para los estudios anteriores, se utilizó el modelo de turbulencia  $k - \omega$  SST. Las simulaciones fueron llevadas a cabo para valores del número de *Froude* comprendidos entre 0.1 - 1.5 conservando el valor del número de *Reynolds* constante. Los resultados obtenidos fueron comparados con los de las simulaciones realizadas en la evaluación del desempeño de la turbina. 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 en la evaluación inicial de la turbina. Sumado a esto se identificó que al aumentar el número de *Froude*; es decir al acercarse el eje de la turbina a la superficie, el coeficiente de potencia disminuía rápidamente, llegando a alcanzar valores de 0.3 [37]. La comparación del desempeño y funcionamiento de la turbina en función del número de *Froude*, se puede observar en la Figura 1.18.



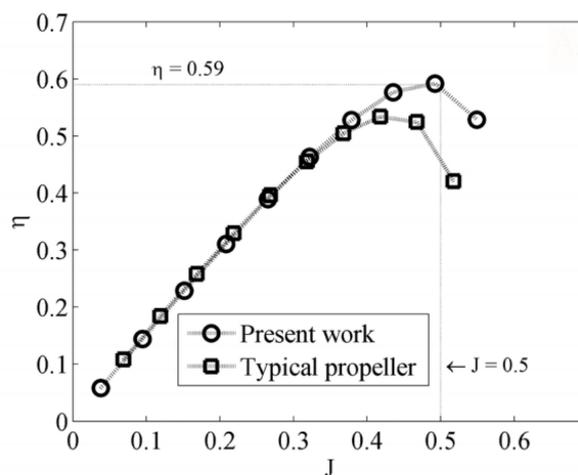
**Figura 1.18.** Comparación del desempeño de la turbina en función de la profundidad de instalación para el punto de máxima eficiencia. Adicional se presentan los resultados de desempeño obtenidos por Bai et al.(2014) [38]. Adaptado de Schleicher et al (2015c) [37]

Algunos investigadores enfocan sus trabajos en el análisis de los componentes principales que conforman las secciones de los álabes, es decir los perfiles. En particular Muratoglu & Yuce (2015) [39] analizaron el desempeño de perfiles hidrodinámicos en función del coeficiente de sustentación ( $C_L$ ) y arrastre ( $C_D$ ). En este caso en particular se analizaron diferentes modelos de perfiles pertenecientes a las familias NACA, NREL y RISØ haciendo uso del programa de análisis *JavaFoil*. En el desarrollo de su investigación los autores definieron un valor de número Reynolds ( $Re$ ) de  $10^6$  variando el ángulo de ataque entre  $0 - 20^\circ$ . Resultado de las validaciones los autores encontraron que el perfil NACA 63-818, posee una mayor relación de  $C_L/C_D$  en comparación con los otros perfiles analizados. Adicionalmente, establecieron una clasificación de los perfiles en orden de desempeño. En segundo lugar se encuentran los perfiles NREL S825 y S833. Al final del grupo se encuentran los perfiles RISØ A-18, A-15 y A-12, los cuales comparados con las familias de perfiles anteriormente mencionadas no registran altos valores de sustentación en el agua. Si bien es cierto, el perfil NACA exhibe un mejor desempeño en comparación con los demás perfiles evaluados. En general los perfiles pertenecientes a esta familia poseen pérdida de sustentación y un bajo desempeño a diferentes números de Reynolds. Por el contrario los perfiles RISØ arrojan una mejor curva de desempeño a diferentes valores de velocidad del fluido. Lo cual representa una salida de potencia constante para diferentes regímenes de operación de la turbina.

En 2016, Mao & Young [40] estudiaron el efecto del ángulo de sesgo en la masa agregada y el amortiguamiento de la propela. Estas componentes corresponden a la resistencia que ejerce el fluido sobre un cuerpo en movimiento traslacional o rotacional. En dispositivos en contacto con el agua, conocer el valor de estas componentes permite calcular las vibraciones en el sistema de propulsión. En el desarrollo de la investigación los autores utilizaron un modelo de línea de elevación curvado 3D para evaluar el desempeño y el nivel de vibración de las propelas en régimen estacionario y en operación transitoria en aguas abiertas. A diferencia de los modelos de línea elevación tradicionales, los cuales han sido desarrollados para álabes rectos, el método propuesto en este trabajo considera el efecto del ángulo de sesgo en el rendimiento y la estela dejada por la propela. Esto lo hicieron mediante la modificación de la definición del vórtice en la entrada sobre la directriz, la cual incluye la modificación del álabe debida al ángulo de sesgo. Este modelo de línea de elevación fue aplicado a modelos de propela de la serie *DTMB* con el objetivo de validar los resultados. Estos fueron comparados con resultados experimentales

obtenidos para estas propelas, los cuales mostraron una alta concordancia con los resultados obtenidos del método propuesto. Adicionalmente se encontró que un aumento en el valor del ángulo de sesgo, es directamente proporcional al aumento a la masa añadida a la propela para los movimientos acoplados de balanceo (desplazamiento lateral ó en el eje  $y$ ), tirón (desplazamiento en el eje  $z$ , perpendicular a la superficie libre), cabeceo (rotación sobre el eje  $y$ ), y guiñada (rotación perpendicular al plano de giro de la propela ó al eje  $z$ ). Entre tanto no hay influencia sobre los movimientos de desplazamiento y rotación sobre el eje axial de la propela.

Favacho et al. (2016) [41], realizaron el diseño de una propela para pequeñas embarcaciones en la región de la amazonía brasileña mediante la aplicación del método BEMT. En esta región, las propelas generalmente utilizadas por las embarcaciones poseen muy baja eficiencia, debido principalmente a que no responden a las necesidades básicas de diseño, lo cual causa 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 observado en la Figura 1.19.

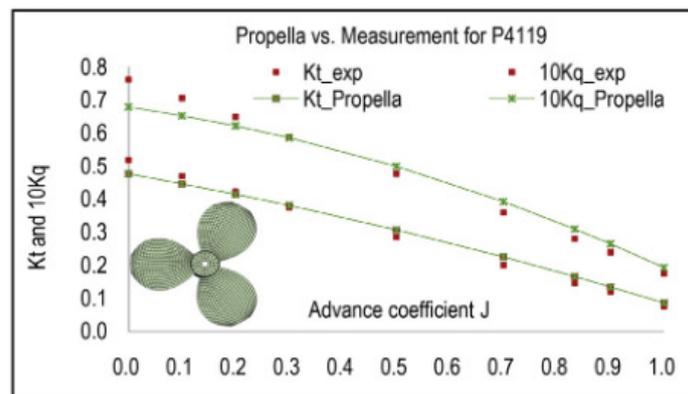


**Figura 1.19.** Comparación de la eficiencia en aguas abiertas del modelo de propela desarrollado, con un modelo de propela de la serie B de Wageningen. Adaptado de Favacho et al. (2016) [41]

Rahman et al. (2017) [42] desarrollaron un método para el diseño de propelas mediante el uso de la teoría de línea de sustentación y de la 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 combatura 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. Los resultados obtenidos para el paso, la circulación, la relación paso-diámetro y la distribución de la combatura al aplicar el método presentado fueron comparados con resultados obtenidos previamente para el mismo modelo de propela, encontrando una alta similitud en el comportamiento de las variables mencionadas a lo largo del álabe. Adicionalmente se evaluó el comportamiento del empuje producido por la propela ante la variación de la relación paso-diámetro y la relación combatura - cuerda a lo largo del álabe, encontrando que a valores mayores de la relación paso -diámetro, mayor es el empuje producido. Entre tanto, el decremento de la relación combatura - cuerda, ocasiona un descenso

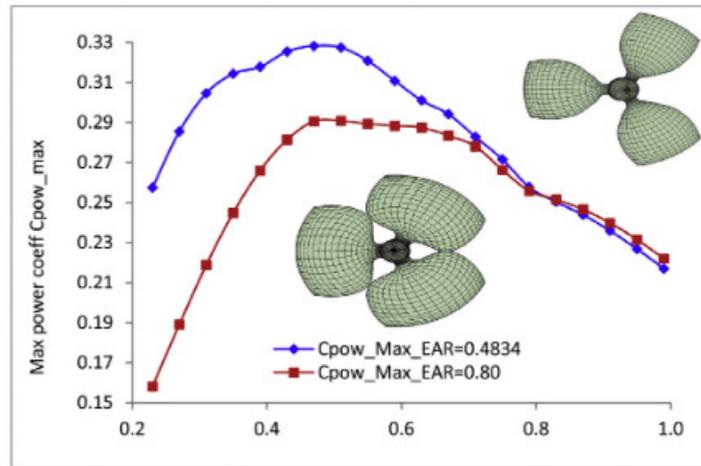
en el empuje producido por la propela.

Liu et al. (2018) [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 operación 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 puede observar en la Figura 1.20.



**Figura 1.20.** Comparación de resultados experimentales con numéricos obtenidos por medio del algoritmo desarrollado por Liu et al. Adaptado de Liu et al. (2016) [43]

Posterior a la validación de los modelos, se desarrollaron 2 rodetes de propela dual con diferente solidez, con el objetivo de definir cual exhibía un mejor desempeño operando en ambos modos. Los resultados obtenidos permitieron concluir que la propela con menor valor de solidez mostraba un mejor desempeño tal como se observa en la Figura 1.21, 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 paso - diámetro, encontrando 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 m/s, 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, son la 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.



**Figura 1.21.** Comparación de desempeño de la propela operando como turbina, en función de la solidez (relación de área expandida para propelas). Adaptado de Liu et al. (2016) [43]

Los trabajos de Pérez & Pérez (2018) [44], consistieron en la elaboración del 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. La nube de puntos obtenida permitiría posteriormente ajustar las curvas de las secciones transversales mediante curvas de Bezier. Finalmente, el álabe se construiría a través de una operación de recubrimiento entre las secciones previamente ajustadas. El modelo desarrollado sería posteriormente construido por medio de técnicas 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 los trabajos llevados a cabo por Helal et al. (2018) [45] se analizó la presencia de burbujas de cavitación en los álabes de la 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, son debidas a que los modelos de turbulencia habitualmente utilizados funcionan de manera adecuada para flujos totalmente turbulentos. Sin embargo, 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 llevadas a cabo 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  $k-k1-\omega$  es el más adecuado para modelar el desempeño y el fenómeno de cavitación sobre los álabes. Entre tanto el modelo  $k-\epsilon$  es mejor para modelar el desempeño y los patrones de cavitación cuando se tienen altas velocidades de giro.

Windyardari et al. (2018) [46] trabajaron en el desarrollo de propelas para pequeñas embarcaciones mediante simulaciones CFD. En el norte de la isla de Java (Indonesia), la actividad económica depende fundamentalmente de la pesca y las actividades derivadas de esta. De acuerdo con los autores, muchos de los constructores de embarcaciones utilizadas en estas actividades son personal sin formación en el área de ingeniería naval, lo cual resulta en embarcaciones con un alto consumo energético. Con esto en mente, se plantearon como objetivo el diseño de propelas de acuerdo a las necesidades, tomando como diseño estandar la serie B de Wageningen dada su amplia eficiencia y amplia utilización. Para el diseño base de la propela, se definió inicialmente las condiciones de operación y características principales de la embarcación (longitud, ancho, altura). A partir del cual determinaron el diámetro óptimo de la propela y procedieron a diseñar propelas de 3 - 6 álabes, las cuales evaluaron en términos de empuje y patrones de cavitación. Como resultado los investigadores encontraron que la propela que mayor empuje produce es la de 6 álabes. Sin embargo, también corresponde con la que necesita mayor torque para su operación, lo cual se traduce en un mayor consumo de combustible. Teniendo en cuenta esto, la propela que presentó la mejor relación empuje - torque de operación, corresponde a la de 3 álabes.

Chen & Li (2019) [47] analizaron el desempeño de varios modelos de propela pertenecientes a la familia *DTMB*, las cuales fueron modeladas 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; principalmente por que requiere de menos puntos de control y permite la generación de superficies mas suavizadas. Esto 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 la validación 2D del comportamiento del coeficiente de sustentación en varios perfiles de 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 propuesto presentaron errores del 6.3 % con los datos experimentales. Estos resultados fueron inferiores al 7.1 % 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, el cual se aplicó al caso completo de la propela en 3D. Para el método desarrollado las diferencias con los datos experimentales fueron del 7.3 %. Entre tanto, para el método con splines cúbicos, alcanzaron un 8.2 %. A partir de los resultados los autores concluyeron que el método de panel con B-splines propuesto presenta resultados con un alto grado de concordancia a los resultados experimentales. Además de facilitar la aplicación y convergencia del método, considerando la reducción de puntos requeridos para describir el álabe.

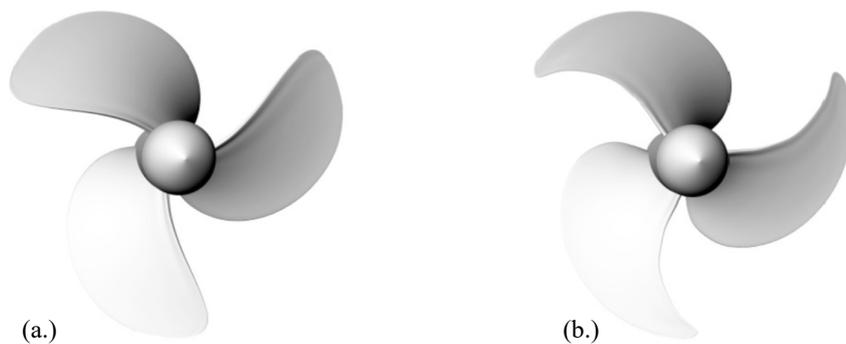
Gao et al. (2019) [48] estudiaron mediante simulación numérica el efecto de diferentes tipos de bordes <sup>2</sup> en la punta del álabe, en el desempeño de una propela de 5 álabes tipo AU de la serie MAU. A diferencia del modelo convencional, los modelos de propela con bordes, difieren únicamente en la presencia y disposición de estos 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

---

<sup>2</sup>Conocidos comúnmente como *winglets*

posición radial  $x = 95\%$ . Se diseñaron 5 modelos de propela adicional al convencional con variaciones en el borde entre  $11 - 15^\circ$ . Para llevar a cabo la simulación, los investigadores utilizaron el paquete comercial *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. Encontrando resultados con un alto grado de precisión, con diferencias máximas de  $\pm 10\%$ . De los experimentos con las propelas que tenían los bordes encontraron 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  $11^\circ$  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 eficiencia del  $3\%$  en promedio.

Feng & Lu (2019) [49] 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. Para esto los autores diseñaron 2 modelos de propelas con distribución de ángulo de sesgo balanceada y no balanceada las cuales se pueden apreciar en la Figura 1.22.

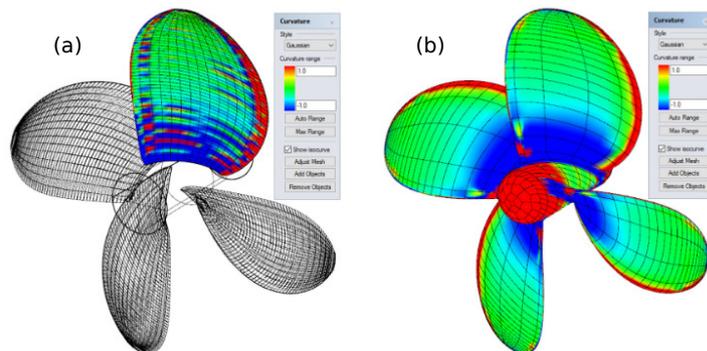


**Figura 1.22.** Propelas con diferente distribución de ángulo de sesgo; (a.) Balanceada. (b.) No balanceada. Adaptado de Feng & Lu (2019) [49]

Las simulaciones fueron llevadas a cabo en el paquete comercial Ansys Fluent®. Para capturar el cambio de fase líquido - vapor, los autores utilizaron el modelo de cavitación de Schnerr & Sauer, en conjunto con el modelo de turbulencia  $k - \omega$  SST. La velocidad de rotación para ambas propelas fue de 1050 RPM. Además el tamaño de paso temporal fue configurado para que la propela girara  $1.5^\circ$  entre pasos. Por otro lado, se definieron 15 puntos en cercanías a la propela en los cuales se midieron las pulsaciones de presión. La mayoría de estos puntos se ubicaron en sobre la parte superior de la propela, dado que corresponde a la ubicación del casco de la embarcación. A partir del análisis de resultados los investigadores concluyeron que el volumen de cavitación generado es menor en el modelo de propela con sesgo balanceado. Por otro lado se encontró que para las propelas en rotación en sentido de las manecillas del reloj (visto desde la popa), causa mayores pulsaciones sobre el lado derecho de la embarcación. Así mismo se determinó que la mayor cantidad de armónicos producto de las pulsaciones de presión, se producen en el cubo sobre la raíz del álabe en cercanías al borde de ataque.

Arakopoulos et al. (2019)[50] 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 investiga-

ción utilizaron 2 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 álabe 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 álabe. 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 presenta una transición más suave y homogénea entre las secciones del álabe, tal como se observa en la Figura 1.23.



**Figura 1.23.** Comparación de suavidad de las superficies en los modelos de propela diseñados; (a.) B-Splines; (b.) T-Splines. Adaptado de Arakopoulos et al. (2019) [50]

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. La ventaja de implementar este tipo de métodos es que los diseños obtenidos pueden ser transformados fácilmente en lenguaje de máquina para la fabricación de la propela, mejorando sustancialmente el acabado superficial de los álabes, además de lograr un maquinado más preciso de la superficie lo cual afecta considerablemente el desempeño de la propela.

## 1.4. Optimización

En matemáticas el término optimización está relacionado al estudio, análisis y solución de problemas, en los que el objetivo principal es encontrar una solución tal que maximice ó minimice, según sea el caso, el resultado de una función real mediante la selección sistemática de los valores de una o varias variables reales o enteras [51]. Generalmente un modelo de optimización responde con una expresión característica como la mostrada en la Ecuación 1.8 [51].

$$s^* \therefore \min_x f_0(x) \text{ tq } f_i(x) \leq 0 \quad (1.8)$$

En la Ecuación arriba mostrada  $x$ , es el vector de variables de entrada al problema;  $f_0$ , es la variable objetivo (en el caso presentado, a minimizar).  $f_i$  son las restricciones del problema, es decir el conjunto de valores que puede tomar la solución de acuerdo a la naturaleza del problema y  $s^*$  la solución óptima del problema [52].

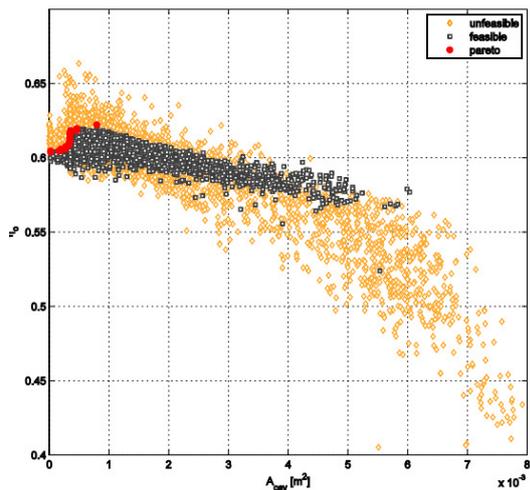
En el diseño de turbinas hidrocínicas y propelas, se han realizado diversos trabajos en los cuales se han utilizado estrategias de optimización con el objetivo de encontrar la combinación de parámetros apropiada para maximizar la potencia generada, en el caso de las turbinas, ó minimizar el torque requerido durante la operación, para el caso de la propela. Hasta la fecha, el objetivo de optimización en las propelas se ha centrado en 2 aspectos críticos en estos dispositivos: la disminución de la cavitación y aumento de la eficiencia de la propela. Este último

se traduce en un aumento de la fuerza de empuje generada por la propela. Sin embargo, 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, tal como las propuestas por Liu et al.

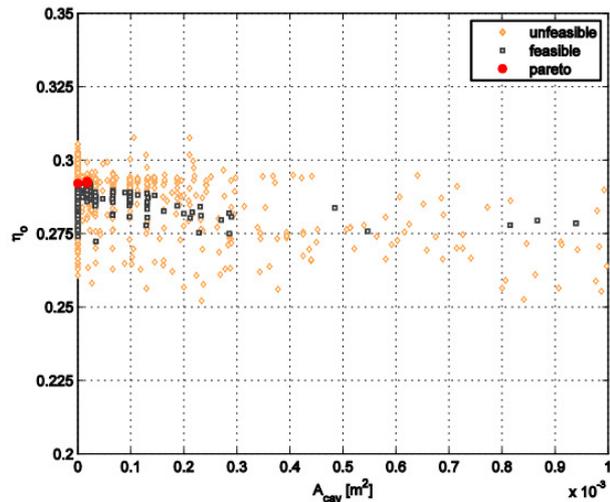
A continuación, se presentan cronológicamente los resultados de las investigaciones más relevantes en los cuales se aplican algoritmos de optimización para mejorar el desempeño de las propelas.

### **1.4.1. Optimización en propelas**

Brizzolara et al. (2009) [53], realizaron la optimización multi-objetivo por medio del algoritmo genético para 2 modelos de propela, uno de ellos con ducto. Los objetivos del estudio incluyeron no solo la optimización de la eficiencia, si no que además el retraso en la aparición de las burbujas de cavitación. Para esto, hicieron uso de un solucionador de flujo potencial, desarrollado por la Universidad de Genoa, para resolver las características hidrodinámicas de las propelas en estado estable o transitorio. Los resultados obtenidos con este solucionador, fueron validados con datos experimentales de 2 modelos de propela sin ducto, y una con ducto; encontrando que los resultados de desempeño y cavitación obtenidos con el programa, coinciden con los resultados experimentales observados en los modelos de propela analizados. El paso siguiente en la investigación, consistió en desarrollar un modelo de propela inicial, sobre el cual se irían progresivamente modificando los puntos sobre la superficie del álabe, de acuerdo a los resultados de eficiencia y cavitación obtenidos por el solucionador utilizado para las validaciones. Estos resultados obtenidos servirían de insumo para el método de optimización del algoritmo genético cuya población inicial estaba compuesta por 400 individuos con una descendencia de 50 generaciones, en el caso de la propela sin ducto, y 100 individuos con una descendencia de 65 generaciones para la propela con ducto. Los resultados de los respectivos frentes de Pareto obtenidos en ambos casos se puede observar en las Figuras 1.24(a) y 1.24(b), en los cuales es evidente una reducción transcendental en el área donde se presenta cavitación sobre los álabes, al igual que el aumento de la eficiencia de la propela, alcanzando incluso a evitar la cavitación completamente sobre la propela con ducto.



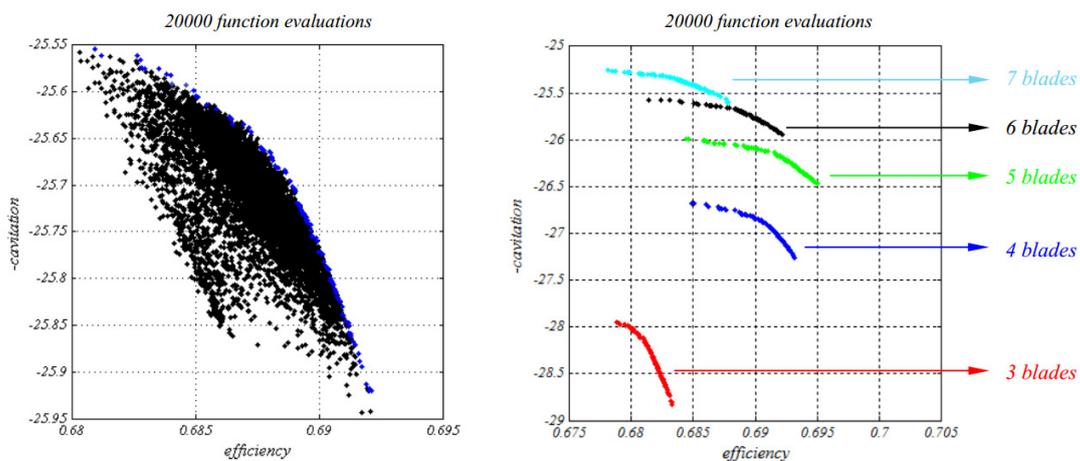
(a) Frente de pareto para propela sin ducto



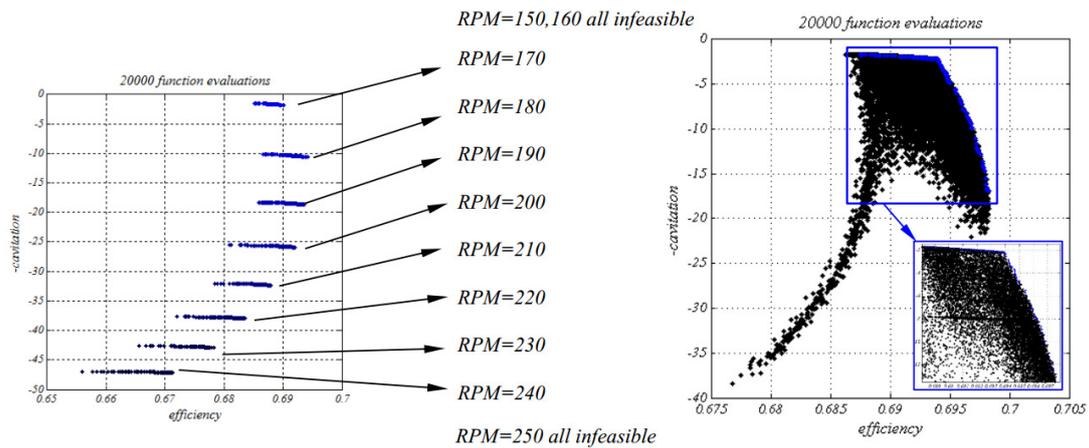
(b) Frente de pareto para propela con ducto

**Figura 1.24.** Resultados proceso de optimización en propelas, en términos de  $\eta_0$  Vs  $A_{cav}$ . Adaptado de Brizzolara (2009)[53]

Mirjalili et al. (2015) [54] llevaron a cabo la optimización multi-objetivo de una propela, mediante el algoritmo de enjambre de partículas (*Particle Swarm Optimization* ó PSO, por sus siglas), con los objetivos de maximizar la eficiencia y minimizar la cavitación. Para el proceso de optimización, en la primera etapa se diseñó una propela de 6 álabes, la cual utilizarían para realizar la optimización con el algoritmo PSO, así mismo evaluaron el efecto de la cantidad de álabes sobre el proceso de optimización; tal como se observa en la Figura 1.25. Posteriormente evaluarían el efecto de la velocidad de giro en el proceso de optimización, tal como se vé en la Figura 1.26. De acuerdo al análisis de resultados, se llegó a la conclusión 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, para esta última variable objeto de análisis 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.



**Figura 1.25.** Frente de Pareto obtenido del proceso de optimización y variación de los resultados en función de la cantidad de álabes. Adaptado de Mirjalili et al. (2015) [54]



**Figura 1.26.** Frente de Pareto obtenido del proceso de optimización y variación de los resultados en función de las RPM. Adaptado de Mirjalili et al. (2015) [54]

Nouri et al. (2018) [55] realizaron la optimización multi-objetivo de una propela dual contrarrotante, mediante el método de Kriging como modelo sustituto y el algoritmo genético. Los objetivos del proceso consistieron en lograr el mejor desempeño hidrodinámico en ambas propelas; minimizar la diferencia de torques y empuje entre ambos modelos analizados. Como población inicial se utilizaron 100 modelos de propelas con las combinaciones de paso y combadura entre los álabes, definidas de acuerdo con el diseño de experimentos. Luego de 19 generaciones se alcanzó la convergencia en los objetivos de optimización logrando una eficiencia máxima en el conjunto del 90 %.

Ebrahimi et al. (2019) [56] 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. Los objetivos de optimización propuestos fueron el desempeño hidrodinámico e hidro-acústico de la propela, con la finalidad de encontrar la combinación óptima de factores que permitieran una mayor eficiencia de funcionamiento de la propela con el menor nivel de ruido causado. Teniendo en cuenta que las simulaciones CFD toman un mayor tiempo, los autores desarrollaron un código numérico para evaluar el desempeño de la propela y nivel de ruido mediante la aplicación del método de panel, en el cual incluyeron la solución de la ecuación de Ffocks, Williams y Hawkins (FW-H) para predecir el nivel de ruido. Para las unidades experimentales se variaron 10 parámetros pertenecientes a 4 variables (sesgo, barrido, relación cuerda-diámetro, relación paso-diámetro). Para el proceso de optimización usaron el paquete comercial de algoritmo genético incluido en *Matlab* ®. Resultado del proceso de optimización, se construyó el frente de Pareto el cual en este caso se encontraba 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  $8.14^\circ - 12.05^\circ$ , y ángulos de sesgo entre  $31.52^\circ - 39.74^\circ$ .

## 1.5. Conclusiones

En este capítulo se ha presentado el estado de desarrollo tecnológico e investigaciones recientes en torno al diseño, optimización y simulación de turbinas hidrocínéticas tipo propela y prope-las utilizadas para la propulsión. El BEMT es un potente método que permite la evaluación del desempeño de turbinas y propelas en un corto periodo de tiempo. Además reduce el costo computacional y brinda resultados numéricamente similares a los encontrados por medio de las simulaciones CFD. Estas características lo convierten en una herramienta idónea cuando se realizan procesos de optimización.

En los diseños convencionales de turbinas hidrocínéticas las secciones transversales de los ála-be están conformados por perfiles aerodinámicos. Sin embargo, los trabajos tenidos en cuenta en la revisión del estado del arte [12, 35, 36, 37, 57] evidencian la utilidad y el buen desempeño mostrado por turbinas conformadas por placas planas. La utilización de placas planas supone la simplificación del proceso de construcción de las turbinas, lo cual conlleva a una reducción de los costos.

En el desarrollo de las investigaciones de carácter numérico predomina el uso de software de código abierto junto con la utilización de modelos de turbulencia con soluciones promediadas de las ecuaciones de Navier -Stokes (RANS, por sus siglas en inglés), en el que destaca la utili-zación del modelo de 2 ecuaciones  $k-\omega$  SST debido principalmente a la capacidad de modelar apropiadamente el comportamiento del fluido sobre paredes y el flujo de corriente libre.

En el caso específico de las turbinas hidrocínéticas tipo propela, se deben realizar más in-vestigaciones que tengan como eje principal el desarrollo de nuevas geometrías para perfiles hidrodinámicos, dado que en la actualidad la mayoría de perfiles utilizados en turbinas hidro-cinéticas han sido específicamente diseñados para ser utilizados en industria aeronáutica y de aerogeneradores.

La mayoría de los estudios encontrados en la literatura conduce a turbinas de álabes rectos, no se encuentran estudios que evalúen el efecto de álabes curvados (skew) o inclinados respecto al flujo (rake), en la eficiencia de una turbina hidrocínética. Así mismo, no se contempla la posibilidad de incluir características geométricas de las propelas en el diseño de los álabes de las turbinas hidrocínéticas. Por otro lado, no se genera una discusión referente a la movilidad y la 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 en la eficiencia de estos dispositivos por medio del mejoramiento la superficie del álabe. A través de esto se consigue una menor separación de flujo y se evita o mitiga la aparición del fenómeno de cavitación, el cual tiene efectos adversos en este tipo de dispositivos. Pese a existir nuevos y mejorados métodos para el diseño de propelas, el diseño por serie sistemática sigue siendo el método utilizado por excelencia, debido a que facilita el diseño dada la amplia documentación existente de pruebas experimentales y la similitud de estos con los resultados obtenidos por la aplicación de otras estrategias de diseño.

En relación con los métodos de optimización utilizados en el diseño de propelas, prevalece la optimización multi-objetivo con variantes del algoritmo genético. A partir de los resultados obtenidos se puede construir fácilmente el frente de Pareto del cual se realiza la selección de la

solución más apropiada.

Queda en evidencia que las turbinas hidrocínéticas, son una alternativa práctica y eficiente en el proceso de descentralización del sistema energético. Inicialmente a pequeña escala mediante la integración con otras tecnologías, como la producción de metano o hidrógeno, que permitan garantizar el abastecimiento energético de los sitios donde se implementen proyectos de esta naturaleza. Estos resultados posteriormente podrán ser extrapolados para la generación a gran escala convirtiéndose así en una alternativa energética sustentable y confiable para la demanda del futuro próximo.

De acuerdo con los resultados del análisis de la información y con el estado de avance tecnológico en relación con las turbinas hidrocínéticas y propelas, se considera pertinente el desarrollo de una turbina hidrocínética tipo propela en la cual se incorporen características geométricas propias de las propelas, a 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 hidrocínética tipo propela tenga un mejor desempeño en comparación con las turbinas hidrocínéticas tradicionales. Así mismo, el diseño de propelas multipropósito (propela - turbina), es una alternativa atractiva para la generación de energía en embarcaciones la cual debe ser estudiada con mayor profundidad.

## Capítulo 2

# Diseño y análisis numérico de una turbina hidrocínética tipo propela

**Resumen:** El aprovechamiento de la energía cinética contenida en corrientes marinas o fluviales, ha presentado un creciente interés en los últimos años en comparación con otras fuentes de energía; esto debido principalmente a que constituye un recurso energético limpio, constante y seguro. En este capítulo se propone el diseño de una turbina hidrocínética tipo propela mediante la aplicación de la teoría del momento sobre el elemento de álabe (BEMT) tomando elementos propios del diseño de las hélices de embarcaciones. Posteriormente se desarrollan simulaciones de dinámica de fluidos computacional en el programa ANSYS fluent 2019R3 ®; para comparar el desempeño del álabe en función de la variación del ángulo de giro del álabe y la distribución de cuerdas, obtenidos mediante la aplicación del algoritmo desarrollado y el diseño obtenido por los parámetros definidos para una propela de la serie B de Wageningen funcionando como turbina. Finalmente se analizan los resultados obtenidos para los campos de presión y velocidad.

## 2.1. Introducción

Uno de los principales objetivos de desarrollo sostenible establecidos por la Organización de las Naciones Unidas (ONU), es el de garantizar la sostenibilidad del medio ambiente [58]. En concordancia con el mismo es de suma importancia desarrollar tecnologías para el aprovechamiento de fuentes energéticas limpias, seguras y asequibles; que permitan garantizar el acceso del recurso energético a las poblaciones carentes de este servicio [59], además de suplir la creciente demanda energética y limitar el aumento de la temperatura media del planeta por debajo de los 2° C [60].

Beneficiarse de la energía cinética contenida en corrientes fluviales (o marinas), involucra 2 procesos principales. El primero de ellos implica la transformación de la energía cinética contenida en las corrientes de fluido en energía mecánica rotacional. El segundo proceso lo constituye la transformación del movimiento de eje en electricidad, lo cual se realiza mediante el uso de generadores eléctricos [61]. Las investigaciones para el desarrollo de turbinas hidrocineéticas se han enfocado en el primer proceso, dado que aún no existe un consenso sobre el diseño óptimo de los álabes [62], los cuales hasta ahora han sido diseñados tomando como referencia los procedimientos utilizados para el diseño de aerogeneradores [3].

El desarrollo de turbinas hidrocineéticas es un tópico en el que actualmente muchos investigadores se encuentran analizando múltiples variaciones, configuraciones y métodos con el objetivo de obtener el diseño óptimo de los álabes que permita extraer la máxima cantidad de energía de la corriente de fluido. Si bien es cierto, el desarrollo de tecnologías para el aprovechamiento de la energía contenida en corrientes de fluido data de mediados del siglo anterior (1970), el auge de las turbinas hidrocineéticas tiene sus inicios a mediados del presente siglo (2000) [18]. En sus trabajos Maalawi & Badawy (2001) [63], propusieron mejoras en los métodos de análisis de desempeño y cálculo de la distribución óptima de la longitud de cuerda y ángulo de torsión a lo largo del álabe. Inicialmente, propusieron una solución alternativa para calcular los factores de inducción. Posteriormente aplicaron estas ecuaciones para evaluar el desempeño de una turbina previamente diseñada, encontrando que la metodología de análisis desarrollada era más eficiente que los métodos de diseño hasta el momento existentes, lo cual facilitaba el proceso de diseño y análisis de este tipo de dispositivos.

En el desarrollo de sus trabajos, Subhra et al. (2011) [64] llevaron a cabo investigaciones numéricas sobre un modelo de turbina hidrocineética de cuerda constante desarrollada por el laboratorio nacional de energía renovable de los Estados Unidos (*NREL*, por sus siglas en inglés). En el diseño elaborado los autores examinaron la influencia en el desempeño de la turbina de los parámetros adimensionales velocidad de punta de álabe (*TSR*, por sus siglas en inglés) ( $\lambda$ ), solidez ( $\sigma$ ), ángulo de ataque ( $\alpha$ ) y número de álabes ( $Z$ ). Para esto los autores inicialmente construyeron el modelo numérico en Ansys Fluent, cuyos resultados fueron comparados con los datos experimentales del modelo físico de la turbina. Seguidamente el valor de los parámetros fue variado sistemáticamente entre los intervalos de 0.064 - 0.127 para la solidez, 0-20° en el ángulo de ataque, y entre 2-4 la cantidad de álabes del rodete. Como resultado principal encontraron que al incrementar la solidez, el desempeño de la turbina se ve positivamente afectado para valores cercanos al *TSR* de operación. Sin embargo, para turbina hidrocineéticas de eje horizontal un valor de solidez pequeño es preferible, dado que en este tipo de dispositivos es necesario un bajo torque de inicio y altas velocidades de rotación.

Por su parte, Siddappaji & Turner (2015)[65] propusieron el diseño de una turbina dual de rode-

tes contrarrotantes mediante la utilización de la teoría de momento en el álabe (*BEMT*, por sus siglas en inglés). Cuyo desempeño fue comparado con una turbina de un solo rodete. En la primera etapa de su investigación los autores diseñaron un rodete convencional, el cual analizaron mediante dinámica de fluidos computacional (*CFD*, por sus siglas en inglés). Posteriormente diseñaron los álabes del rodete secundario a partir de los valores obtenidos para la energía del torbellino aguas abajo del rodete frontal. Los modelos de rodete obtenidos inicialmente, serían luego optimizados mediante la utilización del algoritmo genético con el objetivo de obtener un diseño más eficiente en términos de transformación energética. Finalmente el efecto de la distancia entre rodetes fue analizado, encontrando que la eficiencia general del conjunto decrece a medida que la distancia entre ambos rodetes se hace mayor.

Zhang et al. (2017) [66] utilizaron la sección transversal de la aleta caudal de un tiburón en los perfiles de una turbina hidrocínética argumentando que debido a su forma, este perfil presenta un alto valor de coeficiente de sustentación ( $C_L$ ), de acuerdo con los trabajos de Yifan (2007) [67]. Mediante la aplicación del método del elemento de álabe (*BEM*, por sus siglas en inglés) se obtuvo la geometría total del álabe (cuerda y ángulo para cada sección), cuyo desempeño sería posteriormente evaluado por medio de simulaciones de dinámica de fluidos computacional (*CFD*, por sus siglas en inglés). Resultado de las simulaciones los investigadores encontraron que el valor mas alto de coeficiente de potencia se lograba cuando se combinaba la sección superior de un perfil NACA 63-215, con la parte inferior del perfil de la aleta del tiburón.

Wang et al. (2019) [68], desarrollaron una turbina hidrocínética de 200 W para bajas velocidades de flujo ( $U_\infty \leq 0.8m/s$ ) usando para ello el BEM. Para el diseño de turbina obtenido se analizó el desempeño en función de la variación del ángulo de paso en la punta del álabe definiendo para esto un intervalo de valores comprendido entre  $1^\circ - 5^\circ$ . Los resultados mostraron una diferencia en el coeficiente de potencia ( $C_p$ ) de la turbina de alrededor 0.05 entre los ángulos en los cuales se registraron los valores mínimo ( $1^\circ$ ) y máximo ( $4^\circ$ ) de este coeficiente. El valor máximo de  $C_p$  obtenido fue de 0.294 a una TSR de 6. En su investigación Contreras et al. (2018)[3] analizaron numéricamente el funcionamiento de una turbina hidrocínética de acuerdo con la variación del ángulo de inclinación del eje respecto a la superficie libre. Con este objetivo los autores diseñaron 3 unidades experimentales con valores de inclinación de  $15^\circ$ ,  $30^\circ$  y perpendicular al fluido. El mayor valor de  $C_p$ , se obtuvo para la el rodete perpendicular al flujo, alcanzando un valor cercano a 0.3, a una TSR entre 5 - 6.

Junior et al. (2019) [69] estudiaron experimentalmente el efecto de la cantidad de álabes en el desempeño de una turbina hidrocínética. Por medio del BEMT se diseñó el álabe a partir del cual se realizarían 3 rodetes con 2, 3 y 4 elementos respectivamente. Con estos rodetes se llevó a cabo la experimentación en un tunel de viento. En el desarrollo del experimento se estimaron valores de TSR comprendidos entre 0.25 - 2.5, con variaciones de 0.1. Los resultados obtenidos experimentalmente fueron comparados con los obtenidos por medio de la evaluación del BEMT. A partir de los cuales concluyeron que a medida que aumenta el TSR, los álabes optimizados se hacen más delgados (disminuye la solidez). Además de esto encontraron que las turbinas con más alabes presentan un coeficiente de potencia mayor. Sin embargo, este aumento en el desempeño solo es significativo comparativamente cuando se pasa de 2 a 3 álabes, dado que para rodetes de 3 y 4 álabes, los resultados obtenidos solo presentan un aumento de 0.01 en el valor de  $C_p$ , lo cual entonces deberá sopesarse en términos económicos.

Entre las estrategias para aumentar la eficiencia de los álabes, algunos autores han propuesto

modificaciones a los perfiles tradicionalmente utilizados. Tal es el caso de Chica et al. (2019) [11] quienes diseñaron un perfil multielemento para su utilización en turbinas hidrocínéticas. Inicialmente los autores seleccionaron previamente un conjunto de perfiles cuyo desempeño evaluaron por medio del programa *JavaFoil*. Con base en los resultados obtenidos seleccionaron el perfil con el mayor valor en el coeficiente de sustentación ( $C_L$ ) en la configuración multielemento. Posteriormente estudiaron la variación de los coeficientes de arrastre ( $C_D$ ) y sustentación, como función de la variación del tamaño del segundo elemento, tomando como referencia la cuerda del elemento principal. Resultado de sus trabajos, los autores encontraron que el mayor aumento en el  $C_L$  se presenta para un valor de cuerda en el elemento secundario del 30 % del valor de la cuerda principal.

En el presente capítulo, se expone la metodología y el procedimiento de diseño paramétrico de los álabes de una turbina hidrocínética tipo propela, a partir de la inclusión en el algoritmo de cálculo de formulaciones matemáticas características del diseño de propelas. Con el objetivo de validar el comportamiento y desempeño del rodete en las condiciones de operación determinadas. La geometría del álabe es obtenida mediante la aplicación de la teoría de momento en el elemento de álabe (*BEMT*), la cual de acuerdo a diversos autores como Molland et al. (2017) [70] constituye uno de los métodos más precisos y adecuados para describir el comportamiento y la fenomenología observada en este tipo de dispositivos. Este método posee la particularidad de tener un bajo costo computacional, de modo que su implementación resulta en un proceso sencillo que permite conocer la distribución de cuerdas y ángulos para cada sección de manera rápida. Del mismo modo, se presentan los cálculos de un diseño alternativo para el álabe, el cual se obtuvo mediante la utilización de aproximaciones matemáticas correspondientes a los valores de los factores definidos para la serie sistemática B de Wageningen. Como complemento, se analiza la influencia en el desempeño de los álabes obtenidos por medio del *BEMT*, al incluir en el cálculo los factores de pérdida por las puntas y el el cubo, los cuales deben ser tenidos en cuenta de acuerdo con diversos autores [68, 71, 69] Finalmente se compara mediante simulación numérica el desempeño de los modelos de turbina y se determina cual de los diseños presenta el mejor comportamiento para la generación de energía.

## 2.2. Diseño hidráulico

El desempeño de las turbinas hidrocínéticas, depende directamente de la interacción entre los álabes y la corriente de fluido [13]. De modo que los álabes deben ser diseñados con el principal objetivo de transformar la mayor cantidad posible de energía del flujo en energía mecánica en el eje [72]. El principio de funcionamiento de este tipo de turbomáquinas se fundamenta en el comportamiento exhibido por los perfiles aerodinámicos cuando se encuentran sometidos a una corriente de fluido tal como se explicó en el capítulo anterior. Este principio se resume en que la diferencia de presiones entre ambas caras del perfil crea una fuerza resultante sobre la sección del álabe. Lo que a su vez es causante del movimiento rotacional del rodete [73].

En el proceso de diseño de una turbina hidrocínética el primer parámetro a determinar es la potencia de salida deseada, la cual generalmente es definida por el diseñador de acuerdo con las necesidades y requerimientos energéticos. En este caso el objetivo es generar 1 kW de potencia eléctrica teniendo en cuenta los datos de la Tabla 2.1, los cuales están basados en el consumo promedio de un hogar con electrodomésticos básicos para suplir necesidades de primera mano como comunicaciones, entretenimiento, conservación de los alimentos e iluminación [74].

Posterior a esto, se debe calcular el radio de la turbina en función de las condiciones características del cuerpo hídrico en el cual se instalará la turbina, principalmente la velocidad de flujo. Con el objetivo de definir la velocidad del fluido se consultaron diversos estudios de hidrología llevados a cabo en diferentes zonas del país. A pesar de ser escasas, estas investigaciones permiten obtener un valor de velocidad del fluido que puede encontrarse fácilmente en cuencas hidrográficas de diferentes regiones del país. Es importante mencionar, que estas evaluaciones han sido realizadas sobre algunos de los ríos de mayor importancia del país, razón por la cual se consideran significativos y de mucha utilidad.

El primero de los análisis fue llevado a cabo por el Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales (IDEAM), en conjunto con la Corporación Autónoma Regional Del Rio Grande De La Magdalena (Cormagdalena); sobre la cuenca del río Magdalena en el trayecto comprendido entre el puente Pumarejo; ubicado a las afueras de la ciudad de Barranquilla, y la desembocadura de este río al mar en cercanías al municipio de Puerto Colombia (Atlántico). El objetivo de esta exploración fue el de conocer el estado de mencionado cuerpo hídrico, previo a la intervención del mismo con el interés de mejorar y fortalecer la navegabilidad y el tránsito sobre este. Los resultados del estudio permitieron concluir que la velocidad del río en la zona de análisis fluctúa en el intervalo de  $0.26 - 2.26 \text{ m.s}^{-1}$  [75]. Los trabajos de Contreras et al.(2018) [3] sobre una turbina tipo *Garman*, incluyeron mediciones de la velocidad del río Cauca entre los años 2010 - 2011. Resultado de las mediciones, los autores reportaron velocidades promedio de  $1.0 \text{ m.s}^{-1}$  en este cuerpo hídrico. Valor que de acuerdo con los autores es coherente con la salida de potencia registrada para la ventana de observación temporal de operación de la turbina.

En el desarrollo de sus investigaciones Acuña et al. (2019) [76], propusieron un modelo numérico en 2 dimensiones del río Meta a lo largo de varias estaciones con el fin de conocer el comportamiento del mismo y modelar el transporte de sedimentos. Inicialmente los resultados obtenidos con el modelo computacional fueron comparados con los datos de las mediciones físicas realizadas por las estaciones, entre los cuales encontraron una buena concordancia. Tras lo cual al aplicar el modelo a la sección de interés en el cuerpo hídrico, los investigadores concluyeron que en una mayor proporción las velocidades del río se encuentran en un intervalo entre  $1.0 - 1.5 \text{ m.s}^{-1}$ .

Tomando los resultados obtenidos en los estudios citados, se define como velocidad de diseño un valor de  $1.5 \text{ m.s}^{-1}$  en cual corresponde a un valor conservador de acuerdo con lo encontrado en la literatura respecto a la velocidad de algunos ríos en el país.

**Tabla 2.1.** Consumo promedio de electrodomésticos esenciales en un hogar rural

Equipo	Tipo	Cons [W]	Und/hogar	Cons. Total [W]
Bombillos	De filamento	100	3	300
Nevera	Pequeña, genérica	190	1	190
Televisor	Antigua 14 ” RGB	100	1	100
Ventilador	De techo	75	1	75
Licuada	Generica	350	1	350
Cargador celular	Genérico	5	2	10
Radio	Pequeña, genérica	15	1	15
<b>Consumo de los dispositivos operando al mismo tiempo</b>				<b>1040 W</b>

Fuente:Adaptado de Gonzalez et al [74].

Habiendo definido la velocidad de diseño se procede a determinar el valor del radio de la

turbina. De acuerdo diversos autores la expresión que determina la potencia ideal que se puede extraer de una corriente de fluido está dada por la Ecuación (2.1) [64, 13, 10].

$$P = \frac{1}{2}\rho AU_{\infty}^2 \quad (2.1)$$

Donde  $\rho$  corresponde a la densidad del fluido y  $A$  es el área barrida por los álabes en dirección perpendicular al flujo. Dado que los álabes en su movimiento describen una circunferencia, el área de la misma se encuentra definida por la Ecuación (2.2)

$$A = \pi R^2 \quad (2.2)$$

Sustituyendo la Ecuación (2.2), en la Ecuación (2.1), se obtiene la Ecuación (2.3)

$$P = \frac{1}{2}\rho\pi R^2 U_{\infty}^3 \quad (2.3)$$

La expresión (2.3), permite determinar la cantidad teórica máxima de energía que puede extraerse de una corriente de fluido. Sin embargo, la potencia eléctrica de salida de la turbina es afectada por diversos factores (pérdidas mecánicas debido a la transmisión de potencia al generador, pérdidas eléctricas en el generador y los cables, pérdidas por la suciedad presente en los álabes etc.), de modo que deben ser agregadas 2 variables adicionales a la Ecuación (2.3) [13]. La primera variable a considerar, corresponde al coeficiente de potencia ( $C_p$ ). Esta variable da cuenta de la eficiencia hidráulica de la turbina; es decir, de la capacidad del álabe para transformar la energía contenida en la corriente de fluido en energía mecánica [77]. De acuerdo con la teoría del disco actuador unidimensional, propuesta por Betz; el valor de este coeficiente tiene un límite máximo ideal establecido de 16/27 ó 59.26 % [78]. La segunda variable corresponde a la eficiencia general del conjunto ( $\eta$ ). Este término da razón de las pérdidas asociadas a la transformación de energía mecánica en eléctrica. Autores como Anyi & Kirk (2011) [79] y Behrouzi et al. (2016) [80], coinciden en que un valor estimado, razonable y conservador de eficiencia de diseño es de alrededor del 70 %. Es importante recordar que la definición mas generalizada de eficiencia relaciona la potencia de salida de un sistema (en este caso potencia eléctrica ( $P_{elect}$ )), con la potencia suministrada al mismo (potencia hidráulica ( $P_{hid}$ )). Así la eficiencia se expresa de acuerdo a la Ecuación (2.4)

$$\eta = \frac{P_{elect}}{P_{hid}}; \therefore P_{elect} = \eta P_{hid} \quad (2.4)$$

A su vez, la potencia hidráulica, está dada por la Ecuación (2.5) [13]

$$P_{hidr} = \frac{1}{2}C_p\rho\pi R^2 U_{\infty}^3 \quad (2.5)$$

Agregando estas variables en la expresión para la potencia en función de los parámetros; la Ecuación (2.3) se convierte en la Ecuación (2.6)

$$P_{elect} = \frac{1}{2}C_p\eta\rho\pi R^2 U_{\infty}^3 \quad (2.6)$$

Como se puede ver en la Ecuación (2.6) la variable del lado izquierdo ha sido cambiada por la potencia eléctrica, toda vez que al agregar las variables faltantes a la Ecuación (2.3), se incluyeron directamente las equivalencias establecidas por las ecuaciones (2.4) y (2.5), dando como resultado final la Ecuación (2.6).

A partir de la Ecuación (2.6), mediante manipulación algebraica es posible despejar la expresión matemática que define el radio mínimo requerido para generar la cantidad de energía eléctrica definida previamente. Sin embargo, previo al diseño deberá establecerse un valor objetivo para coeficiente de potencia a fin de proceder con la realización de los cálculos. Para definir un valor acorde, se tomaron en cuenta valores de  $C_p$  logrados en trabajos previos de diferentes autores considerando con mayor relevancia aquellos desarrollos con geometrías de turbinas diferentes a las convencionales. Schleicher et al. [35], obtuvieron para la turbina diseñada un  $C_p$  entre 0.43 - 0.45. Por su parte, Liu et al. [43], trabajaron en el desarrollo de una propela de funcionamiento dual; es decir, que sirviese como turbina y propela a la vez. Al evaluar los resultados del diseño propuesto, encontraron que como turbina, se alcanzaba un  $C_p$  máximo de 0.36. Adicional a estos estudios se tomaron en cuenta los resultados obtenidos para turbinas hidrocínicas, cuyos resultados se resumen en la Tabla 2.2.

**Tabla 2.2.** Valores de  $C_p$  característicos encontrados en la literatura

Autor(es)	$C_p$	Referencia
Schleicher et al.	0.43	[35]
Schleicher et al.	0.45	[37]
Liu et al.	0.36	[43]
Contreras et al.	0.24 -0.3	[3]
Wang et al.	0.245	[68]
Chica et al.	0.45	[13]
Subhra et al.	0.158	[64]
Lee et al.	0.46	[71]
Nachtane et al.	0.47	[81]
Badea et al.	0.291	[82]
Tian et al.	0.41	[83]
Javaherchi et al.	0.4	[84]
Dang et al.	0.401	[85]

Por el tipo específico de turbina hidrocínica objeto de diseño en este trabajo, se toman como referencia principal los trabajos de Schleicher et al [35, 37, 36]. y Liu et al. (2018) [43]. De acuerdo con lo encontrado en la literatura, se define un valor de  $C_p$  de diseño conservador de 0.4; el cual equivale al 67.5 % del límite de Betz. Habiendo fijado el valor correspondiente al  $C_p$  de diseño, se determina el radio óptimo de la turbina como función de los parámetros de diseño.

Por otro lado, para el diseño de la turbina se han seleccionado 3 álabes por 2 razones fundamentales: la primera de ellas es debido a que en una turbina con 3 álabes el comportamiento del torque de salida posee menos fluctuaciones y es más suavizado en comparación con una turbina de 2 álabes [13]. La segunda, esta relacionada con el hecho de que a partir de 3 álabes, la mejora en el coeficiente de potencia no es significativa. Esto de acuerdo con los resultados experimentales obtenidos por Junior et al. (2019) al comparar turbinas de 2, 3 y 4 álabes [69].

La velocidad de punta del álabes ( $\lambda$ ), se define como la relación entre la velocidad de giro del álabes y la velocidad de corriente libre del fluido, tal como lo expresa la Ecuación (2.7), donde  $\Omega$ , corresponde a la velocidad de giro de la turbina ( $rad/s$ ).

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U_\infty} \quad (2.7)$$

Para el diseño desarrollado se utilizó un valor  $\lambda=6$ , dado que para turbinas de 3 o más álabes se deben considerar valores de  $\lambda$  en el intervalo entre 6 - 9 [18]. Adicionalmente, de acuerdo con Manwell et al. (2010) en aplicaciones de generación de potencia eléctrica se debe utilizar un valor de  $\lambda$  entre 4 - 10 [86]. Es importante tener en cuenta que altas velocidades de giro, pueden generar en zonas aledañas a la punta del álabe regiones de baja presión, lo que podría causar la aparición del fenómeno de cavitación, el cual se caracteriza por la presencia de burbujas de vapor sobre los álabes. Al colapsar sobre la superficie estas burbujas causan desprendimiento de material, además de alta vibración en el rodete; de acuerdo con las conclusiones obtenidas en los trabajos de Silva et al. (2017) [87].

En este punto los valores de los parámetros de diseño de la turbina han sido definidos completamente. A continuación se presentarán detalladamente los procedimientos y metodologías utilizados en el cálculo de las secciones transversales de los álabes mediante la teoría *BEMT*, y por medio de la utilización de los factores de la serie sistemática B de Wageningen. Una serie sistemática, como se mencionó en el capítulo anterior, es un conjunto de propelas que comparten similitudes geométricas, las cuales han sido variadas metódicamente buscando obtener el mejor rendimiento. Son muchas las series que han sido desarrolladas alrededor del mundo; sin embargo la serie B de Wageningen ha sido objeto de múltiples investigaciones y análisis por parte del Instituto Neerlandés de Investigaciones Marítimas (MARIN, por sus siglas en inglés) [24, 27]. Además en la actualidad es la serie más utilizada. Por estas razones ha sido seleccionada para diseñar los álabes de la turbina.

### 2.2.1. Teoría de momento sobre el elemento de álabe (BEMT)

El *BEMT* es un método simple, habitualmente utilizado para el análisis y diseño de álabes de turbinas y propelas [70, 41]. Esta metodología de cálculo combina los principios básicos de la teoría de momento (*MT*, de sus siglas en inglés), desarrollada y abordada en detalle en los trabajos de Rankine (1865), Froude (1878) y Prandtl (1921) [29], con los fundamentos de la teoría del elemento de álabe (*BEM*, de sus siglas en inglés). El resultado es denominado teoría combinada de momento sobre el elemento de álabe, aquí simplemente denominada *BEMT*. Por medio de la aplicación de este modelo es posible identificar las fuerzas causadas sobre una sección del álabe debidas a un flujo de fluido incidente y el intercambio de momento necesario para ocasionar estas fuerzas sobre la sección [70]. Básicamente el método consiste en dividir el álabe en una cantidad finita de elementos en dirección radial sobre los cuales posteriormente se aplicará un balance de fuerzas bidimensional. De igual manera se realizará un balance de momento en las direcciones axial y angular sobre este elemento [29]. De este modo se genera un sistema de ecuaciones que será resuelto de forma iterativa para cada una de las secciones.

#### Factores de inducción axial y angular

La Figura 2.1(a), representa el elemento diferencial sobre el cual se analizará el cambio de momento en un tubo de corriente anular que pasa a través de un disco actuador. En el modelo de disco actuador el rodete es reemplazado por un disco de infinitos álabes, sin espesor y elaborado en un material poroso de manera que el flujo pueda pasar a través de este. Además de estas simplificaciones, se asume un régimen de flujo homogéneo, estacionario e incompresible [13, 29, 70]. Para una turbina la velocidad axial relativa sobre el rotor está determinada por la Ecuación (2.8) [13]

$$V = (1 - a)U_{\infty} \quad (2.8)$$

Donde  $a$ , se denomina factor de inducción axial, el cual es definido como la fracción de descenso de velocidad del fluido entre el plano de giro del rodete y la corriente libre [13]. De manera análoga, considerando que la velocidad de giro del rodete como  $\Omega$  la velocidad angular relativa del fluido respecto al álabe se puede escribir tal como lo muestra la Ecuación (2.9) [69].

$$V_{\theta} = 2\Omega r a' \quad (2.9)$$

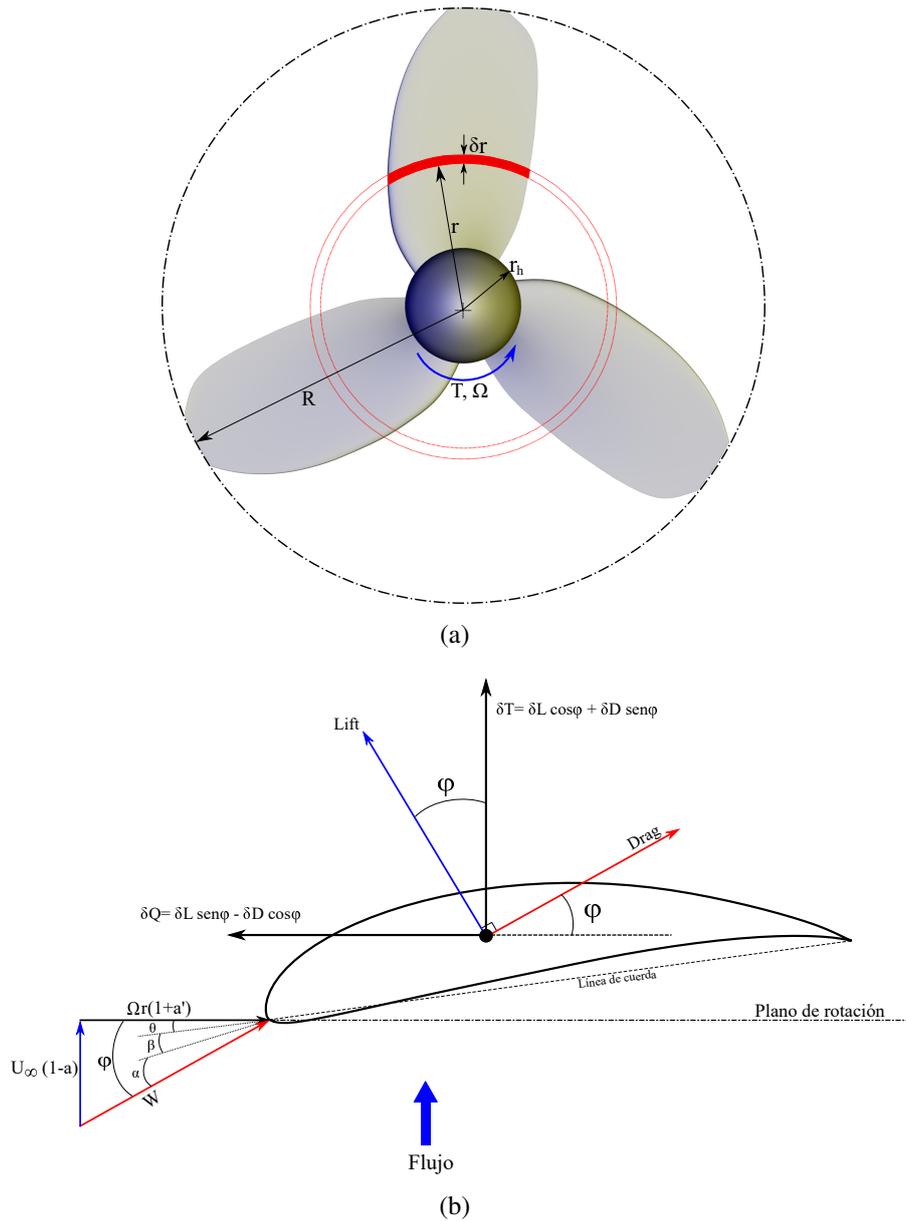
En la anterior expresión,  $a'$ , es el factor de inducción angular. Tanto  $a'$  como  $a$ , son variables que dependen de la posición radial ( $r_i$ ) del elemento analizado. En la posición  $r_i$ , el triángulo de velocidades sobre la sección transversal se encuentra conformado por las componentes axial y tangencial de la velocidad, como se observa en la Figura 2.1(b). La componente tangencial de la velocidad será equivalente a la velocidad de giro del álabe dada por  $\Omega r$  más la velocidad de vórtice libre  $\Omega a' r$  [69].

De acuerdo con lo anteriormente mencionado, y lo observado en la Figura 2.1(b), el ángulo entre la velocidad relativa local y el plano de giro del rodete ( $\phi$ ), se puede determinar para cada sección del álabe por medio de la Ecuación (2.10) [63].

$$\tan \phi = \frac{(1 - a)U_{\infty}}{(1 + a')\Omega r} = \frac{(1 - a)}{(1 + a')} \frac{1}{\lambda_{r_i}} \quad (2.10)$$

En la Ecuación (2.10),  $\lambda_r$  corresponde a la velocidad de punta del álabe local en la  $i$ -ésima sección transversal del álabe, la cual se encuentra dada por la Ecuación (2.11) [69, 63].

$$\lambda_{r_i} = \frac{\Omega r}{U_{\infty}} = \lambda \frac{r}{R} \quad (2.11)$$



**Figura 2.1.** Análisis cinemático y cinético sobre en rodete y los elementos diferenciales del mismo. (a) Elemento anular diferencial en sección de turbina. (b) Triángulo de velocidades sobre sección del álabe.

El ángulo  $\phi$  está conformado por el ángulo de paso ( $\theta$ ), el ángulo de torsión ( $\beta$ ) y el ángulo de ataque ( $\alpha$ ) para la sección objeto de análisis. Por lo anterior, el valor de  $\phi$  está dado por la Ecuación (2.12) [10].

$$\phi = \theta + \beta + \alpha \quad (2.12)$$

Sin embargo, de acuerdo con Chica & Rubio (2017) [13], el  $C_p$  adquiere su valor máximo, cuando el ángulo de paso ( $\theta$ ) adquiere un valor de 0. Por tanto, la Ecuación (2.12), se simplifica de acuerdo a lo mostrado en la Ecuación (2.13).

$$\phi = \alpha + \beta \quad (2.13)$$

Además de facilitar la modelación y análisis del rodete, el modelo de disco actuador permite obtener las expresiones para el cálculo de los valores óptimos de los factores de inducción axial y rotacional, así como el valor del ángulo óptimo de las secciones respecto al flujo. Las ecuaciones (2.14) y (2.15) representan relaciones cinemáticas entre los factores de inducción [63].

$$a' = \frac{1 - 3a}{4a - 1} \quad (2.14)$$

$$a'(1 + a')\lambda_r^2 = a(1 - a) \quad (2.15)$$

Sustituyendo la Ecuación (2.14) en (2.15), y derivando respecto al factor de inducción axial  $a$  para obtener el máximo, se encuentra la Ecuación (2.16) cuyas raíces corresponden con los valores de  $a$  que maximizan el desempeño de la turbina [69].

$$16a^3 - 12a^2 + 3(3 - \lambda_r^2)a - (1 - \lambda_r^2) = 0 \quad (2.16)$$

La Ecuación (2.16), se conoce como *polinomio de Glauert*, y su solución analítica se puede determinar mediante aproximación aplicando las ecuaciones (2.17), (2.18) y (2.19) [63].

$$\Lambda_a = \sqrt{1 + \lambda_r^2} \quad (2.17)$$

$$\theta^\pm = \frac{1}{3} \cos^{-1} (\pm \Lambda_a^{-1}) \quad (2.18)$$

$$a = \frac{1}{2} [1 - \Lambda_a (\cos \theta^+ - \cos \theta^-)] \quad (2.19)$$

El valor de  $a$  encontrado por medio de la Ecuación (2.19), corresponde al valor positivo y óptimo de los factores de inducción, teniendo en cuenta que  $a'$ , se determina a partir de la Ecuación (2.14).

### Conservación del momento axial y angular

Considerando el flujo de fluido a través de una región diferencial anular de radio  $r$  y ancho  $\delta r$ , tal como el mostrado en la Figura 2.1(a) sobre un disco actuador de infinitos álabes, se puede determinar el empuje y torque sobre esta sección. Al aplicar la ecuación de momento sobre el rodete entre las estaciones 1 y 4 de la Figura 2.2; La expresión para el diferencial de empuje está dada por la Ecuación (2.20) [70].

$$\delta T = \dot{m}(V_4 - V_1) \quad (2.20)$$

El flujo másico a través del elemento anular observado en la Figura 2.1(a), estará definido por la Ecuación (2.21) [70].

$$\dot{m} = 2\pi r \delta r \rho U_\infty (1 - a) \quad (2.21)$$

Sustituyendo la Ecuación (2.21), en la Ecuación (2.20); para el elemento anular, el diferencial de empuje se puede reescribir de acuerdo a la Ecuación (2.22).

$$\delta T = 2\pi r \delta r \rho U_\infty (1 - a)(V_4 - V_1) \quad (2.22)$$

Teniendo en cuenta que,  $V_1 = U_\infty$ , y que  $V_4 = U_\infty(1 - 2a)$ ; y sustituyendo estas igualdades en la Ecuación (2.22) el empuje sobre el elemento diferencial se puede describir de acuerdo con la Ecuación (2.23) [69].

$$\delta T = 4\pi r \rho U_\infty^2 (1 - a) a \delta r \quad (2.23)$$

De manera análoga, aplicando la ecuación de cambio de momento angular sobre el mismo elemento diferencial; la expresión para el torque estará definida por la Ecuación (2.24).

$$\delta Q = \dot{m}(r_4 \omega_4 - r_1 \omega_1) \quad (2.24)$$

La velocidad angular del fluido en las estaciones 1 y 4; se encuentra dada por las ecuaciones (2.25) y (2.26), respectivamente [70].

$$\omega_1 = a' \Omega \quad (2.25)$$

$$\omega_4 = 2a' \Omega \quad (2.26)$$

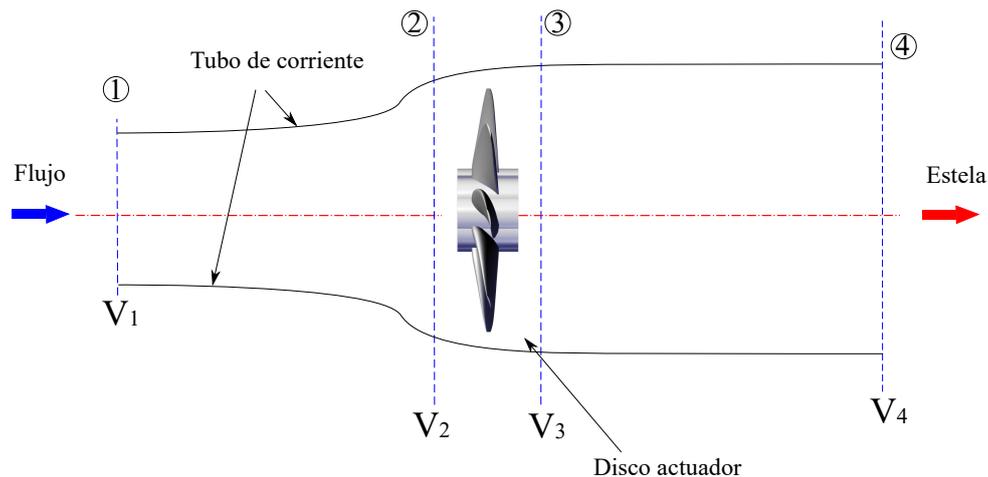
Sustituyendo las ecuaciones (2.21), (2.25) y (2.26); en la Ecuación (2.24), la expresión que determina el diferencial de torque corresponde a la Ecuación (2.27) [70].

$$\delta Q = 4\pi r^3 \rho U_\infty \Omega (1 - a) a' \delta r \quad (2.27)$$

Así, el torque y empuje por unidad de elemento diferencial sobre el álabe, estarán definidas por las ecuaciones (2.28) y (2.29).

$$\frac{\delta T}{\delta r} = 4\pi r \rho U_\infty^2 (1 - a) a \quad (2.28)$$

$$\frac{\delta Q}{\delta r} = 4\pi r^3 \rho U_\infty \Omega (1 - a) a' \quad (2.29)$$



**Figura 2.2.** Flujo idealizado sobre una turbina hidrocíntrica representada por el modelo de disco actuador

### Corrección por álabes finitos

A diferencia del modelo del disco actuador, el rodete a diseñar se encuentra constituido por un número de álabes determinado y finito, razón por la cual las condiciones de flujo no serán uniformes sobre la superficie de la circunferencia que describe la turbina al girar [70]. Debido a esto en las ecuaciones (2.28) y (2.29), debe agregarse un término que toma en cuenta las pérdidas hidrodinámicas ocurridas sobre los álabes. En este caso se utilizará el factor de *Goldstein*, dado que es el comúnmente utilizado para el diseño de propelas, de acuerdo con los trabajos de Benini (2004) y Molland et al. (2017) [70, 29]. Generalmente el valor de este se suele seleccionar por medio de gráficas estandarizadas para las propelas que contienen entre 2 - 7 álabes. Sin embargo, la Ecuación (2.30) permite obtener una aproximación más precisa para calcular el valor de este factor [70].

$$K = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left( \frac{\cosh(xF)}{\cosh(F)} \right) \quad (2.30)$$

Donde  $x$ , corresponde a la posición radial normalizada, definida por la Ecuación (2.31).

$$x = r/R \quad (2.31)$$

El término  $F$  se puede calcular de acuerdo a la Ecuación (2.32).

$$F = \frac{Z}{2x \tan \phi} - \frac{1}{2} \quad (2.32)$$

Donde  $Z$ , corresponde a la cantidad de álabes del rodete.

### Corrección por pérdidas en las puntas y el cubo

El modelo ideal de disco actuador asume que no hay flujo de fluido en la dirección radial del rodete. Sin embargo, de manera similar a como ocurre en las puntas de las alas de los aviones, existe flujo de fluido del lado de presión hacia el lado de succión, lo cual implica que hay flujo en la dirección radial de los álabes de la turbina, de acuerdo con Masters et al. (2011) [88]. Este flujo en la punta, afecta la sustentación en las secciones cercanas, lo que a su vez termina por afectar el torque y la eficiencia hidráulica de la turbina. Por esta razón se utilizan correlaciones que permitan corregir este efecto en el diseño del álabe en turbinas hidrocínicas, pues en estos dispositivos el impacto es significativo teniendo en cuenta que poseen diámetros menores en comparación con las turbinas eólicas. Adicionalmente la densidad del agua es cerca de 1000 veces mayor a la del aire [88]. Para estimar el efecto de las pérdidas en las puntas del álabe se utiliza el modelo de corrección de pérdidas de Prandtl, el cual es ampliamente utilizado por diversos autores ([65, 68, 71, 69]). En este modelo las pérdidas en la punta del álabe están dadas por la expresión de la Ecuación (2.33)

$$F_{puntas} = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} (e^{f_t}) \quad (2.33)$$

Donde  $f_t$  está dado por la expresión (2.34)

$$f_t = \frac{-Z}{2} \frac{R - r_i}{r_i \sin \phi} \quad (2.34)$$

Donde  $Z$ , corresponde a la cantidad de álabes.  $R$ , es el radio de la turbina.  $r_i$  es el radio en la sección  $i$ -ésima donde se está realizando el cálculo y  $\phi$  es el ángulo entre la velocidad relativa

local y el plano de giro del rodete previamente definido.

Adicional a la inclusión del factor dado por la Ecuación (2.33) al procedimiento de cálculo para las secciones del álabe, Moriarty & Hansen (2005) [89] propusieron en sus trabajos la inclusión de un modelo de pérdidas en el cubo con el fin de tomar en cuenta las pérdidas ocasionadas por los vórtices en las secciones aledañas a este elemento. La expresión empleada para incluir este factor, dada por la Ecuación (2.35) es similar a la utilizada para estimar las pérdidas en la punta. Sin embargo el exponente del argumento en la función coseno presenta una leve variación, tal como se observa en la ecuación 2.36

$$F_{cubo} = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} (e^{f_h}) \quad (2.35)$$

El exponente  $f_h$  está dado por la Ecuación (2.36)

$$f_h = \frac{-Z r_i - R_{hub}}{2 r_i \text{sen} \phi} \quad (2.36)$$

Finalmente, estos factores se pueden incluir para cada una de las secciones del álabe, integrándolos en un solo término, tal como se observa en la Ecuación (2.37)

$$F = F_{puntas} \cdot F_{cubo} \quad (2.37)$$

### **Coefficientes de desempeño de propelas**

Las fuerzas y momentos producidos por las propelas habitualmente son representadas en sus formas fundamentales como términos adimensionales [24]. Generalmente, estos coeficientes se utilizan para caracterizar el desempeño de las propelas en condiciones normales de operación. Estos términos no dimensionales se encuentran definidos por las ecuaciones (2.38), (2.39) y (2.40) [24].

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^5 D^5}; \quad \text{Coeficiente de Torque} \quad (2.38)$$

$$K_T = \frac{T}{\rho n^5 D^4}; \quad \text{Coeficiente de Empuje} \quad (2.39)$$

$$J = \frac{V_a}{nD}; \quad \text{Coeficiente de avance} \quad (2.40)$$

Donde  $n$  corresponde a la velocidad de giro de la propela en revoluciones por segundo (rps).  $D$ , es el diámetro de la propela y  $V_a$  es la velocidad de avance de la embarcación. Para efectos de diseño de la propela para operar como turbina, se asumirá igual a la velocidad del fluido ( $V_a = U_\infty$ )[43].

De acuerdo a Liu et al. [43], estos coeficientes son homólogos a los parámetros definidos para las turbinas. Tales relaciones se definen por las Ecuaciones (2.41), (2.42) y (2.43).

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U_\infty} = \frac{\pi}{J} \quad (2.41)$$

$$C_D = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \pi R^2} = \frac{8K_T}{\pi J^2} \quad (2.42)$$

$$C_p = \frac{Q\Omega}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^3 \pi R^2} = \frac{16K_Q}{J^3} \quad (2.43)$$

Haciendo uso de los coeficientes de torque (Ec.2.38) y de empuje (Ec. 2.39); las ecuaciones de momento (Ec.2.23, 2.27); se pueden expresar de manera diferente, como se muestra en las ecuaciones (2.44) y (2.45).

$$\delta T = \rho n^2 D^4 \delta K_T \quad (2.44)$$

$$\delta Q = \rho n^2 D^5 \delta K_Q \quad (2.45)$$

Teniendo en cuenta que por definición geométrica  $D = 2R$ ; derivando la expresión (2.31), en función de la posición adimensional ( $x$ ), se obtiene la Ecuación (2.46).

$$r = xR; \quad \therefore \delta r = R\delta x \quad (2.46)$$

Al sustituir la Ecuación (2.46), la relación geométrica radio - diámetro; e incluir el término del factor de Goldstein, en las ecuaciones de momento que incluyen los coeficientes de empuje y torque (Ec.2.45, 2.44). Las Ecuaciones (2.28) y (2.29) se convierten en las Ecuaciones (2.47) y (2.48) respectivamente [70].

$$\frac{\delta K_T}{\delta x} = \pi J^2 x K a (1 - a) \quad (2.47)$$

$$\frac{\delta K_Q}{\delta x} = \frac{1}{2} \pi^2 J x^3 K a' (1 - a) \quad (2.48)$$

### Fuerzas hidrodinámicas sobre los álabes

De acuerdo a lo mencionado anteriormente, los álabes de la turbina están conformados por perfiles apilados separados entre sí por una distancia normalizada  $\Delta x$ , las cuales se han denominado secciones. Además de facilitar el análisis físico de la turbina y permitir la deducción de las expresiones para determinar los valores óptimos del ángulo de la sección y los factores de inducción, el BEMT permite estimar las fuerzas hidrodinámicas en cada una de las secciones del álabe, las cuales son obtenidas mediante el cálculo de las fuerzas de sustentación ( $L$ ) (*lift*, en inglés) y arrastre ( $D$ ) (*drag*, en inglés) en cada uno de los perfiles que conforman las secciones del álabe [69].

Inicialmente se calculan los valores de las fuerzas en la respectiva sección donde se está realizando el análisis. Posteriormente, estas fuerzas serán expresadas en sus componentes cartesianas de acuerdo al sistema coordenado establecido sobre el álabe. Por definición, las fuerzas de sustentación y arrastre para una sección diferencial del disco; se pueden determinar a partir de las Ecuaciones (2.49) y (2.50).

$$\frac{\delta L}{\delta r} = \frac{1}{2} \rho Z C W^2 C_l(\alpha) \quad (2.49)$$

$$\frac{\delta D}{\delta r} = \frac{1}{2} \rho Z C W^2 C_d(\alpha) \quad (2.50)$$

En ambas ecuaciones;  $\rho$  y  $Z$ , conservan el significado previamente definido para cada una de ellas.  $C$  corresponde al valor de la cuerda en la sección de análisis. Los parámetros  $C_l(\alpha)$  y

$C_d(\alpha)$  corresponden a los coeficientes de sustentación y arrastre los cuales son función del ángulo de ataque ( $\alpha$ ), respecto a estos se hablará en apartados posteriores, y  $W$ , corresponde a la velocidad relativa del fluido; la cual está definida por la Ecuación (2.51)

$$W = \sqrt{U_\infty^2(1-a)^2 + \Omega^2 r^2(1+a')^2} \quad (2.51)$$

Utilizando la Figura 2.1(b), tras descomponer vectorialmente las fuerzas de sustentación y arrastre, se puede determinar el torque y empuje en la sección. Esto se puede observar en las ecuaciones (2.52) y (2.53).

$$\frac{\delta T}{\delta r} = \frac{\delta L}{\delta r} \cos \phi + \frac{\delta D}{\delta r} \text{sen} \phi \quad (2.52)$$

$$\frac{\delta Q}{\delta r} = r \left( \frac{\delta L}{\delta r} \text{sen} \phi - \frac{\delta D}{\delta r} \cos \phi \right) \quad (2.53)$$

Sustituyendo las Ecuaciones (2.49) y (2.50), en las Ecuaciones (2.52) y (2.53) se obtiene como resultado las Ecuaciones que determinan los diferenciales del empuje y torque sobre la sección; tal como se observa en las ecuaciones (2.54) y (2.55) [29].

$$\frac{\delta T}{\delta r} = \frac{1}{2} \rho Z W^2 C \{C_l(\alpha) \cos \phi + C_d(\alpha) \text{sen} \phi\} \quad (2.54)$$

$$\frac{\delta Q}{\delta r} = \frac{1}{2} \rho Z W^2 C r \{C_l(\alpha) \text{sen} \phi - C_d(\alpha) \cos \phi\} \quad (2.55)$$

### Cálculo de la cuerda

Luego de haber calculado para la sección los valores de los factores de inducción axial y rotacional, y el ángulo entre el fluido y el plano del rotor, se debe calcular para la sección el valor de la cuerda. Para el diseño de propelas, generalmente se utiliza la Ecuación (2.54) dado que el objetivo es maximizar el empuje de esta, el cual produce el desplazamiento de la embarcación [29]. Sin embargo, el objetivo del presente trabajo es aprovechar el torque resultante sobre el álabe. Por tal motivo, se hará uso de la Ecuación (2.55) a partir de la cual se despejará la expresión que permita calcular el valor de la cuerda.

Para determinar el valor del lado izquierdo de la Ecuación (2.55), se parte de la Ecuación (2.45) y se aplica derivación a ambos lados respecto al radio normalizado  $x$ . Producto de este proceso se obtiene la Ecuación (2.56).

$$\frac{\delta Q}{\delta x} = \rho n^2 D^5 \frac{\delta K_Q}{\delta x} \quad (2.56)$$

Sustituyendo la Ecuación (2.48) en la Ecuación (2.56); se obtiene la Ecuación (2.57).

$$\frac{\delta Q}{\delta x} = \frac{1}{2} \rho \pi^2 n^2 D^5 J x^3 K a' (1-a) \quad (2.57)$$

Más aún, despejando el diferencial de  $x$  de la Ecuación (2.46) y sustituyendo el resultado en la Ecuación (2.57), se logra definir completamente el lado izquierdo de la Ecuación (2.55). Como se expresa en la Ecuación (2.58).

$$\frac{\delta Q}{\delta r} = \frac{\frac{1}{2} \rho \pi^2 n^2 D^5 J x^3 K a' (1-a)}{R} \quad (2.58)$$

Si además se tiene en cuenta que  $R = D/2$ , la Ecuación (2.58) se puede reescribir como la Ecuación (2.59).

$$\frac{\delta Q}{\delta r} = \rho \pi^2 n^2 D^4 J x^3 K a'(1 - a) \quad (2.59)$$

Igualando el resultado obtenido en la Ecuación (2.59) con la parte derecha de la Ecuación (2.55), y despejando la cuerda se obtiene la Ecuación (2.60).

$$C = \frac{2\pi^2 n^2 D^4 J x^3 K a'(1 - a)}{Z W^2 r \{C_l(\alpha) \text{sen} \phi - C_d(\alpha) \cos \phi\}} \quad (2.60)$$

Anteriormente se dijo que  $n$ , representa la velocidad de giro de la propela en revoluciones por segundo (rps). Sin embargo, por estandarización en las unidades se lleva esta variable a la unidad del sistema internacional mediante el factor de conversión mostrado en la Ecuación (2.61).

$$\Omega = 2\pi n \quad (2.61)$$

Sustituyendo la Ecuación (2.61) en la Ecuación (2.40) y teniendo en cuenta que  $V_a = U_\infty$ , se obtiene la Ecuación (2.62).

$$J = \frac{2\pi U_\infty}{\Omega D} \quad (2.62)$$

Sustituyendo las Ecuaciones (2.31), (2.61) y (2.62) en la expresión (2.60), se obtiene el valor de la cuerda para la sección el cual se encuentra definido por la Ecuación (2.63).

$$C = \frac{8\pi \Omega U_\infty r^2 K a'(1 - a)}{Z W^2 \{C_l(\alpha) \text{sen} \phi - C_d(\alpha) \cos \phi\}} \quad (2.63)$$

La Ecuación (Ec.2.63), solo tiene en cuenta la corrección para un número finito de álabes. Sin embargo, anteriormente fueron mencionadas las correcciones que tienen en cuenta las pérdidas en la punta y cubo del álabes debidas principalmente al efecto de las vorticidades en zonas aledañas a estos lugares. Con el objetivo de establecer la influencia de ambos modelos de pérdidas en el rendimiento del modelo de turbina hidrocínética tipo propela diseñado, en la Ecuación 2.63 se sustituirá el termino correspondiente al factor del Goldstein, por el factor de pérdidas totales en el álabes. De modo que la ecuación alternativa para el tamaño de la cuerda en una sección determinada, estará dado por la ecuación 2.64

$$C = \frac{8\pi \Omega U_\infty r^2 F a'(1 - a)}{Z W^2 \{C_l(\alpha) \text{sen} \phi - C_d(\alpha) \cos \phi\}} \quad (2.64)$$

Al aplicar las Ecuaciones (2.63) y (2.64) es necesario agregar un término adicional a fin de mejorar la resistencia estructural del álabes, tal como lo hacen algunos autores [13]. En este caso se utilizará un factor de corrección del tamaño de la cuerda ( $F_c$ ) de 1.5, es decir, que los valores de cuerda obtenidos por medio de estas ecuaciones deberán ser multiplicados por este valor a fin de garantizar la integridad estructural de los álabes.

### 2.2.2. Serie Sistemática B de Wageningen

Una serie sistemática, como se dijo en el capítulo anterior, es una familia de propelas obtenidas a través de la variación sistemática de los parámetros geométricos de la hélice [90]. El diseño de una propela mediante las tablas y gráficos de la serie sistemática es un procedimiento que

implica inicialmente la determinación del diámetro, la potencia al freno y velocidad del giro del motor para posteriormente calcular los coeficientes de empuje, torque, avance ( $K_T$ ,  $K_Q$  y  $J$ ) y eficiencia en aguas abiertas ( $\eta_0$ ). Por medio de estos valores se procederá a definir mediante diagramas el desempeño real de la turbina. El procedimiento de diseño en detalle se puede encontrar en los trabajos de Ekinici [91] y Yeo & Ong [92].

**Tabla 2.3.** Resumen de series sistemáticas de propelas de paso fijo.

Serie	N° Propelas	Parámetros			$r_{hub}/R$
		$Z$	$A_E/A_0$	$P/D$	
<b>Serie B-Wageningen</b>	$\approx 120$	2 - 7	0.3 - 1.05	0.6 - 1.4	0.169
<b>Serie AU</b>	34	4 - 7	0.4 - 0.758	0.5 - 1.2	0.18
<b>Serie Gawn</b>	37	3	0.2 - 1.1	0.4 - 2.0	0.2
<b>Serie KCA</b>	$\approx 30$	3	0.5 - 1.25	0.6 - 2.0	0.2
<b>Serie MA</b>	32	3 y 5	0.75 - 1.20	1.0 - 1.45	0.19
<b>Serie Newton-Rader</b>	12	3	0.5 - 1.0	1.05 - 2.08	0.167
<b>Serie KCD</b>	24	3 - 6	0.44 - 0.8	0.6 - 1.6	0.2
<b>Serie Meridian</b>	20	6	0.45 - 1.05	0.4 - 1.2	0.185

Fuente: *Marine Propellers and propulsion*; J. Carlton [24].

La serie B de Wageningen es la serie con mayor cantidad de propelas, además la más estudiada y comúnmente utilizada en la práctica[27], razón por la cual se eligió para ser utilizada en el presente trabajo. Desarrollada por Troost [93] & Van Lammeren [94], esta serie ha sido objeto de numerosos estudios experimentales en el canal de Wageningen (Países Bajos) del cual proviene su nombre. A lo largo de los años gran variedad de series sistemáticas han sido desarrolladas y probadas en diferentes lugares del mundo tal como se presenta resumidamente en la Tabla 2.3 [24]. En la tabla, el término  $A_E/A_0$  hace referencia a la relación de área expandida de la propela, el cual se refiere a la razón entre el área en desarrollo de un álabe ( $A_E$ ) y el área del disco barrido por la propela ( $A_0$ ).  $P/D$  es la relación paso - diámetro, la cual expresa la variación del paso de la propela en relación al diámetro de la misma, y  $r_{hub}/R$ , corresponde al tamaño del cubo en relación al radio total de la propela [95]. Estos parámetros permiten definir completamente la geometría de los álabes.

### Cálculo de la cuerda, espesor y ángulo de la sección

Luego de haber definido los valores de las características geométricas de la propela y determinar las curvas de eficiencia, se procede con la determinación de la cuerda y el ángulo entre el fluido y la velocidad relativa para cada una de las secciones a lo largo del álabe. En general en una propela el ángulo entre la velocidad relativa y el flujo, se determina por medio de la Ecuación (2.65) [70].

$$\tan \phi_p = \frac{P/D}{\pi x} \quad (2.65)$$

Donde  $x$  corresponde a la posición radial normalizada. En cada una de las secciones del álabe el tamaño de la cuerda se determina por medio de valores establecidos en tablas estandarizadas, donde la magnitud de la misma está dada en función de la posición radial normalizada que ocupa la sección. Estos valores juntos con los de otros parámetros importantes para la serie B de Wageningen de 3 álabes se pueden encontrar resumidos en la Tabla 2.4.

**Tabla 2.4.** Dimensiones características de la serie B de Wageningen de 3 álabes

$r/R$	$K_r$	$a_r/C$	$b_r/C$	$A_r$	$B_r$
0.2	1.633	0.616	0.35	0.053	0.004
0.3	1.832	0.611	0.35	0.046	0.004
0.4	2	0.599	0.35	0.04	0.003
0.5	2.12	0.583	0.355	0.034	0.003
0.6	2.186	0.558	0.389	0.028	0.002
0.7	2.168	0.526	0.442	0.022	0.002
0.8	2.127	0.481	0.478	0.015	0.001
0.9	1.657	0.4	0.5	0.009	0.0005
1	0	0	0	0.003	0

Fuente: *Further computer-analyzed data of the Wageningen B-screw series*; Oosterveld & Van Oossanen [90].

Donde  $a_r/C$  es un factor que determina la distancia del borde de ataque a la generatriz del álabes, normalizado por la longitud de la cuerda en la correspondiente sección.  $b_r/C$  determina la distancia de la generatriz al borde de fuga del perfil.  $A_r$  y  $B_r$ , son factores necesarios para calcular el espesor de la sección. Finalmente,  $K_r$  es un factor para el cálculo de la cuerda el cual está definido por la Ecuación (2.66).

$$K_r = \frac{CZ}{D(A_E/A_0)} \quad (2.66)$$

Al despejar la Ecuación (2.66), la cuerda de una sección genérica de la propela, estará definida por la Ecuación (2.67) [24]

$$C = K_r \frac{D(A_E/A_0)}{Z} \quad (2.67)$$

Donde  $D$ , corresponde al diámetro de la propela. A diferencia de las turbinas hidrocínicas convencionales en las cuales la sección de mayor tamaño se encuentra cercana al cubo. En las propelas, tal como se observa en la Tabla 2.4, la sección con la cuerda de mayor longitud se encuentra en la mitad del álabes; razón por la cual debe determinarse el espesor para cada una de las secciones. Este parámetro se puede calcular por medio de la Ecuación (2.68).

$$t = (A_r - B_r Z) D \quad (2.68)$$

Generalmente el espesor máximo de la sección se encuentra expresado en un valor porcentual respecto a la longitud de la cuerda. De modo que para una sección el espesor máximo se calcula de acuerdo a la Ecuación (2.69).

$$t = \frac{(A_r - B_r Z) D}{C} \quad (2.69)$$

### 2.2.3. Distribución de espesores, determinación de factor $K_r$ y distancia del borde de ataque a la generatriz ( $a_r$ )

Tal como se mencionó anteriormente; en las propelas la sección con mayor longitud de cuerda, se encuentra generalmente en el centro del álabes, por lo cual se agrega al procedimiento de diseño el cálculo del espesor en cada una de las secciones. Con el objetivo de conocer una

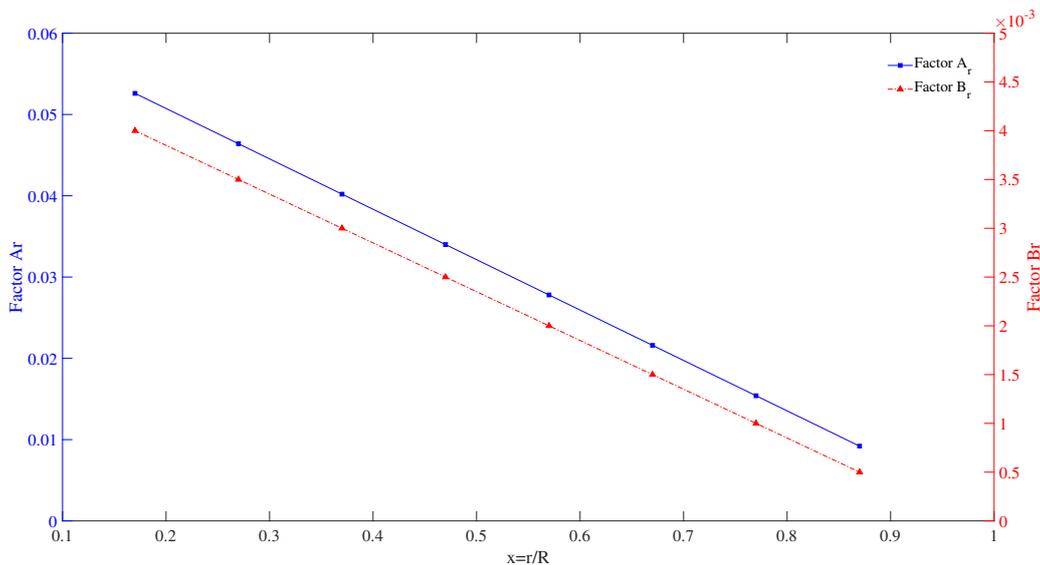
expresión para determinar el espesor para una posición  $x$  cualquiera del álabe, se tomaron los datos de los factores  $A_r$  y  $B_r$ , de la Tabla 2.4; para posteriormente graficarlos y realizar una regresión lineal mediante la cual se pudiese determinar el valor de cada uno de estos para cualquier posición genérica  $x$  en dirección radial del álabe. Tal como se muestra en la Figura 2.3. Las expresiones halladas para estos factores corresponden a las ecuaciones (2.70) y (2.71), respectivamente

$$A_r = -0.062x + 0.065 \quad (2.70)$$

$$B_r = -0.005x - 0.005 \quad (2.71)$$

Así pues, en el algoritmo de cálculo fue incluida la Ecuación (2.72), la cual corresponde a una aproximación polinomial obtenida mediante regresión numérica para determinar el espesor de las secciones a lo largo de la dirección radial del álabe.

$$t = \{(-0.062x + 0.065) + (0.005x - 0.005) Z\} \frac{D}{C} \quad (2.72)$$

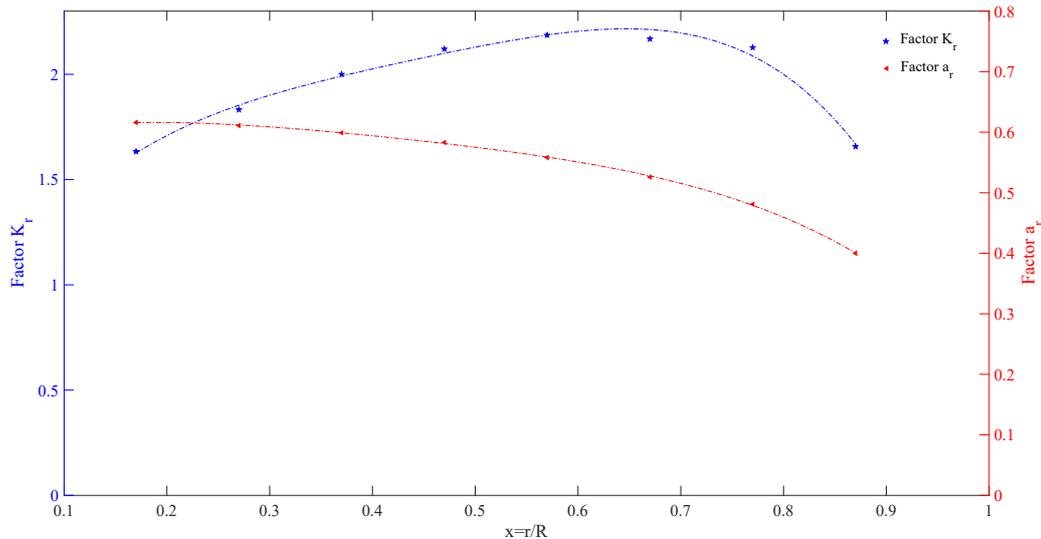


**Figura 2.3.** Valores característicos de  $A_r$  y  $B_r$  para la serie B-Wagenningen, utilizados para cálculo de espesores en secciones del álabe

De la misma manera como se hizo la aproximación de los factores para determinar el espesor en una posición radial cualquiera, se procedió con el factor  $K_r$ , necesario para calcular la cuerda de las secciones mediante la metodología de diseño por serie sistemática. Además de esto, es necesario determinar la distancia del borde de ataque ( $a_r$ ) de cada sección a la generatriz. En la propelas la *línea de referencia* o generatriz; es una línea perpendicular al eje de rotación que sirve para establecer relaciones, medir o localizar puntos en las secciones que conforman el álabe [24]. En la Figura 2.4, se puede la distribución de los valores de estos parámetros para las posiciones normalizadas  $x$  del álabe.

De acuerdo con las regresiones realizadas, el valor de  $K_r$  para el álabe diseñado por serie sistemática estará definido en función de la posición por la Ecuación (2.73).

$$K_r(x) = -88.82x^5 + 223.53x^4 - 215.81x^3 + 96.59x^2 - 18.06x + 2.78 \quad (2.73)$$



**Figura 2.4.** Factores  $K_r$  y  $a_r$  para la serie B de Wageningen en las secciones radiales del álabe

Análogamente, el valor de  $a_r$  para cada posición radial  $x$  utilizado para ubicar las secciones, tanto en el diseño por el método BEMT, como por serie sistemática; está dado por la Ecuación (2.74).

$$a_r(x) = [-4.42x^5 + 10.36x^4 - 9.42x^3 + 3.79x^2 - 0.75x + 0.67]C(x) \quad (2.74)$$

## 2.3. Selección del perfil hidrodinámico, modelado CAD y malla

### 2.3.1. Análisis y selección del perfil

Para proceder con la determinación de la geometría de las secciones del álabe los valores de  $C_L(\alpha)$  y  $C_D(\alpha)$  deben ser definidos, dado que son fundamentales para realizar el cálculo de la cuerda en el diseño de la turbina mediante la metodología BEMT. Con este objetivo, se seleccionaron inicialmente 15 perfiles de alta sustentación. Los cuales fueron obtenidos de la base de datos de perfiles aerodinámicos propiedad del grupo de aerodinámica aplicada de la *Universidad de Illinois Urbana-Champaign* (UIUC) [96]. Para realizar el análisis 2D de los perfiles y obtener los datos de los coeficientes de sustentación y arrastre para cada perfil en función del ángulo de ataque, se hizo uso del programa XFLR5 cuyo núcleo de cálculo está basado en el paquete XFOIL. Agregando a este último una interfaz gráfica que le facilita al usuario la configuración y lectura de los resultados [97]. Para que el programa realice el respectivo análisis se debe definir un valor de número de Reynolds el cual es una relación de las fuerzas viscosas e inerciales ( $Re = \rho U_\infty L / \mu$ ). En este caso se utilizó un valor de  $8.5 \times 10^5$ , que corresponde a un valor razonable y conservador tomando en cuenta los valores encontrados en la literatura y referenciados en la Tabla 2.5.

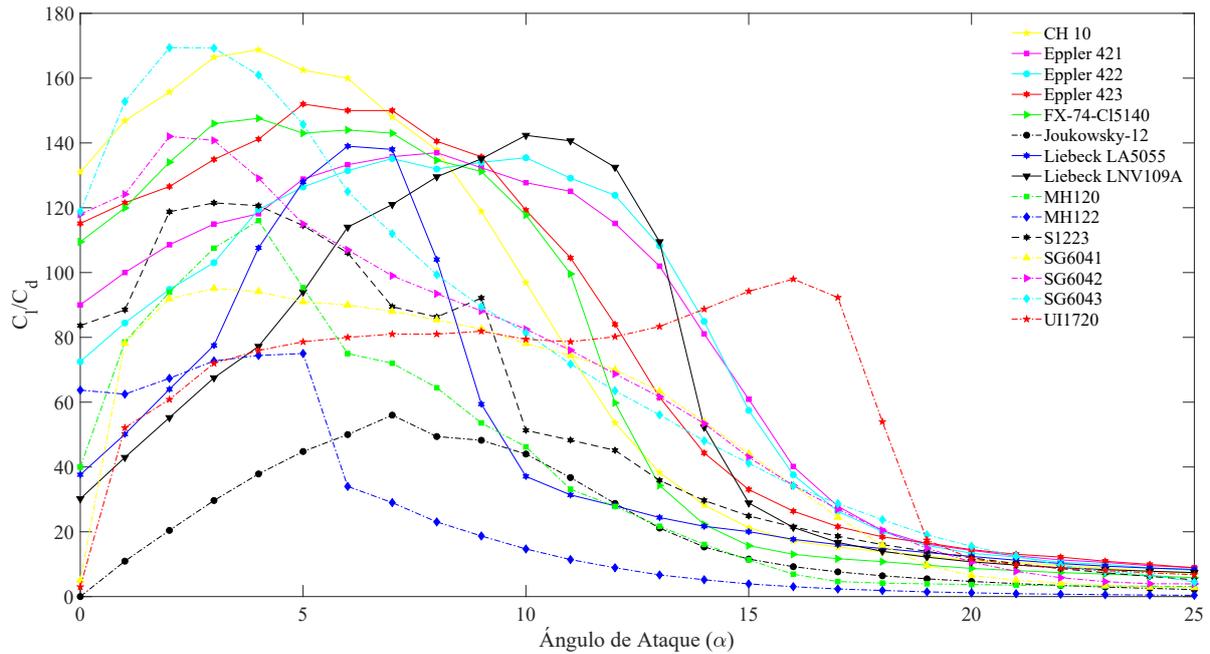
Para el desarrollo del presente trabajo se seleccionaron los perfiles CH 10(suavizado), Eppler E421, Eppler E422, Eppler E423, Joukowsky-12, Liebeck LA5055; Liebeck LNV109-A, MH-120, MH-122, S1223, SG6040, SG6042, SG6043, UI-1720 (desarrollado por el grupo de investigación propietario de la base de datos), y el perfil Wortmann FX 74-CL5-140 (suavizado).

**Tabla 2.5.** Software y valores de número Reynolds utilizados en la literatura para cálculo de  $C_L(\alpha)$  y  $C_D(\alpha)$

Autor(es)	Nº Reynolds	Programa	Referencia
Subhra et al.	$10^5 - 10^6$	-	[64]
Kolekar et al.	$5 * 10^5$	XFOIL	[10]
Nachtane et al.	$2 * 10^6$	XFLR5	[81]
Tian et al.	$6 * 10^5$	XFOIL	[83]
Javaherchi et al.	$\approx 10^5$	-	[84]
Riglin et al.	$3.03 - 6.05 * 10^5$	-	[98]
Nunes et al.	$\approx 10^4$	XFOIL	[99]
Do Rio et al.	$\approx 4.3 * 10^6$	XFOIL	[100]

El programa realiza el análisis asumiendo una longitud de cuerda unitaria en el perfil objeto de estudio. Así, los resultados obtenidos para todos los elementos analizados son comparables. De esta manera software entrega los resultados del cálculo de los coeficientes de sustentación y arrastre, los cuales posteriormente plasma en un gráfico denominado comúnmente *diagrama polar*. En el caso específico de las turbinas hidrocínicas, se prefieren valores pequeños de  $\alpha$ , en los cuales el coeficiente de sustentación es usualmente alto, mientras que el valor del coeficiente de arrastre es bajo [11]. Estos coeficientes, son función de la velocidad del fluido (y por ende del número de Reynolds). A medida que las fuerzas viscosas se van volviendo grandes en comparación con las fuerzas inerciales, los efectos de la fricción afectan el desempeño del perfil [79].

En los análisis realizados se evaluó el desempeño de los perfiles para diferentes valores del ángulo de ataque. Tomando como espacio de análisis el intervalo comprendido entre  $0^\circ - 25^\circ$  respecto a la dirección del fluido, con un aumento de  $1^\circ$ . Posterior a ello, los resultados obtenidos para  $C_L$  y  $C_D$ , fueron tratados a fin de determinar cual de los perfiles presenta una mayor relación  $C_L/C_D$ , a partir de lo cual se pudo determinar el tipo de perfil que exhibía las mejores características. La comparación de estos resultados se puede observar en la Figura 2.5.



**Figura 2.5.** Variación de  $C_L/C_D$  respecto al ángulo de ataque en perfiles aerodinámicos analizados

Analizando las gráficas de la Figura 2.5, se concluyó que el perfil con mejor relación de coeficientes sustentación-arrastre ( $C_L/C_D$ ), corresponde al perfil SG6043 ( $C_L = 1.0868$ ;  $C_D = 0.0064$ ) para un  $\alpha$  de  $2^\circ$ . Así mismo se observa que el perfil CH 10 ( $C_L = 1.6471$ ;  $C_D = 0.0098$ ), posee un valor máximo cercano para un ángulo de ataque de  $4^\circ$ , habiendo entre ambos perfiles una diferencia en el  $C_L$  y  $C_D$  de solo 0.6212. Habiendo definido el perfil y conociendo los valores de  $C_L$  y  $C_D$ , así como el ángulo de ataque óptimo en el cual la relación entre estos coeficientes se hace máxima; se procedió con el cálculo de la cuerda y el ángulo de torsión para cada una de las secciones en las que se dividió el álabe. Las rutinas de cálculo elaboradas se presentan de forma resumida en los algoritmos 1 y 2. Es importante aclarar que en el algoritmo 1 se utilizaron las expresiones con pérdidas por número de álabes finitos (Ec.2.63); y por punta y cubo (Ec.2.64). La aplicación de estos permitió determinar la longitud de cuerda, ángulo de torsión, espesor y puntos de ubicación para cada una de las secciones que componen el álabe de la turbina. En ambos algoritmos se puede observar que adicionalmente a las secciones en las cuales se encuentra dividido el álabe, se agrega el cálculo de una sección adicional. Esto es debido principalmente a que en propelas, el espesor de la cuerda en la punta del álabe es cercano a 0, lo cual ocasiona inconvenientes con el modelado y la simulación de la misma. Por esta razón, la longitud del álabe se trunca en la posición normalizada  $x = 0.975R$ , de acuerdo con lo encontrado en la literatura y comúnmente utilizado por diversos autores [70, 29, 26]. Las variables de entrada utilizadas en ambos algoritmos se pueden presentar de manera resumida en la Tabla 2.6. Así mismo, los resultados obtenidos se pueden observar en las Tablas 2.7, 2.8 y 2.9.

**Tabla 2.6.** Variables de entrada utilizadas en procedimiento de cálculo

Variables de entrada			
Potencia de salida, $P_{elect}$ [W]	1000	Radio del rodete, $R$ [m]	0.82
Densidad del Fluido, $\rho$ [ $kgm^{-3}$ ]	997	Ángulo de Ataque, $\alpha$ [°]	2
Velocidad del fluido, $U_{\infty}$ [ $ms^{-1}$ ]	1.5	Velocidad angular, $\Omega$ [ $s^{-1}$ ]	10.98
Eficiencia, $\eta$	0.7	Coefficiente de potencia, $C_p$	0.4
Coefficiente de sustentación, $C_l$	1.0868	Paso-diámetro, $P/D$	0.6
Coefficiente de arrastre, $C_d$	0.0064	Área expandida, $A_E/A_0$	0.3
N° de álabes, $Z$	3	$r_{hub}/R$	0.169

En el caso del diseño de álabes mediante serie sistemática, los parámetros relación de área expandida y paso-diámetro, fueron seleccionados tomando como referencia los valores consignados en la Tabla 2.3, de la cual se seleccionó para cada uno de estos el valor inferior del límite mostrado para cada variable ( $P/D = 0.6$ ;  $A_E/A_0 = 0.3$ ) a fin de que la geometría obtenida conservara dimensiones que permitieran establecer el paralelo de comparación entre los modelos diseñados. Teniendo en cuenta que valores más altos conducen a álabes más anchos y mayores valores del ángulo entre el fluido y el álabes en las secciones de acuerdo con las ecuaciones (2.65) y (2.67). Es importante recordar que los tamaños de cuerda mostrados en la Tablas 2.7 y 2.8, fueron multiplicados por el factor correctivo ( $F_c$ ) definido previamente. De igual manera la longitud de la generatriz a la cuerda estará afectada por el mismo factor, teniendo en cuenta que esta dimensión es función exclusivamente del tamaño de la cuerda [90].

**Tabla 2.7.** Variables de salida procedimiento método BEMT, utilizando modelo de pérdidas por el número de álabes finitos

Resultados para las secciones BEMT - Goldstein										
N°	$r$ [m]	$x$	$\lambda_r$	$a$	$a'$	$\phi$ [°]	$\beta$ [°]	$C$ [m]	$t$ [%]	$a_r$ [m]
1	0.140	0.170	1.021	0.317	0.180	32.47	30.47	0.251	31.03	0.086
2	0.207	0.252	1.513	0.321	0.128	22.80	20.80	0.308	24.64	0.105
3	0.275	0.335	2.011	0.324	0.099	17.53	15.53	0.342	20.70	0.115
4	0.343	0.418	2.510	0.325	0.081	14.25	12.25	0.364	17.81	0.121
5	0.411	0.501	3.008	0.326	0.068	12.01	10.01	0.377	15.44	0.122
6	0.479	0.585	3.507	0.327	0.059	10.38	8.38	0.383	13.35	0.120
7	0.547	0.668	4.006	0.328	0.052	9.14	7.14	0.383	11.44	0.115
8	0.616	0.751	4.504	0.328	0.047	8.16	6.16	0.372	9.64	0.105
9	0.684	0.834	5.003	0.329	0.042	7.37	5.37	0.341	7.91	0.087
10	0.752	0.917	5.501	0.329	0.039	6.73	4.73	0.271	6.29	0.057
11	0.800	0.975	5.850	0.329	0.036	6.34	4.34	0.162	5.79	0.026

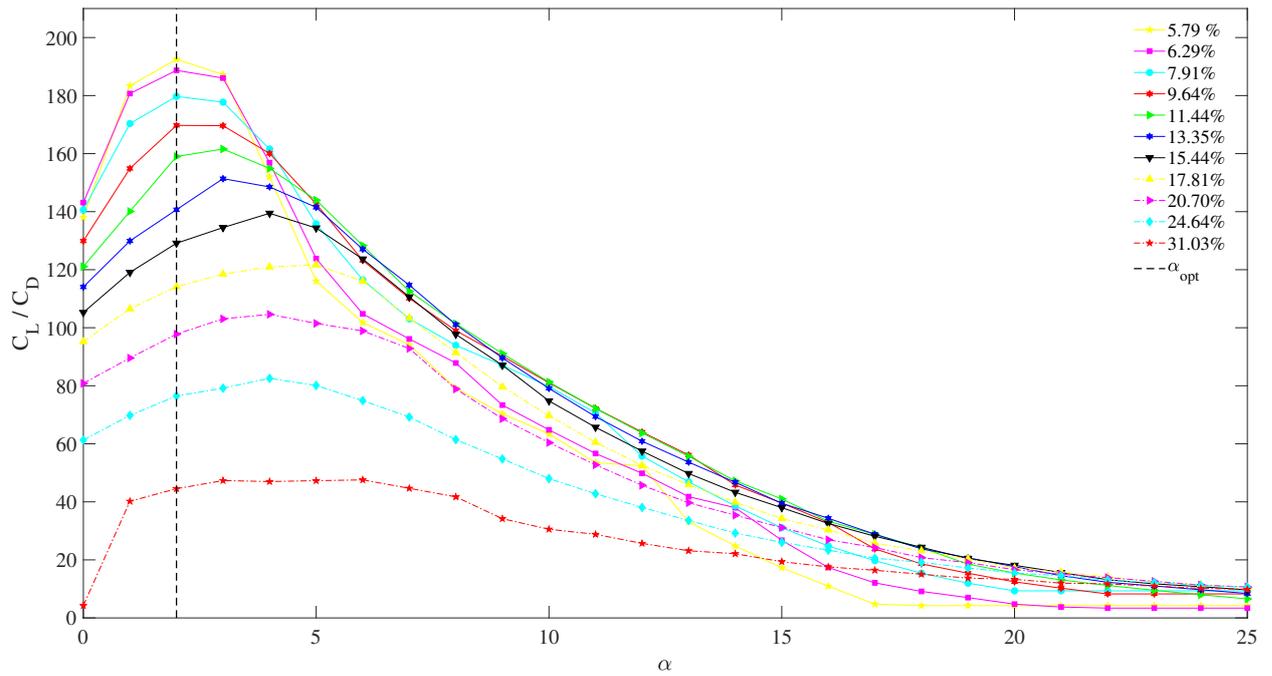
**Tabla 2.8.** Variables de salida procedimiento método BEMT, utilizando modelo de pérdidas por punta y cubo

<b>Resultados para las secciones BEMT - Pérdidas punta y cubo</b>										
N°	$r$ [m]	$x$	$\lambda_r$	$a$	$a'$	$\phi$ [°]	$\beta$ [°]	$C$ [m]	$t$ [%]	$a_r$ [m]
1	0.140	0.170	1.021	0.317	0.180	32.47	30.47	0.141	29.74	0.086
2	0.207	0.252	1.513	0.321	0.128	22.80	20.80	0.220	22.57	0.105
3	0.275	0.335	2.011	0.324	0.099	17.53	15.53	0.282	17.24	0.115
4	0.343	0.418	2.510	0.325	0.081	14.25	12.25	0.312	13.79	0.121
5	0.411	0.501	3.008	0.326	0.068	12.01	10.01	0.329	11.37	0.122
6	0.479	0.585	3.507	0.327	0.059	10.38	8.38	0.339	9.36	0.120
7	0.547	0.668	4.006	0.328	0.052	9.14	7.14	0.345	7.59	0.115
8	0.616	0.751	4.504	0.328	0.047	8.16	6.16	0.342	6.03	0.105
9	0.684	0.834	5.003	0.329	0.042	7.37	5.37	0.316	4.75	0.087
10	0.752	0.917	5.501	0.329	0.039	6.73	4.73	0.229	4.11	0.057
11	0.800	0.975	5.850	0.329	0.036	6.34	4.34	0.092	3.64	0.026

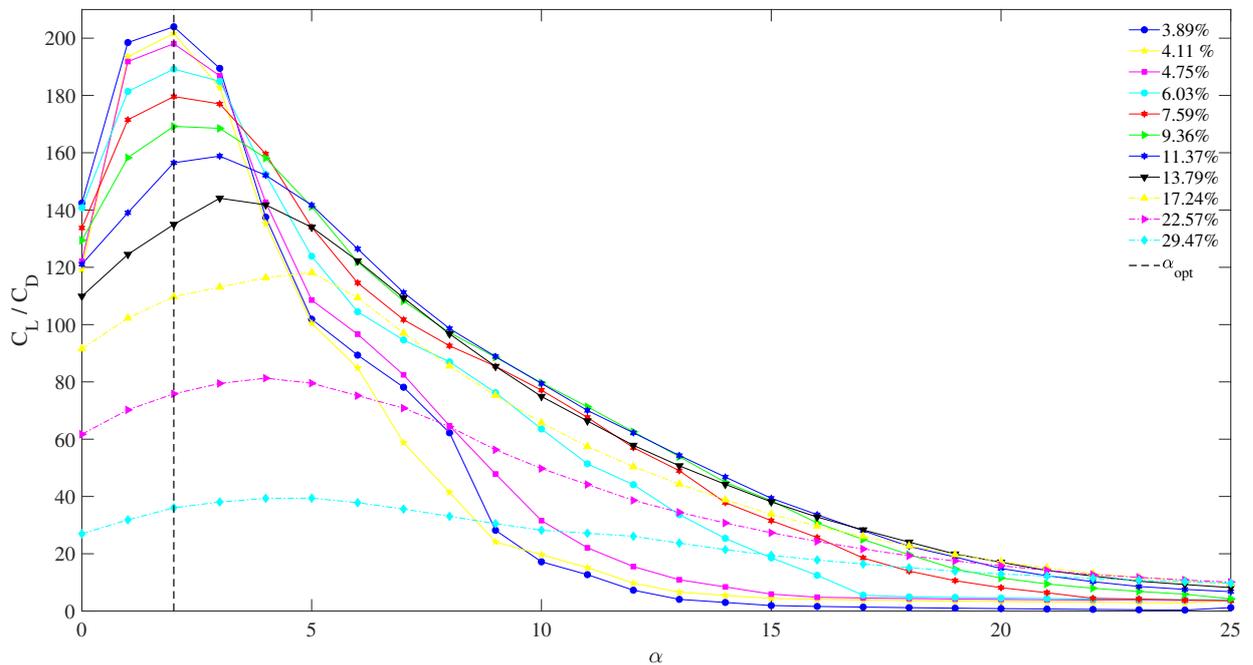
**Tabla 2.9.** Variables de salida procedimiento método serie sistemática

<b>Parámetros obtenidos serie sistemática</b>								
N°	$r$ [m]	$x$	$\lambda_r$	$\phi$ [°]	$\beta$ [°]	$C$ [m]	$t$ [%]	$a_r$ [m]
1	0.140	0.170	1.021	43.51	41.51	0.249	22.355	0.148
2	0.207	0.252	1.513	34.30	32.30	0.283	17.743	0.156
3	0.275	0.335	2.011	27.95	25.95	0.313	14.339	0.174
4	0.343	0.418	2.510	23.46	21.46	0.332	11.834	0.187
5	0.411	0.501	3.008	20.17	18.17	0.355	9.890	0.190
6	0.479	0.585	3.507	17.66	15.66	0.365	8.285	0.184
7	0.547	0.668	4.006	15.69	13.69	0.369	6.889	0.177
8	0.616	0.751	4.504	14.11	12.11	0.363	5.644	0.167
9	0.684	0.834	5.003	12.81	10.81	0.337	4.518	0.144
10	0.752	0.917	5.501	11.73	9.73	0.276	3.458	0.083
11	0.800	0.975	5.850	11.08	9.08	0.198	2.638	0.018

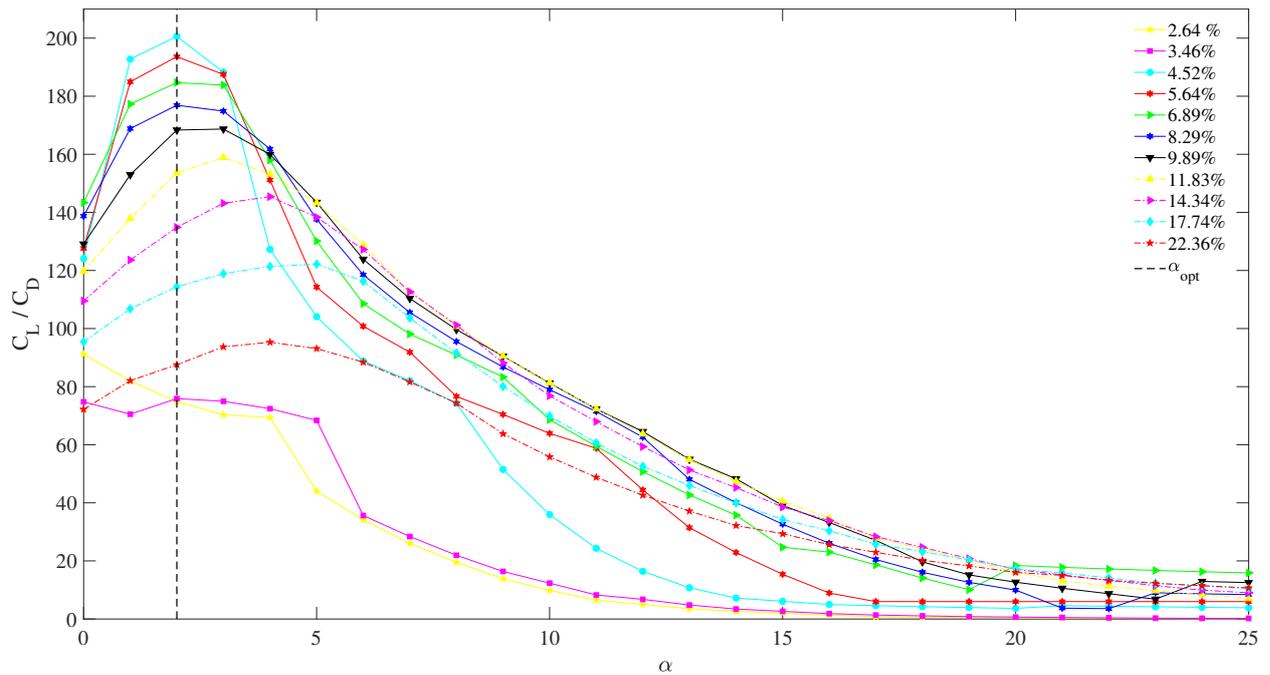
Para proceder con el modelado de los álabes es necesario conocer el espesor para cada una de las secciones de las cuales estará conformado. Esta dimensión fue calculada con cada uno de los métodos de diseño utilizados, con el objetivo de comparar cual distribución de espesores es la más adecuada. Para esto se procedió a comparar los resultados obtenidos en el programa XFLR5, el cual permite modificar el espesor del perfil manteniendo inalteradas las otras características (posición de máximo espesor, valor de combadura máximo). Así pues, el perfil SG6043 (10.5 % máximo espesor) fue modificado de acuerdo a los valores de espesor registrados en las Tablas 2.7, 2.8 y 2.9, con el objetivo de comparar el desempeño y establecer la distribución de espesores que mejor desempeño (en términos de  $C_L/C_D$ ) presenta. Los resultados de esta comparación se pueden observar en las Figuras 2.6, 2.7 y 2.8.



**Figura 2.6.** Relación  $C_L/C_D$  para distribución de espesores BEMT con corrección por número de álabes



**Figura 2.7.** Relación  $C_L/C_D$  para distribución de espesores BEMT con corrección de pérdidas por punta y cubo



**Figura 2.8.** Relación  $C_L/C_D$  para distribución de espesores por serie sistemática

Al comparar los resultados de las Figuras 2.6, 2.7 y 2.8 se observa que la distribución de espesores obtenida por la metodología de serie sistemática presenta el mayor valor de relación  $C_L/C_D$ ; sin embargo, para las 2 secciones finales de la distribución el valor de esta relación es menor en comparación con secciones más cercanas al eje. A diferencia de esto, en la distribución de espesores obtenida con la metodología BEMT con corrección por cantidad de álabes (Fig. 2.6), las secciones finales del álabé presentan los mayores valores de relación  $C_L/C_D$ . Adicionalmente se observa que, a medida que la sección se aleja del centro del rodete (el espesor de la sección disminuye), los valores máximos de la relación de coeficientes aumentan, es decir, las secciones más cercanas al eje presentan los menores valores de  $C_L/C_D$ . Las secciones más alejadas ocasionan un mayor torque sobre el eje de salida de la turbina, a estas ubicaciones deberán corresponder los espesores que presentan un mayor valor de la relación de coeficientes  $C_L/C_D$ . El mismo comportamiento se puede observar para la distribución de espesores con la metodología BEMT con corrección por pérdidas en la punta y el cubo (Fig. 2.7). Es importante mencionar que esta distribución posee valores de  $C_L/C_D$  cercanos a los obtenidos para serie sistemática. Pero posee la ventaja respecto a esta, en que para las secciones finales (las cercanas a la punta) se alcanzan mayores valores para la relación mencionada. Por lo anterior, para el diseño de ambos álabes se utilizó la distribución de espesores obtenida con el BEMT con corrección de pérdidas por punta y cubo.

---

**Algoritmo 1** Método BEMT - pérdidas de Goldstein/ por punta y cubo

---

**Entradas:**  $U_\infty, P_{elec}, \eta, \rho, Z, C_p, C_l, C_d, \alpha, \lambda$

**Salidas:**  $C, R, \Omega, \phi(i), t(i), A_r(i)$

Calcular  $R$  (Despejar Ec.2.6)

Calcular  $\Omega$  (Despejar Ec.2.7)

Calcular  $J$  (Despejar Ec.2.41)

Calcular el radio del cubo ( $r_{hub}$ ), para propelas de la serie B de Wageningen  $r_{hub} = 0.169R$ .

**Para  $i:1:(N_s + 1)$  Calcule**

$$r_i = r_{hub} + (i - 1) \Delta r;$$

$$r(N_s + 1) = 0.975R; [29]$$

$$x_i \rightarrow \text{Ec.2.31}$$

$$\lambda_{ri} \rightarrow \text{Ec.2.11}$$

$$\Lambda_{ai} \rightarrow \text{Ec.2.17}$$

$$\theta^\pm \rightarrow \text{Ec.2.18}$$

$$a_i \rightarrow \text{Ec.2.19}$$

$$a'_i \rightarrow \text{Ec.2.14}$$

$$\phi_i \rightarrow \text{Ec.2.10}$$

$$F_i \rightarrow \text{Ec.2.32}$$

$$K_i \rightarrow \text{Ec.2.30}$$

$$W_i \rightarrow \text{Ec.2.51}$$

$$C_i \rightarrow \text{Ec.2.63 (BEMT-Goldstein) ó Ec. 2.64 (BEMT - Pérdidas punta y cubo)}$$

$$t_i \rightarrow \text{Ec.2.72}$$

$$a_{ri} \rightarrow \text{Ec.2.74}$$

**Muestre**  $C_i, \phi_i, t_i, a_{ri}$

---

---

**Algoritmo 2** Serie Sistemática B Wageningen

---

**Entradas:**  $U_\infty, P_{elec}, \eta, \rho, Z, C_p, C_l, C_d, \alpha, \lambda, A_E/A_0, P/D$

**Salidas:**  $C, R, \Omega, \phi(i), t(i), A_r(i)$

Calcular  $R$  (Despejar Ec.2.6)

Calcular  $\Omega$  (Despejar Ec.2.7)

Calcular  $J$  (Despejar Ec.2.41)

Determinar el número de secciones ( $N_s$ )

$$r_{hub} = 0.169R.$$

**Para  $i:1:(N_s + 1)$  Calcule**

$$r_i = R_{hub} + (i - 1) \Delta r;$$

$$r(N_s + 1) = 0.975R; [29]$$

$$x_i \rightarrow \text{Ec.2.31}$$

$$\phi_i \rightarrow \text{Ec.2.65}$$

$$C_i \rightarrow \text{Ec.2.67}$$

$$t_i \rightarrow \text{Ec.2.72}$$

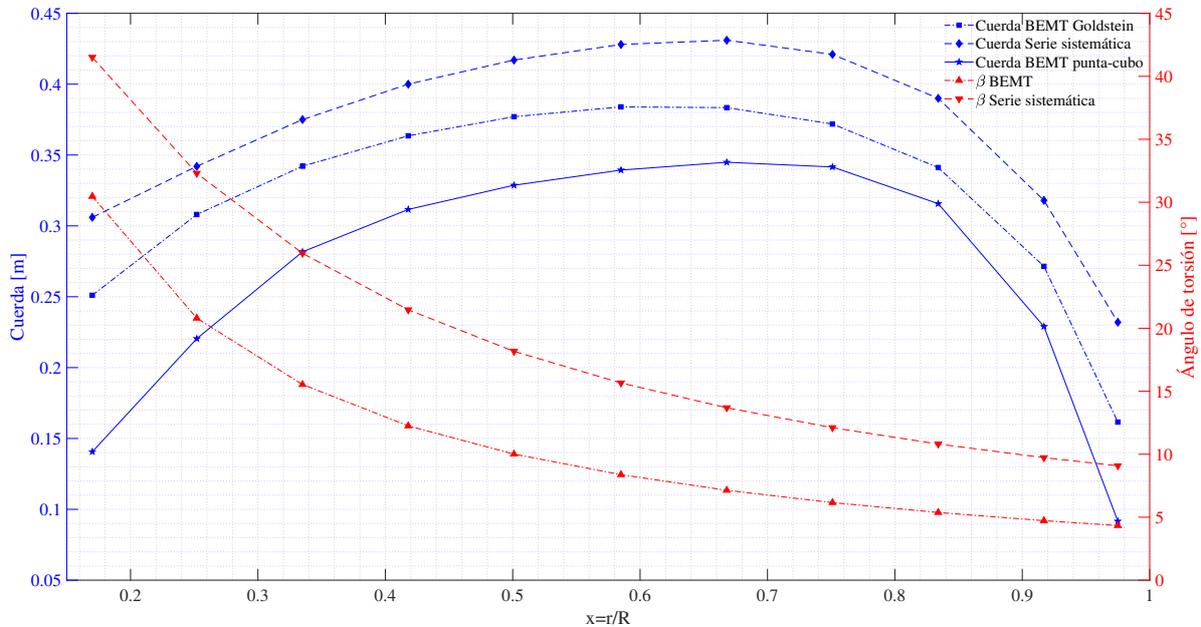
$$a_{ri} \rightarrow \text{Ec.2.74}$$

**Muestre**  $C_i, \phi_i, t_i, a_{ri}$

---

### 2.3.2. Modelado CAD

Con los resultados de las distribuciones de longitud de cuerda, espesores y ángulo de torsión obtenidos se procedió a elaborar los modelos computacionales sobre los cuales se llevaron a cabo las simulaciones. En la Figura 2.9 se puede observar de manera gráfica la diferencia de tamaño entre las longitudes de cuerda y el ángulo de torsión a lo largo del álabe obtenidos con cada uno de los algoritmos utilizados para el diseño del álabe.

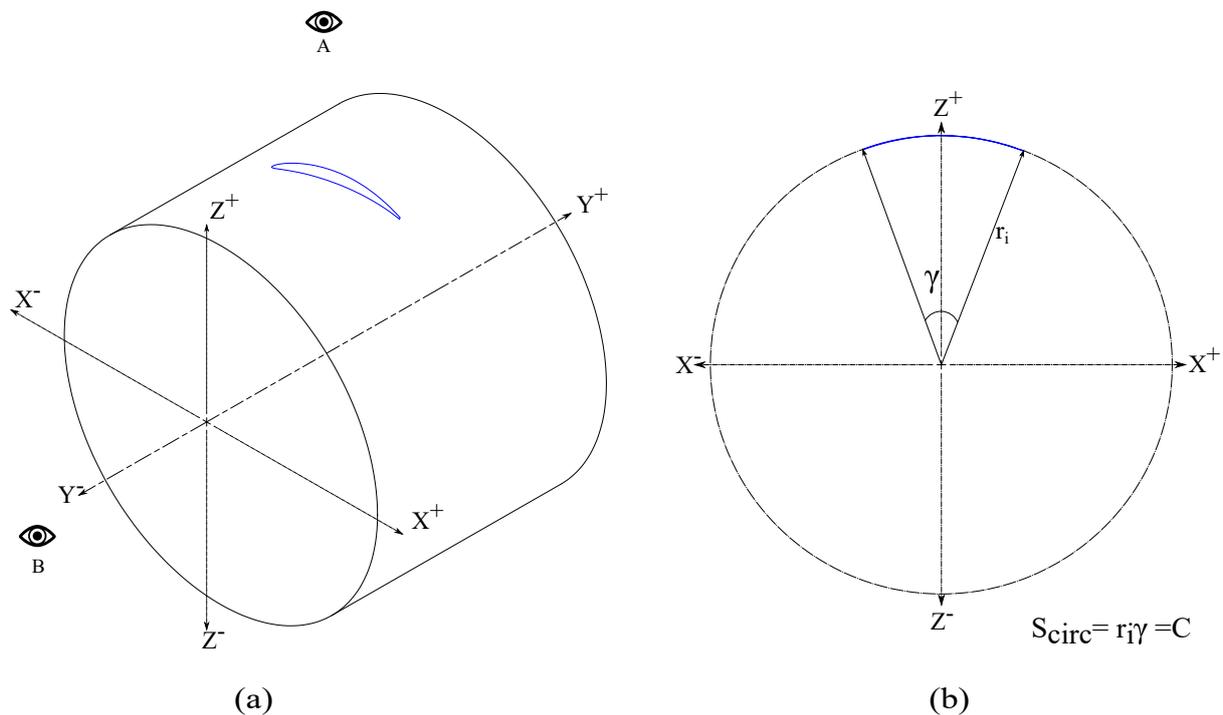


**Figura 2.9.** Comparación entre tamaño de cuerda y ángulo de torsión de la sección obtenido por los métodos BEMT y serie sistemática

Inicialmente se elaboraron 2 modelos de turbina. El primero de estos conformado por la combinación de la distribución de cuerdas y ángulo de torsión encontrado mediante el BEMT con correcciones por la cantidad de álabes. El segundo modelo de turbina está compuesto por la distribución de cuerdas obtenida con el BEMT y el ángulo de torsión característico de una propela, el cual se obtuvo por medio del algoritmo de serie sistemática. Ambos modelos se compararon con el objetivo principal de determinar cual de las 2 distribuciones generaba un mejor rendimiento de la turbina. A partir de los resultados de rendimiento obtenidos de los modelos de turbina en función del ángulo de torsión del álabe, se realizó la comparación de los modelos de turbina en función de la distribución de cuerdas, conservando la distribución de ángulos en el álabe que presentó el mejor desempeño y variando la distribución de cuerdas de acuerdo a los resultados de los cálculos realizados con los algoritmos 1 (con correcciones por pérdidas en punta y cubo, y cantidad finita de álabes) y 2. Los resultados obtenidos se presentarán en la correspondiente sección.

Constructivamente una propela se diferencia de una turbina hidrocínética o un aerogenerador, en la forma geométrica de las secciones del álabe. En estos últimos se encuentran conformadas por planos paralelos separados una distancia  $\Delta r$  entre sí, es decir, que luego de definir los puntos de acuerdo a las coordenadas del álabe de cuerda unitaria y la separación del plano desde el centro, la sección queda completamente definida. En el caso de las propelas las secciones están conformadas por cascarones cilindros concéntricos de radio  $r_i$  [24], los cuales se ajustan con las líneas de corriente del fluido sobre la superficie de la propela [32]. Por esta razón, el radio sobre una sección se considera constante, de modo que para definir la misma los puntos

del perfil deberán ser expresados en coordenadas cilíndricas, es decir, deben ser transformados a fin de que la forma del perfil describa la superficie de un cilindro en lugar de un plano.



**Figura 2.10.** Secciones transversales en álabes de los modelos de turbina diseñados. a). Sistema coordinado utilizado en orientación de las secciones. b). Definición de la cuerda sobre la superficie cilíndrica, corresponde con la vista desde el punto B de la Figura a), se observa que la longitud de cuerda en este caso corresponde a un arco de longitud igual al tamaño de la cuerda (C)

Considerando el sistema coordinado presentado en la Figura 2.10 (a), los puntos del perfil inicialmente orientados perpendicularmente al flujo de fluido, correspondientes a las secciones del álabes estarán dados por las ecuaciones (2.75) y (2.76) [101].

$$x' = R \cos(\epsilon) \quad (2.75)$$

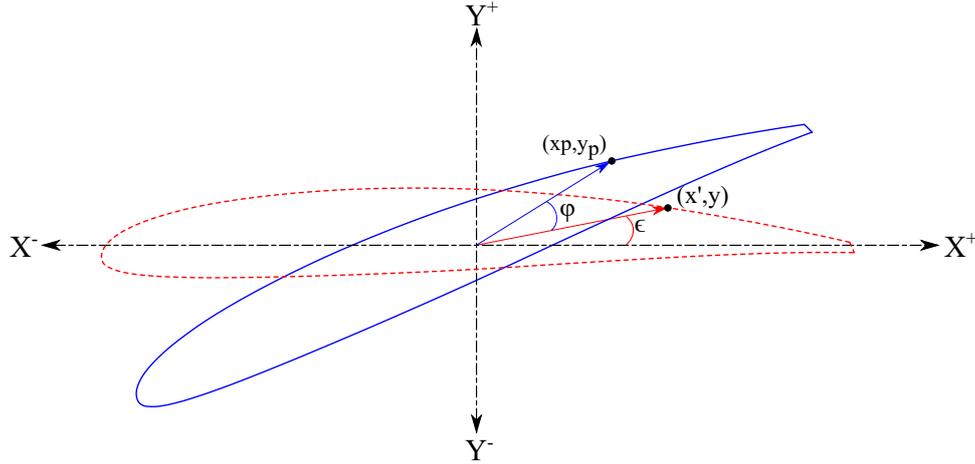
$$y = R \sin(\epsilon) \quad (2.76)$$

En las anteriores expresiones;  $x'$ , corresponde al desplazamiento del álabes una distancia  $a_r(x)$  desde el centro de coordenadas del plano, para ubicar el borde de entrada en el punto calculado de acuerdo a la generatriz. Así, el valor de la coordenada X para cada punto está dado por la Ecuación (2.77)

$$x' = x - a_r(i) \quad (2.77)$$

La variable  $R$  es la magnitud de la distancia radial entre el origen de coordenadas y una posición del perfil de acuerdo a lo planteado por la Figura 2.11, el valor de esta estará dado por Ecuación (2.78)

$$R = \sqrt{x'^2 + y^2} \quad (2.78)$$



**Figura 2.11.** Orientación del perfil respecto al fluido, corresponde con la vista desde el punto A de la Figura 1.18 a). En rojo se observa el perfil desplazado respecto al eje X la distancia  $a_r$  calculada; posterior a esto el perfil se modifica al darle el valor del ángulo  $\phi$  correspondiente a la sección

Ahora bien, la sección del álabe deberá orientarse respecto al flujo un ángulo  $\kappa$  siendo en este caso definido de acuerdo con la Ecuación (2.79).  $\epsilon$ , corresponde al ángulo formado por la posición radial  $R$  y el eje X positivo, cuyo valor se encuentra definido por la Ecuación (2.80).  $\phi$ , como anteriormente se mencionó; corresponde al ángulo entre la velocidad relativa local y el plano de giro del rodete, el cual está determinado por la fórmula de la Ecuación (2.13)

$$\kappa = \epsilon + \phi \quad (2.79)$$

$$\epsilon = \tan^{-1} \left( \frac{y}{x} \right) \quad (2.80)$$

Los nuevos puntos X,Y deberán entonces calcularse de acuerdo con las ecuaciones (2.81) y (2.82), desarrolladas por Klein (1975) [101].

$$\begin{aligned} x_p &= R \cos(\kappa) \\ x_p &= R \cos(\epsilon + \phi) \\ x_p &= x' \cos(\phi) - y \text{sen}(\phi) \\ x_p &= \{(x - a_r(i)) \cos(\phi)\} - y \text{sen}(\phi) \end{aligned} \quad (2.81)$$

$$\begin{aligned} y_p &= R \text{sen}(\kappa) \\ y_p &= R \text{sen}(\epsilon + \phi) \\ y_p &= x' \text{sen}(\phi) + y \cos(\phi) \\ y_p &= \{(x - a_r(i)) \text{sen}(\phi)\} + y \cos(\phi) \end{aligned} \quad (2.82)$$

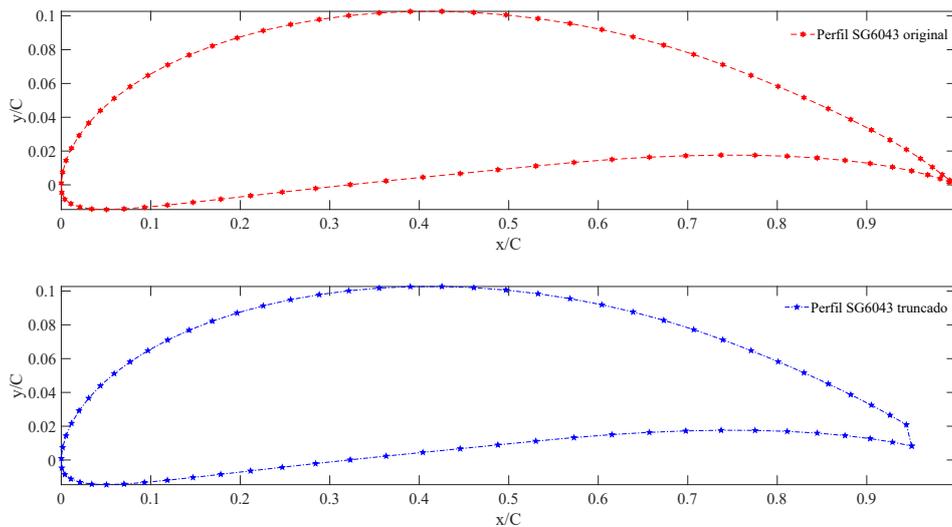
Tomando como referencia la Figura 2.10(b), es evidente que los puntos en la coordenada X, son los mismos calculados previamente para el plano X-Y. Desde esta orientación los perfiles se verán como un arco de radio  $r_i$ , el cual es igual al radio del cilindro que conforma la  $i$ -ésima sección del álabe. De modo que la coordenada Z, para cada uno de los puntos estará determinada de acuerdo a la Ecuación (2.83)

$$z_p = \sqrt{r_i^2 - x_p^2}$$

$$z_p = \sqrt{r_i^2 - \{x' \cos(\phi) - y \text{sen}(\phi)\}^2}$$

$$z_p = \sqrt{r_i^2 - \{(x - a_r(i)) \cos(\phi)\} - y \text{sen}(\phi)\}^2} \quad (2.83)$$

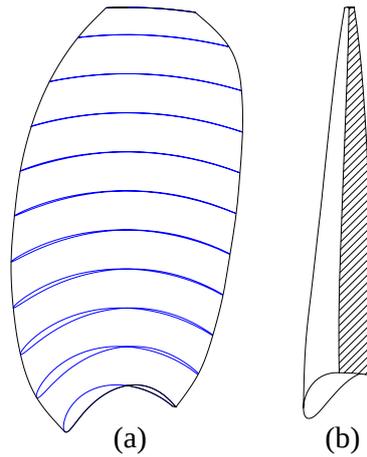
Es importante mencionar que los puntos X,Y de cada sección originalmente están definidos por el producto de las coordenadas del perfil unitario y la longitud de la cuerda para cada una de las secciones.



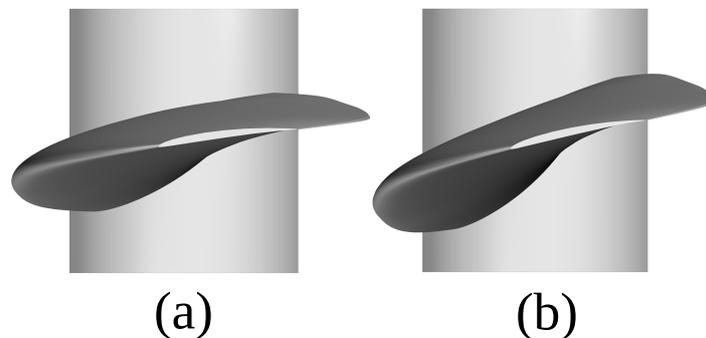
**Figura 2.12.** Comparación entre perfil SG6043 original y truncado

Adicional a la transformación de coordenadas realizadas previamente para cada una de las secciones del álabe, el perfil aerodinámico fue modificado debido a que el borde de salida del perfil converge a un punto, lo cual causaría inconvenientes en el proceso de mallado. Teniendo en cuenta la observación anterior, los perfiles definidos para cada una de las secciones fueron truncados en un 95 %, trazando una recta para unir los puntos del borde de salida. Esto principalmente debido a la *condición de Kutta - Joukowski*, de acuerdo a la cual “*en el borde de salida del perfil se debe cumplir que las velocidades de la parte superior e inferior abandonan el perfil suavemente y deben seguir la misma dirección e igual magnitud*”; lo cual se garantiza al truncar la sección final del perfil de acuerdo con diversos autores [30]. Las diferencias entre el perfil modificado y el original se pueden apreciar en la Figura 2.12.

Posterior a las modificaciones realizadas en los perfiles para ubicar las secciones, se realizó el modelado mediante el programa *Autodesk Inventor* el cual facilita la lectura de las coordenadas espaciales de las secciones que conforman el álabe las cuales fueron previamente guardadas en hojas de cálculo. En la Figura 2.13 se puede apreciar la vista frontal de los perfiles que conforman las secciones del álabe. Se puede ver que los perfiles mas cercanos a la raíz del álabe, describen arcos de mayor curvatura en comparación con los perfiles más cercanos a la punta del álabe los cuales se asemejan a un plano. Por otro lado en la Figura 2.14 se observan los modelos sólidos de los álabes inicialmente comparados. Ambos poseen la distribución de cuerdas observada en la Figura 2.13. Sin embargo, se diferencian en la distribución de ángulos de las secciones, BEMT (Goldstein)(a) y series sistemáticas (b); los cuales conformaran los modelos de turbina que fueron inicialmente comparados en su funcionamiento.



**Figura 2.13.** Álabes de propela obtenidos mediante el método BEMT. (a) Secciones cilíndricas sobre el álabes diseñados (b) Distribución de espesores sobre el álabes



**Figura 2.14.** Vista superior de los álabes con la misma distribución de cuerdas y diferente ángulo de orientación respecto al fluido (a) Mediante BEMT (Goldstein) (b) Mediante series sistemáticas. Se observa para este último una mayor inclinación respecto al fluido incidente

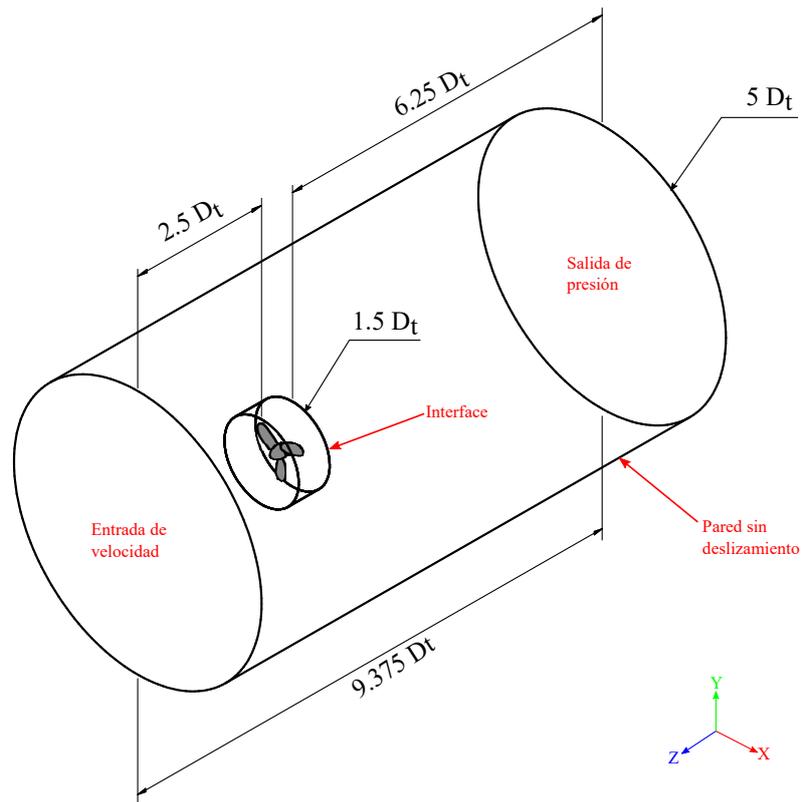
### 2.3.3. Mallado

Posterior a la elaboración de los álabes y el ensamble de los modelos de turbina utilizados, se procedió con el modelado del dominio computacional sobre el cual se realizará el análisis numérico. Para la construcción del modelo de fluido circundante se tomaron en cuenta las características del dominio computacional utilizadas en diversas investigaciones relacionadas, las cuales se encuentran resumidas en la Tabla 2.10. Tomando como referencia las características de los dominios utilizados por diversos autores para el análisis computacional de turbinas hidrocineéticas en el desarrollo de investigaciones previas, se elaboró en el programa de modelado *Autodesk Inventor* el dominio de fluido a utilizar en las simulaciones. Para esto se construyeron los modelos del fluido exterior e interior, paso seguido se realizó sobre estos la operación booleana (se restó del volumen exterior el volumen rotante interno, y de este, se restó el volumen ocupado por el rodete). Dando como resultado el modelo de fluido observado en la Figura 2.15. Posterior a la elaboración del modelo del rodete se separaron los componentes obtenidos para proceder con la elaboración del mallado (fluido interior-rotatorio, fluido exterior); el cual se realizó en el módulo mallador de *Fluent*. Una de las características más relevantes de este módulo, es que permite la elaboración de mallados polihedrales, los cuales corresponden a un tipo de mallado no estructurado, que combina elementos hexaedrales con elementos polihedrales. Este tipo de malla según diversos autores, posee la particularidad de flexibilizar el uso de

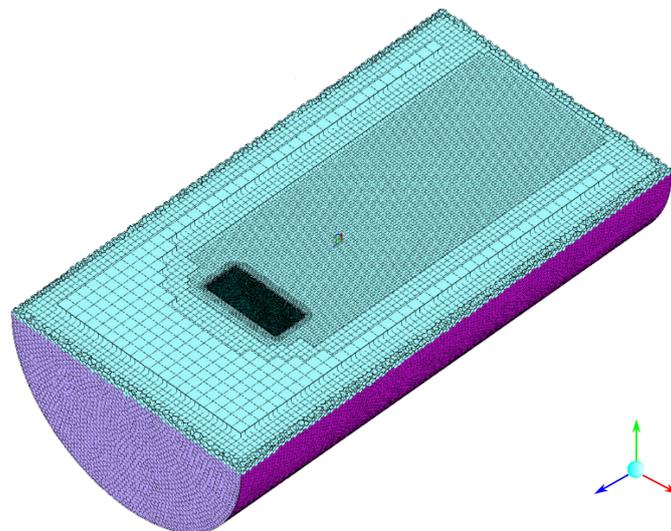
mallas no estructuradas en cercanías a paredes de geometría compleja; además su utilización permite la disminución considerable de la cantidad de elementos, por tanto disminuye el tiempo de computo; y mejora notoriamente la convergencia [102, 103, 104]. La utilización de este tipo de mallas ha ganado aceptación en la comunidad científica, principalmente por que ha demostrado ventajas considerables sobre otros tipos de mallados, especialmente en lo relacionado con la precisión y eficiencia de los resultados numéricos, y su alto grado de concordancia con los experimentales [103]. Por las anteriores ventajas enumeradas, se utilizó un mallado polihedral, cuyos resultados se pueden visualizar en las Figuras 2.16, y 2.17.

**Tabla 2.10.** Dimensiones del dominio de fluido y modelo de turbulencia utilizados en la literatura para simulación de turbinas hidrocineéticas. Las medidas presentadas se encuentran expresadas en n-veces el diámetro de la turbina. En la Tabla *W. Up: Aguas arriba, W. Down: Aguas abajo, Ext: Exterior, Int: Interior rotativo, Eje: ubicación del eje, Mod.Turb: modelo de turbulencia* (\* indica que se toma como referencia la superficie superior del dominio).

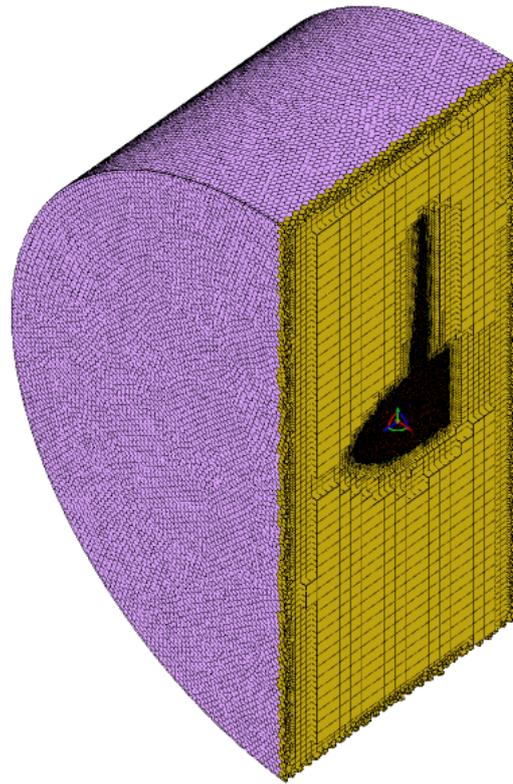
Forma	Dominio					Mod. Turb	Ref.
	W. Up	W. Down	Ext	Int	Eje		
Med Cilindro	5.7	6	11.4	2	2.3*	k - $\omega$ SST	[35]
	1	20	1	-	-	k- $\epsilon$ RNG	[98]
	4	11.7	11.4	2	2.3*	k - $\omega$ SST	[36]
Cilindro	1	110	-	-	Central	k - $\omega$ SST	[64]
	2	5	4	1.1	Central	k - $\omega$ SST	[68]
	3	6	6	1.2	Central	-	[71]
	2.5	6.5	13	2.6	Central	k - $\omega$ SST	[82]
	4	8	6	-	Central	k - $\omega$ SST	[83]
	5	10	5	-	Central	LES	[85]
	0.5	3.5	1.5	1.2	Central	k - $\omega$ SST	[105]
	3	7	-	-	Central	k - $\omega$ SST	[106]
Prisma Rect	6	14	6 x 4	-	1*	k - $\omega$ SST	[3]
	6	16	11.5 x 12	2	Variable	k - $\omega$ SST	[37]
	2.5	12.5	5 x 6	1.2	3*	k - $\omega$ SST	[87]
	2.5	12.5	6.5 x 5	1.2	3*	k - $\omega$ SST	[107]



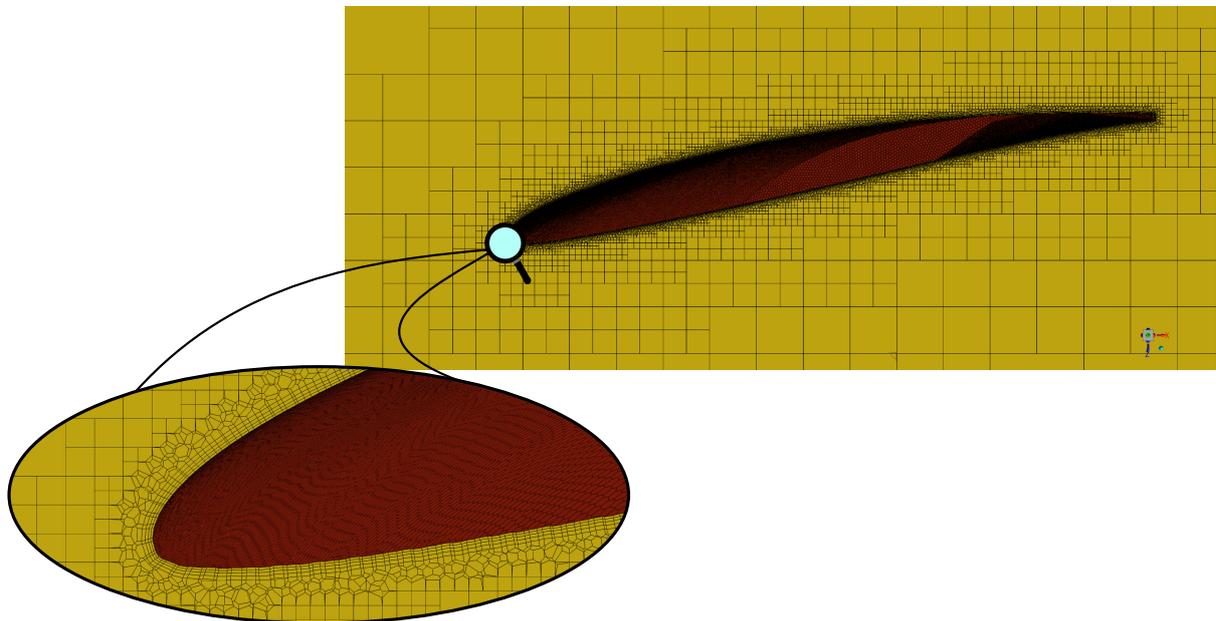
**Figura 2.15.** Dominio de fluido utilizado para el análisis computacional. Las medidas se encuentran dadas en función del diámetro de la turbina  $D_t = 1.6m$ . En la parte inferior derecha, se aprecia el sistema coordenado utilizado para las simulaciones. En texto de color rojo se resaltan las condiciones de contorno utilizadas.



**Figura 2.16.** Mallado polihedral parte exterior del dominio de fluido vista en corte. Se observa refinamiento aguas abajo de la turbina a fin de lograr captar las vorticidades causadas en el flujo.



(a)



(b)

**Figura 2.17.** Mallado polihedral dominio rotativo. (a) Vista en corte general; se observa al interior la huella del rodete (b). Detalle vista en corte de sección del álabe, se observa como los elementos se hacen mas finos en proximidades a la superficie del álabe alcanzando en esta zona 4 capas de crecimiento progresivo para capturar con un buen nivel de detalle la interacción de la superficie del álabe con el fluido.

## 2.4. Modelo matemático, modelo de turbulencia y condiciones de contorno

### 2.4.1. Modelo matemático y ecuaciones de gobierno

Es de amplio conocimiento que la solución de problemas que involucran el flujo de fluidos se fundamentan en las ecuaciones de conservación de la masa, momentum y energía [103]. En el caso de turbinas hidrocínicas el modelamiento numérico se hace complejo debido principalmente a la rotación de los álabes, en conjunto con los efectos causados por la turbulencia y la geometría compleja del rodete [36].

En el desarrollo del presente trabajo los cálculos computacionales para el modelo tridimensional presentado fueron llevados a cabo en el programa *Ansys Fluent*, utilizando el método semi-implícito para las ecuaciones de unión de la presión comúnmente conocido como método *SIMPLE*, con múltiples marcos de referencia. Para el volumen de fluido interior del modelo se utilizó un marco de referencia inercial rotativo mediante el modelo de malla deslizante el cual corresponde a un caso específico del modelo de malla dinámica [108]. Este modelo tiene en cuenta el movimiento de los álabes para describir las interacciones transitorias entre la parte en rotación y el exterior estacionario. En la interface el modelo utiliza una interpolación para las ecuaciones de masa y momento mediante el modelamiento de volúmenes de control ficticios entre ambas mallas [109].

Teniendo en cuenta que la densidad del fluido de trabajo permanece constante en todo el dominio de fluido ( $\rho = \text{cte}$ ) y que adicionalmente las ecuaciones en un sistema de referencia rotativo utilizan para su solución una formulación de velocidad relativa. La ecuación de conservación de la masa o continuidad para un volumen de control que se mueve con el flujo está dada por la Ecuación (2.84) [105].

$$\nabla \cdot \mathbf{U}_r = 0 \quad (2.84)$$

Por su parte, la conservación y transferencia de momento se encuentra expresada por la Ecuación (2.85) [105].

$$\rho \left\{ \frac{\partial \mathbf{U}_r}{\partial t} + \nabla (\mathbf{U}_r \mathbf{U}_r) + (2\boldsymbol{\Omega}_x \mathbf{U}_r + \boldsymbol{\Omega}_x \boldsymbol{\Omega}_x \mathbf{r}) \right\} = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_r \quad (2.85)$$

Para las ecuaciones anteriores,  $\nabla$  es el operador gradiente.  $\mathbf{U}_r$ , es el vector velocidad relativa para el marco de referencia rotativo.  $\rho$ , es la densidad del fluido.  $\boldsymbol{\Omega}$ , es la velocidad rotacional de la turbina.  $2\boldsymbol{\Omega}_x \mathbf{U}_r$ , es la fuerza de Coriolis.  $\boldsymbol{\Omega}_x \boldsymbol{\Omega}_x \mathbf{r}$ , es la fuerza centrífuga.  $\Delta p$ , es el gradiente de presión, y  $\boldsymbol{\tau}_r$  es el tensor de esfuerzos viscosos, el cual se encuentra definido de acuerdo a la Ecuación (2.86)

$$\boldsymbol{\tau}_r = \mu_{eff} \left[ (\nabla \mathbf{U} + \nabla \mathbf{U}^T) - \frac{2}{3} \nabla \mathbf{U}_r \cdot \mathbf{I} \right] \quad (2.86)$$

Donde,  $\mathbf{U}$ , es la velocidad absoluta del fluido.  $\mathbf{I}$ , es el tensor identidad, y  $\mu_{eff}$  es la viscosidad molecular, la cual está compuesta por la suma de la viscosidad dinámica ( $\mu$ ) y la viscosidad turbulenta ( $\mu_t$ ). La cual es calculada por el modelo de turbulencia seleccionado.

## 2.4.2. Modelo de turbulencia

Se define como turbulencia en el flujo de fluidos, al comportamiento en el cual las moléculas no siguen trayectorias paralelas y ordenadas, si no que por el contrario, describen trayectorias sinuosas, aleatorias y desordenadas en las que se da la formación de vórtices [103]. Para el análisis numérico de fluidos, existen aproximaciones para modelar este comportamiento caótico:

- Modelo RANS (*Reynolds Average Navier- Stokes*).
- Modelo LES (*Large Eddy Simulations*).
- Modelo DNS (*Direct Navier-Stokes*).

El modelo RANS permite conocer el promedio de las propiedades del flujo, sin tener detalle alguno de las fluctuaciones temporales en el campo de fluido. Simulaciones de este tipo son ampliamente utilizadas para el diseño y análisis del flujo en turbomáquinas, principalmente debido al bajo costo computacional y a la precisión aceptable de los resultados. El modelo LES, permite capturar mayor información y detalle de los torbellinos de mayor tamaño, entre tanto, las vorticidades de las escalas menores son modeladas matemáticamente. Comparativamente con el modelo RANS, este tipo de simulaciones requieren más tiempo de computo y un mallado más fino [110]. Finalmente, en las simulaciones con el modelo DNS se obtiene la solución numérica exacta de las ecuaciones de Navier-Stokes por medio de las cuales es posible obtener los resultados en detalle de todas las variaciones y fluctuaciones que tienen lugar en el flujo de fluidos. Dada la precisión en la descripción del comportamiento del fluido, este tipo de simulación requiere de un mallado muy fino (tamaños de elementos del orden de centésimas de mm), lo cual hace que los resultados tomen más tiempo, haciendo este tipo de simulaciones poco prácticas en el análisis de turbomaquinaria y en general el estudio de fenómenos donde no sea necesario conocer en un alto grado de detalle el efecto de las vorticidades en las pequeñas escalas[111].

Para el desarrollo de los estudios numéricos del presente trabajo se tomaron como punto de partida los modelos de turbulencia reportados en la literatura, los cuales se encuentran referenciados en la Tabla 2.10. De acuerdo a esta, el método de turbulencia más comúnmente utilizado en el análisis numérico de turbinas hidrocínicas es el modelo RANS  $k-\omega$  SST [112]. El cual es preferido principalmente por su capacidad de predecir gradientes de presión adversos en zonas aledañas a la pared y modelar adecuadamente la estela en zonas alejadas de esta. Logrando así predecir de manera precisa el desempeño de la turbina y el comportamiento de la estela [36].

## 2.4.3. Condiciones de contorno y características del flujo

Como anteriormente se mencionó, para el análisis fluido-dinámico de la turbina se asumió que la densidad del fluido permanece constante en el dominio, razón por la cual se definió un flujo de fluido incompresible. Adicionalmente, se deseaba conocer la respuesta temporal del torque sobre los álabes, por lo cual se configuró un análisis transitorio. Al igual que se definió utilizar un modelo de malla rotativa, al cual se le impuso la velocidad de giro, en el caso de los análisis de independencia mostrados más adelante, se utilizó una velocidad fija de 107 RPM, la cual corresponde a la velocidad de giro para la TSR de diseño. Entre tanto, para las comparaciones se utilizó un intervalo de velocidades comprendido entre los 0 - 125 RPM , las cuales equivalen a un rango de TSR entre 0 - 6.98. Este modelo de simulación se conoce comúnmente con el nombre de *malla deslizante*.

Para la entrada del dominio se utilizó la condición de borde *entrada de velocidad*, definiendo el vector por componentes con una magnitud de  $1.5 \text{ m s}^{-1}$  en dirección negativa del eje Z (de acuerdo con el sistema coordenado de la Figura 2.15). Además se definió una intensidad de turbulencia del 8 % y un diámetro hidráulico de 8 m, correspondiente al valor del diámetro exterior del dominio. Esto se realiza teniendo en cuenta que el flujo del fluido se supone completamente desarrollado y a la condición del flujo confinado por las paredes del dominio exterior [108].

Para la salida, se configuró la condición de *salida de presión*, con un valor de presión manométrica ( $P_g$ ) igual a 0 Pascales. De manera análoga a lo realizado para la entrada, se definió una intensidad de turbulencia del 5 % y un diámetro hidráulico del mismo valor. Las paredes externas del modelo se configuraron con la condición de contorno *pared sin deslizamiento*. Esta condición de borde también se utilizó para los álabes y el cubo, en concordancia con lo encontrado en la literatura [3, 35, 36, 105].

Finalmente, las paredes interiores entre ambas partes se definieron como *interfaces*, debido a que es necesario que exista un flujo de información de los campos de presión y velocidad entre las mallas del dominio exterior estacionario y el interior rotativo.

#### 2.4.4. Independencia de Mallado

En los estudios numéricos la estimación del error de discretización es una parte trascendental, toda vez que esta determina el ajuste y la concordancia de los resultados numéricos con los datos experimentales [113]. Los paquetes de programas de computo son capaces de resolver un conjunto de ecuaciones diferenciales o integrales que describen el fenómeno físico que gobierna la situación analizada. Sin embargo, la exactitud y precisión de los resultados se encuentra ligada al tamaño de los elementos utilizados para describir el medio sobre el cual se resolverán dichas ecuaciones [114].

Un método utilizado ampliamente por diversos autores [35, 36, 98, 113, 115, 116] para la cuantificación del error es por medio de la utilización del *índice de convergencia del mallado* (GCI, de sus siglas inglés), desarrollado por Roache [117] y fundamentado en el método de extrapolación de Richardson (*RE*, de sus siglas en inglés). La ventaja de este método radica en que permite la estimación de la solución cuando el tamaño de los elementos se aproxima a 0. Además, permite cuantificar la diferencia entre los resultados numéricos obtenidos en referencia al valor asintótico calculado [118]. El proceso de estimación del error mediante este método requiere de 3 mallas sucesivas refinadas (gruesa (3), media (2) y fina (1)) con un factor de refinamiento  $r$ , de mínimo 1.3 veces el tamaño de la anterior malla [114]. Es decir que la malla media deberá poseer mínimamente 1.3 veces la cantidad de elementos de la malla gruesa. Del mismo modo esta relación aplica entre las mallas media y fina.

Para el espaciamiento ( $h$ ) deberá cumplirse que  $\Delta h_1 < \Delta h_2 < \Delta h_3$ . Sea  $r$ , el factor de refinamiento tal que  $r = \Delta h_2 / \Delta h_1 = \Delta h_3 / \Delta h_2$ . Definiendo además  $\phi_i$ , como la variable objetivo de análisis en cada una de las mallas (en este caso corresponde al torque sobre los álabes);  $\varepsilon_{3,2} = \phi_3 - \phi_2$  y  $\varepsilon_{2,1} = \phi_2 - \phi_1$ . El orden de precisión de la solución ( $\hat{p}$ ), estará dado por la Ecuación (2.87) [114].

$$\hat{p} = \frac{|\ln [\varepsilon_{3,2} / \varepsilon_{2,1}]|}{\ln r} \quad (2.87)$$

Por otro lado, el error relativo entre los diferentes mallados estará determinado por la Ecuación (2.88)

$$e_{1,2} = \left| \frac{\varepsilon_{2,1}}{\phi_1} \right| \quad (2.88)$$

El procedimiento anterior se aplica de igual manera para las mallas media (2) y gruesa(3). Conociendo el valor del orden de precisión calculado anteriormente es posible determinar el resultado analítico de la solución asintótica para un valor de espaciamiento  $\Delta h \approx 0$ . Esta solución estará dada por la Ecuación (2.89) [113].

$$\phi_{\Delta h \rightarrow 0} \approx \phi_{Exacta} \approx \phi_3 + \frac{\varepsilon_{2,1}}{r^{\hat{p}} - 1} \quad (2.89)$$

Finalmente, el índice de convergencia entre mallas se calculará de acuerdo a la Ecuación (2.90) [113]

$$GCI_{1,2} = F_s \left( \frac{e_{1,2}}{r^{\hat{p}} - 1} \right) \quad (2.90)$$

Donde  $F_s$ , es un factor de seguridad el cual para algunos autores es definido en un valor de 1.25 [113, 114, 115, 119]. Otros autores como Phillips & Roy, sugieren que este valor se debe definir de acuerdo al valor obtenido de  $\hat{p}$ , de modo que para valores contenidos en el intervalo,  $1.8 < \hat{p} < 2.2$ , se deberá usar un valor de  $F_s$  de 1.25. Entre tanto, para cualquier otro valor fuera de este intervalo,  $F_s$  tomará un valor de 3 [116]. En concordancia con esto en el desarrollo del presente trabajo se utilizó un factor de seguridad de 1.25.

Adicional a los cálculos anteriores, se define el cálculo de la razón de convergencia  $R$ , la cual se encuentra definida por la Ecuación (2.91)

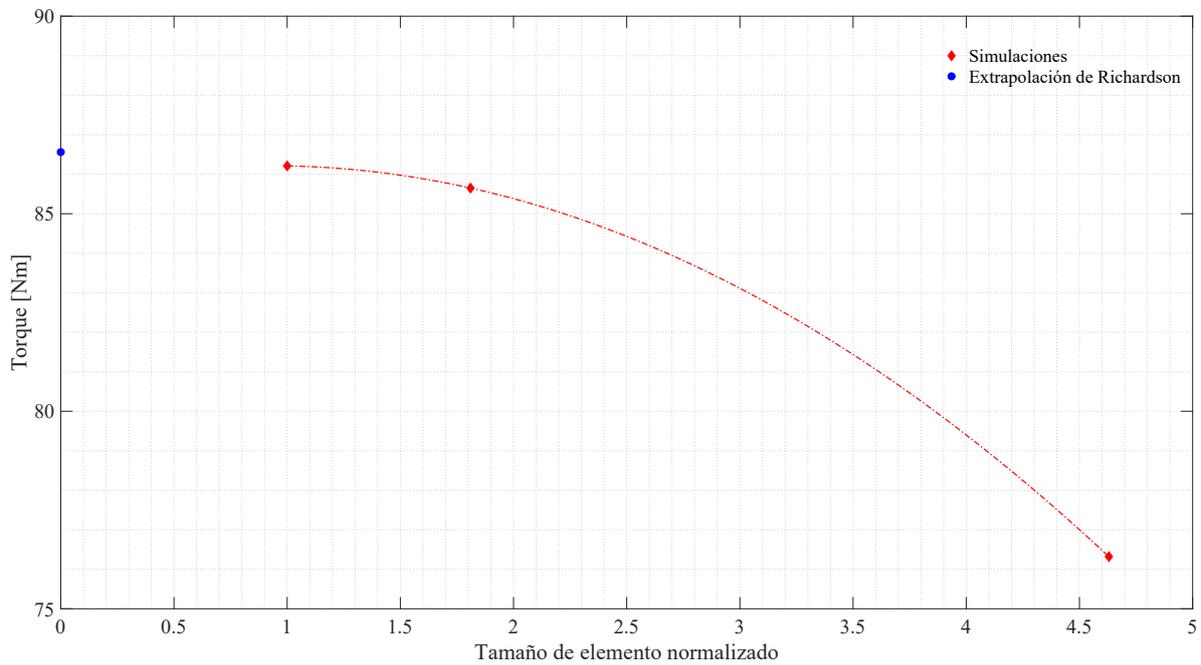
$$R = \frac{GCI_{1,2}}{r^{\hat{p}} GCI_{2,3}} \quad (2.91)$$

Para obtener una convergencia monótona, es necesario que el valor de  $R$  se encuentre lo más cercano a 1 [116].

La Tabla 2.11, muestra los resultados obtenidos para las simulaciones numéricas llevadas a cabo en el modelo de turbina obtenido por medio de la aplicación del método BEMT con el factor de Goldstein (distribución de cuerdas y ángulo de torsión), para una velocidad de giro de 107 RPM (velocidad de giro de diseño) y un tamaño de paso temporal de 0.05 s. Estos resultados se pueden representar de manera gráfica para una mejor interpretación, tal como se observa en la Figura 2.18, en la cual el eje de las abscisas corresponde a la malla normalizada respecto al tamaño del elemento (mayor cantidad de elementos requerida para describir la misma geometría, menor tamaño de elemento). En esta Figura, se aprecia como el resultado correspondiente a la malla gruesa presenta el menor valor de torque sobre los álabes. A medida que el tamaño de elemento disminuye, el torque aumenta; esto es significativo para la malla media en la cual el resultado de la simulación presenta un aumento cercano a los 10 Nm ( $\approx 10\%$ ). Finalmente para la malla fina se registra un aumento de torque menor a 1 Nm respecto a la malla anterior. En la Figura también se observa el valor de torque correspondiente a la solución exacta ( $\Delta h \rightarrow 0$ ), cuya diferencia con el torque reportado para la malla fina es del orden de  $10^{-1}$ . Por lo anterior se concluye que para tamaños de elementos menores a los de la malla fina, el comportamiento del torque sobre los álabes no presentará variación significativa.

**Tabla 2.11.** Tabla de cálculos del error de discretización. N es la cantidad de elementos

$\phi = \text{Torque [N m]}$		
$N_1$	$N_2$	$N_3$
$5.3 \cdot 10^6$	$2.9 \cdot 10^6$	$1.2 \cdot 10^6$
$\phi_1$	86.21	
$\phi_2$	85.65	
$\phi_3$	76.32	
$\phi_{h \rightarrow 0}$	86.35	
$GCI_{1,2}$	0.0518 %	
$GCI_{2,3}$	0.8695 %	
$R$	1.0065	



**Figura 2.18.** Independencia del mallado mediante el método de índice de convergencia. El tamaño de elemento normalizado se refiere al tamaño relativo del elemento analizado respecto al menor tamaño de elemento

### 2.4.5. Independencia del tamaño temporal

Numéricamente la condición de *Courant -Friedrich -Levy* limita el tamaño del paso temporal en función del tamaño del elemento. Estas variables se encuentran relacionadas por la Ecuación (2.92) [103]

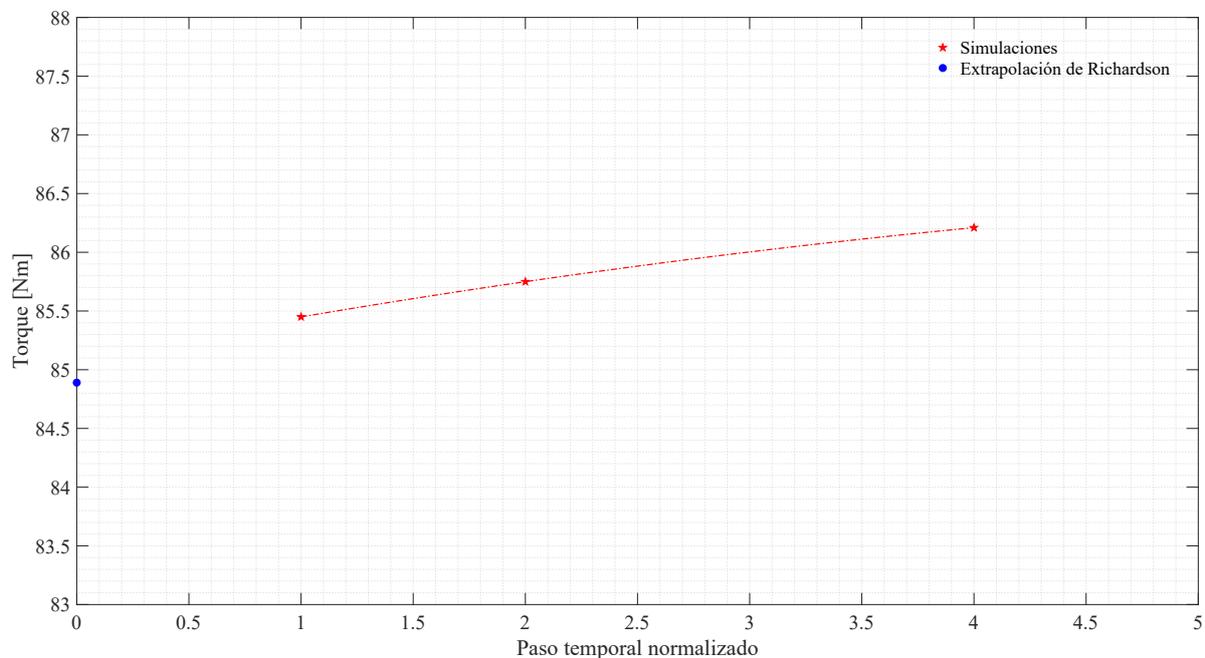
$$Co = \frac{u_i \Delta t}{\Delta x_i} \quad (2.92)$$

Donde,  $u_i$ , es la velocidad del fluido en la dirección  $i$ .  $\Delta t$ , es el paso temporal, y  $\Delta x_i$ , es el tamaño del elemento en la dirección  $i$ . El criterio de estabilidad para la solución de las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del fluido, requiere que  $Co \leq 1$ . Para el caso extremo en el que el número de Courant es igual a la unidad; la Ecuación (2.92), se puede

reescribir como la Ecuación (2.93).

$$\Delta t = \frac{\Delta x_i}{u_i} \quad (2.93)$$

Adicional al efecto que tiene en la convergencia y estabilidad de la solución del modelo matemático, el tamaño de paso temporal también incide en los resultados numéricos producto de las simulaciones. Por esta razón es necesario realizar el estudio de independencia temporal, a fin de determinar el valor a partir del cual los resultados numéricos no presentan variación significativa. Como anteriormente se mencionó, las simulaciones realizadas para el estudio de independencia del mallado, fueron realizadas con un tamaño de paso temporal de 0.05s, valor que se toma como punto de partida para llevar a cabo el análisis de sensibilidad de las simulaciones en función del tamaño del paso temporal. Es importante aclarar, que en las simulaciones correspondientes a este estudio, se utilizó la malla para la cual los resultados son independientes. Aplicando la misma metodología utilizada para el estudio de independencia del mallado, los resultados obtenidos para el estudio de independencia temporal se presentan de manera resumida en la Tabla 2.12.



**Figura 2.19.** Gráfico de independencia de paso temporal mediante el método de extrapolación de Richardson

Los resultados son representados de manera gráfica en la Figura 2.19, para la cual el eje horizontal corresponde al paso temporal normalizado respecto al paso temporal más pequeño, permiten concluir que para valores de paso temporal inferiores a 0.0125s el torque sobre los álabes no presentará variaciones significativas en los resultados de las simulaciones.

**Tabla 2.12.** Tabla de cálculos del estudio de independencia temporal

$\phi =$ Torque [N m]		
$t_1$	$t_2$	$t_3$
0.0125 s	0.025s	0.05s
$\phi_1$	86.21	
$\phi_2$	85.75	
$\phi_3$	85.65	
$\phi_{t \rightarrow 0}$	85.62	
$GCI_{1,2}$	0.0405 %	
$GCI_{2,3}$	0.1863 %	
$R$	0.9988	

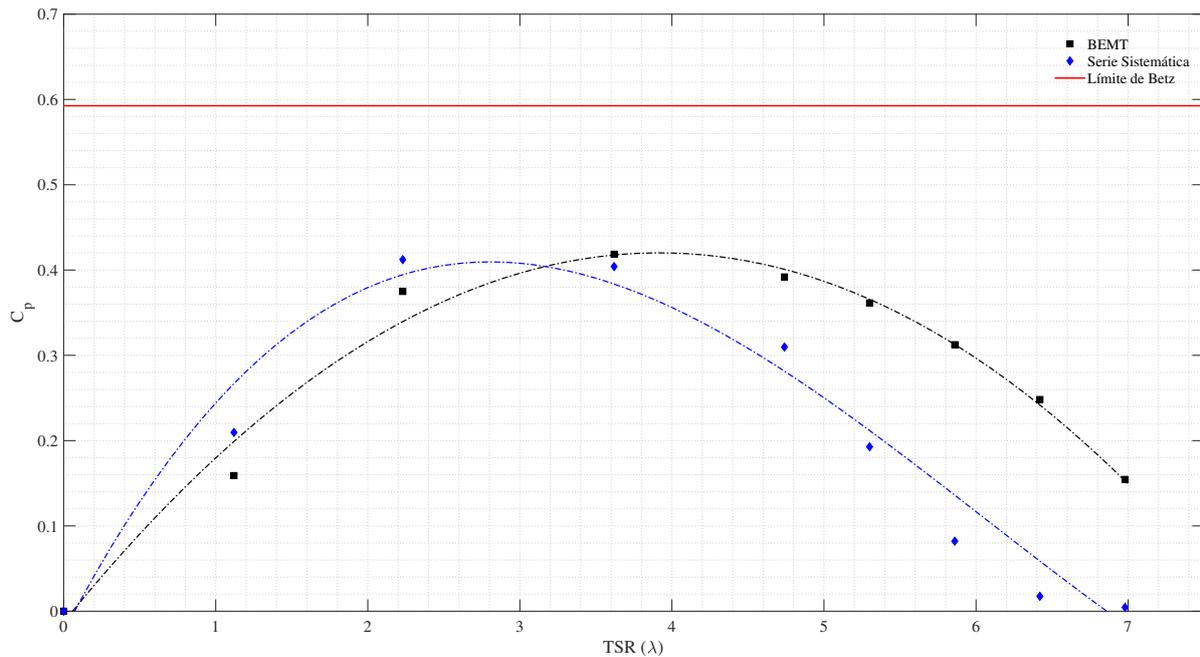
## 2.5. Resultados y discusión

### 2.5.1. Turbina con distribución de cuerdas BEMT con pérdidas por número finito de álabes con distribución de ángulo de torsión BEMT Vs turbina por Serie sistemática

La forma mas apropiada para establecer una comparación en términos de eficiencia de 2 modelos diferentes de turbinas hidrocínicas es mediante la construcción de la curva del coeficiente de potencia ( $C_p$ ) en función de la velocidad de punta del álabes ( $\lambda$ ) para cada una de los modelos objeto de análisis [120]. El valor de este coeficiente se puede encontrar a partir de la ecuación (2.5) quedando este definido por la ecuación (2.94). La potencia hidráulica ( $P_{hidr}$ ) estará dada por el producto entre la velocidad de giro ( $rad/s$ ) y el torque sobre los álabes ( $Nm$ ), cuyo valor será tomado de los resultados de las simulaciones.

$$C_p = \frac{2P_{hidr}}{\rho\pi R^2 U_\infty^3} \quad (2.94)$$

La primera validación realizada fue la incidencia del ángulo de torsión en el desempeño de la turbina conservando igual la distribución de cuerdas del álabes. Para esto se prepararon 2 modelos de turbina ambos con la distribución de cuerdas resultado del BEMT con el factor de pérdidas de Goldstein y las distribuciones de ángulo de torsión encontradas con la misma metodología y por medio de serie sistemática, como se observa en la Figura 2.20. El gráfico muestra que el modelo de turbina con el ángulo de torsión obtenido con serie sistemática alcanza un valor de  $C_p$  máximo de 0.4122 (69.54 % del límite de Betz) a una  $\lambda = 2.51$  (45 RPM). Posteriormente la curva presenta un descenso sostenido, hasta alcanzar un valor de 0.0112 en el máximo valor de  $\lambda$  (6.98). Entre tanto, para el modelo de turbina con el ángulo de torsión calculado por el BEMT con el factor de pérdidas por cantidad de álabes, se observa que alcanza un máximo valor de  $C_p$  de 0.4196 (70.81 % del límite de Betz) a una  $\lambda = 3.63$  (65 RPM). Para este último también se aprecia que conserva un  $C_p$  por encima de 0.15 para el intervalo de valores de  $\lambda$  entre 1.40 - 6.98 (25 - 125 RPM), teniendo un mínimo valor de 0.1545 en el  $\lambda$  máximo. Este comportamiento resulta más adecuado para la generación de energía dado que se tiene un desempeño considerable para diferentes regímenes de operación.



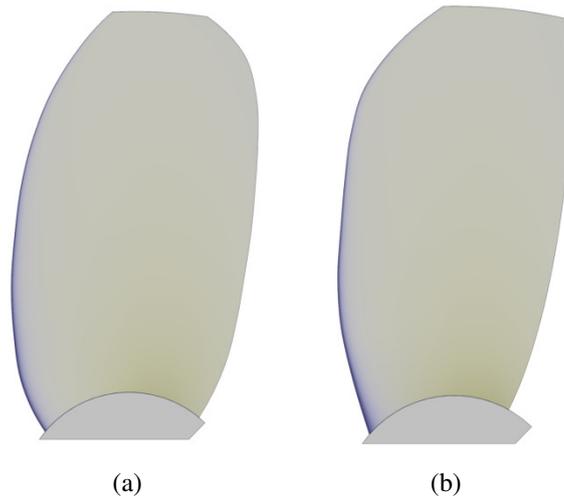
**Figura 2.20.** Comparación de desempeño en función de la distribución de ángulos de torsión del álabe

### 2.5.2. Turbina con distribución de ángulo de torsión BEMT con distribuciones de cuerda BEMT con pérdidas por número finito de álabes - Serie sistemática

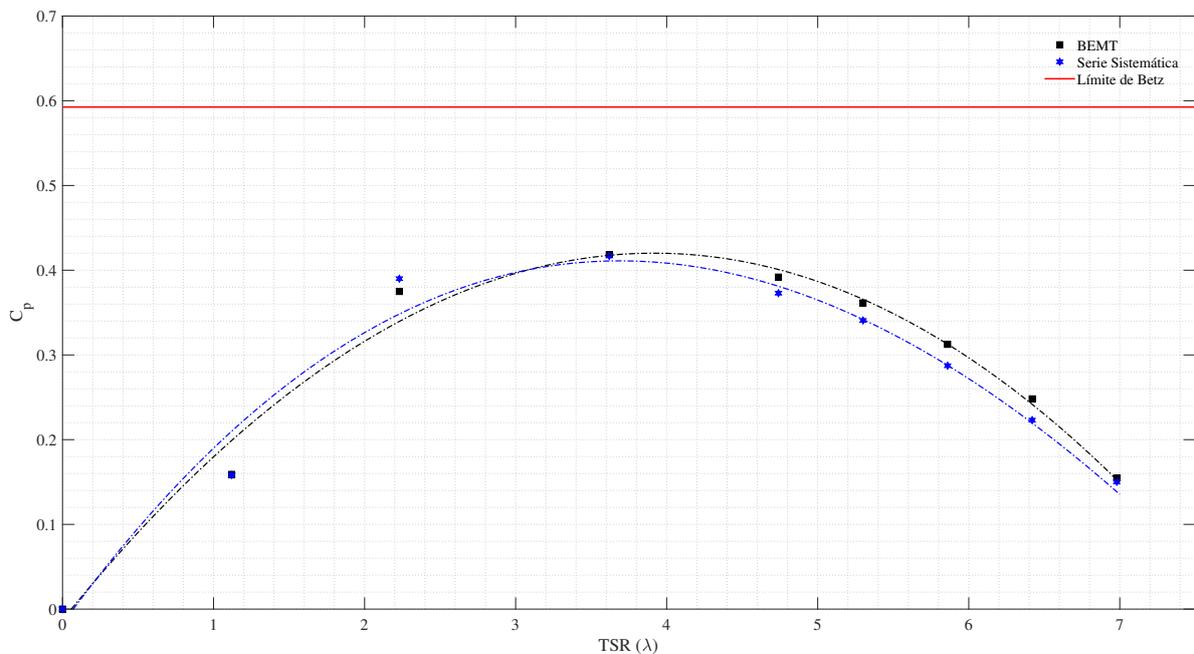
A partir de la validación anteriormente realizada se concluyó que la distribución de ángulos dada por el BEMT presenta un mejor desempeño en términos de  $C_p$  y un comportamiento más uniforme en el intervalo de velocidades de giro estimado. Posteriormente se procedió a validar el efecto de la distribución de cuerdas en el desempeño de la turbina. En este caso se comparó una turbina de álabe con la distribución de cuerdas obtenida mediante la aplicación del algoritmo de serie sistemática combinado con la distribución de ángulos de torsión dada por el BEMT; con la turbina con el modelo de álabe BEMT con pérdidas por número finito de álabes y ángulo de torsión obtenido con la misma metodología. Las diferencias de los modelos de álabe comparados se pueden observar en la Figura 2.21.

En la Figura anterior, se observa que para el álabe obtenido por medio de serie sistemática, la distribución de cuerdas es más uniforme y homogénea en el centro del álabe, y se hace pequeña de manera progresiva en la punta y la raíz del álabe. Entre tanto en el álabe obtenido por medio del BEMT, se tiene una distribución de cuerdas suavizada y homogénea a lo largo del álabe mostrando una distribución de cuerdas de forma elíptica.

Siguiendo el mismo método utilizado en la comparación anterior, se realizaron simulaciones computacionales con las mismas condiciones de entrada. Los resultados obtenidos se pueden observar en la Figura 2.22.



**Figura 2.21.** Comparación de álabes obtenidos mediante BEMT y series sistemáticas. (a) Vista frontal álabes distribución de cuerdas BEMT con pérdidas por número de álabes. (b) Vista frontal álabes con distribución de cuerdas con el algoritmo de serie sistemática.



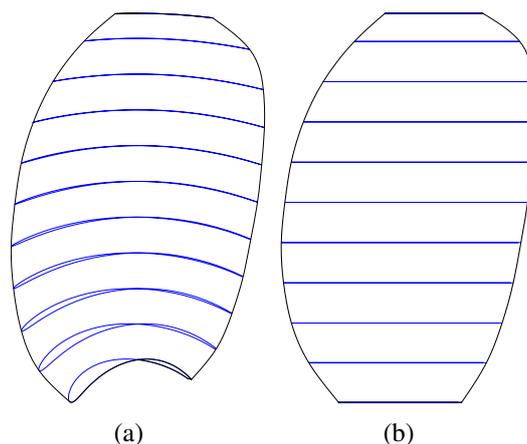
**Figura 2.22.** Comparación de desempeño en función de la distribución de cuerdas

De acuerdo con la gráfica anterior para el modelo de turbina con distribución de cuerdas de serie sistemática se presenta un comportamiento similar al de la turbina obtenida por el método BEMT con pérdidas por el número de álabes para el intervalo de velocidades de giro analizadas. Para el diseño con cuerdas por serie sistemática, se alcanza un valor de coeficiente de potencia máximo de 0.4168, cuya diferencia con el máximo reportado para el diseño con cuerdas por BEMT con pérdidas de Goldstein es del orden de  $10^{-3}$  (0.0028). En el intervalo de analizado los valores de  $C_p$  alcanzados por el modelo diseñado con el BEMT con pérdidas de Goldstein es en la mayoría de los casos, mayor al logrado por el modelo con distribución de cuerdas calculadas por medio de la metodología de serie sistemática. Sin embargo, ambos modelos de

turbina presentan un comportamiento uniforme en el intervalo de TSR evaluados.

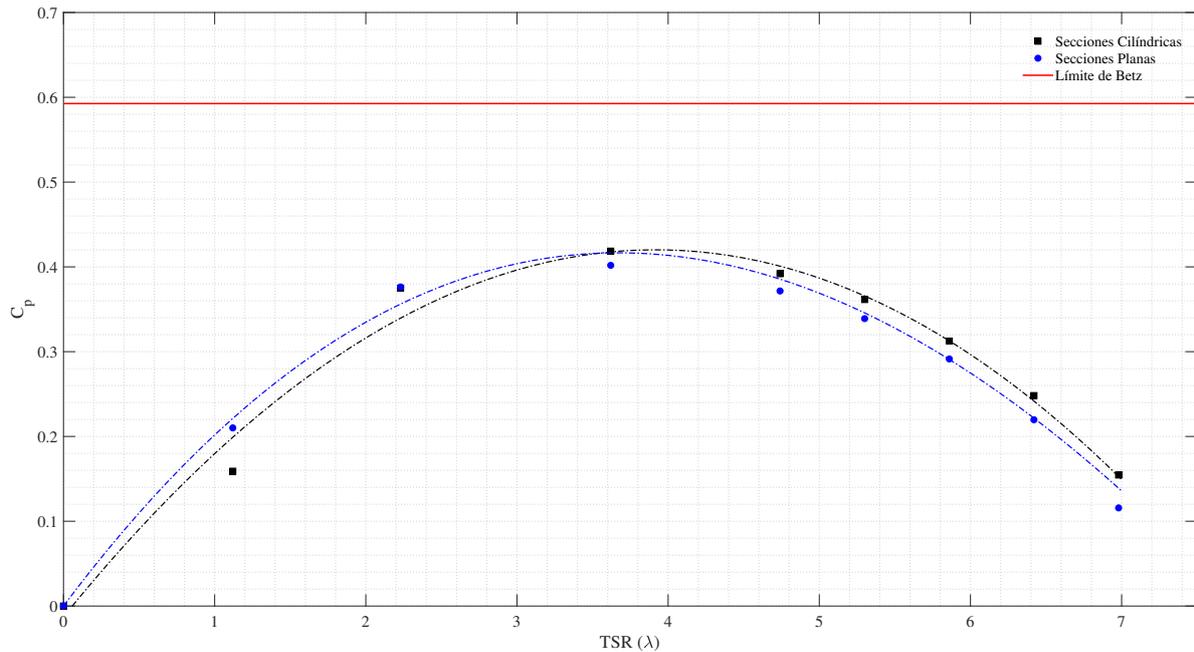
### 2.5.3. Turbina modelo BEMT con pérdidas por número finito de álabes de secciones transversales planas y superficies cilíndricas concéntricas

Teniendo en cuenta que el modelo de turbina diseñada con el método BEMT con pérdidas por número finito de álabes exhibe en términos generales un mejor desempeño, se seleccionó para analizar el efecto de las secciones transversales en el funcionamiento de la turbina. En la sección 2.3.2, se hizo mención a las diferencias constitutivas entre las propelas, los generadores eólicos y turbinas hidrocínicas convencionales, haciendo énfasis en la forma de las secciones que conformaban el álabe. De conocimiento del autor no existe una comparación del funcionamiento de las turbinas hidrocínicas en lo que refiere a esta característica, razón por la cual se realizó la comparación del desempeño entre la turbina desarrollada por el método BEMT para álabes con secciones transversales cilíndricas y secciones transversales planas cuyas diferencias se pueden apreciar en la Figura 2.23. La Figura 2.23 (b), muestra el álabe de la turbina hidrocínica tipo propela de secciones planas diseñado. Entre tanto, la Figura 2.23 (a) muestra el modelo de álabe de turbina hidrocínica tipo propela construido de acuerdo con las características geométricas de las propelas.



**Figura 2.23.** Comparación de álabes conformados por secciones cilíndricas como las propelas (a) y secciones planas como las turbinas hidrocínicas convencionales (b)

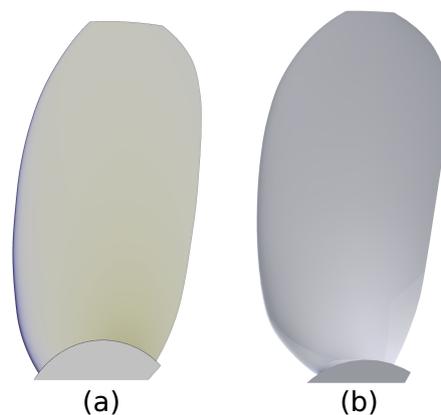
Los resultados obtenidos para el modelo de álabe con secciones planas de la Figura 2.24 muestran que los modelos comparados presentan un comportamiento similar con diferencias máximas entre valores de  $C_p$  de 0.0511 para una velocidad de giro de 25 RPM ( $\lambda = 1.40$ ). Se concluye que para el intervalo de valores de  $\lambda$  analizados, ambas turbinas presentan un comportamiento similar registrando diferencias en el coeficiente de potencia entre 0.01-0.05, teniendo la turbina con secciones cilíndricas el mejor rendimiento.



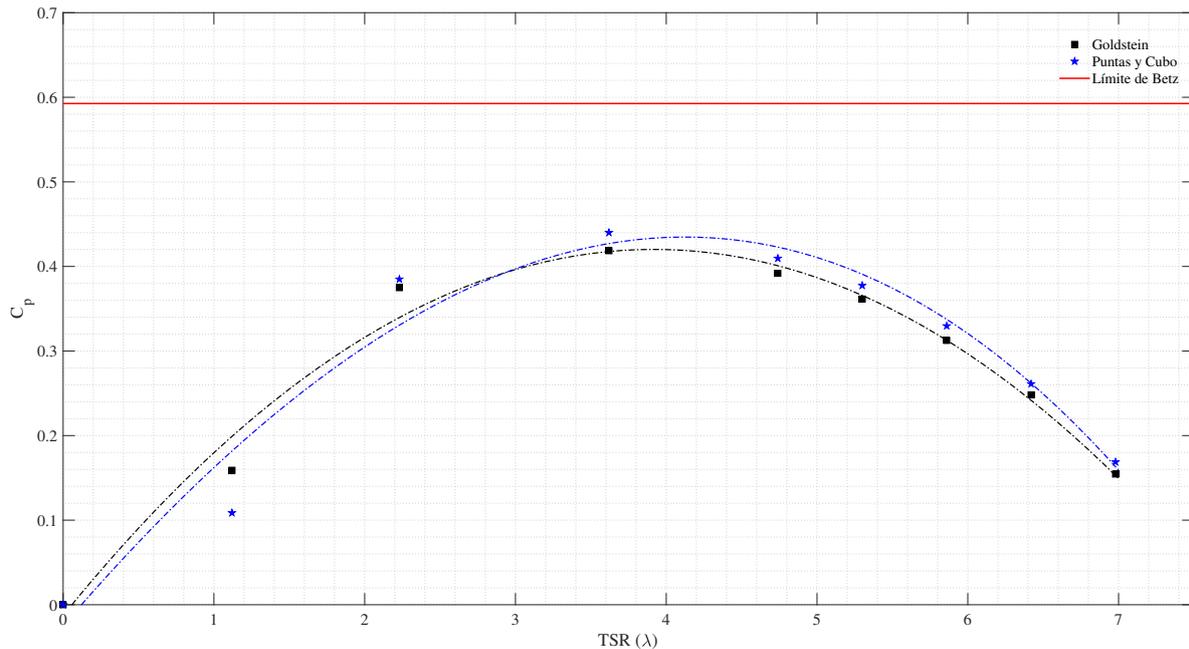
**Figura 2.24.** Comparación de desempeño en función de la forma de las secciones transversales

#### 2.5.4. Turbina modelo BEMT con pérdidas por número finito de álabes y con pérdidas por punta y cubo

Finalmente se analizó el efecto de los modelos de pérdida utilizados en el diseño por BEMT en el desempeño de la turbina. Para esto se realizó un modelo de álabes con la distribución de cuerdas BEMT con pérdidas por punta y cubo, el cual se comparó con el modelo BEMT utilizado en los contrastes anteriormente realizados. El modelo del álabes obtenido se puede observar en la Figura 2.25 (b). En este se observa que la zona más cercana al cubo tiene una dimensión de cuerda menor en comparación con el álabes de la Figura 2.25 (a). Adicionalmente, se observa una mayor curvatura en comparación con el álabes diseñado con pérdidas con el factor de Goldstein.



**Figura 2.25.** Comparación álabes obtenidos mediante BEMT y series sistemáticas. (a) Vista frontal álabes con pérdidas por número de álabes. (b) Vista frontal álabes con pérdidas por punta y cubo

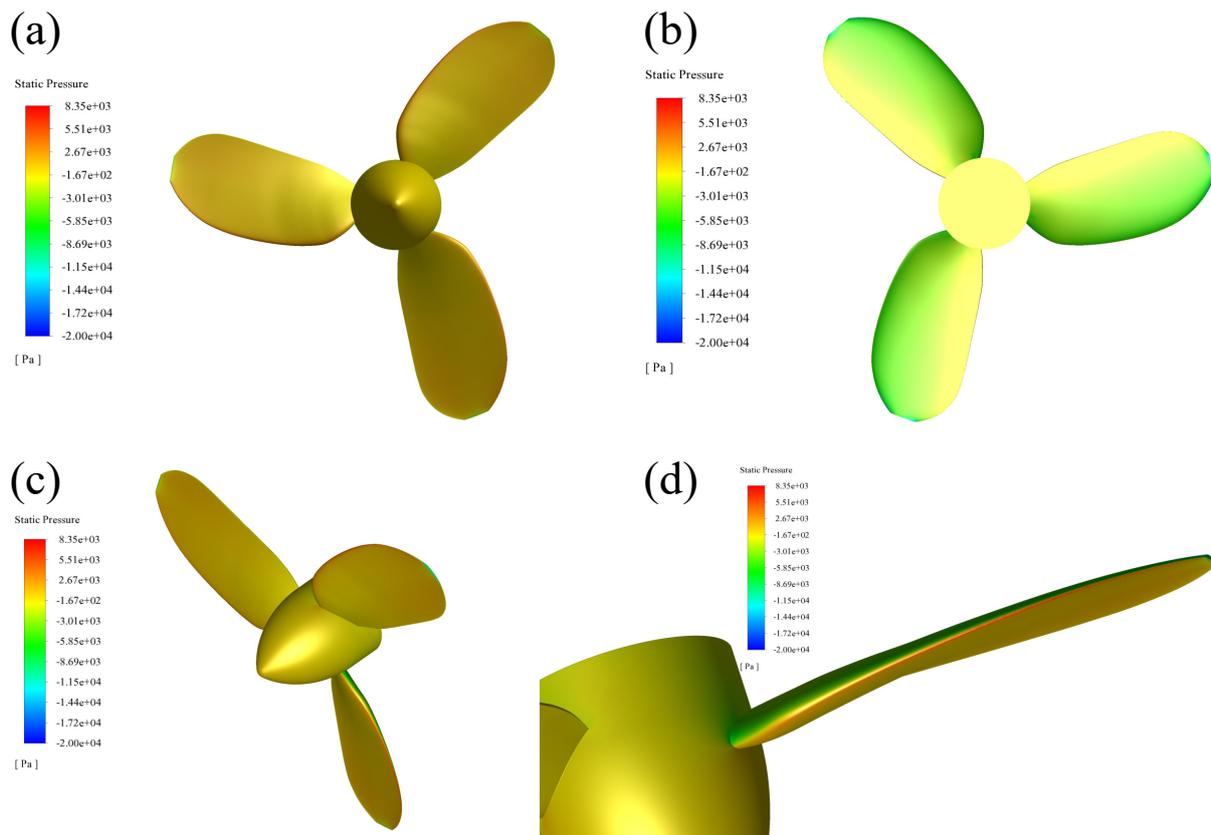


**Figura 2.26.** Comparación álabes obtenidos mediante BEMT y series sistemáticas. (a) Vista frontal álabes con pérdidas por número de álabes. (b) Vista frontal álabes con pérdidas por punta y cubo

Los resultados obtenidos para el álabes con pérdidas en punta y cubo, muestran un mejor desempeño que los obtenidos previamente para el álabes con pérdidas por número finito de álabes. Llegando a alcanzar un valor de coeficiente de potencia de 0.4400 (4.86 % mayor al alcanzado por la el modelo con pérdidas por cantidad finita de álabes) a un  $\lambda = 3.63$ . Adicionalmente se observa que este modelo presenta valores de  $C_p$  mayores en lo valores de TSR mayores a 3.63. Entre tanto para el arranque el modelo de turbina con pérdidas por cantidad de álabes, presenta un mejor desempeño.

## 2.6. Contornos de presión, velocidad y turbulencia para turbina BEMT con pérdidas por punta y cubo

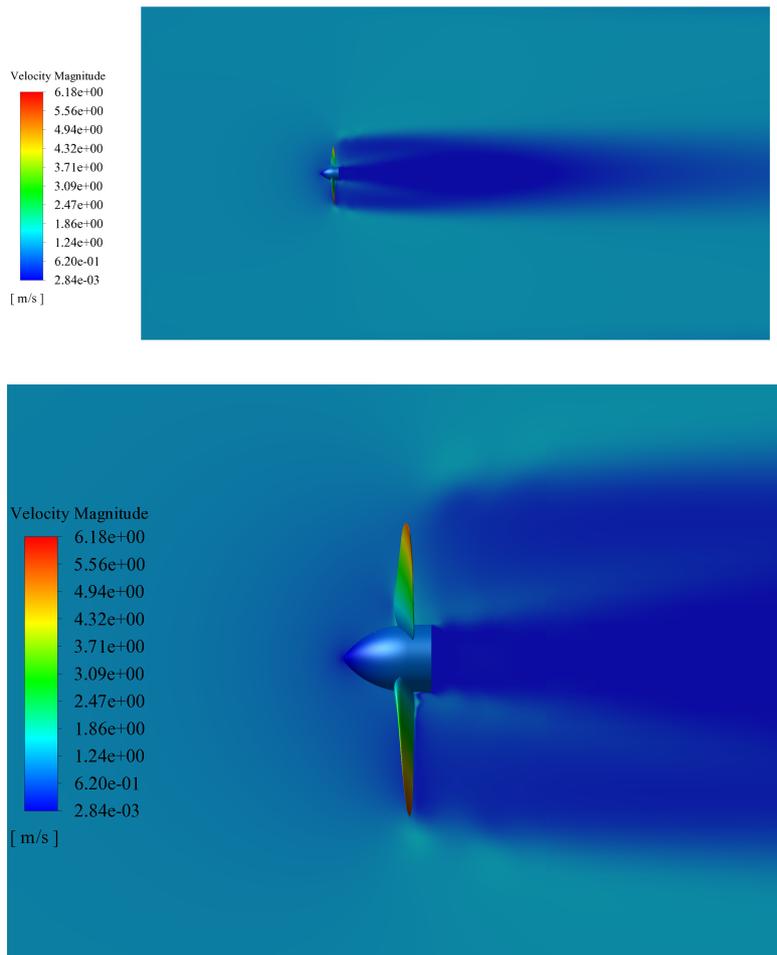
Dado que el modelo de turbina hidrocínética tipo propela que obtuvo mejores resultados fue el correspondiente al diseñado con el BEMT con la inclusión de los factores de pérdidas por punta y cubo, se dispuso presentar los resultados gráficos de los campos de presión, velocidad e intensidad de turbulencia en este diseño de turbina, para la velocidad de giro a la cual se alcanza el máximo valor de  $C_p$ . La Figura 2.27 corresponde a los contornos de presión sobre los álabes de la turbina. En las Figuras 2.27 (a) y 2.27 (b), se pueden observar la distribución del campo de presión sobre la superficie de los álabes. Se muestra un comportamiento homogéneo en la cara de presión de los álabes, donde se alcanzan valores aproximados de 2670 Pa. Entre tanto, en la cara de succión es notorio que los para las regiones cercanas al borde de ataque el valor de la presión es cercano a los -5850 Pa. Para el borde se salda el valor de la presión aumenta hasta alcanzar valores próximos a los -1600 Pa.



**Figura 2.27.** Contornos de presión sobre los álabes de la turbina BEMT con pérdidas por punta y cubo para una velocidad de giro de 65 RPM

En la Figura 2.27 (c) se presenta con detalle la diferencia de presiones entre ambas caras del rodete. Se observa una distribución uniforme en la cara enfrentada al fluido. No se observan puntos de estancamiento en esta cara. Entre tanto, en la Figura 2.27 (d) se presenta detalladamente el borde de ataque a lo largo del álabes. En la Figura se observa como los mayores valores de presión se encuentran en este borde, lo cual corresponde al comportamiento esperado de los perfiles hidrodinámicos. Del mismo modo, se observa que los valores de presión comienzan a ser mayores a medida que la sección se aleja del cubo, es decir para las secciones con perfiles más delgados. De acuerdo a lo planteado en secciones anteriores, estos perfiles son los que deben poseer un mejor desempeño y valores más altos de  $C_L/C_D$ , dado que son los que causan un mayor momento sobre el eje.

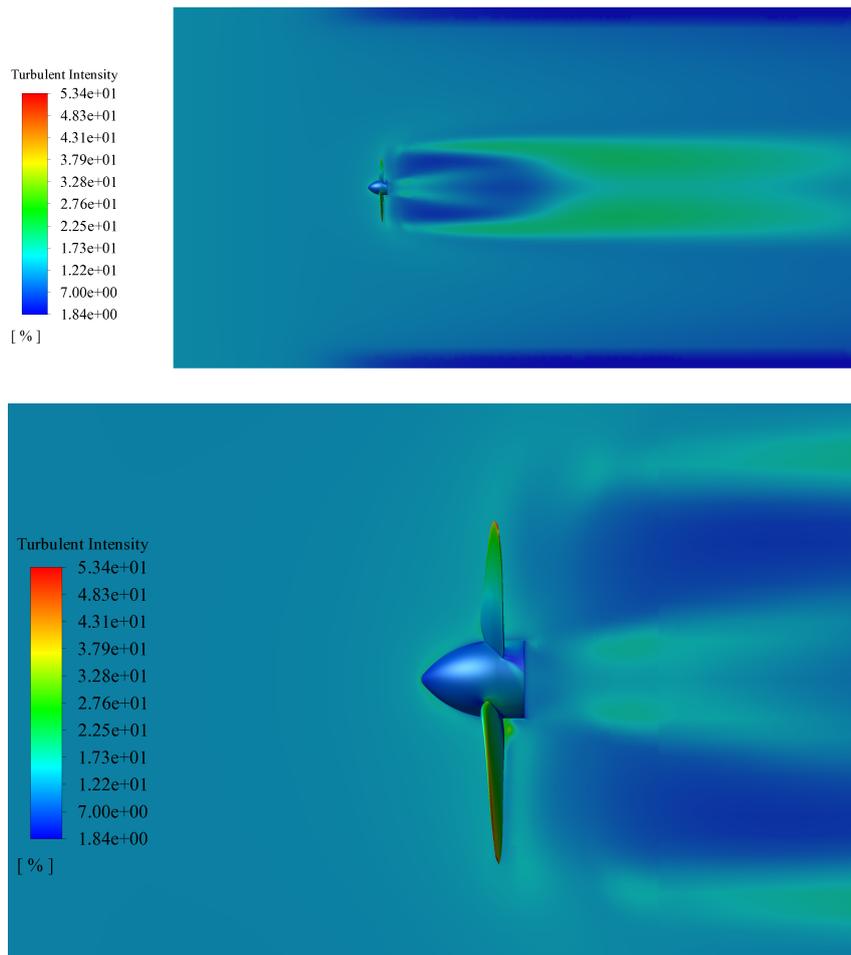
La Figura 2.28 corresponde a la distribución del campo de velocidad en el dominio computacional sobre el cual se llevaron a cabo las simulaciones. En la Figura 2.28 (a) se observa el campo de velocidades en la extensión del dominio computacional analizado. En esta se puede observar que aguas abajo de la turbina, en la zona inmediatamente detrás del rodete, la velocidad alcanza un valor cercano a los  $0.0028 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . En la salida la velocidad del fluido alcanza un valor cercano a los  $0.62 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . A partir de esta Figura, se puede concluir que las dimensiones del dominio fueron seleccionadas de manera adecuada puesto que el flujo de fluido alcanza a desarrollarse completamente. En la Figura 2.28 (b), se presenta el comportamiento de la velocidad en proximidades al rodete. Se observa que en la punta del álabes se alcanzan valores cercanos a los  $6.18 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Además se observan las ondulaciones dejadas por el desprendimiento del fluido en la punta del álabes, las cuales corresponden a las vorticidades ocasionadas por la rotación del rodete.



**Figura 2.28.** Contornos de velocidad en el dominio de fluido de la turbina BEMT con pérdidas por punta y cubo para una velocidad de giro de 65 RPM

Finalmente se presenta la intensidad de turbulencia en forma porcentual en el dominio de fluido como lo muestra la Figura 2.29. La intensidad de turbulencia se define como la relación entre la energía cinética turbulenta y la velocidad media de flujo [108]. La rotación del rodete crea una componente de empuje periódico sobre el fluido que lo rodea. La intensidad de turbulencia permite cuantificar el efecto de este empuje sobre el medio estacionario que lo rodea [121]. En turbinas hidrocinéticas este componente es importante por 2 aspectos fundamentales. El primero se relaciona con el impacto ambiental ocasionado; y el segundo por que permite determinar de manera aproximada a que distancia puede disponerse otra turbina pensando en un parque de generación hidrocinética.

En la Figura 2.29 (a), se observa como en la región aguas abajo inmediatamente después de la turbina, el valor de la intensidad de la turbulencia es cercano al 7%. Sin embargo, a partir de una distancia aproximada de  $3 D_t$ , se presentan altos valores de intensidad de turbulencia llegando a registrar valores de hasta 27.6%, lo cual puede causar afectaciones a la fauna del cuerpo hídrico, llegando incluso a desorientarlos. La Figura 2.29 (b), muestra como ya se mencionó anteriormente, la intensidad de la turbulencia en las zonas próximas al rodete en las cuales se registran valores porcentuales entre el 7 - 17.3%.



**Figura 2.29.** Contornos de turbulencia en el dominio de fluido de la turbina BEMT con pérdidas por punta y cubo para una velocidad de giro de 65 RPM

## 2.7. Conclusiones

En este capítulo se ha realizado el diseño y caracterización de un modelo de turbina hidrocínética tipo propela de acuerdo a 2 metodologías de diseño típicamente utilizadas para el diseño y análisis de propelas.

El método BEMT ha mostrado ser una poderosa herramienta para el cálculo y diseño de los parámetros geométricos de una turbina hidrocínética, en función de las características del afluente hídrico. Por su parte la metodología de diseño por series sistemáticas está fuertemente influida por factores de diseño resultado de pruebas experimentales los cuales en la mayoría de casos, dependen de la familia de propelas a la cual pertenece el modelo seleccionado. Esto facilita considerablemente la determinación de los parámetros geométricos y el diseño de los álabes. A diferencia de su operación como propela, no existe información experimental en el caso de operación como turbina. De modo que no es posible establecer una comparación del modelo de turbina obtenido y el desempeño esperado del mismo, lo cual sucede para el caso del uso como propela.

El método de extrapolación de Richardson es una herramienta que facilita el análisis de convergencia espacial y temporal de los resultados de las simulaciones. A diferencia de los estudios de independencia de mallado convencionales en los cuales se realizan sucesivas simulaciones hasta obtener una diferencia menor a un valor de tolerancia definido, esta metodología realiza una estimación previa del valor exacto de la variable de interés hacia el cual convergen los resultados. Con esto es posible determinar una zona de fluctuación del error en la cual oscilarán los resultados, la cual puede reducirse notoriamente al ejecutar una simulación adicional; teniendo en cuenta el procedimiento de cálculo aplicado.

El ángulo de torsión del álabe tiene un efecto determinante en el desempeño de la turbina hidrocínética. La distribución de ángulos de torsión de los álabes en las propelas, ha sido desarrollada para maximizar el empuje, y reducir el torque requerido para producir el valor de empuje determinado. En contraposición, el ángulo de las turbinas ha sido diseñado para maximizar el torque de salida, y minimizar el empuje sobre la turbina. Pese a esto, la turbina de álabes con distribución de ángulos de torsión para propela, alcanza un coeficiente de potencia importante a bajas velocidades de giro.

Por otra parte, la diferencia entre las distribuciones de cuerdas obtenidas por la aplicación de las 2 metodologías utilizadas no afecta significativamente el desempeño de la turbina, de acuerdo con los resultados obtenidos al comparar el funcionamiento de los modelos de álabe diseñados. Es importante mencionar que en el desarrollo propuesto se comparó la serie de propelas de mayor utilización, deben realizarse otros estudios con el objetivo de evaluar el desempeño de la distribución de cuerdas de otras familias de propelas.

Los resultados obtenidos al comparar el desempeño de la turbina en función de la forma de las secciones transversales del álabe, muestran que este parámetro tiene una leve influencia en el funcionamiento de la turbina. Las curvas de coeficiente de potencia obtenidas para los modelos comparados muestran un comportamiento y resultados similares para diferentes valores de velocidad de punta del álabe con diferencias en los valores de  $C_p$  cercanas al 5 %, mostrando un mejor desempeño las turbinas con álabe de sección transversal cilíndrica. La inclusión de los factores de pérdidas por punta y cubo para el modelo del álabe obtenido por medio de la

aplicación del BEMT, resulta en una mejoría en el rendimiento de la turbina cercano al 4 %. Esto concuerda con los resultados obtenidos para la comparación del funcionamiento de la distribución de espesores en términos de  $C_L/C_D$ , para la cual se seleccionó el conjunto de perfiles calculado mediante la misma metodología y modelo de pérdidas.

El procedimiento de diseño utilizado en el modelo de turbina es una variante del BEMT en la cual se incluyeron las ecuaciones típicas para el cálculo del espesor de las secciones y ubicación del borde de entrada, que se utilizan en el diseño de propelas. A diferencia de los aerogeneradores donde las secciones con menor longitud de cuerda se encuentran en la punta, en las propelas estas secciones se encuentran en la punta del álabe y raíz del álabe; siendo esta última zona responsable de la integridad estructural de este elemento, razón por la cual deben introducirse las ecuaciones mencionadas a la rutina de cálculo. En este caso se analizaron 3 distribuciones de espesores cuyo comportamiento fue analizado para posteriormente concluir cuál de estas exhibía la mejor relación y distribución de coeficiente de sustentación-arrastre, a lo largo de la dirección radial del álabe. Por lo demás, la metodología de cálculo BEMT con estimación de pérdidas debidas al cubo y la punta, tiene como resultado la geometría que presenta un mejor desempeño general para el intervalo de velocidades de giro analizado, alcanzando un coeficiente de potencia máximo de 0.4400 (74.24 % del límite de Betz). La metodología resultante puede a futuro servir como herramienta para el diseño y estandarización de turbinas hidrocinéticas tipo propela.

El modelo de turbina hidrocinética tipo propela con estimación de pérdidas por punta y cubo a una velocidad de operación nominal de 65 RPM, ocasiona un flujo de alta intensidad de turbulencia aguas abajo del dispositivo. Esto puede ser perjudicial para la fauna del cuerpo hídrico, además de dificultar la posibilidad de instalar otra turbina en un intervalo inferior a los  $10 D_t$  aguas abajo de la primera turbina.

Finalmente, el modelo de turbina hidrocinética tipo propela diseñado con el BEMT, con estimación de pérdidas por punta y cubo, será el modelo que se utilizará en los trabajos y desarrollos futuros. Estudios experimentales deben llevarse a cabo para validar los resultados numéricos obtenidos.

## Capítulo 3

# Optimización de una turbina hidrocínética tipo propela usando la metodología de superficie de respuesta: Efecto de los ángulos de sesgo e inclinación en el coeficiente de potencia.

**Resumen:** Definir la geometría del álabe que maximiza la cantidad de energía aprovechada, ha sido un tema de investigación que ha motivado diversos estudios respecto a múltiples combinaciones de parámetros. Mejorar la eficiencia de las turbinas hidrocínéticas, es necesario por 2 razones fundamentales: la primera de ellas es lograr una sustitución progresiva de las fuentes energéticas de origen fósil y así mitigar los impactos del cambio climático. La segunda, es suplir la demanda energética en zonas de difícil acceso donde la conexión a los sistemas interconectados no ha sido posible por diversas causas, pero donde se cuenta con el potencial para la generación. Teniendo esta una connotación social profunda donde se busca mayor equidad. En este capítulo se presenta el proceso de optimización llevado a cabo sobre el diseño de turbina hidrocínética tipo propela desarrollado previamente. Inicialmente se presentan algunas investigaciones llevadas a cabo sobre los álabes de las turbinas hidrocínéticas y los métodos de optimización utilizados. Posteriormente se presenta el proceso de selección del diseño de experimentos y los niveles de los parámetros ángulo de sesgo y ángulo de inclinación, cuyo efecto en el desempeño de la turbina será objeto de estudio. Finalmente se presentan el modelo de regresión construido, los análisis estadísticos realizados y los resultados obtenidos para el proceso de optimización realizado por medio de la metodología de superficie de respuesta. El diseño de álabe optimizado logra un 3.88 % más de eficiencia en comparación con el modelo de álabe desarrollado en el capítulo 2.

### 3.1. Introducción

Optimizar es en síntesis hallar una combinación inmejorable de factores que permitan maximizar (o minimizar, según sea el caso) la respuesta de un proceso o sistema manteniendo los estímulos o parámetros de entrada constantes. En el caso específico de los dispositivos utilizados para generación de energía eléctrica el objetivo principal es maximizar la cantidad de electricidad producida para las condiciones actuales de sitio (cabeza de altura, caudal máximo etc). Dicho de otra manera, el objetivo es maximizar la eficiencia energética de estos dispositivos. Hasta la fecha son muchos los estudios realizados cuyo objetivo ha sido mejorar el rendimiento de turbinas hidrocinéticas.

Kolekar et al. (2013) [10], llevaron a cabo una optimización multi-objetivo del desempeño de una turbina hidrocinética mediante el método de diseño robusto. Inicialmente hicieron uso del método del momento sobre el álabe (*BEM*, por sus siglas en inglés), dado que es un método analítico más sencillo para estudiar el efecto de varios parámetros de operación sobre el torque de salida de la turbina. Con los resultados obtenidos se alimentó el algoritmo de optimización cuyo objetivo consistió en encontrar los valores más apropiados de los parámetros longitud de cuerda, ángulo de torsión y TSR. A partir de los resultados del proceso iterativo se construyó el frente de Pareto <sup>1</sup> sobre el cual seleccionaron el punto de máximo desempeño obtenido, logrando un máximo  $C_p$  para la turbina optimizada de 0.52 (87.8 % del límite de Betz) al evaluar el desempeño de la turbina mediante el BEM. Finalmente llevaron a cabo simulaciones CFD para el diseño con los valores de los parámetros obtenidos del proceso de optimización, cuyos resultados arrojaron un valor de  $C_p$  máximo para la turbina de 0.45 a una TSR de 6.3.

En estudios posteriores Kolekar & Barnejee (2013) [122] diseñaron 2 modelos de turbina (modelo con cuerda constante con ángulo de torsión nulo y modelo de cuerda variable con ángulo de torsión variable) los cuales optimizaron por medio del algoritmo genético (*GA*, por sus siglas en inglés). En la primera fase desarrollaron un modelo numérico en el cual integraron el BEM con un modelo dinámico-estructural de interacción fluido-estructura (*FSI*, por sus siglas en inglés), el cual se caracteriza por determinar la solución del flujo de fluido (CFD) a partir de la cual se alimenta la solución del modelo estructural (análisis por elementos finitos ó *FEA* por sus siglas en inglés). El objetivo de la investigación consistía en maximizar la eficiencia de la turbina y minimizar los esfuerzos sobre los álabes de modo que los resultados arrojados por este modelo servirían como insumo inicial para alimentar el algoritmo de optimización. Para el modelo de álabe de cuerda constante y ángulo de torsión nulo encontraron que al aumentar la eficiencia, también aumentan los esfuerzos alcanzando un coeficiente de potencia máximo de 0.48, punto en el cual el esfuerzo alcanza un valor de 300 MPa. Para el modelo de álabe con cuerda variable y ángulo de torsión variable, se logró un aumento considerable de la eficiencia sin comprometer la integridad estructural del álabe, alcanzando un coeficiente de potencia máximo de 0.55 con un esfuerzo de 119 MPa.

En los trabajos de Siddappaji & Turner (2015) [65] se llevó a cabo la optimización mono-objetivo de una turbina eólica dual, compuesta de un rodete principal y uno contrarrotante utilizando el algoritmo genético definiendo como variable objetivo de maximización la eficiencia global ( $\eta$ ) de la turbina (minimización de  $1 - \eta$ ). El procedimiento de optimización requería del suministro de los parámetros fijos de diseño, a partir de los cuales evaluaba la eficiencia del modelo de turbina resultante utilizando el método BEMT, cuyos resultados alimentaban nue-

---

<sup>1</sup>Conjunto de todas las soluciones óptimas, del cual se podrá elegir el más acorde

vamente el algoritmo de optimización hasta alcanzar el conjunto de parámetros que maximizan el valor de la eficiencia de la turbina. Resultado de este proceso en el modelo de turbina con un solo rodete se alcanzó una eficiencia máxima de 58.26 % (sobre el límite de Betz). Entre tanto para el modelo de turbina con rodete contrarrotante (2 rodetes) obtuvo una eficiencia máxima de 58.74 %.

A diferencia de los trabajos hasta ahora presentados, los cuales han puesto su atención en los parámetros geométricos del álabe, otros autores han enfocado sus trabajos en optimizar la geometría del perfil que describe las secciones transversales del álabe. Ejemplo de esto, son los trabajos de Aguilar et al.(2019) [123], quienes diseñaron y optimizaron un perfil hidrodinámico multielemento para turbinas hidrocinéticas mediante la utilización del modelo sustituto y el algoritmo genético. En una primera fase, se comparó el desempeño hidrodinámico de un amplio grupo de perfiles de los cuales se seleccionó el perfil con mejor relación  $C_L/C_D$ . Posteriormente definieron los parámetros objeto de análisis a fin de aumentar la sustentación y reducir el arrastre, además que delimitaron el espacio de diseño con los valores de los parámetros geométricos entre los perfiles primario y secundario.

En la segunda etapa de la investigación, se realizaron simulaciones CFD a partir de las cuales se obtuvieron resultados de los coeficientes de sustentación y arrastre para diferentes configuraciones del perfil seleccionado que servirían para entrenar el modelo utilizado para la determinación del óptimo con el cual se alimentaría el algoritmo de optimización. Los resultados llevarían a la construcción del frente de Pareto del cual se seleccionaría la opción mas apropiada. Resultado del proceso de optimización se mejoró la relación entre coeficientes de sustentación y arrastre cerca de un 8.9 % en comparación con el perfil seleccionado inicialmente. Este aumento en el coeficiente de sustentación, resulta en un aumento en el torque de salida el cual es importante para las turbinas hidrocinéticas, de acuerdo a las ecuaciones de cálculo del álabe. Como se ha visto hasta ahora, son diversas las investigaciones llevadas a cabo a fin de mejorar la eficiencia de transformación energética en turbinas. Igualmente de diversos son los métodos utilizados para llevar a cabo el proceso de optimización, entre los cuales destaca el algoritmo genético.

En el presente capítulo se analiza el efecto de características geométricas propias de propelas (ángulo de sesgo (*Skew*) e inclinación (*rake*)) en el coeficiente de potencia del modelo de turbina hidrocinética tipo propela diseñado previamente. Así mismo, se muestra detalladamente el proceso de optimización del coeficiente de potencia de la turbina por medio de la metodología de superficie de respuesta (*RSM*, por sus siglas en inglés). Este método de optimización permite entender de manera gráfica el comportamiento de una variable dependiente estudiada y definir los niveles de las variables independientes que optimizan la respuesta de esta [124]. Finalmente se presentan los resultados obtenidos del proceso, el modelo de regresión construido y la curva de desempeño para el funcionamiento del modelo con los valores obtenidos para cada uno de los factores analizados.

## 3.2. Metodología de superficie de respuesta

El objetivo de cualquier diseño de experimentos es evaluar las condiciones de un proceso o producto, usando una mínima cantidad de pruebas para posteriormente construir un modelo matemático capaz de ajustarse de manera adecuada a los resultados del fenómeno físico estudiado [124].

La metodología de superficie de respuesta, es un conjunto de técnicas de diseño experimental que se utilizan para el manejo de procesos, en los cuales una variable de respuesta se encuen-

tra influida por múltiples factores de naturaleza cuantitativa [125]. A su vez, la RSM facilita la comprensión y análisis del proceso y permite optimizar la respuesta de este. La aplicación de esta metodología permite realizar un mapeo de la región de respuesta (espacio de diseño), a partir del cual se puede definir el camino o trayectoria hacia la combinación óptima de las variables que permita obtener el resultado deseado [124].

Muchos autores han utilizado la RSM para analizar el efecto de diversos factores en la eficiencia de turbomaquinas. Gaiser et al. (2016) [126], analizaron experimentalmente la incidencia de los parámetros ángulo de chorro, número de álabes, diámetro del inyector y relación de velocidades (velocidad lineal de la turbina/ velocidad del fluido), en la eficiencia de una turbina tipo turgo por medio de la RSM. El modelo de turbina utilizado por estos autores poseía un diseño simple y de bajo costo en el cual se utilizó la parte inferior de las cucharas como álabes. Para realizar la toma de datos, los autores utilizaron un diseño central compuesto de 3 niveles centrado en las caras. Con los resultados obtenidos del proceso experimental, se construyó un modelo de regresión múltiple en el cual se identificó que las variables de mayor influencia en la eficiencia de la turbina corresponden al diámetro del inyector, la relación de velocidad y las interacciones entre el ángulo del chorro con el número de álabes, el número de álabes con la relación de velocidades, y el diámetro del inyector con la relación de velocidades.

En 2018, Tian et al.[83] optimizaron la forma de los álabes de un rotor de una turbina eólica tipo Savonius por medio de simulaciones CFD mediante la creación de un modelo sustituto (modelo de Kriging), a partir del cual realizaron el gráfico de la superficie de respuesta para el  $C_p$  en función de los parámetros de concavidad y convexidad de los álabes. Los resultados del proceso para la construcción del modelo sustituto servirían igualmente para alimentar el algoritmo de optimización de enjambre de partículas (PSO, por sus siglas en inglés) con el cual se buscaron el valor óptimo para los parámetros mencionados. Como resultado del proceso, los autores consiguieron el diseño de una turbina Savonius con un  $C_p$  de 0.2580 (4.41 % mayor al diseño clásico).

Bouvant et al. (2021) [127], llevaron a cabo la optimización de una turbina hidrocínética tipo tornillo de Arquímedes utilizando la RSM. En el proceso los autores evaluaron la influencia en el  $C_p$  de los parámetros longitud del tornillo, paso del álabe, inclinación del álabe respecto al fluido, y relación de diámetros (diámetro exterior (álabe)/ diámetro interior (eje)). Para la evaluación de la eficiencia ( $C_p$ ) en las unidades experimentales se utilizaron simulaciones CFD con el modelo de 6 grados de libertad (DoF, por sus siglas en inglés) y un diseño central compuesto centrado en las caras, por medio del cual se determinó la cantidad de unidades a analizar. A partir del análisis estadístico de los resultados, se concluyó que los factores con mayor incidencia eran la relación de diámetros y el ángulo de incidencia. Finalmente se evaluó el modelo de turbina con los valores óptimos de los factores, para el cual se logró un valor de  $C_p$  de 0.5515 a una TSR de 1.4.

Teniendo en cuenta las investigaciones referenciadas y de acuerdo con los fundamentos teóricos, se puede concluir que la RSM es un método de optimización práctico el cual facilita el proceso de evaluación del efecto de múltiples factores en una variable respuesta. Adicionalmente esta técnica de optimización puede ser aplicada en conjunto con otros métodos como queda evidenciado con los trabajos de Tian et al. (2018) [83]. Por lo anterior, se seleccionó esta técnica de optimización para analizar el efecto de los ángulos de sesgo (skew) e inclinación (rake) en el desempeño (en términos de coeficiente de potencia) para el modelo de turbina

hidrocinética tipo propela desarrollado.

### 3.3. Diseño de experimentos

Existen diversos diseños de experimentos (*DOE*, por sus siglas en inglés) que permiten analizar el efecto o incidencia de múltiples factores en una variable de respuesta. Muchas veces se deberá suponer *a priori* la relación entre la respuesta y el factor. En caso de esperar un resultado lineal bastará con definir solo 2 niveles (diseño factorial  $2^k$ , k factores de 2 niveles). Pero eventualmente se puede correr el riesgo de desestimar el efecto cuadrático, para lo cual se deben definir 3 niveles (diseño factorial  $3^k$ , k factores de 3 niveles) [124]. De acuerdo con lo anterior para estudiar y analizar el efecto de la curvatura y efectos lineales e interacciones, el diseño factorial  $3^k$  es una alternativa adecuada. Sin embargo, este diseño no es la forma más eficiente para modelar una relación cuadrática dado que se requiere un gran número de unidades experimentales cuando se prueba el efecto de más de 4 factores [125]. Por esta razón cuando se utiliza la metodología de superficie de respuesta comúnmente se utilizan los diseños centrales compuestos ó los diseños de *Box - Benhken* [124] los cuales resultan ser más apropiados debido a que proporcionan una distribución de puntos razonable en el espacio de diseño definido. Además, estos diseños no requieren un gran número de unidades experimentales lo cual permite optimizar el tiempo de ejecución del experimento [128].

En el caso específico del modelo de turbina hidrocinética tipo propela diseñada como se ha mencionado anteriormente, se definieron 2 factores cuyos efectos sobre el  $C_p$  de la turbina fueron analizados. Teniendo en cuenta todo lo anteriormente expuesto, con el objetivo de modelar la relación cuadrática existente entre los factores ángulo de sesgo e inclinación, se determinó que el diseño factorial  $3^k$  correspondía al diseño de experimentos más adecuado teniendo en cuenta que solo se analizarían 2 factores en los 3 niveles de variación, es decir, bastarían solo 9 unidades experimentales a analizar.

#### 3.3.1. Ángulos de sesgo e inclinación: Determinación de niveles

En el capítulo 1, se explicaron las características propias que los parámetros ángulo de sesgo y ángulo de inclinación agregaban a la superficie del álabe de las propelas. De acuerdo con diversos autores el efecto específico de estos parámetros en el desempeño de las propelas ha sido poco estudiado principalmente por la complejidad geométrica que introducen [33, 129]. El ángulo de sesgo o *skew* ha sido analizado y estudiado principalmente en dispositivos submarinos no tripulados fundamentalmente por su capacidad de reducir la cavitación sobre la superficie del álabe. Además de producir un empuje más uniforme [130]. Entre los trabajos más importantes realizados en torno a este parámetro destacan los de Ghassemi & Ghadimi (2011) [130] quienes evaluaron por medio del BEM, en términos del empuje, el desempeño de una propela de 5 álabes perteneciente a un dispositivo submarino. La propela analizada presentaba un valor de sesgo máximo de  $50^\circ$  para diferentes valores de coeficiente de avance ( $J$ ). Resultado de sus trabajos los investigadores encontraron que el ángulo de sesgo mejora el empuje de la propela para valores de  $J=0.6$ , donde los valores de presión en ambas caras del álabe presentan poca fluctuación.

Por su parte Hayati et al. (2011) [33], evaluaron por medio de simulación numérica el efecto del ángulo de inclinación en el rendimiento de una propela de 3 álabes perteneciente a la serie

B de Wageningen, cuyo valor convencional de inclinación es de  $15^\circ$  [33]. Para esto los autores inicialmente definieron los límites para la inclinación entre  $-5^\circ$  (álabe inclinado hacia el casco del barco) y  $20^\circ$  (álabe inclinado aguas abajo de barco). Posteriormente por medio de simulación numérica compararon los modelos de propela en términos del coeficiente de empuje ( $K_T$ ). Los resultados arrojaron que las propelas con valores de ángulo de inclinación entre  $15^\circ - 20^\circ$  presentan un mayor valor de coeficiente de empuje, siendo el efecto más notorio cuando el ángulo adquiere un valor de  $20^\circ$ . Sin embargo, se necesita mayor potencia suministrada por el motor. Años mas tarde, usando los resultados de este estudio, Sajedi & Mahdi (2019) [129] analizarían la incidencia de este ángulo en la aparición del fenómeno de cavitación, utilizando para ello los mismos niveles evaluados previamente por Hayati et al. Resultado de las investigaciones encontraron que para una condición de propela en aguas abiertas, este ángulo no tenía un efecto significativo en el volumen de vapor generado. Sin embargo, reduce el valor de la amplitud de oscilación (pico a pico) del empuje.

Gorji et al. (2019) [131] estudiaron la incidencia de los parámetros ángulo de inclinación y ángulo de sesgo en el nivel de ruido en una propela. Este trabajo es de interés teniendo en cuenta que en el caso de las turbinas hidrocínicas es importante mantener un bajo nivel de ruido de modo que no se presenten afectaciones a la fauna del cuerpo hídrico. Por medio de simulaciones CFD estos autores compararon la variación de los niveles de presión sobre la superficie de los álabes (*SPL*, por sus siglas en inglés) en una propela perteneciente a la serie DTMB en la cual variaron el ángulo de sesgo en el intervalo de  $0^\circ - 75^\circ$  y el ángulo de inclinación entre  $0^\circ - 30^\circ$ . Resultado de sus investigaciones Gorji et al. encontraron que a medida que los ángulos aumentan de valor, la eficiencia de la propela decrece. Pese a esto, para valores altos del ángulo de inclinación hay una menor variación del SPL; caso contrario a lo que ocurre con el ángulo de sesgo, en el cual a medida que este aumenta hay una mayor variabilidad del SPL, lo cual es contraproducente para el funcionamiento de la propela.

De acuerdo con las investigaciones hasta la fecha realizadas y teniendo en cuenta los niveles de los factores utilizados para evaluar la incidencia del ángulo de sesgo e inclinación en el desempeño de las propelas, así como en los niveles de ruido y en la cavitación, se definieron 3 niveles para cada uno de los factores a fin de evaluar la incidencia de estos en la eficiencia de una turbina hidrocínica tipo propela. Los valores de cada nivel, así como la estandarización de los mismos para el análisis de experimentos se presentan en la Tabla 3.1 los cuales son consistentes con el sistema de coordenadas definido en el capítulo 2 utilizado para orientar las secciones de los álabes en las superficies cilíndricas concéntricas.

**Tabla 3.1.** Factores independientes y niveles usados para el proceso de optimización de la turbina hidrocínica tipo propela

<b>Factor Independiente</b>	<b>Valores</b>		
Niveles estandarizados	-1	0	1
Skew [ $^\circ$ ]( $x_1$ )	0	15	30
Rake [ $^\circ$ ]( $x_2$ )	-20	0	20

### 3.3.2. Construcción de los modelos de turbina hidrocínética tipo propela con los tratamientos

Los valores mostrados en la Tabla 3.1 corresponden a los niveles de las unidades experimentales, sobre las cuales posteriormente se llevarían a cabo simulaciones numéricas para analizar el efecto de los factores en el desempeño de la turbina hidrocínética. En la Tabla 3.2 se presenta el resultado de las combinaciones de los factores y sus respectivos tratamientos.

**Tabla 3.2.** Combinación de factores para los tratamientos en las unidades experimentales

Skew[°]	Rake[°]	Skew codificado	Rake codificado
0	0	-1	0
0	20	-1	1
0	-20	-1	-1
15	0	0	0
15	20	0	1
15	-20	0	-1
30	0	1	0
30	20	1	1
30	-20	1	-1

En el capítulo anterior se presentaron las ecuaciones utilizadas para describir las secciones correspondientes al álabe para cada una de las secciones. Para la construcción de las unidades experimentales, deberán agregarse términos adicionales en las ecuaciones correspondientes a las coordenadas  $x_p$  y  $y_p$ , como se muestra a continuación.

#### Modificaciones debidas al ángulo de sesgo

Para el caso específico de la distribución en dirección radial (eje Z, en el sistema coordenado utilizado) del ángulo de sesgo utilizado, se definieron los puntos de la coordenada X de acuerdo con los trabajos de Morgan et al.(1968). Quienes desarrollaron una distribución de manera que el punto medio de las secciones describiese un arco circular al visualizar el álabe en un plano expandido [132]. El valor del ángulo de sesgo para cada una de las secciones se calculó de acuerdo con la Ecuación (3.1)

$$\frac{Skew(i)}{R_{prop}} = R_s - \sqrt{R_s^2 - (r_i - 0.2)^2} \quad (3.1)$$

Donde  $R_{prop}$ , es el radio de la propela.  $r_i$ , es el radio en la sección i-ésima, y  $R_s$ , está definido por la Ecuación (3.2)

$$R_s = \frac{0.32}{Skew_{tip}} + \frac{Skew_{tip}}{2} \quad (3.2)$$

A su vez el valor del ángulo de sesgo en la punta ( $Skew_{tip}$ ) estará dado por la Ecuación (3.3)

$$Skew_{tip} = \frac{\theta_s}{\cos \beta_{tip}} \quad (3.3)$$

Donde  $\theta_s$ , es el ángulo de sesgo del álabe y  $\beta_{tip}$  corresponde al valor del ángulo de torsión del álabe en la punta. Así el valor del sesgo en cada sección está dado por la Ecuación (3.4)

$$Skew(i) = \left\{ \left( \frac{0.32}{Skew_{tip}} + \frac{Skew_{tip}}{2} \right) - \sqrt{\left( \frac{0.32}{Skew_{tip}} + \frac{Skew_{tip}}{2} \right)^2 - (r_i - 0.2)^2} \right\} R_{prop} \quad (3.4)$$

Esta expresión deberá ser agregada a la ecuación previamente definida para la posición de cada punto en la coordenada X. De acuerdo con esto la Ecuación (3.5), determina la posición de los puntos para las unidades experimentales

$$x_p(i) = \{[(x - a_r(i)) \cos(\phi)] - y \text{sen}(\phi)\} + Skew(i) \quad (3.5)$$

### Modificaciones debidas al ángulo de inclinación

En el caso de la distribución del ángulo de inclinación a lo largo de la dirección radial del álabe, la formulación introducida es de menor complejidad. Teniendo en cuenta que visto desde un plano en sección sobre el plano Y-Z de la Figura 2.10, al agregar inclinación a los álabes el desplazamiento de los puntos en esta dirección corresponde con un arco, el cual estará definido por la Ecuación (3.6)

$$Rake(i) = r_i * \theta_r \quad (3.6)$$

Donde  $r_i$ , corresponde al radio de la  $i$ -ésima sección y  $\theta_r$  es el ángulo de inclinación en la punta del álabe medido en radianes. Este término deberá ser sumado o restado de acuerdo al nivel del factor que se deba aplicar a la unidad. Así, la Ecuación (3.7) determina la posición de los puntos en la coordenada Y, para las unidades experimentales.

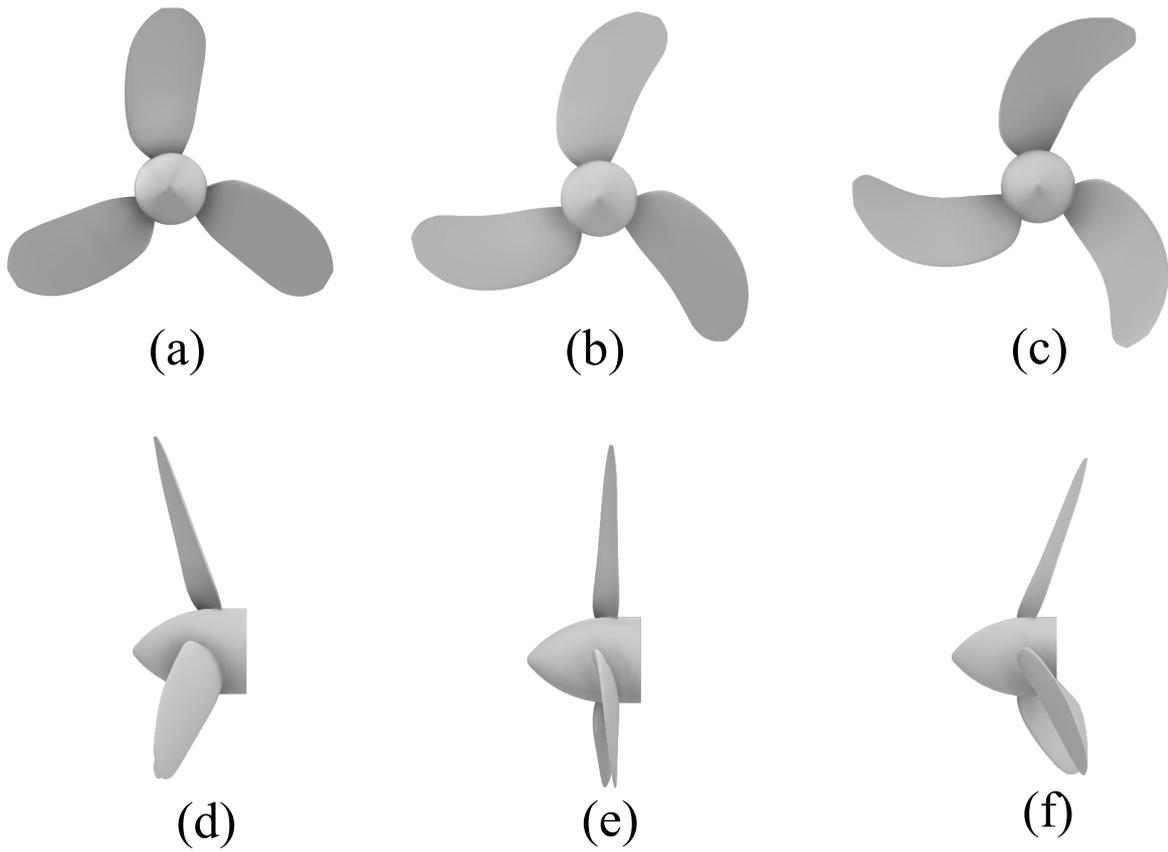
$$y_p = \{[(x - a_r(i)) \text{sen}(\phi)] + y \cos(\phi)\} \pm Rake(i) \quad (3.7)$$

En la Figura 3.1, se pueden observar las características de los modelos utilizados para evaluar la incidencia de los diferentes niveles de los factores en el  $C_p$  de la turbina.

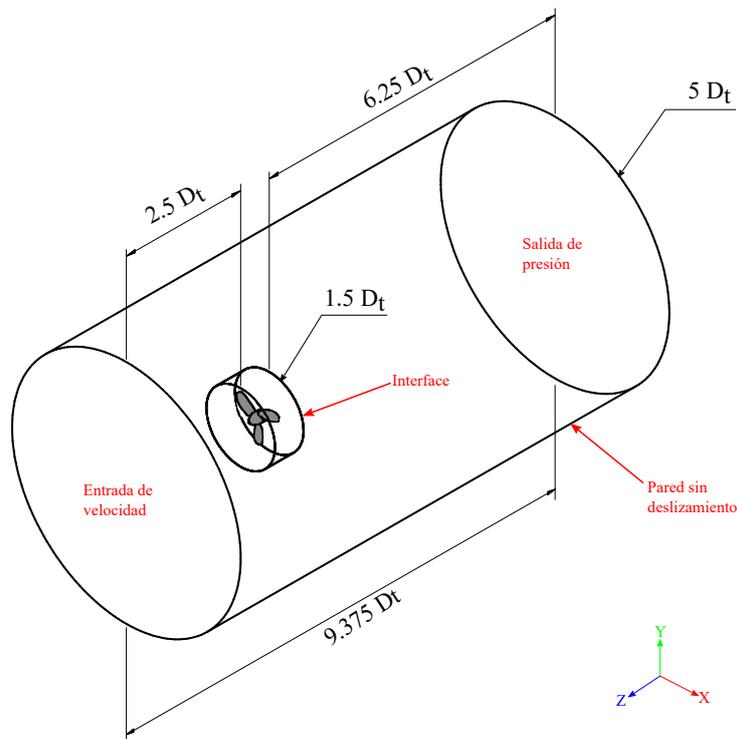
### 3.3.3. Dominio computacional y mallado

Para las unidades experimentales realizadas se utilizó un dominio computacional de forma cilíndrica tal como el que se observa en la Figura 3.2 similar al utilizado en el capítulo 2 para analizar el desempeño de los modelos de turbina hidrocínética comparados.

Posterior a la construcción del dominio de fluido es importante elaborar un mallado de calidad de la región objeto de simulación, de modo que los resultados numéricos obtenidos concuerden con el comportamiento real esperado del sistema. Teniendo en cuenta que el dominio computacional utilizado para analizar el efecto de los ángulos de sesgo e inclinación en el  $C_p$  de la turbina hidrocínética tipo propela conserva las dimensiones utilizadas previamente para comparar el rendimiento de los modelos de turbina obtenidos en el capítulo 2, se utilizaron en este caso los mismos parámetros del tamaño de elemento y tamaño de paso temporal toda vez que para las simulaciones realizadas previamente se lograron resultados independientes espacial y temporalmente.



**Figura 3.1.** Modelos CAD de unidades experimentales para los diferentes niveles de los factores. (a) Sesgo=  $0^\circ$ ; (b) Sesgo=  $15^\circ$ ; (c) Sesgo=  $30^\circ$ ; (d) Inclinación=  $-20^\circ$ ; (e) Inclinación=  $0^\circ$ ; (f) Inclinación=  $20^\circ$



**Figura 3.2.** Dominio de fluido utilizado para análisis computacional. Las medidas se encuentran dadas en función del diámetro de la turbina  $D_t = 1.6m$ . En texto rojo se presentan las condiciones frontera utilizadas en las simulaciones

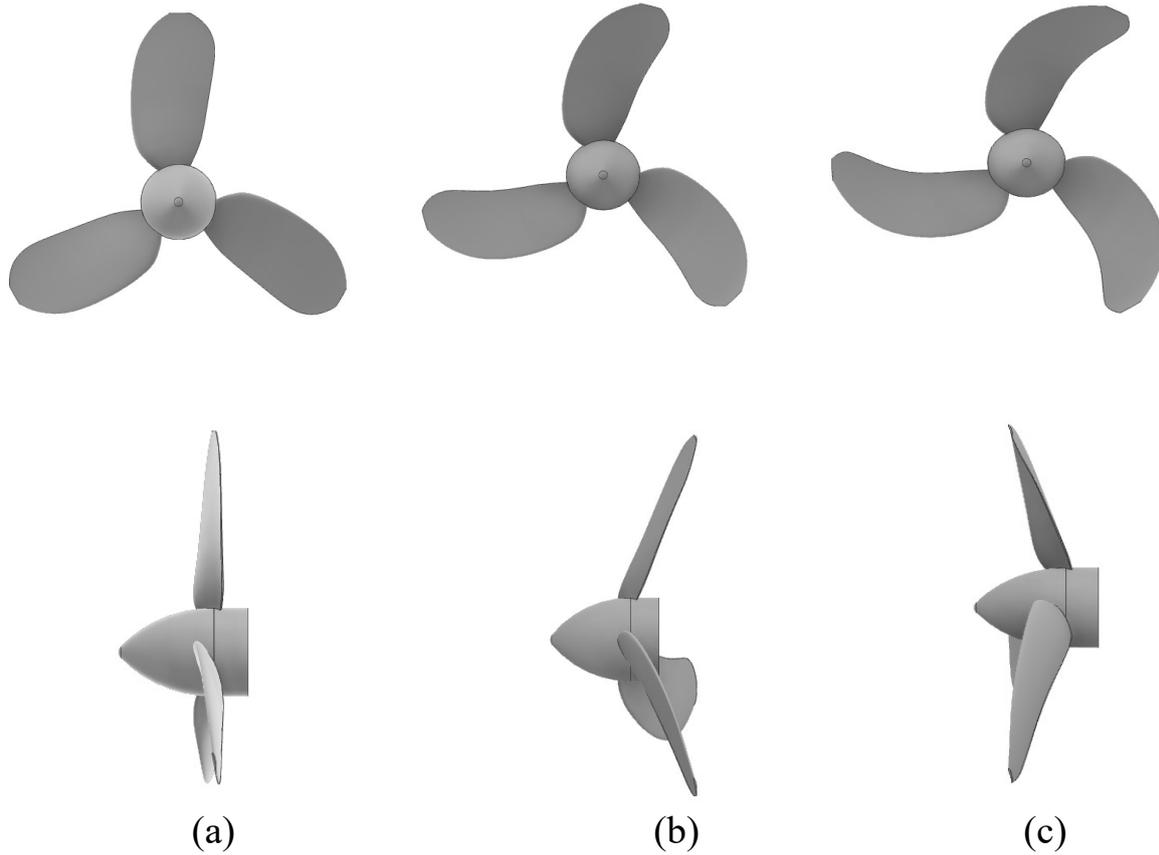
La Tabla 3.3 presenta de manera resumida las condiciones de entrada y parámetros utilizados en las simulaciones correspondientes a las unidades experimentales de la turbina hidrocínética tipo propela.

**Tabla 3.3.** Valores de parámetros y configuraciones utilizados para las simulaciones de las unidades experimentales

Parámetro	Característica	Valor	Unidades
Condición de entrada	Entrada de velocidad	1.5	$ms^{-1}$
Condición de salida	Salida de presión	0	KPa
Tipo de simulación	Transitoria - Monofase	-	-
Modelo de malla	Mallado Polihedral	-	-
Velocidad de rotación	Impuesta - Malla deslizante	65	RPM
Modelo de Turbulencia	k- $\omega$ SST	-	-
Cantidad de elementos	Promedio de las mallas	5.6 - 5.9 * 10 <sup>6</sup>	Unidades
Paso temporal	-	0.05	s

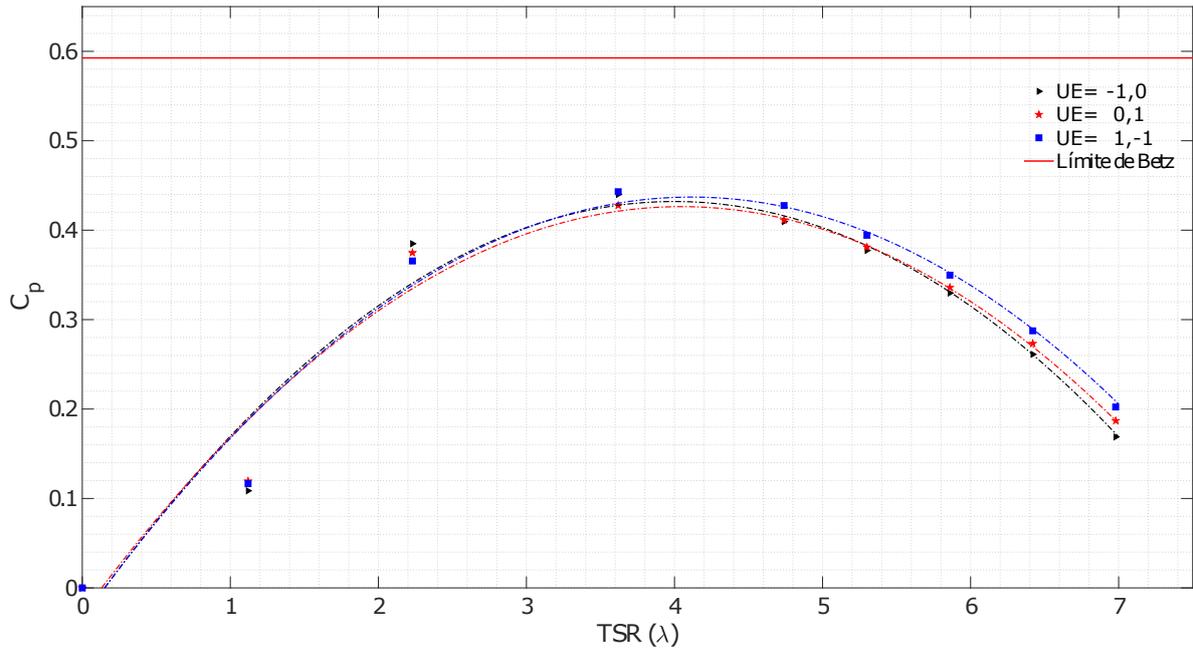
### 3.3.4. Determinación de velocidad de giro

Antes de realizar las corridas de las unidades experimentales es importante definir la velocidad de giro de la turbina en la cual se presentará el máximo valor de  $C_p$ . Para el modelo de turbina que mostró el mejor desempeño la velocidad a la cual se presenta el mayor valor de  $C_p$  es de 65 RPM. No obstante, no se debe asumir que para el resto de unidades experimentales el comportamiento observado sea el mismo. De acuerdo con lo planteado anteriormente se realizaron simulaciones CFD para 2 unidades experimentales adicionales a la unidad de niveles (-1,0), en el intervalo de velocidades de giro utilizado en el capítulo anterior (0 - 125 RPM). Estas unidades se escogieron de manera tal que la combinación de sus factores permitiera mapear el espacio de diseño completo, es decir, que las unidades experimentales incluyesen los niveles faltantes en los factores. Así pues se evaluaron las unidades correspondientes a la combinación de niveles (0,1) y (1,-1). La diferencia geométrica entre las unidades experimentales se puede observar en la Figura 3.3.



**Figura 3.3.** Unidades experimentales utilizadas para validar el comportamiento del  $C_p$  ante la variación de velocidades de giro. (a) UE 0,0 . (b) UE 0,1. (c) 1,-1.

Los resultados de las simulaciones computacionales para los tratamientos mostrados en la Figura 3.3 en el intervalo de velocidades de giro analizado, se pueden observar en la Figura 3.4. De acuerdo con la Figura 3.4 se puede concluir que para los modelos de turbina con los niveles de los tratamientos analizados, se alcanza el valor máximo de  $C_p$  a una velocidad de giro de 65 RPM, que equivalen a una TSR de 3.6280. Así, para las el resto de unidades experimentales se analizó el desempeño de las mismas a la velocidad de giro mencionada anteriormente.



**Figura 3.4.** Resultados simulaciones para las unidades experimentales en el intervalo 0 -125 RPM. En la Figura se muestran los factores codificados y se refiere a las unidades experimentales como UE. La UE (-1;0) corresponde a la unidad con un valor de sesgo e inclinación de 0°.

## 3.4. Resultados y discusión

### 3.4.1. Recolección de datos

Posterior a la realización de las simulaciones, los resultados obtenidos en estas para las unidades con los respectivos tratamientos, se encuentran resumidas en la Tabla 3.4. Con estos datos se procedió con a la realización del análisis estadístico, cuyo objetivo principal consistió en establecer un modelo matemático que permitiera predecir la combinación de niveles más adecuada que maximiza el valor del coeficiente de potencia. Para este análisis de regresión se utilizó el software estadístico de código libre *R*, el cual facilita el modelamiento y tratamiento de los datos.

En el análisis de regresión se construyeron inicialmente 2 modelos; el modelo lineal y el modelo cuadrático, con el objetivo principal de evaluar los efectos individuales, combinados y cuadráticos de las variables explicatorias ( $x_1$ ,  $x_2$ ) sobre la variable explicada ( $C_p$ ). La ecuación genérica que representa el modelo de segundo orden que contiene los términos lineales, combinados y cuadráticos corresponde a la Ecuación 3.8.

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_{12} x_1 x_2 + \beta_{11} x_1^2 + \beta_{22} x_2^2 \quad (3.8)$$

En la ecuación anterior  $y$  es la variable de respuesta.  $\beta_0$ , es un valor constante del modelo de regresión denominado intercepto.  $\beta_1$  y  $\beta_2$ , son los coeficientes lineales de la regresión, los cuales corresponden a los efectos de los factores de manera individual.  $\beta_{12}$ , es el coeficiente combinado, el cual explica el efecto combinado de los factores principales sobre la variable regresada. Finalmente  $\beta_{11}$  y  $\beta_{22}$  corresponden a los coeficientes cuadráticos [133]. De acuerdo a lo anterior, el modelo lineal de primer orden solo cuenta con 3 términos, entre tanto el modelo de segundo orden incluirá el total de términos mostrados por la Ecuación 3.8.

**Tabla 3.4.** Resultados numéricos obtenidos para las corridas de las simulaciones en las unidades experimentales

Skew [°]	Rake [°]	Torque [N m]	P [W]	$C_p$
0	0	217.72	1482.67	0.438855
0	20	203.09	1383.04	0.409366
0	-20	225.71	1537.09	0.454960
15	0	220.98	1504.87	0.445426
15	20	212.29	1445.69	0.427910
15	-20	225.73	1537.22	0.455001
30	0	221.78	1510.32	0.447039
30	20	212.33	1445.98	0.427991
30	-20	219.89	1497.45	0.443229

### 3.4.2. Construcción de los modelos de regresión

A partir de los resultados de las simulaciones se procedió con la construcción de los modelos de regresión, en los cuales se utilizó el análisis de varianza (ANOVA, por sus siglas en inglés) por medio del cual se determinaron las contribuciones al modelo por cada uno de los términos involucrados en la regresión. Para evaluar la capacidad del modelo de regresión construido para describir los resultados obtenidos se utilizaron los estadísticos coeficiente de correlación del modelo ( $R^2$ ), coeficiente de correlación del modelo ajustado a los grados de libertad ( $R_{ajust}^2$ ) y el valor-p del modelo. Es importante mencionar que para las hipótesis estadísticas planteadas se utilizó un nivel de significancia ( $\alpha$ ) de 0.05. Este valor indica que existe un riesgo del 5 % de realizar conclusiones erróneas a partir de los resultados obtenidos por medio de la aplicación de las pruebas [125]. Como primera prueba estadística se planteó la significación de la regresión, cuyo fin es determinar la existencia o no, de una relación entre las variables regresoras y regresada [125]. De acuerdo a esto se establece la prueba de hipótesis

$$H_0 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_k = 0$$

$$H_1 : \exists \beta_j \neq 0$$

Rechazar esta hipótesis, implica que al menos una de las variables explicatorias contribuye al modelo de regresión de manera significativa [124]. De acuerdo a los datos de la Tabla 3.5, en ambos modelos existen variables que contribuyen al modelo de regresión. Sin embargo, el modelo de segundo orden tiene un estadístico de prueba menor (lo que significa que las variables independientes inciden con mayor fuerza en la variable regresada). Adicionalmente, los valores de los coeficientes  $R^2$  y  $R_{ajust}^2$  son mayores, lo cual indica que el modelo de segundo orden es el más adecuado para expresar la relación existente entre variables independientes y dependiente. Por esta razón se eligió el modelo de segundo orden para explicar el comportamiento del  $C_p$  en función de los parámetros ángulo de sesgo y ángulo de inclinación.

**Tabla 3.5.** Parámetros estadísticos de los modelos de regresión construidos

Modelo de regresión	$R^2$	$R_{ajust}^2$	Valor-p
Primer orden	0.7550	0.6733	0.0147
Segundo orden	0.9871	0.9656	0.0049

### 3.4.3. Análisis de resultados del ANOVA para el modelo de segundo orden

En la Tabla 3.6, se observan los resultados arrojados por el ANOVA para el modelo de segundo orden que relaciona el  $C_p$  con los ángulos de sesgo e inclinación de los álabes de la turbina hidrocínética tipo propela desarrollada.

**Tabla 3.6.** Resultados del ANOVA, para el modelo de regresión lineal de segundo orden. En la Tabla GdL: Grados de libertad; SC: suma de cuadrados; CM: Cuadrados medios

Término	GdL	Efecto	SC	CM	Estadístico - F	Valor-P
Skew: $x_1$	1	0.0009505	0.000038	0.0000379	5.0117	0.0388
Rake: $x_2$	1	-0.001112	0.001288	0.0012884	170.4339	0.0011
$x_1x_2$	1	0.0000253	0.000230	0.0002304	9.1232	0.0117
$x_1^2$	1	-0.0000261	0.000069	0.0000689	14.3464	0.0567
$x_2^2$	1	-0.00001841	0.000108	0.0001085	30.4737	0.0323
Error	3		0.0000227	0.0000075		

De acuerdo con estos resultados, para el  $\alpha$  definido la mayoría de variables tiene una incidencia significativa en el modelo de regresión. Sin embargo, el término cuadrático de la variable sesgo, posee un valor-p levemente mayor al nivel de significancia. Pese a esto, por ser un factor principal este no se retiró del modelo. Adicionalmente se observa que el parámetro inclinación posee una mayor incidencia en la variable respuesta, teniendo en cuenta que registra el menor valor para el coeficiente de determinación (valor-p) de significancia en el modelo. Este resultado coincide con los reportados por Hayati et al (2011) [33] para el coeficiente de empuje en las propelas.

Finalmente, la expresión matemática que describe la respuesta del coeficiente de potencia como función de las variaciones del ángulo de sesgo y ángulo de inclinación, está dada por la Ecuación 3.9

$$C_p = 0.439 + 9.505 \cdot 10^{-4} x_1 - 1.112 \cdot 10^{-3} x_2 + 2.530 \cdot 10^{-5} x_1 x_2 - 2.610 \cdot 10^{-5} x_1^2 - 1.841 \cdot 10^{-5} x_2^2 \quad (3.9)$$

### 3.4.4. Verificación de supuestos

Posterior a la determinación del modelo más adecuado para expresar el comportamiento de la variable regresada, y luego de haber construido la expresión matemática que relaciona las variables explicativas y explicada. Se realizó el proceso de validación de supuestos de la regresión. Como se sabe, la regresión deberá cumplir un conjunto de supuestos para garantizar la correcta aplicación de este modelo al fenómeno estudiado [134]. En el caso específico del modelo de regresión construido se realizó el análisis a los siguientes supuestos

1. Correcta especificación del modelo.
2. Normalidad de los residuales.
3. No autocorrelación de los residuales (Independencia).
4. Varianza constante de los residuales (Homocedasticidad).

Las pruebas utilizadas para verificar que se cumplan los supuestos, en realidad no cuantifican un nivel o grado de medida en el que se cumplan los supuestos (dado que estos son generalmente aceptados). Para ser exactos lo que hacen las pruebas es hallar evidencia estadística y significativa por medio de la cual no se puedan rechazar los mismos.

### Correcta especificación del modelo

Como su nombre lo indica, esta prueba es útil para verificar si en la construcción del modelo han sido consideradas adecuadamente las variables que contribuyen con la variación de la variable regresada [124]. Para este caso específico, la prueba determina si el ángulo de sesgo y el ángulo de inclinación contribuyen con la variación del coeficiente de potencia de la turbina. La prueba de hipótesis realizada en este caso corresponde al planteamiento generalizado

$$H_0 : E[\varepsilon_{i,j}] = 0 \rightarrow \text{El modelo está correctamente especificado}$$

$$H_1 : E[\varepsilon_{i,j}] \neq 0 \rightarrow \text{El modelo NO está correctamente especificado}$$

En este caso se desea aceptar la hipótesis nula. Para validar este supuesto se aplica sobre el modelo de regresión la prueba *reset de Ramsey*, en la cual se contrasta el valor-p obtenido con el valor de  $\alpha$  previamente definido en 0.05. En el caso de que la prueba arroje un resultado inferior, se rechazará la hipótesis nula. Para el caso específico, el valor-p obtenido al aplicar el test de Ramsey, arrojó un resultado de 0.6881, por lo cual se concluyó que el modelo está correctamente especificado.

### Normalidad de los residuales

Este supuesto implica que la respuesta ( $y$ ) se debe distribuir de manera normal. Sin embargo, este supuesto (al igual que los de autocorrelación y homocedasticidad) se traduce en términos del error, toda vez que para la respuesta predicha por el modelo ( $\hat{y}$ ) el residual estará dado por la Ecuación 3.10 [125].

$$\varepsilon_{ij} = y_{ij} - \hat{y}_{ij} \quad (3.10)$$

Donde  $y_{ij}$ , corresponde a la respuesta observada para el mismo tratamiento. Para el modelo de segundo orden construido se realizó sobre los residuales la prueba de hipótesis

$$H_0 : \varepsilon_{ij} \sim Normal(0, \sigma^2) \rightarrow \text{Los residuos siguen una distribución normal}$$

$$H_1 : \varepsilon_{ij} \not\sim Normal(0, \sigma^2) \rightarrow \text{Los residuos NO siguen una distribución normal}$$

De acuerdo con lo antes expuesto en esta prueba se desea aceptar la hipótesis nula ( $H_0$ ). Existen varias pruebas para verificar normalidad, algunas mas robustas que otras. En este caso se utilizó la prueba de *Jarque-Bera* cuyo valor-p fue de 0.6803 por lo cual se acepta la hipótesis nula planteada. Adicional a esta prueba se realizaron otras pruebas de normalidad, cuyos resultados se presentarán mas adelante de manera tabulada. Para acompañar los resultados, se realizaron gráficos de normalidad que se observan en la Figura 3.5. En la Figura 3.5 (a) se tiene el diagrama de cajas y bigotes en el cual se observa que la distribución no es simétrica y los datos se encuentran mas dispersos hacia los valores positivos de los residuos. Adicionalmente se observa que no existen valores atípicos en la distribución. La Figura 3.5 (c) corresponde a el gráfico de probabilidad de distribución en el cual se observa que algunos valores se alejan de la línea de resultados esperados. Sin embargo, dado que en estadística son aceptadas pequeñas desviaciones se puede concluir que los residuales poseen una distribución normal [124].

## No autocorrelación de los residuales: Independencia

La independencia de residuales supone que no existe una tendencia en la distribución de los residuales. Este supuesto está fuertemente relacionado al principio de aleatorización de las corridas [124]. En este caso la prueba de hipótesis planteada corresponde al planteamiento presentado a continuación

$$H_0 : E[\varepsilon_i; \varepsilon_j] = 0 \rightarrow \text{Los residuos son independientes}$$

$$H_1 : E[\varepsilon_i; \varepsilon_j] \neq 0 \rightarrow \text{Los residuos NO son independientes}$$

Para la verificación de la hipótesis nula se utilizó la prueba de *Durbin-Watson*, cuyo valor-p fue de 0.3824, corroborando con esto la hipótesis de independencia de los residuos del modelo. Estos resultados son acompañados del gráfico de distribución de residuales mostrado en la Figura 3.6, en el cual se puede observar que los residuos no siguen un patrón específico y que se encuentran distribuidos aleatoriamente dentro de la banda representada por líneas azules; conformando lo que se puede llamar un "enjambre de moscas." "noche estrellada"[124]

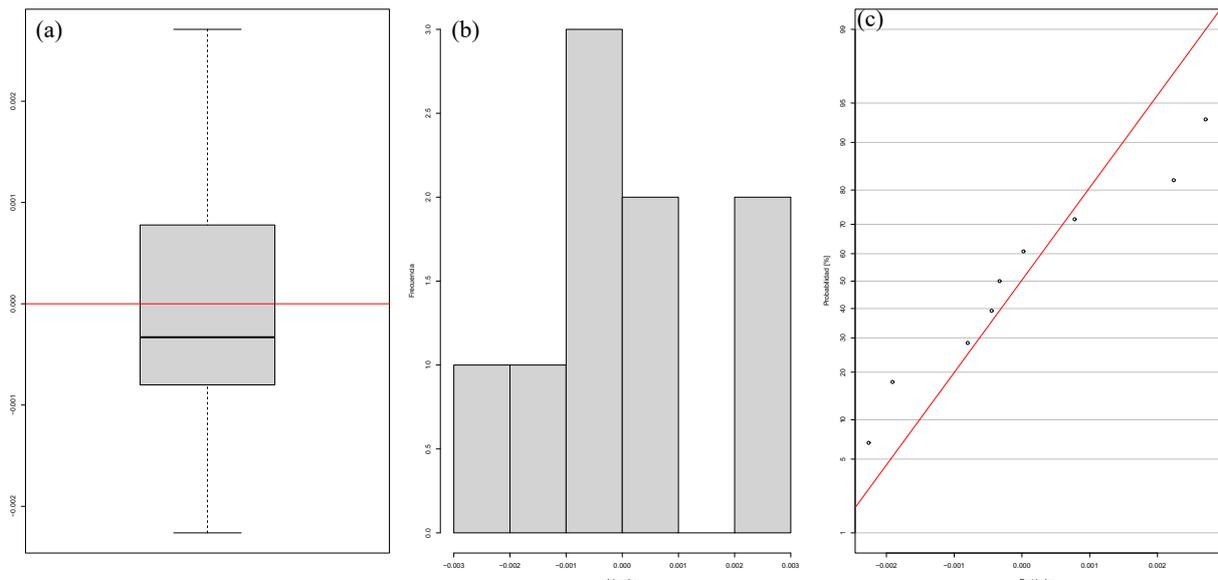
## Varianza constante: Homocedasticidad

La homocedasticidad supone que los tratamientos tienen la misma varianza, es decir que la varianza es constante para todos los residuales del modelo [125]. La hipótesis a evaluar en este caso es

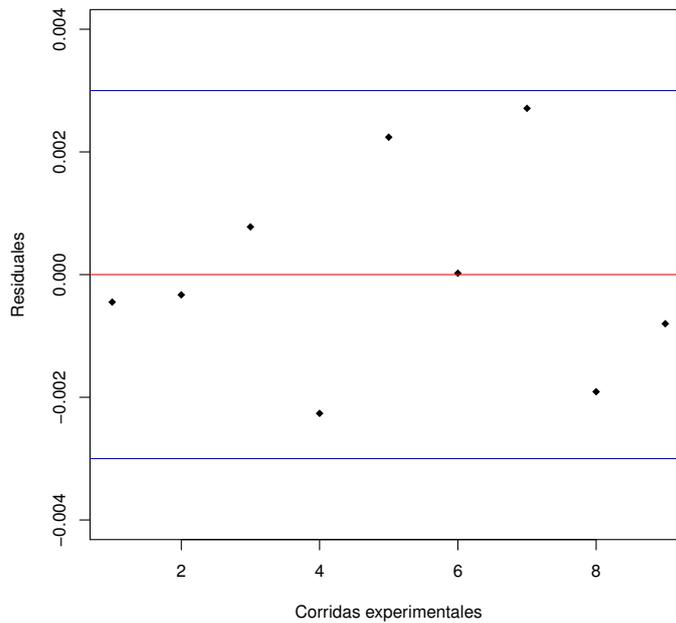
$$H_0 : \sigma_1^2 = \sigma_2^2 = \dots = \sigma_k^2 = \sigma^2 \rightarrow \text{La varianza es homogénea}$$

$$H_1 : \exists \sigma_i^2 \neq \sigma_k^2 \rightarrow \text{La varianza No es homogénea}$$

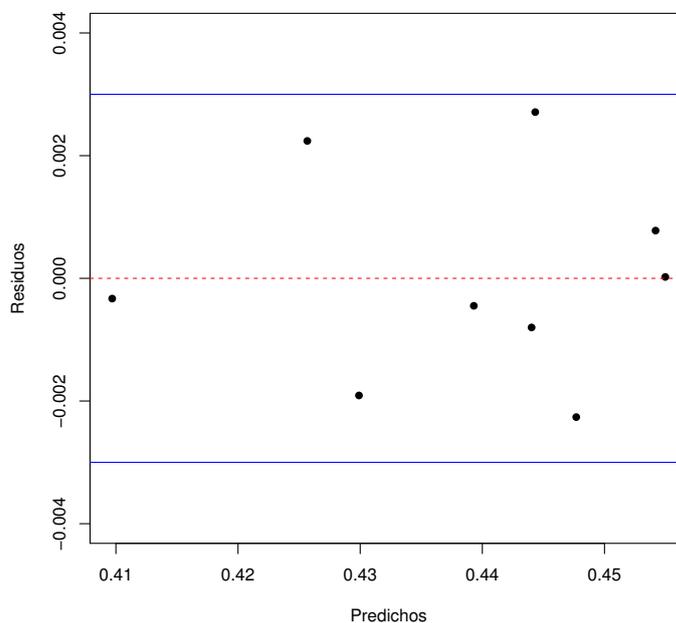
Para corroborar la hipótesis planteada se utilizó la prueba de *Breusch-Pagan*. Esta prueba arrojó un valor-p de 0.2256, lo que concluyó en la aceptación de la hipótesis de que la varianza es constante. Los resultados de la prueba se acompañan de la gráfica de residuos contra predichos en la Figura 3.7. En los cuales al igual que para la gráfica de independencia, no se observa ningún patrón o tendencia contundente en los residuos con el cual se pueda rechazar el supuesto. Por lo anterior se puede considerar que los errores tienen varianza constante.



**Figura 3.5.** Gráficos de distribución de los residuales. (a). Gráfico de caja y bigotes de los residuales. (b). Histograma de los residuales. (c). Gráfico de probabilidad de distribución normal



**Figura 3.6.** Gráfico de distribución de los residuos en las corridas experimentales



**Figura 3.7.** Gráfico de residuos contra predichos

De acuerdo con los resultados presentados el modelo de regresión representado por la ecuación 3.9 cumple con los supuestos estadísticos, por lo cual se concluye que este se puede utilizar para predecir el comportamiento del  $C_p$  en función de los ángulos de sesgo e inclinación del álabe. La Tabla 3.7 muestra la comparación de los resultados obtenidos por medio de simulación numérica con los calculados con la aplicación del modelo de regresión

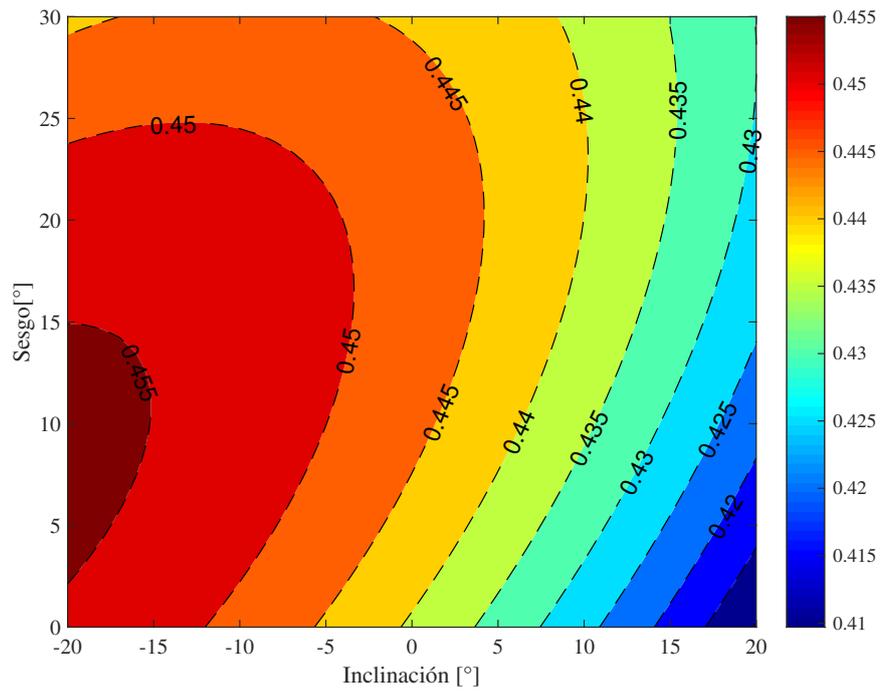
**Tabla 3.7.** Comparación de los resultados de  $C_p$  obtenidos por medio de simulación computacional con los predichos por el modelo de regresión de segundo orden construido

Und Experimental	Variables		$C_p$		Error
	$x_1$	$x_2$	Numérico	Predicho	%
1	0	0	0.4389	0.4393	0.1014
2	0	20	0.4094	0.4097	0.0807
3	0	-20	0.4550	0.4542	0.1724
4	15	0	0.4454	0.4477	0.5071
5	15	20	0.4279	0.4257	0.5232
6	15	-20	0.4550	0.4550	0.0065
7	30	0	0.4470	0.4443	0.6071
8	30	20	0.4280	0.4299	0.4464
9	30	-20	0.4432	0.4440	0.1787

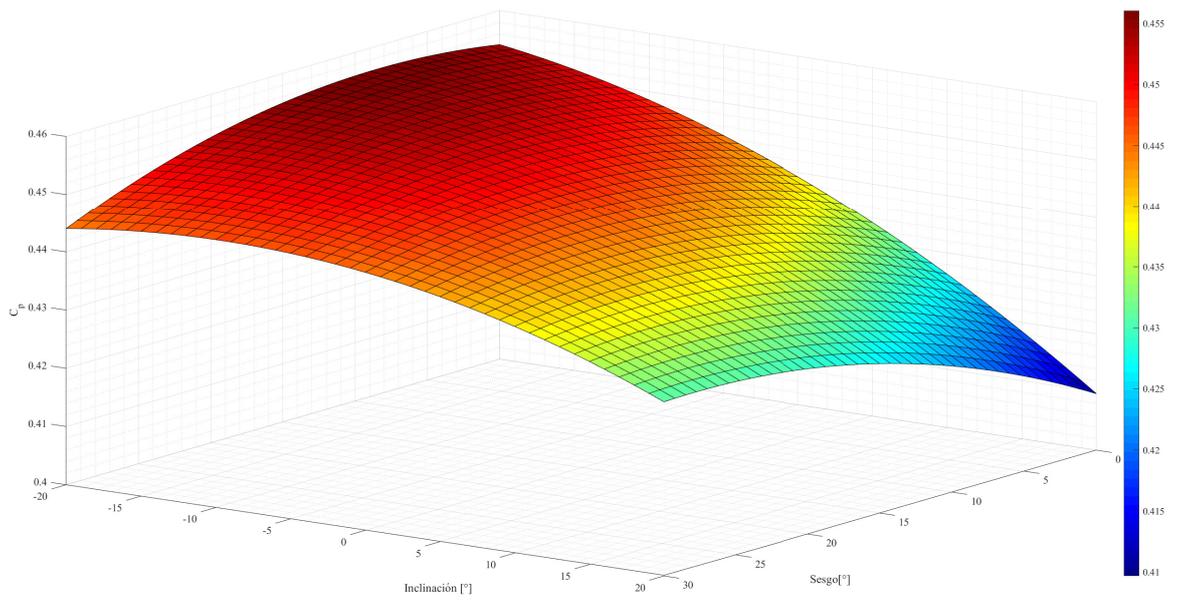
### 3.4.5. Determinación del punto óptimo

El paso final de todo proceso de optimización es la definición de la combinación de niveles de los factores estudiados (o el tratamiento) cuyo resultado maximiza (o minimiza) el valor de la variable respuesta [124]. En el caso específico del procedimiento de optimización por medio de la superficie de respuesta, el punto candidato a óptimo (comúnmente denominado *punto estacionario*) es por definición el punto donde un plano tangente a la superficie de la región de respuesta tiene pendiente 0 [125]. En el caso específico del proceso realizado, se utilizó para este fin el paquete de software *Statgraphics Centurion XVII* ®. A través de este programa, se ingresan los resultados obtenidos para los tratamientos y se procede de manera interna a analizar los resultados del proceso. Como resultado el programa devuelve como salida la combinación de niveles candidato a óptimo. Adicional a esto, el programa facilita explorar con más amplitud la región de diseño (extrapolar) para valores cercanos a fin de evaluar la existencia de una combinación de niveles candidato a óptimo.

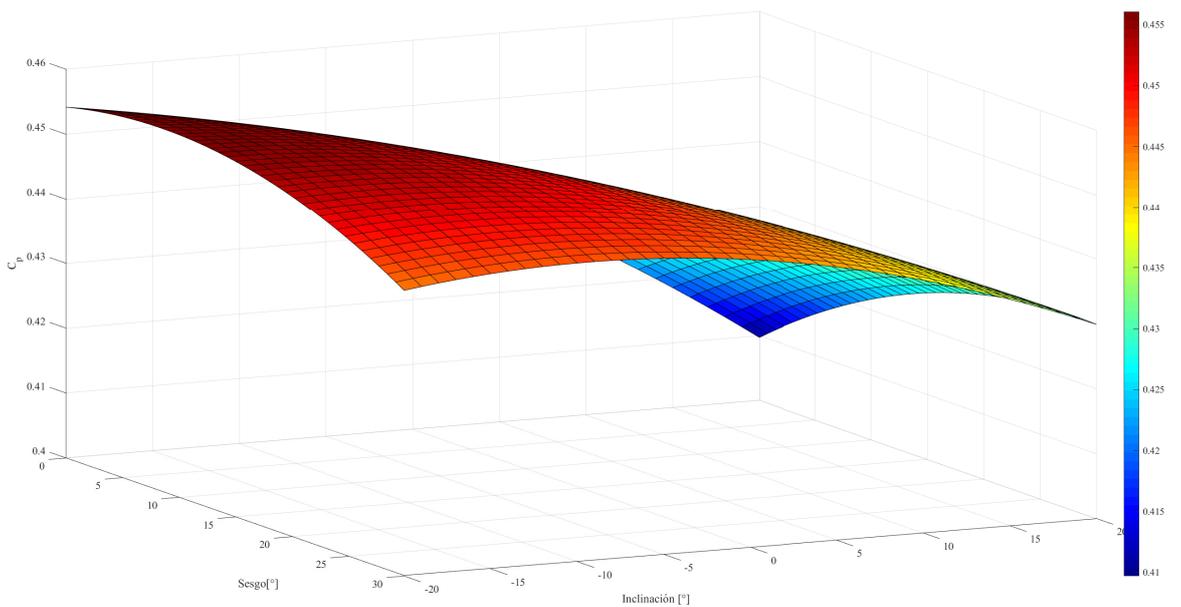
Partiendo de los resultados obtenidos del diseño de experimentos para el proceso de optimización realizado sobre el coeficiente de potencia de la turbina hidrocínética tipo propela y los factores ángulo de sesgo y ángulo de inclinación, se encontró que la combinación de  $13.30^\circ$  para el ángulo de sesgo y  $-18.06^\circ$  para el ángulo de inclinación, corresponden al punto estacionario candidato a óptimo. Adicionalmente se realizó la exploración ampliando los niveles de los factores, llevando el valor del ángulo de inclinación hasta un máximo de  $30^\circ$  ( $-30^\circ$ ,  $30^\circ$ ) y el ángulo de sesgo hasta los  $50^\circ$  ( $0$ ,  $50^\circ$ ), intervalo en el cual no se encontró una mejoría en el valor del  $C_p$ . La Figura 3.8 corresponde al contorno y las curvas de nivel obtenidas para la superficie de respuesta. Las líneas punteadas están conformadas por combinaciones de tratamientos que arrojan igual valor de coeficiente de potencia, se observa que en las proximidades al punto candidato a óptimo ( $5^\circ$  a  $15^\circ$  para el ángulo de sesgo;  $-15^\circ$  a  $-20^\circ$  para el ángulo de inclinación) se presentan los mayores valores de  $C_p$  sobre la superficie. Las Figuras 3.9(a) y 3.9(b) corresponden a la superficie de respuesta resultado del proceso de optimización.



**Figura 3.8.** Contorno de la superficie de respuesta. Las curvas de nivel corresponden a líneas de igual potencia



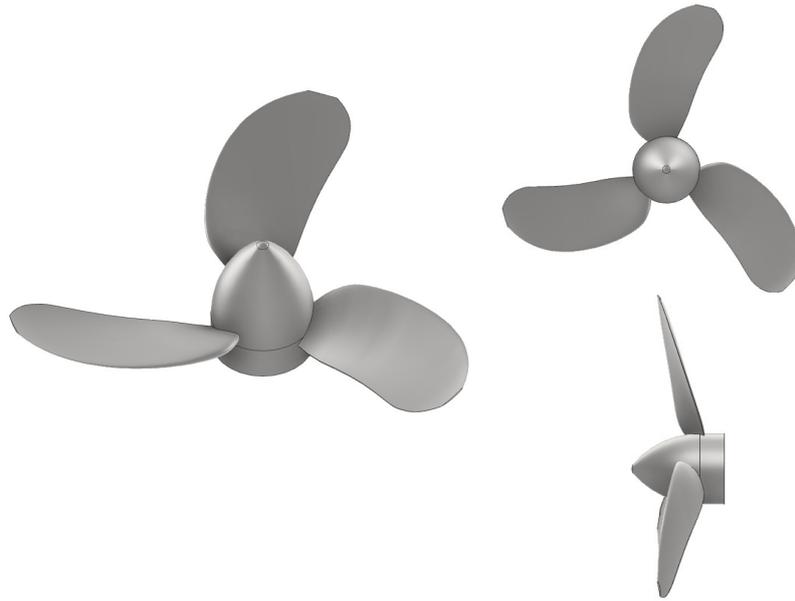
(a)



(b)

**Figura 3.9.** Superficie de respuesta  $C_p$  en función de los ángulos de sesgo e inclinación

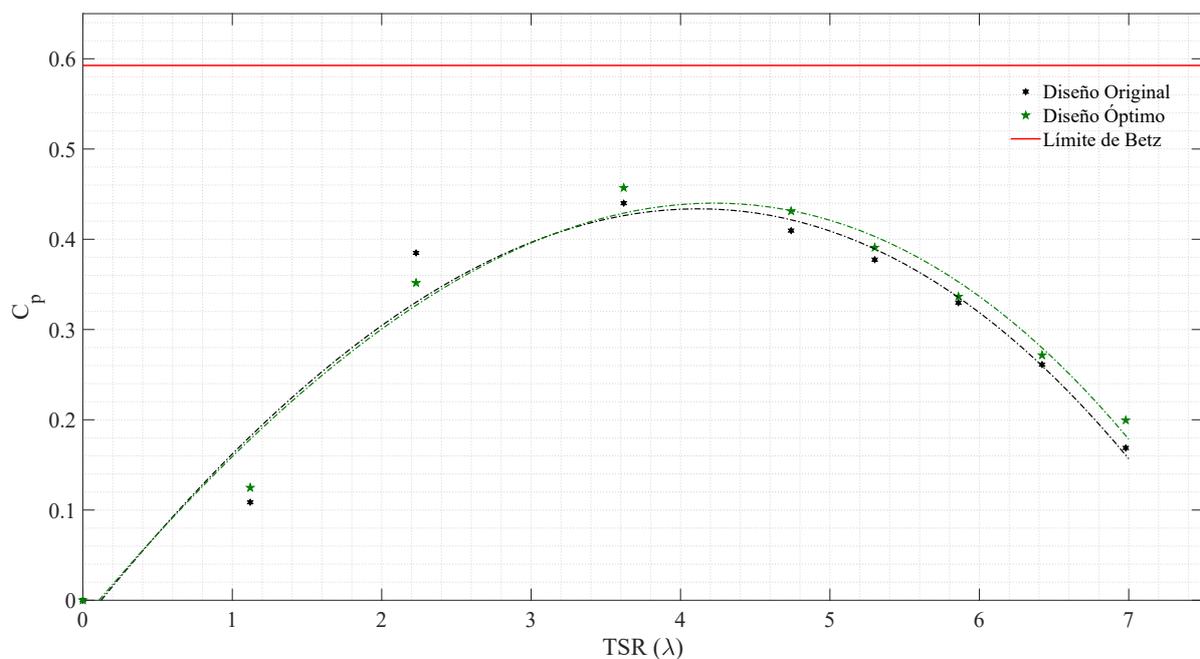
La Figura 3.10, corresponde a la turbina con la combinación de valores de ángulo de sesgo y de inclinación óptima de acuerdo a los resultados obtenidos por medio del programa *Statgraphics Centurion XVII*®



**Figura 3.10.** Modelo de turbina óptimo de  $13.30^\circ$  de ángulo de sesgo y  $-18.06^\circ$  de ángulo de inclinación

### 3.4.6. Validación del tratamiento con los niveles óptimos

Con los valores de los niveles del punto candidato a óptimo se procedió al modelado CAD y simulación numérica del modelo de turbina hidrocínética con las características geométricas dadas por los niveles definidos previamente. Para la simulación se utilizaron las condiciones descritas en la Tabla 3.3 en el intervalo de velocidades de giro entre 25 - 125 RPM. La Figura 3.11, muestra las curvas de coeficiente de potencia contra TSR para el diseño de turbina optimizado y el diseño de turbina original.

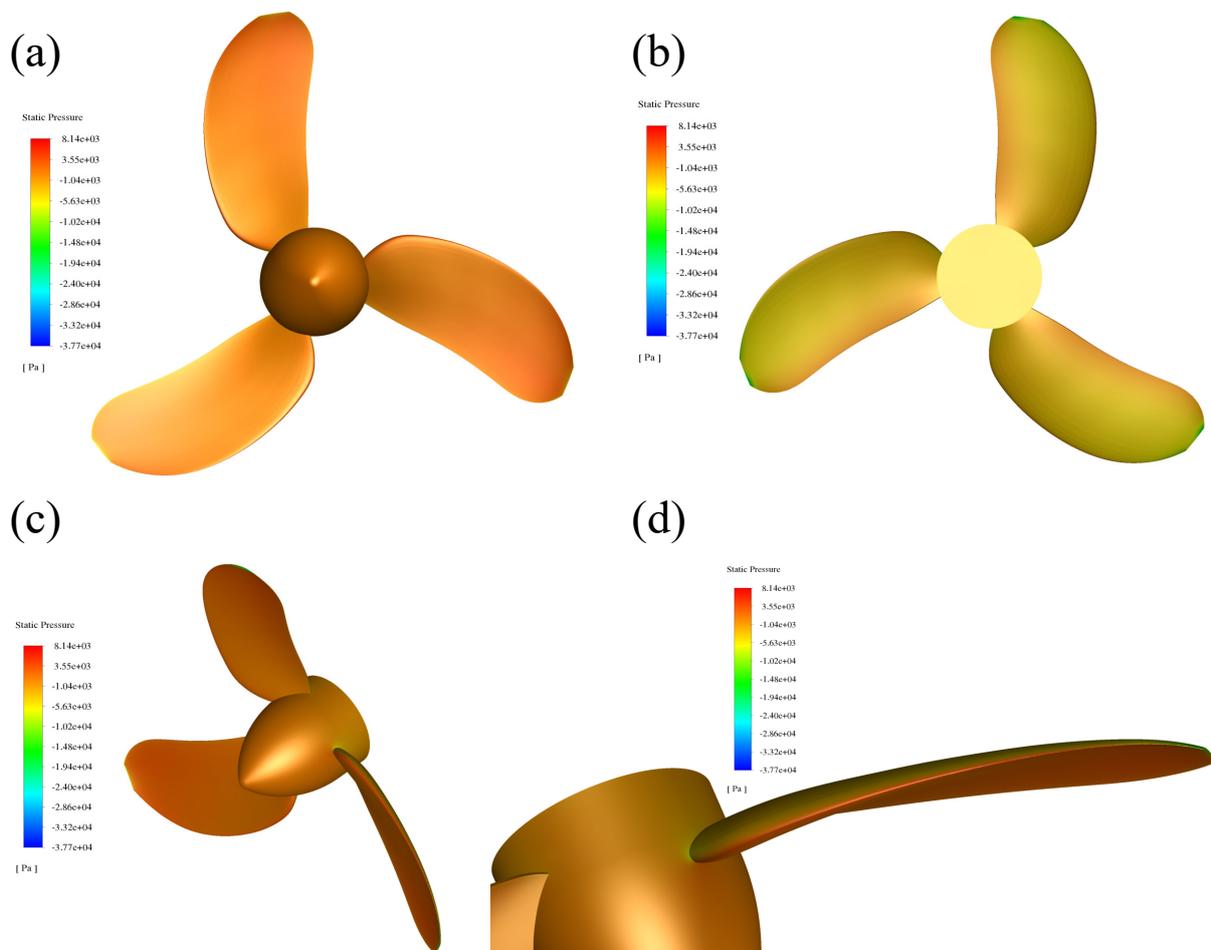


**Figura 3.11.** Comparación de rendimiento del diseño óptimo de la turbina con el diseño original

En la Figura, se observa que para la mayoría de valores de TSR el valor del  $C_p$  del diseño óptimo es mayor al valor alcanzado por el diseño de turbina original (7 de 8 regímenes de rotación). Adicionalmente para la combinación con  $13.30^\circ$  de ángulo de sesgo y  $-18.06^\circ$  de ángulo de inclinación operando a la velocidad de giro de máximo desempeño (65 RPM) se logró un  $C_p$  de 0.4571. Este valor es mayor al 0.4400 (un aumento del 3.88 % en el valor del  $C_p$ ) logrado por el diseño de turbina desarrollado inicialmente. A partir de estos resultados se concluye que el modelo de turbina con los valores de ángulo de sesgo e inclinación mencionados previamente corresponde al diseño óptimo, el cual muestra una mayor eficiencia en comparación con el modelo original.

### 3.5. Contornos de presión, velocidad y turbulencia para turbina con combinación de niveles óptimos

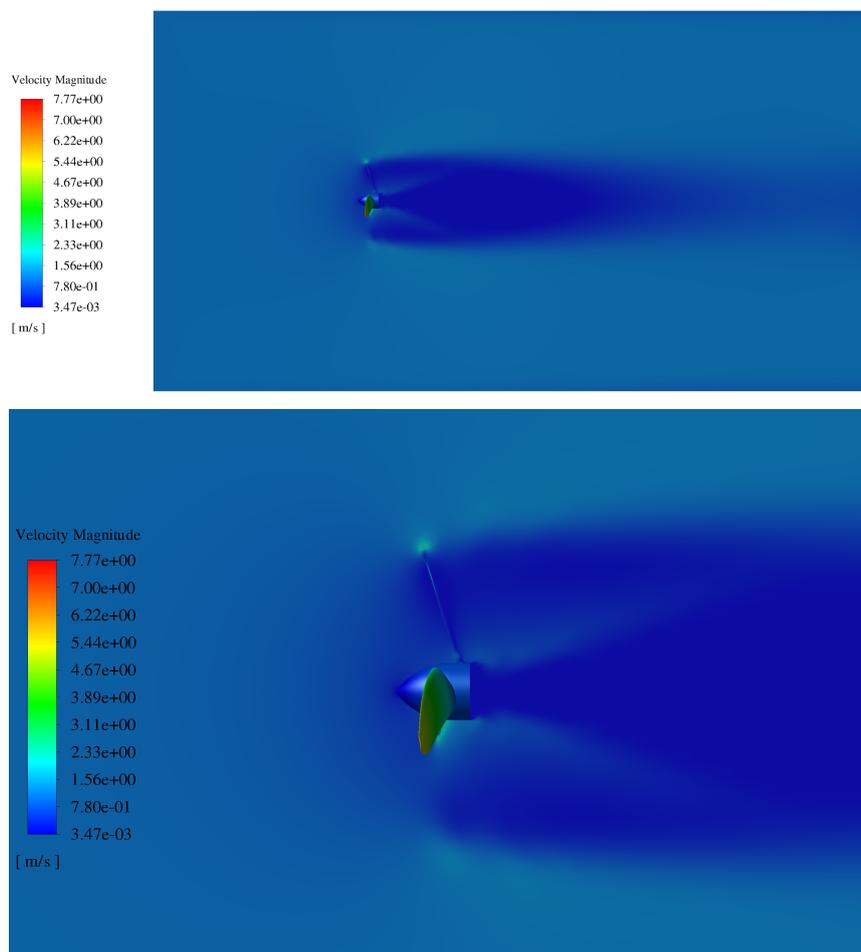
Para la unidad experimental con los niveles de los factores que maximizan el coeficiente de potencia, se determinó presentar los resultados gráficos de los campos de presión, velocidad e intensidad de turbulencia, en un regimen de operación con una velocidad de giro de 65 RPM.



**Figura 3.12.** Contornos de presión sobre los álabes de la unidad experimental con  $13.30^\circ$  de ángulo de sesgo y  $-18.06^\circ$  de ángulo de barrido a una velocidad de giro de 65 RPM

La Figura 3.12 corresponde a los contornos de presión sobre los álabes de la turbina. En las Figura 3.12 (a) se puede observar la distribución del campo de presión sobre la cara de presión

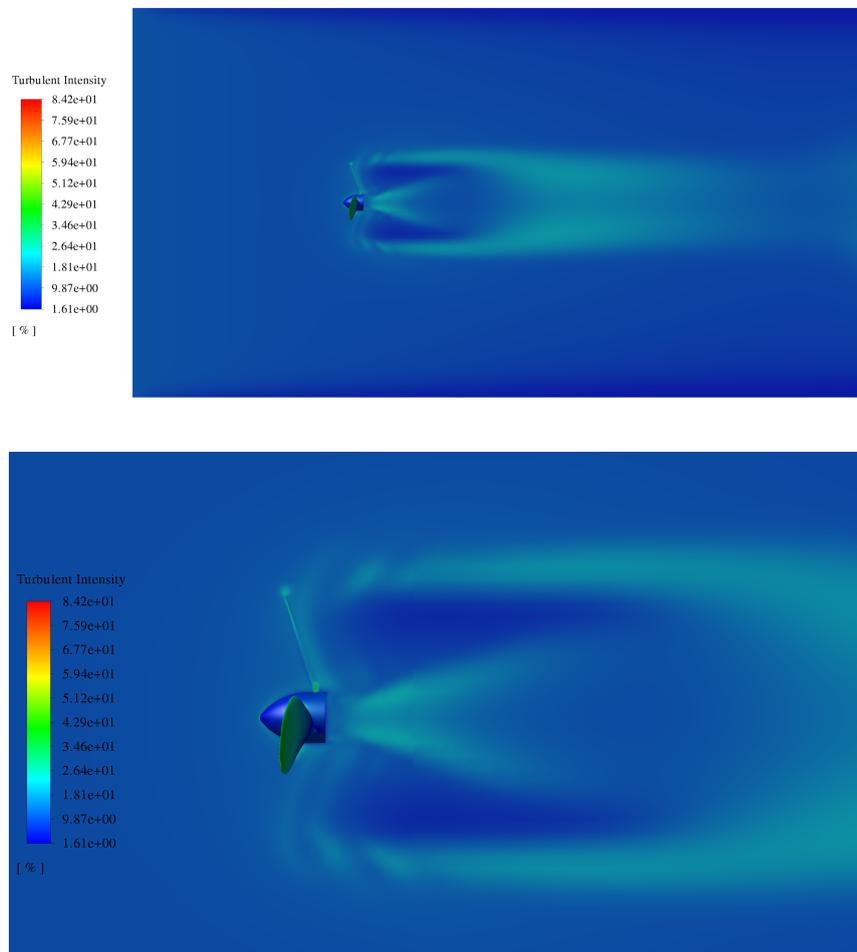
de los álabes donde se alcanzan valores aproximados de 3550 Pa. Por otra parte en la Figura 3.12 (b), se observa la distribución de presiones en la cara de succión para la cual es evidente una distribución homogénea, a diferencia de resultados obtenidos en el capítulo 2 para el modelo de turbina diseñado inicialmente. En esta cara el valor de la presión es cercano a los -5630 Pa. En la Figura 3.12 (c) se presenta la diferencia de presiones entre ambas caras del rodete en una vista isométrica. No se observan puntos de estancamiento en la superficie del rodete. Sin embargo, en la Figura 3.12 (d) se presenta el resultado en detalle para el borde de ataque a lo largo del álabe. De manera análoga al resultado obtenido para el modelo de turbina del capítulo 2, se observa como los valores de presión se hacen altos en este borde, además de aumentar a medida que la sección se aleja del cubo. Lo cual corresponde con una situación de funcionamiento adecuado para la turbina.



**Figura 3.13.** Contornos de velocidad en el dominio de fluido de la unidad experimental con  $13.30^\circ$  de ángulo de sesgo y  $-18.06^\circ$  de ángulo de barrido a una velocidad de giro de 65 RPM

La Figura 3.13 corresponde a la distribución del campo de velocidad en el dominio computacional sobre el cual se llevaron a cabo las simulaciones. En la Figura 3.13 (a), se observa el campo de velocidades en la extensión del dominio. De acuerdo con lo observado, en la zona ubicada detrás de la turbina se alcanza un valor de velocidad de  $0.0034 \text{ m s}^{-1}$ . Entre tanto, para la salida el fluido alcanza un valor de velocidad entre cercano a los  $1.5 \text{ m s}^{-1}$ , es decir que a esta distancia es posible instalar otra turbina, lo cual representa una mejoría en comparación con lo encontrado para la turbina originalmente diseñada.

En la Figura 3.13 (b), se presenta el comportamiento de la velocidad en proximidades al rodete. Se observa que en la punta del álabe se alcanzan valores cercanos a los  $7.77 \text{ m.s}^{-1}$ . Además se observa una disminución en las ondulaciones dejadas por el desprendimiento del fluido en la punta del álaves, en comparación con los resultados registrados en el capítulo 2.



**Figura 3.14.** Contornos de turbulencia en el dominio de fluido de la unidad experimental con  $13.30^\circ$  de ángulo de sesgo y  $-18.06^\circ$  de ángulo de barrido a una velocidad de giro de 65 RPM

Finalmente se presenta la intensidad de la turbulencia en forma porcentual en el dominio de fluido como lo muestra la Figura 3.14. En la Figura 3.14 (a), se observa una disminución en la intensidad de la turbulencia una distancia aproximada de  $3 D_t$ , de aproximadamente  $9.5 \%$  en comparación a la registrada para la turbina originalmente diseñada ( $27.6 \%$  de intensidad de turbulencia para la misma zona). Esto es una ventaja dado que supone una reducción del impacto ecológico causado a la fauna del lugar. La Figura 3.14 (b) muestra la intensidad de la turbulencia en las zonas próximas al rodete en las cuales se registran valores porcentuales entre el  $1 - 18.1 \%$ . Siendo estos menores a los mostrados para la turbina original.

### 3.6. Conclusiones

En este capítulo se ha evaluado la incidencia de los ángulos de sesgo e inclinación en el rendimiento de una turbina hidrocínética tipo propela en términos del coeficiente de potencia. Se ha realizado el proceso de optimización por medio de la metodología de superficie de respuesta la cual ha demostrado ser una técnica potente y práctica, para evaluar y analizar el comportamiento de un sistema o proceso en determinada región de diseño. Adicionalmente se ha construido un modelo de regresión que describe con gran precisión el comportamiento del coeficiente de potencia ante las variaciones de los ángulos de sesgo e inclinación.

Los resultados obtenidos del proceso de optimización muestran que el ángulo de inclinación tiene una fuerte incidencia en el  $C_p$  de la turbina. Estos resultados coinciden con lo reportado en la literatura por Hayati et al (2011) [33] respecto al efecto del ángulo de inclinación en propelas. En las cuales se encontró una mejoría en el intervalo entre 15 - 20°. Al analizar detenidamente la Figura 3.8, se aprecia que este rango de valores corresponde al mismo en el cual se alcanzaron los mayores valores de  $C_p$  en la turbina (el cambio en los signos obedece al sistema coordenado planteado inicialmente, con el cual se debe ser consistente).

Para el caso específico del ángulo de sesgo los resultados muestran que los mayores valores de  $C_p$  obtenidos, se encuentran en el intervalo de 3 - 15°. En la literatura, no hay demasiada información al respecto con la cual pueda ser contrastado el resultado obtenido. Sin embargo, el aporte encontrado puede ser tomado como punto de partida para llevar a cabo estudios donde se analice un intervalo de valores más amplio.

De acuerdo a las observaciones realizadas para el comportamiento del flujo de acuerdo con las Figuras 2.27, 2.28 y 2.29, se puede concluir adicionalmente a la mejora en desempeño obtenida para la unidad experimental con los valores óptimos. Este diseño tiene un menor impacto ecológico en la fauna acuática del cuerpo hídrico. Así mismo, el diseño optimizado permite la ubicación de otro rodete en una menor distancia, en comparación con el modelo de turbina originalmente diseñado. Esto permite maximizar la producción de energía total dado que es posible ubicar una mayor cantidad de turbinas en un mismo tramo de río (canal, quebrada etc).

Son muchos los esfuerzos realizados hasta la fecha con el fin de hallar la geometría del álabe que permita maximizar el coeficiente de potencia el cual se traduce en una mayor cantidad de energía eléctrica generada. En el presente capítulo, se ha presentado una nueva propuesta a tener en cuenta para el desarrollo de turbinas hidrocínéticas que mejora notablemente el rendimiento. Como trabajo futuro queda evaluar el efecto de estos ángulos en los niveles de vibración y ruido producidos por la turbina, ya que, aunque no han sido los objetivos establecidos en el presente desarrollo a criterio del autor es importante determinar como contribuyen estos parámetros en las vibraciones experimentadas por la turbina, desde el punto de vista estructural, así como en el ruido producido y desde el punto de vista de preservación de la fauna del lugar.

## Capítulo 4

# Análisis numérico y experimental de un modelo a escala de una turbina hidrocínética tipo propela: De la construcción a la validación

**Resumen:** El desarrollo ó utilización de nuevos o ya existentes dispositivos, en el aprovechamiento de las fuentes de energía renovable no convencional, es un proceso que necesita de la cuantificación del potencial energético y cuanto de este puede ser transformado en una forma de energía aprovechable. Es así como se han desarrollado múltiples técnicas que hacen uso de la tecnología para validar el funcionamiento de mencionados dispositivos, como es el caso de la dinámica de fluidos computacional. Sin embargo, estos resultados alentadores son solo aproximaciones, cuya precisión y exactitud dependerá en última instancia del grado de similitud con el que los modelos describan el fenómeno físico. Por esta razón se hacen necesarias las pruebas experimentales.

En este capítulo se presentan los resultados de las pruebas experimentales correspondientes a la caracterización del modelo de turbina hidrocínética tipo propela desarrollado y optimizado en los anteriores 2 capítulos. En la primera parte, se muestra en detalle el proceso de fabricación del modelo a escala experimental que fue sometido a pruebas. En este apartado, se presentan los procedimientos utilizados para determinación del tamaño, selección del material y elección del proceso para la fabricación, de acuerdo a criterios de resistencia, economía y facilidad, además de la disponibilidad técnica y de recursos. En la segunda parte se realiza la descripción detallada del sistema de medición y adquisición de datos y el montaje experimental utilizado en el proceso de caracterización. Finalmente se presentan los resultados de las pruebas experimentales y se contrastan con los obtenidos a partir de simulaciones numéricas.

## 4.1. Introducción

El desarrollo de turbinas hidrocínicas requiere de la aplicación de conceptos físicos y matemáticos que permiten determinar los parámetros óptimos de acuerdo a las condiciones de características en el potencial energético objeto de aprovechamiento. El resultado de este proceso es la distribución del tamaño de las cuerdas y el ángulo de torsión ( $\beta$ ) para cada una de las secciones del álabe. A partir de estos, es posible evaluar el desempeño esperado de la turbina, ya sea por medio de la aplicación de algoritmos de cálculo (utilización del método del elemento de álabe ó BEM) o mediante la realización de simulaciones computacionales de dinámica de fluidos (CFD, por sus siglas en inglés) las cuales además permiten conocer los campos de presión y velocidad en el dominio computacional cuyas dimensiones deberán ser mayores a las del modelo de turbina evaluado. Sin embargo, a pesar de que los resultados obtenidos por medio de los métodos mencionados han demostrado una alta precisión con el comportamiento de los prototipos construidos, habitualmente existen diferencias con los resultados producto de las validaciones experimentales.

Este comportamiento particular es debido al hecho de que en las estimaciones realizadas a partir de las simulaciones ó algoritmos, se hace uso de modelos los cuales pueden describir de manera acertada un fenómeno específico tomando en cuenta solo aspectos particulares del comportamiento del fluido. A diferencia de estos, en los procesos reales existen otras variables que pueden estar o no relacionadas directamente con la interacción álabe-fluido las cuales afectan significativamente el desempeño de la turbina. Razón por la cual es fundamental realizar pruebas experimentales como complemento a los resultados teóricos obtenidos, enfatizando en que ambos enfoques son importantes y complementarios.

Han sido muchos los trabajos realizados en torno a la validación experimental de turbinas hidrocínicas. Javaherchi et al. (2014) [84] llevaron a cabo la validación experimental en un modelo a escala de laboratorio de la turbina hidrocínica *DOE RMI*, la cual corresponde a un diseño de turbina de libre utilización, cuyo objeto es servir como referencia para validar modelos computacionales y pruebas experimentales. En su trabajo los autores modificaron la geometría del álabe de la turbina dada la baja eficiencia que habían encontrado en estudios experimentales realizados sobre un modelo a escala de la turbina original con anterioridad ( $C_p \approx 0.2$ ) [135]. Posteriormente, se construyó un modelo a escala 45:1 de la turbina con álabes modificados con un diámetro 0.45 m. Los álabes fueron construidos en aluminio por medio de una máquina de control numérico computarizado (*CNC*, por sus siglas en inglés). Adicionalmente se construyó una góndola (1m de largo y 0.1 m de diámetro) para alojar el sistema de medición y adquisición de datos, conformado por un sensor de torque (Futek TFF325), un medidor de velocidad de giro (Komenda RM 22 RLS) y un freno de partículas magnéticas (Placid Industries) el cual fue utilizado para aplicar carga al eje. El medidor de torque y el medidor de velocidad de giro fueron adaptados a un módulo de adquisición de datos (National Instruments PCIe-6341) para su lectura por computador. El modelo de turbina fue probado en un canal artificial de 0.8 m de profundidad, 1 m de ancho y 12.4 m de largo, perteneciente al centro de ciencias marinas Bamfield. Para el modelo de turbina modificado se alcanzó experimentalmente un valor de  $C_p$  fluctante alrededor de 0.4, para valores de TSR entre 5.5 y 7. Estos resultados mostraron una buena precisión con los logrados mediante la aplicación del BEM y simulaciones CFD, cuya diferencia fue en promedio del 19.3 % para las simulaciones CFD y 14.2 % para el BEM.

Riglin et al. (2016) [57] realizaron la caracterización experimental a escala real de la turbina

hidrocinética con difusor desarrollada por Schleicher et al. (2015) [35]. Para el proceso de conversión de la energía mecánica rotacional en eléctrica, de acuerdo con la potencia de diseño, se utilizó un generador de corriente directa de imanes permanentes de 20 amperios y 48 V de salida cuyo eje se encontraba acoplado a una caja de engranajes 10:1 teniendo en cuenta la velocidad de operación nominal de la turbina de 115 RPM. El modelo experimental de turbina de 0.68 m de diámetro fue construido con acero inoxidable 304/316 y aluminio 6061. Las pruebas experimentales fueron llevadas a cabo en el canal de agua del centro naval Warfare, cuyas dimensiones son 6.7 m de ancho, 2.7 de profundidad y 18.3 m de largo, en el cual se puede variar la velocidad en el intervalo entre 1 - 5.2  $ms^{-1}$ . Para el conjunto se llevaron a cabo 2 corridas experimentales de 2.5 h en las cuales se tomaron datos cada segundo con variaciones en la velocidad del fluido en el intervalo entre 1.0 - 1.7  $ms^{-1}$ . Para una de las pruebas el sistema fue conectado a un módulo de baterías e inversor, a fin de evaluar la integrabilidad de la turbina con otras alternativas de generación, en este caso un sistema solar fotovoltaico. En ambas pruebas se alcanzó un  $C_p$  de 0.37 a una TSR de 2.5. Los resultados obtenidos se ajustaron de manera precisa con el punto de máxima eficiencia, pero presentaron una alta variabilidad para valores mayores de TSR.

En los trabajos realizados por Chica et al. (2018) [105] se analizó experimentalmente el efecto del ángulo de paso en el modelo de turbina hidrocinética diseñado. Para esto se construyó un modelo a escala de 0.24 m de diámetro cuyos álabes fueron fabricados en aluminio AA-7075-T6 en una máquina CNC de 4 ejes. De igual manera se construyeron 4 modelos de cubo en los cuales se varió el ángulo de conexión con el álabe, el cual corresponde al ángulo de paso del álabe, cuyo valor fue variado en el intervalo entre  $-15^\circ$  a los  $25^\circ$  respecto al flujo. El sistema de adquisición de datos se ubicó en una caja de polimetil-metil acrilato o PMMA (acrílico) sellada, en la cual se alojó el sensor de torque (Futek TRS 605), el medidor de velocidad de rotación y un mecanismo de frenado accionado eléctricamente. Los resultados mostraron que el mejor desempeño se lograba al tener un ángulo de paso de  $0^\circ$ . Los datos experimentales mostraron un buen ajuste con los obtenidos previamente mediante simulación CFD.

Junior et al. (2019) [69] analizaron numérica y experimentalmente el efecto del número de álabes en una turbina hidrocinética. Para ello utilizaron modelos a escala de 2, 3 y 4 álabes de la turbina hidrocinética HK-10 (2m de diámetro y 10kW de potencia) diseñada por la universidad de Brasilia. Los modelos a escala de 10:1 fueron fabricados mediante la técnica de manufactura aditiva de polímero fundido (PMAM, por sus siglas en inglés) y posteriormente se les dio acabado con pintura epóxica. Las pruebas fueron llevadas a cabo en un túnel de viento con una sección de pruebas transversal cuadrada de 1.2 m de lado y 2 m de largo. El sistema de medición estaba conformado por un generador de imanes permanentes que se utilizaba como sistema de frenado el cual además mantenía la velocidad de giro constante. El control estaba constituido de un circuito resistivo en el cual se modificaba la velocidad de salida con una señal de modulación por ancho de pulso (PWM, por sus siglas en inglés). Para medir el torque producido se utilizó un cilindro torsional sobre el cual se instaló una celda de carga. El conjunto cilindro-celda se encontraba conectado al generador y al eje de la turbina simultáneamente. Los resultados experimentales se ajustaron a los cálculos de desempeño de la turbina realizados por medio del BEM. Resultado de la comparación se concluyó que la turbina de 4 álabes presentaba un mayor valor de  $C_p$  (0.39 a una TSR de 1.5).

En sus trabajos Abutunis et al. (2020) [136], evaluaron experimentalmente el desempeño de un sistema coaxial multirotor (2, 3 rotores montados en el mismo eje) en el cual los rotores presentaban un desfase angular y longitudinal entre ellos. Para evaluar el sistema propuesto se utilizó el canal de agua de la Universidad de ciencia y tecnología de Missouri cuyas dimensio-

nes son 0.38 m de ancho, 0.50 m de profundidad y 1.52 m de largo. Entre tanto los modelos de turbina probados tenían un radio de 0.11 m. El sistema de adquisición de datos utilizado se orientó perpendicularmente a la dirección de flujo del canal, por lo cual se utilizó un sistema de engranajes cónicos para acoplarlo con el eje del sistema de turbinas. Este se encontraba conformado por un sensor de torque (Futek) y un freno de partículas magnéticas los cuales se encontraban conectados a un dispositivo USB (Futek USB210) el cual transfería los datos a un computador donde estos se visualizaban en tiempo real mediante una interfaz creada en el programa LabVIEW®. Además se desarrolló un tacómetro con un sensor de efecto Hall para medir la velocidad de rotación del eje, cuya señal de salida también se encontraba acoplada a la interfaz antes mencionada. Los álabes utilizados fueron construidos en un material compuesto de matriz polimérica y fibra de carbono como agente reforzante. Estos componentes fueron obtenidos en un proceso de conformado al vacío con una técnica fuera de autoclave (OOA, por sus siglas en inglés). Cada cara del álabe (succión y presión) fue fabricada por separado y posteriormente unidas por medio de aglomerante epóxico. Como resultado de las pruebas los autores encontraron que el  $C_p$  aumenta a medida que se agregan rotores al eje, sin embargo se deben mantener valores bajos de TSR dado el efecto negativo de la estela en el comportamiento de la turbina. Además encontraron que el rendimiento de la turbina aumenta de manera significativa con la separación entre rodets.

Algunas aplicaciones más allá de la valoración energética, se han enfocado en determinar el comportamiento del fluido después de pasar por la turbina, de este modo se pueden tomar decisiones para proyectos de generación hidrocinética. Ejemplo de esto son los trabajos de Lee et al. (2019) [137] quienes analizaron experimentalmente la estela dejada por una turbina hidrocinética a diferentes valores de TSR. Para esto se construyó un modelo a escala del prototipo de turbina *Gen4*, el cual fue desarrollado para proveer de energía a la isla Roosevelt en la ciudad de Nueva York. El modelo de 0.16 m de diámetro fue construido mediante la técnica PMAM para después ser utilizado en el canal de agua de la universidad de Hangyang (Seúl, Corea del Sur), el cual posee unas dimensiones de 0.4 m de profundidad, 0.9 de ancho y 18 m de largo. En el canal se midieron los perfiles de velocidad aguas abajo de la turbina en el intervalo de la relación distancia/diámetro de la turbina ( $x/D$ ) de 0.5 - 20  $x/D$ , por medio de un equipo ultrasónico perfilador de velocidades ADV. Los resultados de las mediciones logradas con ayuda de este equipo mostraron un buen ajuste con los obtenidos mediante simulación numérica para las velocidades observadas a lo largo del dominio computacional. Concluyendo además que la variación en el TSR afecta de manera significativa la estela sobre la cual los efectos más fuertes se observaron en el intervalo  $2 \leq x/D \leq 6$ , región dentro de la cual no es aconsejable la instalación de otra turbina debido principalmente a los altos esfuerzos de turbulencia registrados en el fluido.

El presente capítulo detalla el proceso de fabricación a escala del modelo de turbina hidrocinética tipo propela resultado del proceso de optimización presentado en el capítulo 3. Así mismo se muestran los resultados de la evaluación experimental realizada para el modelo de turbina fabricado, además de especificar las características y particularidades del sistema de control utilizado para variar la carga y velocidad de giro en la turbina. Finalmente se contrastan los resultados experimentales con las simulaciones CFD llevadas a cabo sobre un dominio computacional con las condiciones del montaje experimental.

## 4.2. Modelo experimental de turbina hidrocínética tipo propela

El proceso de caracterización de una turbina tiene como objetivo principal cuantificar el comportamiento de la eficiencia de la turbina ante la variación de parámetros como el caudal y la carga en el generador [138]. Con el objetivo de ahorrar tiempo y dinero en la mayoría de procesos de validación experimental las pruebas son realizadas en modelos a escala en vez de utilizar un prototipo de tamaño real [139]. De manera que los resultados obtenidos para el modelo sean extrapolables al prototipo de escala completa. Para que esto sea posible deberán cumplirse 3 condiciones necesarias a fin de garantizar la similitud completa entre modelo y el prototipo. La primera de estas condiciones es la *similitud geométrica*, la cual requiere que modelo y prototipo posean la misma forma, pudiendo tener diferentes tamaños al ser escalados por un factor constante [139]. La segunda es la *similitud cinemática* que implica que la velocidad en cualquier punto del modelo deberá ser proporcional (escalada a un factor constante) a la velocidad del prototipo en el punto correspondiente [139]. Finalmente la tercera condición es la *similitud dinámica* cuya implicación es que las fuerzas en el flujo del modelo escaladas por un factor constante corresponden a las fuerzas en el prototipo [139].

Luego de garantizar que se cumplan estas condiciones, es importante definir un conjunto de parámetros genéricos adimensionales que ayuden a realizar el reporte de los resultados experimentales. Dichos parámetros deberán ser iguales para cualquier turbina indiferente de su tamaño o potencia. Comúnmente a estos parámetros se les identifica con la letra griega  $\Pi$ . En el caso de las turbinas hidrocínéticas, se definen los parámetros adimensionales velocidad de punta del álabe (TSR ó  $\lambda$ ) y coeficiente de potencia ( $C_p$ ) de acuerdo a las Ecuaciones (4.1) y (4.2) [13, 9]

$$\Pi_1 = TSR = \frac{\omega R}{U_\infty} \quad (4.1)$$

$$\Pi_2 = C_p = \frac{2P_{mec}}{\rho A U_\infty^3} \quad (4.2)$$

En las anteriores  $\omega$  corresponde a la velocidad de rotación.  $R$  es el radio de la turbina.  $U_\infty$  es la velocidad de corriente libre del agua.  $P_{mec}$  es la potencia mecánica.  $\rho$  la densidad del fluido; y  $A$  el área barrida por los álabes de la turbina [13]. En el caso específico que los parámetros adimensionales del modelo son equivalentes a los del prototipo, las 2 turbinas son dinámicamente similares [139].

Al aplicar las leyes de semejanza dadas por las ecuaciones (4.1) y (4.2) para el modelo a escala y el prototipo real, se deben cumplir las relaciones dadas por las ecuaciones (4.3) y (4.4)

$$TSR_{Mod} = TSR_{Prot} \quad (4.3)$$

$$C_{p,Mod} = C_{p,Prot} \quad (4.4)$$

### Determinación del tamaño del modelo

Previo al proceso de fabricación del modelo a escala se realizaron los cálculos pertinentes para determinar el tamaño del modelo a utilizar en las pruebas experimentales. Tomando como referencia el diámetro de los modelos experimentales reportados en la literatura, en especial el trabajo de Chica et al (2018), y las dimensiones del canal recirculante de agua existente en el

laboratorio de operaciones unitarias de la Universidad de Antioquia, cuya sección transversal es de 0.35 m x 0.50 m (AxH). Se definió para el modelo de turbina hidrocínética tipo propela, un valor de radio de 0.12 m. El cual equivale a una escala de 1:6.6625.

### **Velocidad del fluido en el canal**

Adicional al diámetro de la turbina fue necesario determinar la velocidad del fluido en el canal, cuyo valor es necesario conocer a fin de utilizar las leyes de semejanza en el modelo y el prototipo. En estudios experimentales realizados en el canal mencionado previamente se tomaron medidas de velocidad promedio del fluido para condiciones de flujo estable y completamente desarrollado con un medidor de flujo (*Globalwater Instruments*) el cual posee una resolución de medida de  $0.1 \text{ m s}^{-1}$ . A partir de estas pruebas se estableció que para velocidades por encima de  $0.7 \text{ m s}^{-1}$  el flujo se volvía turbulento y no se lograba desarrollar aguas arriba de la ventana de experimentación. Por esta razón, para efectos de cálculo en el presente trabajo se utilizó un valor conservador de  $0.5 \text{ m s}^{-1}$ .

A partir de los valores definidos previamente para el modelo experimental y los utilizados en la etapa de diseño (véase capítulo 2), se aplicaron las ecuaciones de semejanza (4.3) y (4.4) entre el prototipo ( $R=0.7995 \text{ m}$ ,  $U_{\infty} = 1.5 \text{ m s}^{-1}$ ) y el modelo ( $R=0.12 \text{ m}$ ,  $U_{\infty} = 0.5 \text{ m s}^{-1}$ ) obteniendo para este último en el punto de máximo de  $C_p$  un valor de velocidad de giro  $\omega_{Mod} = 15.12 \text{ rad/s}$  y una potencia máxima  $P_{mec_{Mod}} = 1.2884 \text{ W}$ . Estos resultados sirvieron para determinar el intervalo de velocidades a evaluar en las simulaciones numéricas llevadas a cabo sobre el modelo, y para definir la potencia al freno requerida a partir de la cual se haría la selección del motor ó generador requerido en el proceso experimental.

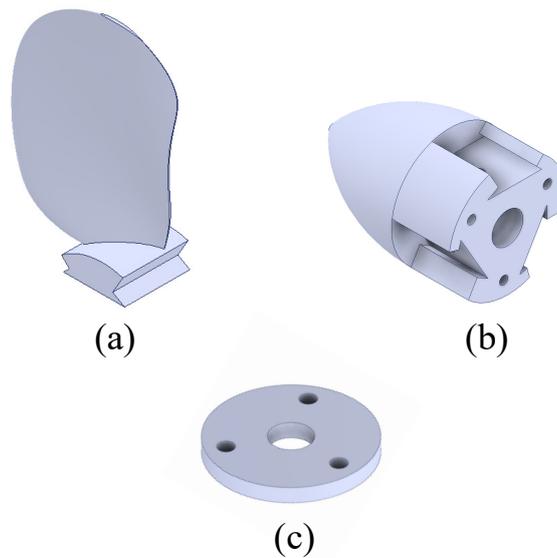
#### **4.2.1. Fabricación del modelo experimental**

Antes de proceder con la fabricación del modelo experimental de la turbina hidrocínética tipo propela debieron tenerse en cuenta varios aspectos. El primero de ellos fue determinar el proceso adecuado en términos técnicos para la obtención de este. De acuerdo a lo encontrado en la literatura los procesos mas utilizados para en la elaboración de los modelos a escala son el maquinado por control numérico computarizado y la manufactura aditiva de material, comúnmente denominada impresión 3D. El proceso de fabricación por control numérico posee varias ventajas entre las que destacan la alta precisión del proceso y los acabados de los productos. En contraposición a estas la mayor desventaja que posee este proceso de fabricación son los altos costos de las herramientas y el equipo [140]. Por su parte, el proceso de manufactura aditiva de material tiene como principales ventajas la capacidad de producir piezas de geometrías complejas con un buen acabado superficial y alta resistencia. Adicionalmente se encuentran los bajos costos de producción y de los equipos, y la diversidad de materiales disponibles en el mercado. Como principal desventaja de este proceso se encontró los posibles riesgos a la salud que supone la emisión de pequeñas partículas de material polimérico que pueden alojarse en los pulmones ó el torrente sanguíneo, causando problemas graves [141].

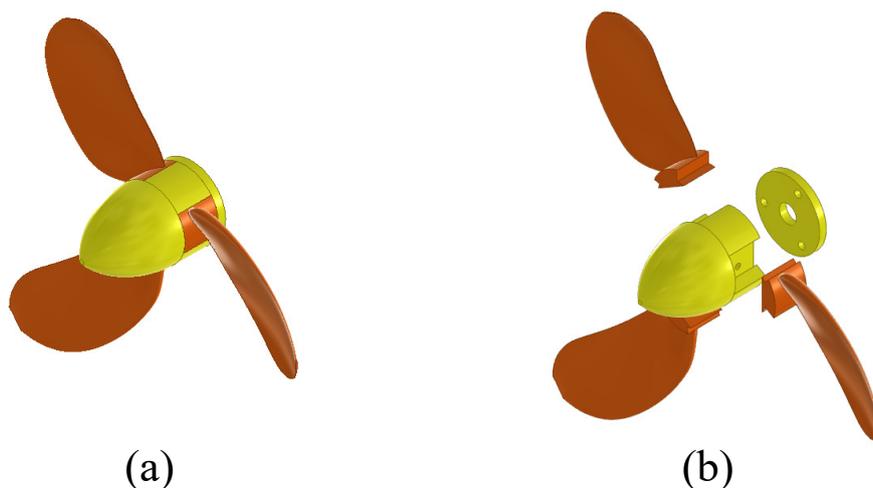
De acuerdo con lo expuesto anteriormente y debido a la disponibilidad técnica se eligió como método de fabricación para el modelo de turbina la impresión 3D.

## Modelado CAD

Luego de definir el método de fabricación utilizado para obtener el modelo de turbina previamente diseñado el segundo aspecto a tener en cuenta fue la división del modelo en partes realizables. Tomando en consideración que al fabricar el modelo en una sola pieza pueden existir problemas con el acabado superficial, además del consumo de material gastado en soportes (dado que las piezas requieren una superficie donde apoyar el material depositado). Se procedió a dividir la turbina en 3 partes teniendo en cuenta el montaje del modelo en el eje del sistema de medición. Estas partes se pueden observar en la Figura 4.1; entre tanto en la Figura 4.2, se agrega una vista del modelo ensamblado y una vista explosionada del mismo.



**Figura 4.1.** Partes del modelo experimental. (a). Álabes. (b). Cubo, se observan agujeros para ensamble de tapa. (c). Tapa trasera de ajuste del modelo



**Figura 4.2.** Ensamble del modelo experimental. (a). Ensamble del rodete. (b). Vista en explosionada del ensamble

## Selección del material

La selección del material a utilizar en la construcción del modelo es una tarea fundamental en el proceso de fabricación, teniendo en cuenta la amplia oferta de materiales. En el caso específico de la selección del material, se tuvieron en cuenta algunos estudios donde se ha evaluado la resistencia mecánica de materiales poliméricos comúnmente usados en impresión 3D.

Ebel & Sinnemann (2014) [142] evaluaron las propiedades mecánicas de probetas de ácido poliláctico (PLA, por sus siglas en inglés) y acrilonitrilo butadieno estireno (ABS, por sus siglas en inglés) obtenidas con 2 impresoras diferentes y con diferentes métodos de llenado (líneas, triángulos, hexágonos). Los resultados de las pruebas mostraron que pese a tener un alargamiento similar las probetas de PLA presentan un valor mayor de límite de elasticidad en comparación con las fabricadas con ABS (42 MPa para el PLA, contra 33 MPa del ABS). Así mismo encontraron que el método de relleno que muestra una mayor resistencia corresponde a las líneas.

En 2015, Bade et al. [143] analizaron experimentalmente la resistencia mecánica de materiales compuestos con una matriz polimérica y refuerzos de fibra de carbono. En sus trabajos los autores utilizaron como matriz PLA y ABS, con los cuales fabricaron las probetas a partir de 2 procesos de manufactura (impresión e inyección), teniendo con esto 3 factores objeto de análisis (matriz, proceso y refuerzo). Los resultados obtenidos mostraron que las probetas con matriz de PLA, exhibieron una mejor resistencia logrando aumentos en el esfuerzo de tensión de hasta el 73 % para las probetas obtenidas mediante inyección y 66 % para las probetas fabricadas por medio de impresión 3D. De acuerdo con los autores, esto se debe principalmente a que el PLA logra una mejor unión entre la matriz y el agente reforzante, además de brindar un mejor acabado en comparación con el ABS.

Otros autores como Lee et al (2019) [137], seleccionaron para la fabricación del modelo de turbina utilizado en sus experimentos PLA, argumentando que este material es insoluble en el agua, razón por la cual el modelo de turbina podría funcionar durante largos periodos de tiempo sin tener problemas.

**Tabla 4.1.** Propiedades mecánicas y parámetros de impresión del PLA

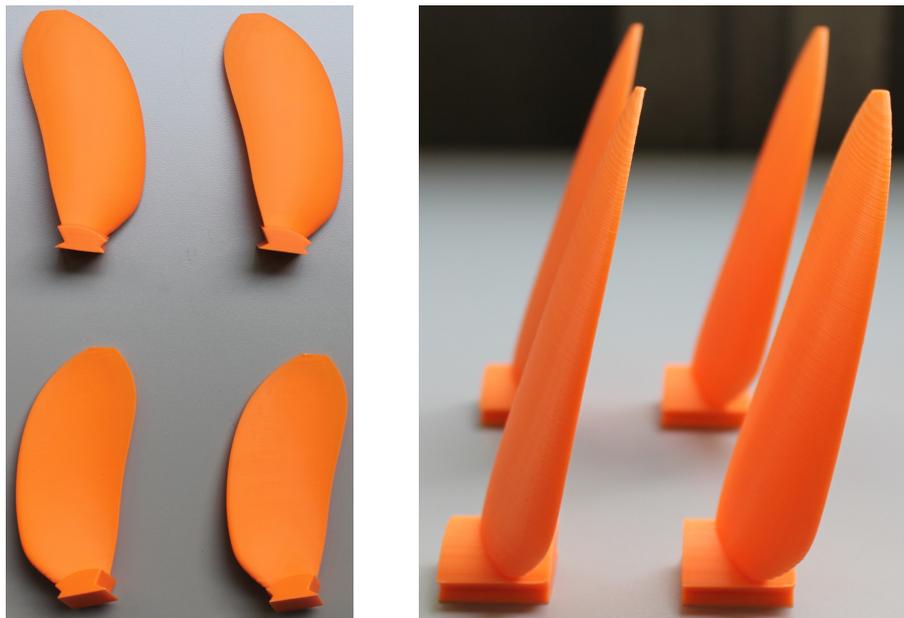
<b>PLA</b>	
<b>Propiedades mecánicas</b>	
Tensión de rotura	60 Mpa
Elongación por rotura	29 %
Resistencia a la flexión	87 Mpa
Resistencia al impacto - Izod	7 kJ/m <sup>2</sup>
Densidad	1.24 kg/m <sup>3</sup>
Temperatura de degradación	50 °C
<b>Parámetros de extrusión</b>	
Temperatura de extrusión	180-220 °C
Temperatura plataforma	50 - 60 °C
Velocidad de impresión	20 - 80 mm/s

En concordancia con los anteriores estudios, y tomando en consideración todos los hallazgos

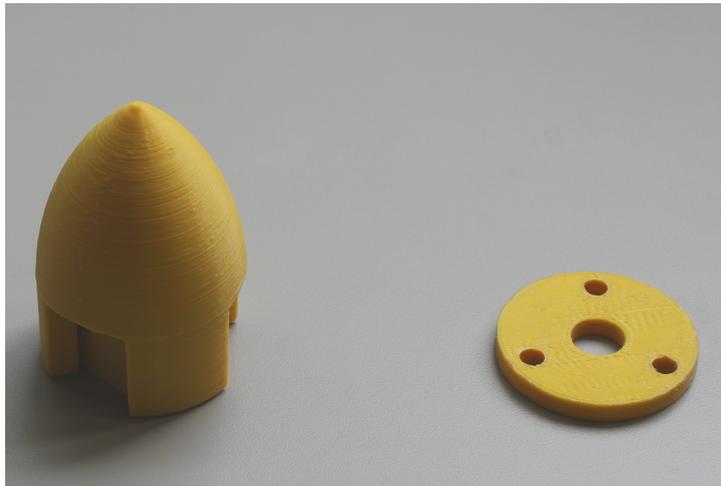
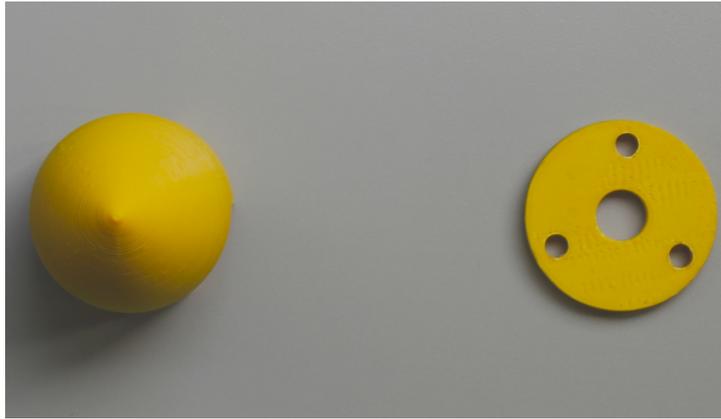
en estos reportados, se seleccionó el PLA como material para la fabricación de los álabes dado que posee buenas propiedades mecánicas y puede operar en el agua sin presentar desgaste o degradación.

Otro aspecto importante a tener en cuenta en el proceso de impresión 3D con PLA es la temperatura de impresión, la cual fue definida en 210°C. Valor que corresponde al punto medio del intervalo de temperatura óptima definido en catálogos de fabricantes (180 - 230° C) [144]. En la Tabla 4.1 se muestran las propiedades mecánicas y recomendaciones de impresión dadas por un fabricante de filamentos para impresión 3D [144].

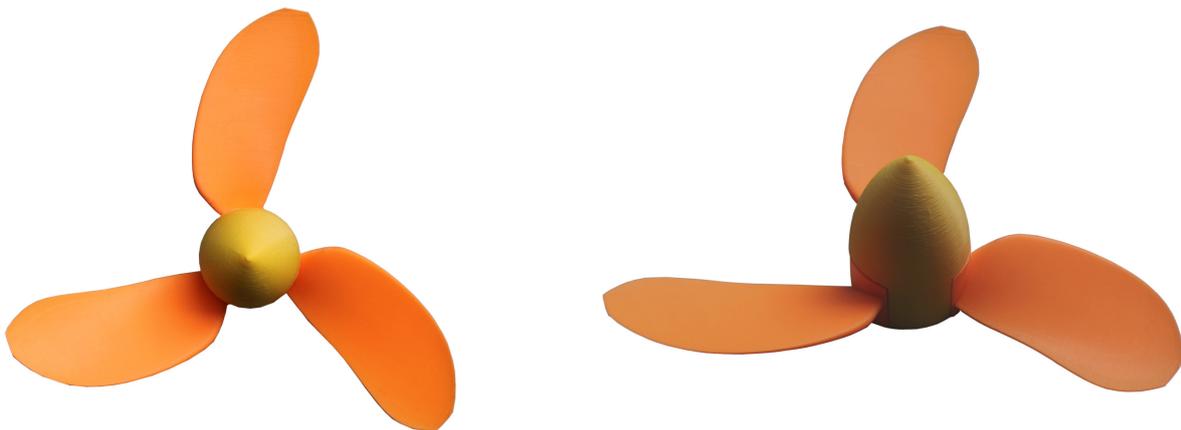
Las Figuras 4.3, 4.4 y 4.5, corresponden a las piezas producto del proceso de fabricación por impresión 3D, para el prototipo de turbina tipo propela que fue probado experimentalmente.



**Figura 4.3.** Álabes obtenidos a partir del proceso de impresión 3D.



**Figura 4.4.** Cubo y tapa trasera resultado de impresión 3D.

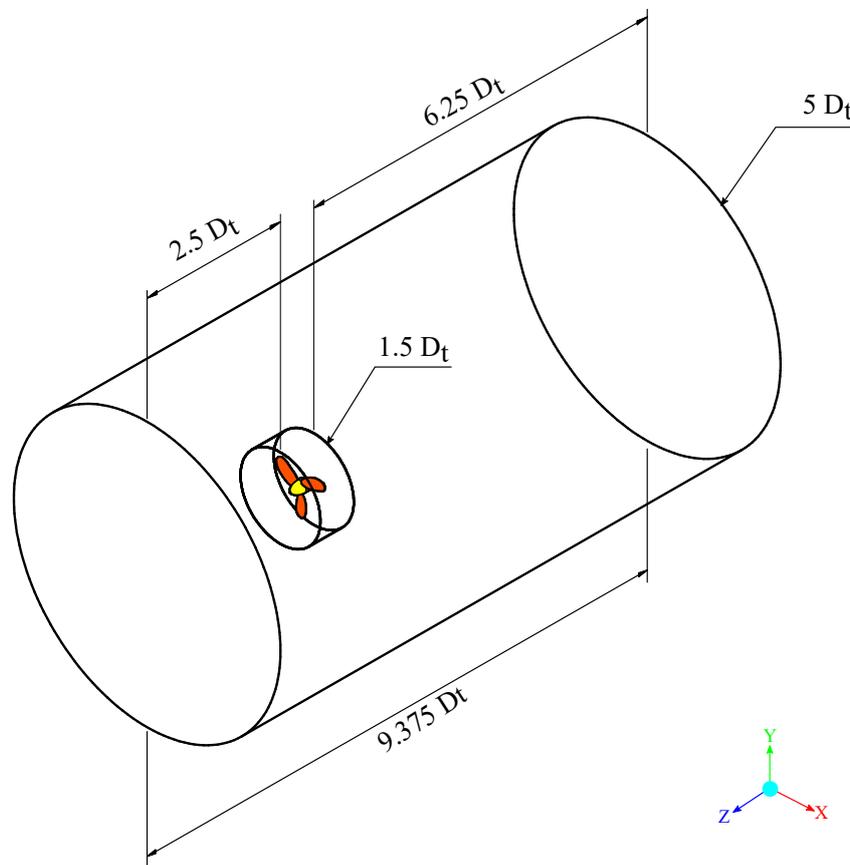


**Figura 4.5.** Ensamble turbina hidrocínética tipo propela optimizada.

### **4.3. Simulación CFD del modelo experimental**

De acuerdo con la teoría, los resultados de las simulaciones computacionales obtenidos para el modelo a escala deben presentar un comportamiento similar y cercano con los valores obtenidos para la simulación del prototipo a escala real. Sin embargo, citando a Cengel & Cimbala (2006)

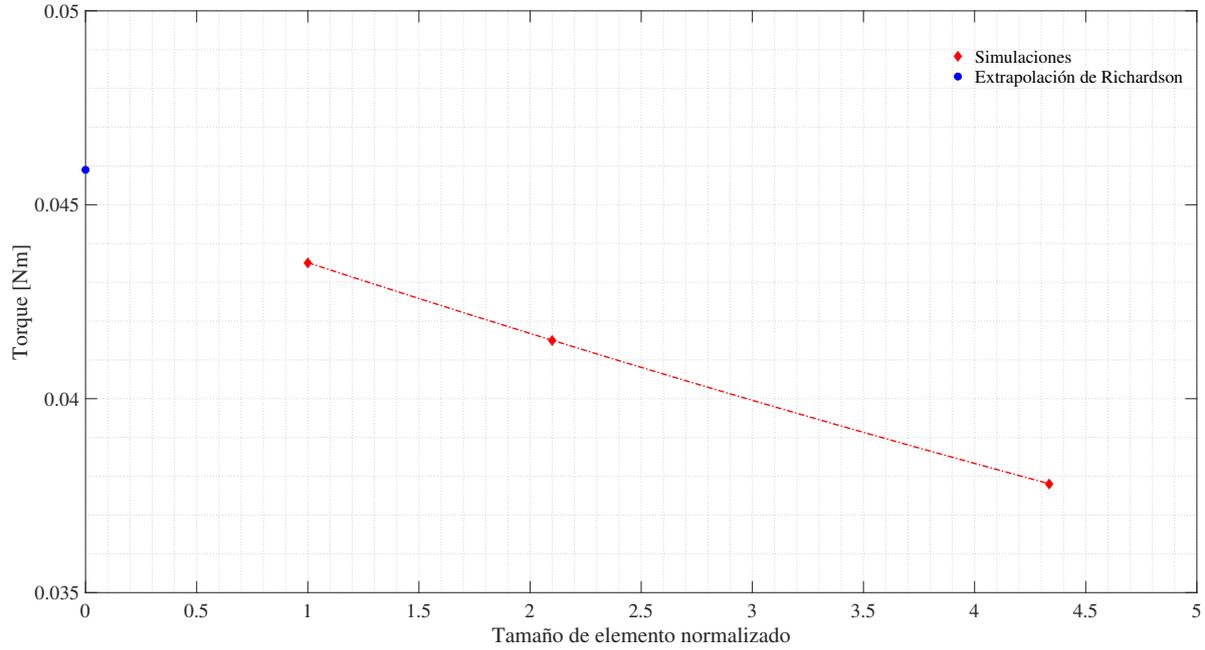
[139]: “Cuando las turbinas a escala completa son considerablemente más grandes, las pérdidas en las puntas de los álabes son menos importantes”. Por lo anterior con el objetivo de evitar diferencias significativas entre los resultados numéricos y experimentales, se llevaron a cabo simulaciones CFD sobre un dominio computacional a una escala 1:6.6625 cuyas dimensiones se pueden observar en la Figura 4.6.



**Figura 4.6.** Dimensiones del dominio computacional utilizado para simulación de modelo a escala

De manera análoga a lo realizado para simulaciones llevadas a cabo en el capítulo 2. Se realizaron para el dominio computacional a escala, los correspondientes estudios de independencia de mallado e independencia de paso temporal cuyos resultados de manera resumida se pueden apreciar en las Figuras 4.7, 4.8; y las Tablas 4.2 y 4.3. A partir de las anteriores tablas y figuras, se puede concluir que los resultados obtenidos de las simulaciones del modelo a escala son independientes del tamaño de la malla y del paso temporal. A diferencia de las condiciones frontera utilizadas previamente para el diseño de experimentos (Capítulo 3) y para las comparaciones entre modelos obtenidos en el diseño de la turbina hidrocínética (Capítulo 2), la condición frontera de entrada de velocidad fue cambiada a un valor de  $0.5 \text{ m s}^{-1}$  de acuerdo con las condiciones de flujo estable del canal las cuales fueron mencionadas con anterioridad. Así mismo el intervalo de velocidades de giro analizadas fue modificado teniendo en cuenta los resultados obtenidos a partir de las ecuaciones de semejanza; manteniendo los valores de TSR cercanos a los registrados en las simulaciones del prototipo a escala completa. En el caso específico de los estudios de independencia se utilizó una velocidad de rotación de 150 RPM. La cual corresponde a la velocidad en la cual se logra el valor de TSR donde se presenta el máximo  $C_p$  del modelo a escala.

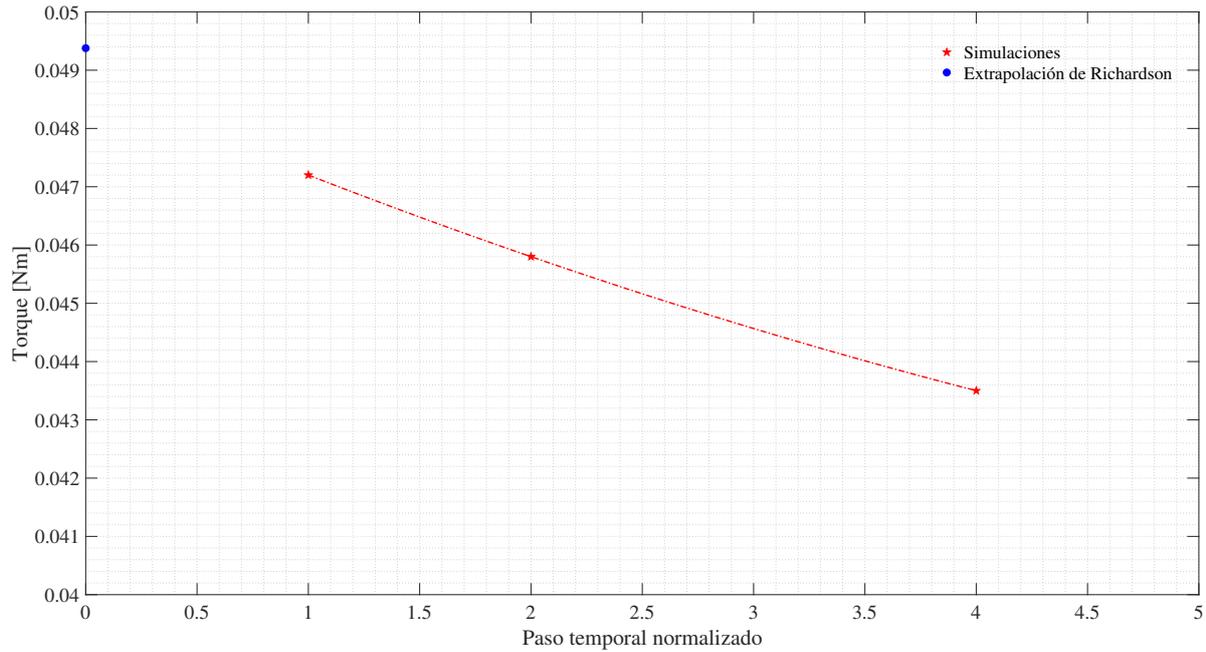
La Tabla 4.4 presenta de manera resumida las condiciones de frontera y configuraciones adicionales utilizadas para la simulación numérica llevada a cabo sobre el modelo a escala de la turbina hidrocínética tipo propela.



**Figura 4.7.** Índice de convergencia de malla. En azul el resultado al aplicar la extrapolación de Richardson, para cuando el tamaño de los elementos es cercano a 0 mm

**Tabla 4.2.** Tabla de independencia de malla. N representa la cantidad de elementos del dominio

$\phi = \text{Torque [N m]}$		
$N_1$	$N_2$	$N_3$
$5.9 \cdot 10^6$	$2.8 \cdot 10^6$	$1.4 \cdot 10^6$
$\phi_1$	0.0435	
$\phi_2$	0.0415	
$\phi_3$	0.0378	
$\phi_{h \rightarrow 0}$	0.0459	
$GCI_{1,2}$	6.7613 %	
$GCI_{2,3}$	13.1113 %	
$R$	1.0482	



**Figura 4.8.** Índice de convergencia temporal. En azul el resultado de la extrapolación de Richardson para un paso temporal próximo a 0s

**Tabla 4.3.** Tabla de independencia temporal.  $t$ , corresponde al tiempo en segundos utilizado para cada paso en la simulación

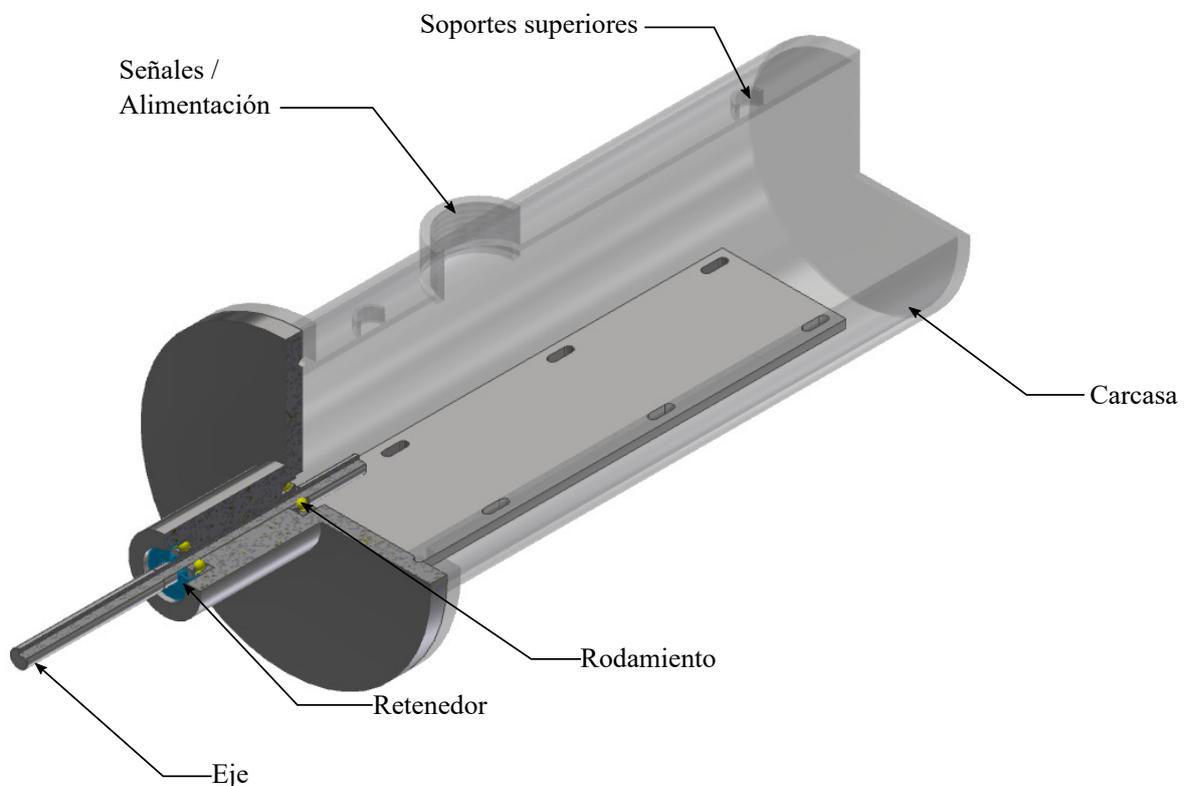
$\phi = \text{Torque [N m]}$		
$t_1$	$t_2$	$t_3$
0.005 s	0.01s	0.02s
$\phi_1$	0.0472	
$\phi_2$	0.0458	
$\phi_3$	0.0435	
$\phi_{t \rightarrow 0}$	0.0494	
$GCI_{1,2}$	5.7674 %	
$GCI_{2,3}$	9.7647 %	
$R$	1.0306	

**Tabla 4.4.** Parámetros y configuraciones utilizados para la simulación del modelo a escala

Parámetro	Característica	Valor	Unidades
Condición frontera entrada	Entrada de velocidad	0.5	$ms^{-1}$
Condición frontera salida	Salida de presión	0	Kpa
Tipo de simulación	Transitoria - Monofase	-	-
Modelo de malla	Mallado Polihedral	-	-
Velocidad de rotación	Impuesta - Malla deslizante	0 - 210	RPM
Modelo de Turbulencia	$k-\omega$ SST	-	-
Cantidad de elementos	-	$5.9 * 10^6$	Unidades
Paso temporal	-	0.005	s

#### 4.4. Sistema de pruebas experimentales

El sistema de pruebas experimentales desarrollado se conforma fundamentalmente por 3 partes: el sistema de medición, la carcasa y el rodete. La carcasa o góndola, como comúnmente se refieren a esta parte en la literatura. Tiene como objetivo principal alojar los componentes que hacen parte del sistema de adquisición de datos. En el caso específico del montaje utilizado, la carcasa además de proteger al sistema es la encargada de dar soporte a los rodamientos sobre los cuales descansa el eje de transmisión de movimiento que va de la turbina al sensor de torque. Con el fin de evitar posibles filtraciones de agua también se ha provisto un espacio en este componente para alojar un retenedor de labio (CRW 12 x 32 x 7) al cual se le retiró el resorte interior, teniendo en cuenta que este elemento tiene sobre el eje un efecto fricativo el cual es la fuente de pérdidas más significativa del sistema. Este componente está fabricado en acero inoxidable 316 la Figura 4.9 corresponde con el modelo CAD de esta parte.



**Figura 4.9.** Modelo CAD correspondiente al diseño de la góndola para el sistema de pruebas experimentales. En la imagen se observa la parte exterior y eje del mismo.

El sistema de medición y toma de datos, está conformado por el instrumento de medición de torque, un motor DC, los acoples mecánicos y la base soporte. El sensor de torque de la marca Futek (TRS 605-FSH02057) posee un rango de medición de 0-50 Nm. Además este equipo cuenta con un encoder para la medición de la velocidad de giro del eje. Las especificaciones técnicas de mayor relevancia se encuentran consignadas en la Tabla 4.5.

**Tabla 4.5.** Especificaciones técnicas del sensor Futek TRS605 con encoder utilizado en el sistema de medición

<b>TRS605 - FSH02057</b>	
Salida nominal	$\pm 5\text{VDC}$
Alimentación	11-26 VDC - 1W
Velocidad de rotación máxima	7000 RPM
Histéresis	$\pm 0.1\%$ Salida nominal
Conector	Pin de 12 puntos Serie 581
Temperatura de operación	-25 a 80° C
Ruido característico	<a 50mV p-p
Material	Cuerpo de aluminio; eje de acero
Díámetro de eje	16 mm
<b>Encoder</b>	
Alimentación	5 VDC, 40 mA máx
Salida	Pulsos
Pulsos por revolución	360

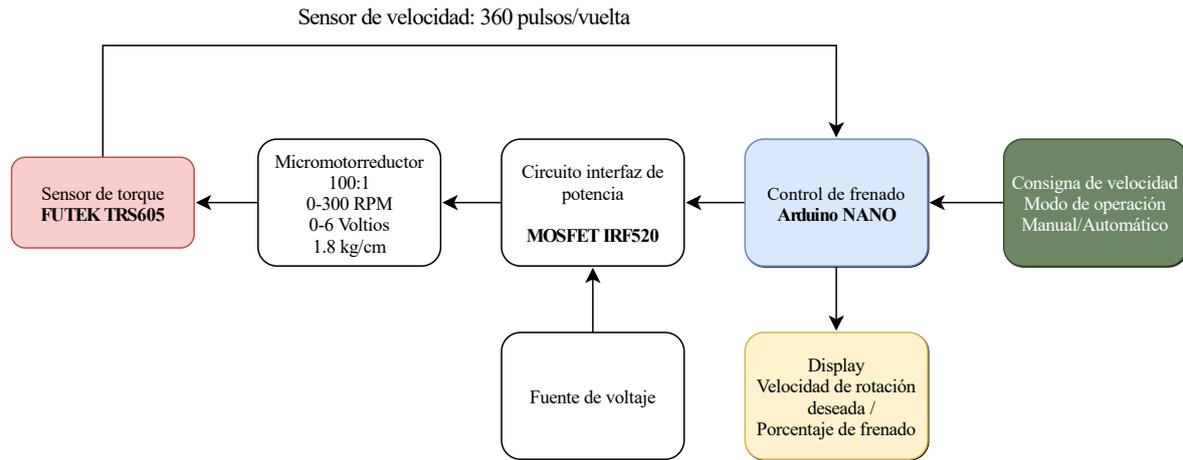
El segundo componente de este sistema corresponde a un motor DC cuya función principal es hacer las veces de generador (en este caso la carga eléctrica de la turbina). El motor seleccionado posee una caja reductora cuya velocidad de giro se encontrara levemente por encima del intervalo de velocidades analizado numéricamente. Las especificaciones técnicas del motor utilizado se encuentran consignadas en la Tabla 4.6

**Tabla 4.6.** Especificaciones técnicas del motor DC utilizado como carga o torque reactivo en el sistema de medición

<b>Motor NFP-JGA12-N20-6600 6 VDC</b>	
Velocidad en vacío	300 RPM
Corriente en vacío	$\leq 150\text{ mA}$
Velocidad a plena carga	250 RPM
Corriente de frenado	$\leq 1600\text{ mA}$
Torque	196 mN· m
Relación de engranajes	100:1
Potencia máxima	1.3 W

Los componentes restantes del sistema de medición y toma de datos corresponden a los acoples mecánicos y la base soporte del sistema. Los acoples, como su nombre indica tienen la función esencial de transmitir el movimiento entre los componentes del conjunto. En este caso los acoples utilizados corresponden a la categoría de flexibles los cuales son fabricados en aluminio y tienen como característica adicional la capacidad de absorber pequeñas desviaciones. La base de soporte del sistema es un componente que generalmente pasa desapercibido pero que tiene la función principal de sostener todos los demás elementos en sus respectivas posiciones. Adicionalmente en el caso del sistema de adquisición experimental, esta pieza tiene como requerimiento especial tener unas tolerancias geométricas de alta precisión dado que cualquier desviación puede causar variaciones significativas en las mediciones realizadas. Este elemento



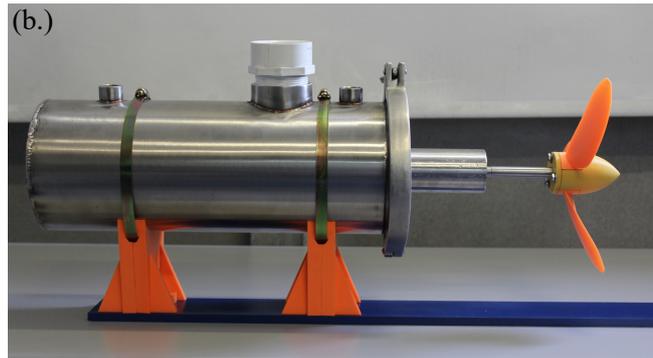
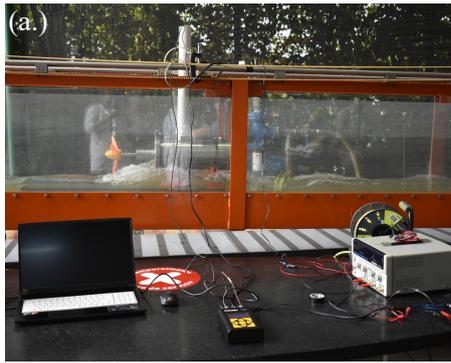


**Figura 4.11.** Representación esquemática del lazo de control de frenado diseñado para caracterizar la turbina hidrocínética tipo propela

#### 4.4.2. Montaje experimental

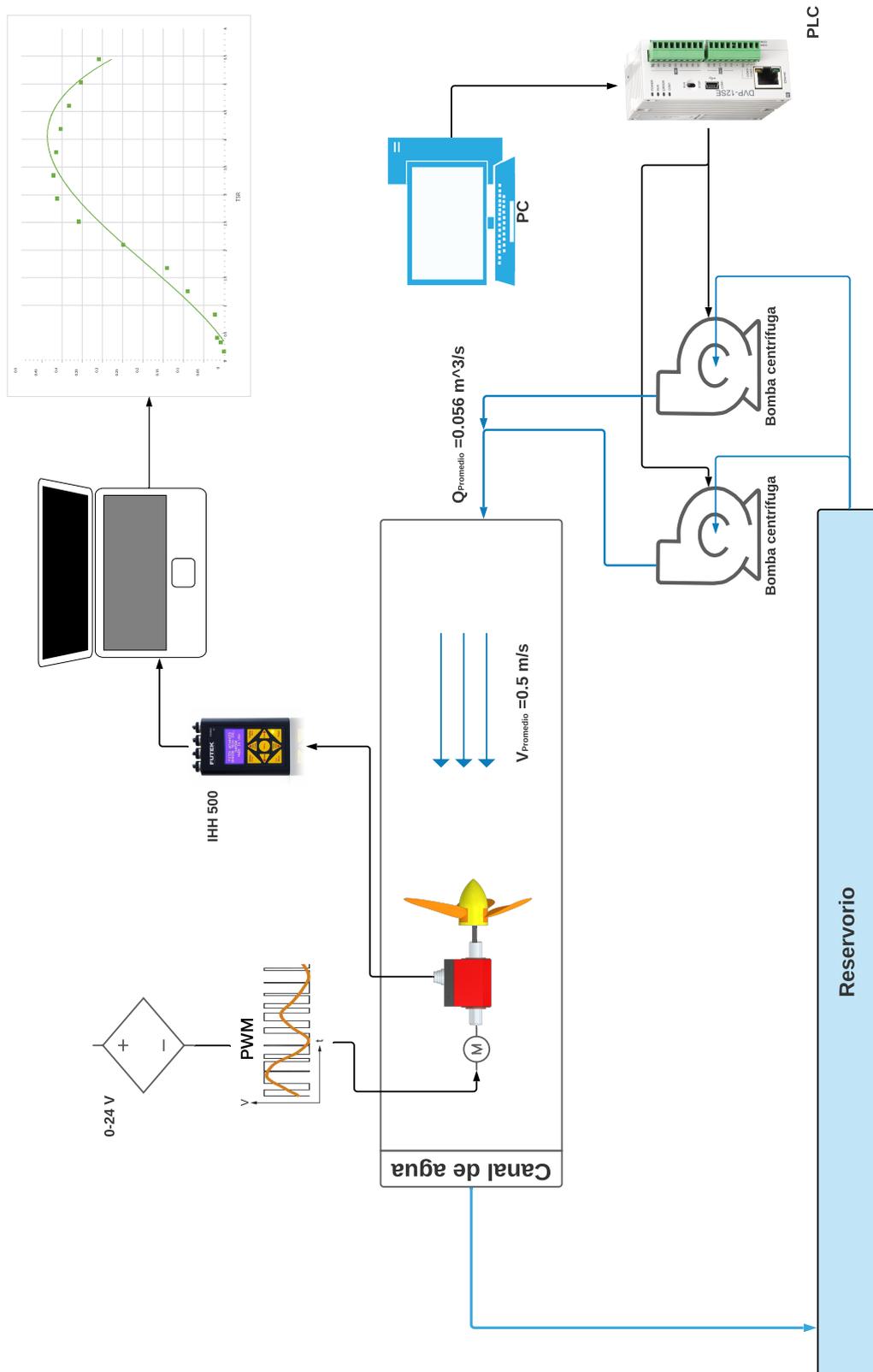
Las pruebas experimentales fueron realizadas en el *laboratorio de hidráulica* de la Universidad *EAFIT*, el cual cuenta con un canal de agua cuya sección transversal es de 0.30 X 0.45 m con una longitud de 7 m aproximadamente. El flujo de agua por el canal se controla mediante variadores de velocidad los cuales se encuentran conectados a un controlador lógico programable (PLC, por sus siglas en inglés), cuyas señales son moderadas por medio de una interfaz humano máquina (HMI, por sus siglas en inglés) la cual está desarrollada en un lenguaje de programación que muestra al usuario un control analógico en la pantalla del computador haciendo sencilla la labor de configurar valores específicos para el caudal.

El sistema de pruebas experimentales se ubicó en el canal tal como se observa en la Figura 4.12 (a). Por la apertura de mayor diámetro de la góndola, se ingresaron los cables para alimentar el motor y el cable del sensor de torque. La señal de alimentación del motor de frenado se encontraba controlada por el sistema PWM explicado anteriormente, cuya finalidad consistía en realizar el aumento progresivo de la carga sobre la turbina. El cable del sensor de torque tiene 2 funciones principales, la primera de estas es llevar la energía requerida por el sensor para realizar las respectivas mediciones (torque y velocidad de rotación). La segunda es establecer la comunicación con la pantalla digital portable (Futek IHH 500). Este dispositivo adicional a su función de toma y presentación de los datos registrados en tiempo real, hace las veces de transductor al llevar estos datos al computador por medio del programa *Sensit*® el cual es especialmente desarrollado por el fabricante del sensor de torque y la pantalla. En este programa se configuran detalles como tiempo de muestreo, paso temporal entre muestras etc. Además de esto, el programa guarda los datos registrados durante cada prueba en un archivo de hoja de cálculo de Microsoft Excel® en el cual posteriormente se pueden tratar los datos tomados ó utilizar el archivo de salida como suministro para tratar los mismos en otros programas especializados como *Matlab*® ó *Phyton*. Estos últimos permiten un tratamiento mas eficiente de los datos y la obtención de la curva de coeficiente de potencia en función del TSR mediante rutinas de cálculo.



**Figura 4.12.** Montaje experimental utilizado para caracterización de turbina hidrocínética tipo propela. (a). Montaje en canal, se distinguen los equipos utilizados durante las pruebas. (b). Sistema de pruebas experimentales ensamblado, se observa el sistema utilizado para posicionar la turbina en el fondo del canal

Para el caso específico de las pruebas experimentales realizadas se estableció como caudal objetivo 53 l/s, los cuales en una sección transversal de 0.3 x 0.35 m corresponden con una velocidad aproximada del fluido de  $0.5 \text{ m s}^{-1}$ . Pese a contar con los datos de velocidad promedio tomados del control de bombas, se realizaron mediciones de la velocidad del fluido con un caudalímetro de propela marca FlowWatch (FW450. Resolución:  $\pm 0.01 \text{ m/s}$ ), coincidiendo con la velocidad promedio de  $0.5 \text{ m s}^{-1}$ . El sistema PWM se configuró para que aumentara la corriente suministrada al motor en un 1.2 % cada 10 s, permitiéndolo con esto a la turbina alcanzar una condición estacionaria luego de cada aumento de carga. A su vez, este sistema se alimentó con una fuente de voltaje variable sobre la cual se le asignó un valor de voltaje fijo de 6 V y una corriente de 0.25 A (250 mA), la cual se encuentra dentro del intervalo de operación normal del motor consignado en la Tabla 4.6. De acuerdo con esto la potencia máxima de frenado es de 1.3W, la cual corresponde con la potencia máxima esperada para el modelo (1.29 W aproximadamente). Para la lectura y toma de datos, se configuró en el programa un periodo de muestreo de 12 minutos con el objetivo de tomar todos los datos correspondientes al aumento de carga en el motor. Además se realizó el registro y guardado de los datos cada 0.05 s. Para el tratamiento de los datos se preparó una rutina de cálculo en el programa *Matlab*® por medio de la cual se realizaron las gráficas del  $C_P$  en función del TSR. En la Figura 4.13 se puede observar un diagrama esquemático del montaje de acuerdo con la descripción realizada.



**Figura 4.13.** Diagrama esquemático del montaje completo utilizado en la caracterización de la turbina hidrocínética tipo propela

### 4.4.3. Cuantificación del error

Los datos y medidas realizadas con equipos están influidas por el límite mínimo de detección de los equipos. En el caso de variables que son el resultado de operaciones entre otras cantidades independientes, la incertidumbre deberá calcularse de acuerdo con las normas establecidas por la teoría de propagación de incertidumbre [145], tal como lo hicieron Junior et al. (2019) [69] en sus trabajos experimentales con la caracterización de una turbina hidrocínética.

Definiendo las variables  $\delta U_\infty$ ,  $\delta P_{disp}$ ,  $\delta P$ ,  $\delta\omega$ ,  $\delta T$  y  $\delta C_p$ , como los errores independientes para la velocidad del fluido, potencia disponible, potencia de salida, velocidad de rotación, torque y coeficiente de potencia respectivamente. El error de la potencia de salida, potencia disponible y coeficiente de potencia estará dado por las Ecuaciones (4.5), (4.6) y (4.7)

$$\delta P = \sqrt{\omega^2 \delta T^2 + T^2 \delta \omega^2} \quad (4.5)$$

$$\delta P_{disp} = \sqrt{\left[ \frac{3}{2} \rho A U_\infty^2 \delta U_\infty \right]^2} \quad (4.6)$$

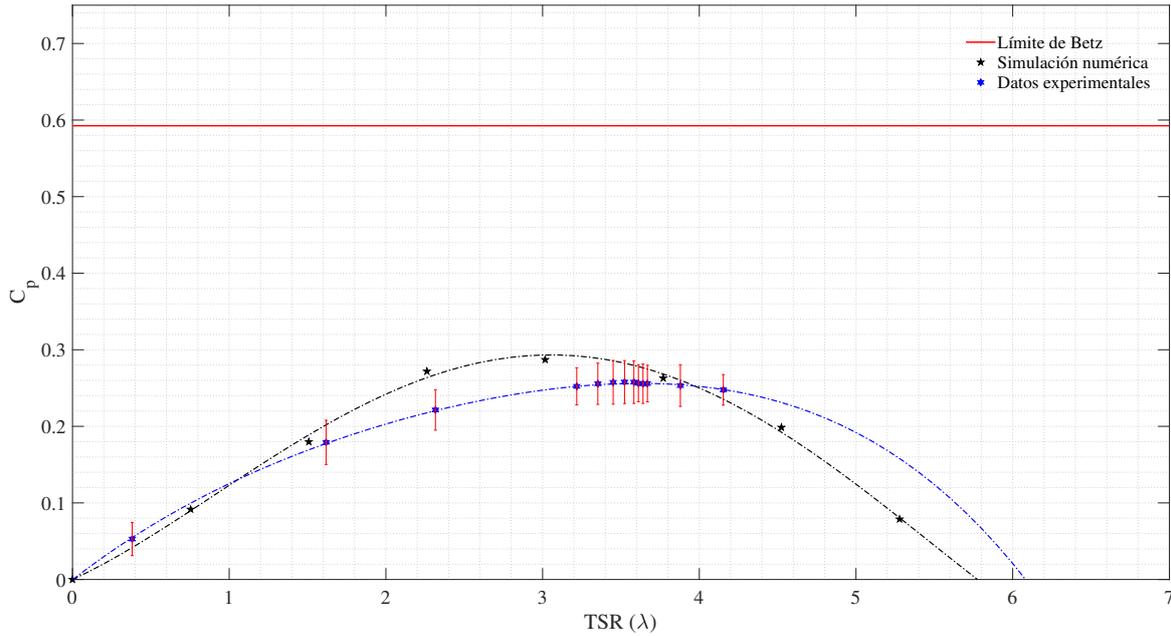
$$\delta P_{disp} = \sqrt{(P_{disp}^{-1} \delta P)^2 + (P P_{disp}^{-2} \delta P_{disp})^2} \quad (4.7)$$

En el desarrollo y análisis de los resultados experimentales se utilizaron las expresiones arriba mostradas para cuantificar el error experimental en las pruebas de la turbina hidrocínética tipo propela.

## 4.5. Resultados y discusión

En el proceso de caracterización de la turbina se llevaron a cabo 4 pruebas experimentales con las configuraciones descritas para los equipos en las secciones anteriores. La Figura 4.14 muestra los resultados obtenidos para las corridas experimentales y la simulación numérica del modelo a escala. En esta, se puede observar que los resultados numéricos son mayores a los valores experimentales, lo cual puede ser producto del efecto del retenedor sobre el eje. Adicionalmente se observa que la curva de los resultados experimentales difiere levemente con los resultados numéricos. Esto se debe principalmente a que para los datos experimentales obtenidos la mayor densidad de puntos se encuentran cerca del valor óptimo, entre tanto los puntos resultado de la simulación se encuentran equiespaciados. Al tener una mayor densidad de puntos cercanos a un determinado valor, esa región tiene una mayor influencia estadística sobre la curva del comportamiento esperado del sistema.

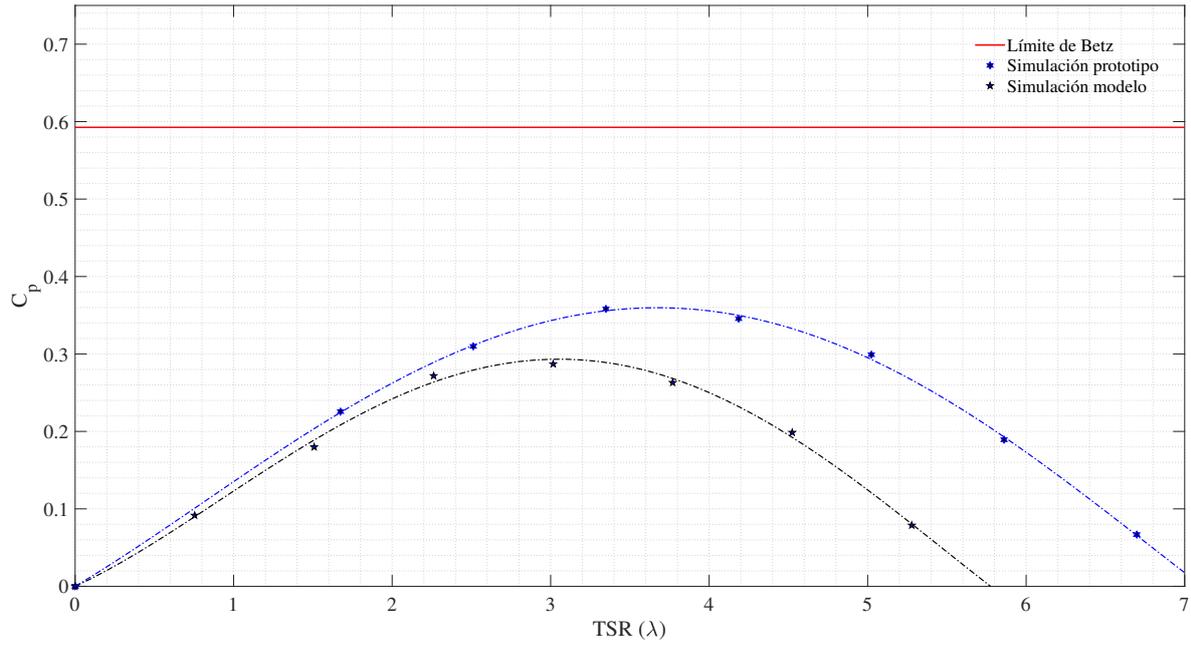
En los resultados experimentales el mayor valor de  $C_p$  obtenido (0.2578) se presenta a una TSR de 3.5297. Resultado cercano a la TSR del máximo  $C_p$  (0.2871) obtenido para el modelo a escala de laboratorio (3.0159). Las barras rojas en la Figura representan la cuantificación del error experimental, la cual se realizó de acuerdo a la metodología mostrada previamente. En la gráfica se puede observar que la mayoría de los resultados obtenidos numéricamente se encuentran dentro del intervalo del error cuantificado, razón por la cual se puede concluir que los resultados numéricos y experimentales son estadísticamente similares.



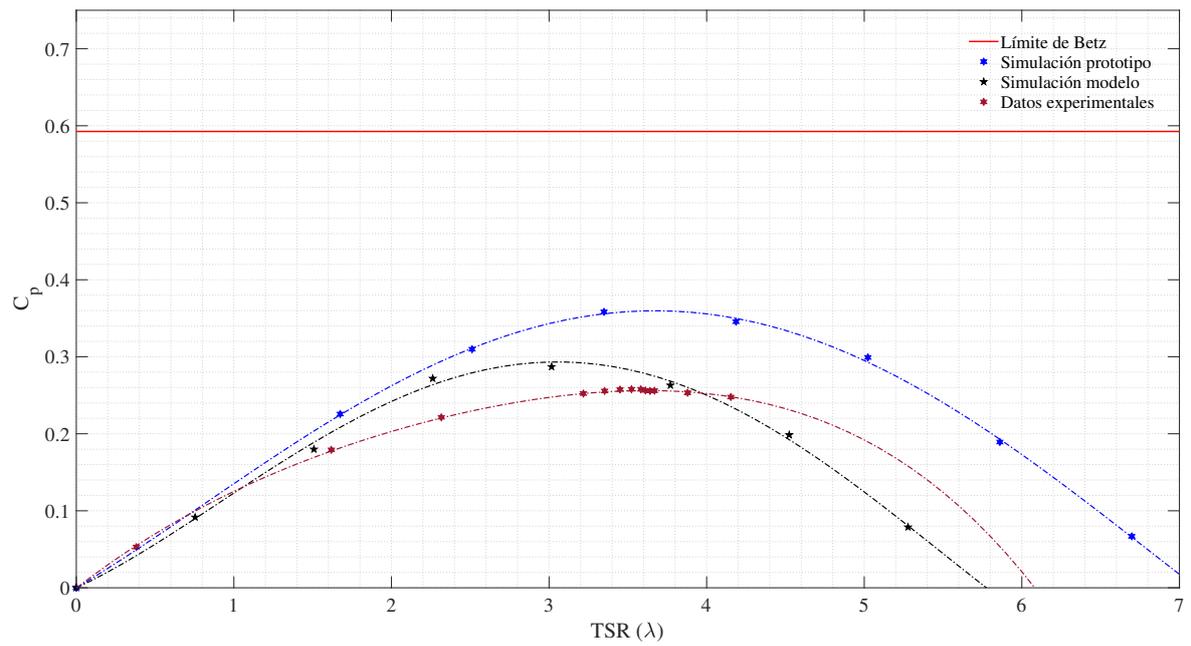
**Figura 4.14.** Comparación de los resultados experimentales y los numéricos para el  $C_p$  del modelo a escala de turbina hidrocínética

Adicionalmente a la simulación numérica para el modelo a escala, se realizó una simulación numérica para el prototipo producto del proceso de optimización, con el objetivo de analizar la diferencia de comportamiento del  $C_p$  debido a la diferencia de tamaños. Para esto se utilizó el dominio computacional independiente de mallado y paso temporal, desarrollado en el capítulo 3, modificando la velocidad del fluido y la velocidad de giro de la turbina, teniendo en cuenta el intervalo de TSR objeto de evaluación. Así mismo, la diferencia en los valores de  $C_p$  obtenidos para el modelo a escala de laboratorio, en comparación con los valores obtenidos para la simulación del prototipo a escala real, son producto de la diferencia de velocidad del fluido dado que esta variable es un parámetro que incide en el diseño de los álabes, los cuales fueron diseñados en un principio para una velocidad de fluido de  $1.5 \text{ m.s}^{-1}$  tal como se presentó en el capítulo 2.

La Figura 4.15 muestra los resultados obtenidos para el prototipo y su comparación con el modelo a escala. Se puede observar que los valores obtenidos para el prototipo son mayores. Sin embargo la forma en como se distribuyen los datos en ambas turbinas comparten la misma topología, de tal manera que los resultados del prototipo parecen un gráfico de los resultados del modelo multiplicados por una constante. Estos resultados concuerdan con lo mencionado por Cengel & Cimbala sobre el efecto de las vorticidades en los modelos a escala.



**Figura 4.15.** Comparación de los resultados numéricos para el  $C_p$  del prototipo y el modelo a escala



**Figura 4.16.** Comparación de los resultados numéricos para el  $C_p$  de modelo y prototipo; y los resultados experimentales

La Figura 4.16 presenta las gráficas de comportamiento para las simulaciones de modelo, prototipo y los resultados experimentales a escala de laboratorio. El mayor valor del TSR al cual se logra el mayor  $C_p$  en las pruebas experimentales, es bastante cercano al TSR en el que alcanza el mayor  $C_p$  en la simulación del prototipo. En la Tabla 4.7 se encuentran consignados todos los valores numéricos mostrados en la Figuras 4.14, 4.15 y 4.16.

**Tabla 4.7.** Valores numéricos para las simulaciones de comportamiento del  $C_p$  de modelo y prototipo; y resultados experimentales. Para estos últimos se redujo la cantidad de valores en cercanías al máximo.

$\lambda_{Prot}$	$C_{pProt}$	$\lambda_{Mod}$	$C_{pMod}$	$\lambda_{Exp}$	$C_{pExp}$
0	0	0	0	0	0
1.6745	0.2257	0.7540	0.0916	0.3807	0.0528
2.5117	0.3098	1.5080	0.1799	1.6180	0.1792
3.3489	0.3583	2.2619	0.2718	2.3158	0.2214
4.1862	0.3456	3.0159	0.2871	3.2187	0.2548
5.0234	0.2992	3.7699	0.2630	3.5297	0.2578
5.8606	0.1893	4.5239	0.1986	3.8795	0.2533
6.6979	0.0668	5.2779	0.0788	4.1532	0.2475

En la Tabla 4.7 *Prot*, hace referencia a los resultados de la simulación para el prototipo de turbina diseñado a escala real. *Mod*, se refiere a los resultados de la simulación numérica para el modelo de turbina a escala, y *Exp*, corresponde a los resultados experimentales obtenidos en el modelo a escala físico de la turbina.

De acuerdo con los valores consignados en la Tabla es evidente que entre los resultados numéricos obtenidos en las simulaciones del modelo y el prototipo, la diferencia en el comportamiento del  $C_p$  se hace a mayor a medida que aumenta el valor de la TSR, lo cual se debe al efecto de las vorticidades, las cuales como ya se mencionó, tienen una mayor incidencia en los modelos de menor diámetro [139]. A mayores velocidades de giro, los efectos de los vórtices en las puntas son más evidentes (dado que la velocidad lineal adquiere un mayor valor de acuerdo a la fórmula  $v = \Omega r$ ) afectando así el desempeño general del modelo.

En lo que respecta a la comparación de los valores de  $C_p$  para el modelo a escala en el análisis experimental se presenta un desplazamiento de la TSR a la cual se alcanza el valor máximo de este coeficiente. Esta diferencia se debe a 2 razones fundamentales. La primera es la pérdida asociada al retenedor utilizado para evitar filtraciones de agua al interior del conjunto de adquisición de datos. La segunda razón corresponde al efecto de la rugosidad superficial de los álabes. Pese a haber obtenido un buen acabado superficial en el proceso de fabricación, el efecto de la rugosidad en el desempeño de la turbina adquiere mayor relevancia a medida que el tamaño de los álabes es menor, es decir, la rugosidad relativa <sup>1</sup> es mayor. En las simulaciones, los álabes se configuraron como paredes sin rugosidad, lo cual permite el deslizamiento suave del fluido sobre la superficie, alcanzando los valores de  $C_p$  registrados para las velocidades de giro establecidas.

En el caso experimental, los picos de rugosidad actúan como una resistencia al flujo de fluido sobre la superficie de los álabes debido a la viscosidad del fluido. De modo que para alcanzar el mismo valor de velocidad relativa ( $W$ ) en las secciones transversales del álabe es necesario que el rodete gire a velocidades mayores para alcanzar los mismos valores de las fuerzas causantes del movimiento. Más aún, la presencia del retenedor puede ser vista de otra forma como a una inercia rotacional adicional a la del rodete mismo. Esta inercia adicional debe ser vencida por la turbina para poder cumplir con su función de transformar energía de flujo en energía eléctrica.

<sup>1</sup>Definida como la relación entre la rugosidad absoluta ( $\varepsilon$ ) dividida la longitud característica. En este caso longitud de cuerda

En los valores centrales cercanos al punto de máximo desempeño la diferencia promedio entre los valores de coeficiente de potencia obtenidos numérica y experimentalmente es cercana al 9.5 % (intervalo de TSR entre 1.5 - 3.8). Valor que es razonable teniendo en cuenta las consideraciones mencionadas. Por último, la rugosidad superficial de los álabes también incide en el comportamiento de los coeficientes de sustentación y arrastre, los cuales a su vez inciden en la determinación de la longitud de la cuerda para cada una de las secciones del álabe (De acuerdo con las Ecuaciones 2.60, 2.63 y 2.64). De manera que para valores menores de la relación  $C_L/C_D$ , es necesaria una mayor longitud de cuerda para alcanzar los mismos valores de las fuerzas en el álabe (Ver Ecuaciones 2.49 y 2.50) obtenidos cuando no se tiene en cuenta el efecto de la rugosidad.

## 4.6. Conclusiones

En el presente capítulo se ha realizado la fabricación y caracterización de un modelo a escala del prototipo de turbina hidrocínética diseñado y optimizado en los capítulos 2 y 3 respectivamente. Se ha presentado detalladamente el proceso de fabricación y selección de materiales a utilizar en el modelo. Evaluando aspectos trascendentales como facilidad de impresión del material, durabilidad y resistencia mecánica. De acuerdo a estos criterios y teniendo en cuenta los parámetros de impresión para el material seleccionado dados por los fabricantes, se obtuvo un modelo de turbina con un buen acabado y un alto grado de exactitud al modelo computacional diseñado. Es importante mencionar que adicional a los criterios tenidos en cuenta al momento de seleccionar el PLA como material, se tuvo en cuenta el hecho que este material es uno de los más económicos en el mercado (desde 17.78 USD/ Kg a la fecha de escritura de este reporte), lo cual hace del PLA una alternativa económica, adecuada y ambientalmente sostenible para la fabricación de modelos a escala experimental de turbomaquinaria.

El proceso de manufactura aditiva de material está revolucionando la cadena de producción debido principalmente a la capacidad de lograr piezas de geometrías complejas a un costo razonable y con buenos acabados superficiales. Para el modelo de turbina fabricado las diferencias dimensionales entre el modelo CAD y el modelo físico fueron de alrededor de  $\pm 0.3$  mm, las cuales son incluso inferiores al diámetro de la boquilla utilizado durante el proceso. Adicionalmente este proceso posee la ventaja de ser escalable, pudiendo lograr así prototipos a escala real con gran precisión y exactitud.

Los resultados experimentales obtenidos concuerdan con los resultados numéricos de la simulación del modelo a escala, las diferencias observadas en los comportamientos se encuentran dentro de la zona de incertidumbre, por lo cual a la luz de la estadística los resultados numéricos coinciden con los experimentales. El máximo valor de coeficiente de potencia en las simulaciones del modelo es de 0.2871, el cual es levemente mayor en comparación al alcanzado experimentalmente (0.2578). Sin embargo es evidente el desplazamiento de la TSR a la cual se alcanzan los máximos respectivos, siendo mayor para el resultado experimental (3.5297) en comparación con el numérico (3.0159).

El prototipo de turbina optimizado presenta un buen desempeño para velocidades de fluido por debajo de la velocidad de diseño. En este caso específico, el modelo inicial de turbina se desarrolló para una velocidad del río de  $1.5 \text{ m s}^{-1}$ , para la cual el prototipo optimizado alcanzó un valor de coeficiente de potencia de 0.4571. Al modificar la velocidad por un valor inferior ( $0.5 \text{ m s}^{-1}$ ) el prototipo alcanzó un valor de 0.3583, lo que representa un descenso del 16.67 % en la eficiencia respecto al límite de Betz. Lo cual es considerablemente poco, teniendo en cuenta que la velocidad del fluido es un parámetro de diseño el cual afecta el valor de la velocidad de giro óptima, y con ello los factores de inducción axial y radial. Es decir, al variar la velocidad del fluido, lo esperado es que el diseño desarrollado tenga un bajo desempeño dado que se introduce una variación en varios factores cuya sumatoria total termina por afectar de manera relevante el funcionamiento de la turbina.

Finalmente los enfoques numérico y experimental facilitan el desarrollo de dispositivos para el aprovechamiento de los recursos renovables. Por medio de simulación numérica se pueden llevar a cabo procesos de optimización que de otra manera son económicamente inviables por la cantidad de tratamientos requeridos que deben utilizarse. Las geometrías y formas resultado de los diseños de experimentos, posteriormente deberán ser validadas por medio de pruebas ex-

perimentales. A partir de las cuales se pueden cuantificar los efectos de todas aquellas variables que no fueron incluidas en los modelos numéricos, principalmente debido al tiempo y recurso computacional necesarios para esto, pero que en los procesos reales afectan el rendimiento y el funcionamiento de los equipos produciendo generalmente valores de eficiencia menores a los esperados.

## Conclusiones generales

En el desarrollo de la presente investigación se ha realizado el diseño paramétrico de los álabes de una turbina hidrocínética tipo propela en función de las características de flujo, principalmente la velocidad del fluido.

Se han presentado las ventajas de la aplicación de la teoría del momento sobre el elemento de álabes para determinar la distribución de cuerdas y del ángulo de torsión del álabes. Los mayores valores de  $C_p$  se lograron mediante la aplicación del BEMT con pérdidas por punta y cubo. El modelo de álabes conformado por secciones cilíndricas presenta un mejor comportamiento en comparación al modelo de secciones planas; esto puede deberse al hecho que las secciones cilíndricas son similares a las líneas de corriente de fluido sobre el álabes lo cual permite disminuir la separación de fluido y el arrastre de acuerdo con las investigaciones de Kim et al (2009) [32].

El índice de convergencia del mallado es un método que facilita el análisis de convergencia espacial y temporal. Además por medio de este se puede cuantificar que tan precisos son los resultados obtenidos en relación con el valor esperado cuando el tamaño del elemento y paso temporal es cercano a 0.

Los resultados del proceso de optimización mostraron que de los 2 factores analizados, el ángulo de inclinación es el que tiene un efecto más significativo en el coeficiente de potencia de la turbina hidrocínética tipo propela diseñada. Esto es debido al hecho de que la inclinación del álabes modifica las características de flujo, mitigando los efectos del vórtice en la punta del álabes. Además esta variación geométrica produce un incremento en el coeficiente de presión sobre ambas caras del álabes, de acuerdo con los hallazgos de Hayati et al (2011).

Las técnicas de manufactura aditiva permiten y facilitan la construcción de geometrías con superficies complejas. Además de esto la variedad de materiales existentes y en proceso de desarrollo, convierten a este método de fabricación en una alternativa viable técnica y económicamente para elementos de cualquier escala.

De los resultados del proceso experimental y su comparación con los resultados numéricos, se puede concluir que el acabado de los álabes incide de manera significativa en el comportamiento real de las turbinas hidrocínéticas. Por un lado afecta la relación de coeficientes  $C_L/C_D$ , haciendo que el valor máximo de  $C_p$  sea inferior al obtenido numéricamente [146]. Por otro lado, afecta la velocidad relativa del fluido sobre el álabes, causando un desplazamiento en el valor de la TSR a la cual se presenta el valor de máximo  $C_p$ . Finalmente el prototipo de turbina a escala completa diseñado presenta un buen desempeño para valores de velocidad de fluido diferentes al de diseño.

Como trabajos futuros queda analizar el rendimiento de un nuevo diseño de turbina para un  $C_p$  de diseño mayor al utilizado en el desarrollo del presente trabajo. Adicionalmente se puede

analizar el rendimiento de una turbina cuyos álabes se encuentren conformados por láminas planas, lo cual puede simplificar la geometría y la fabricación de la turbina.

# Referencias

- [1] W. E. Council, *World energy resources*. World Energy Council, 2016.
- [2] N. R. Maldar, C. Y. Ng, and E. Oguz, “A review of the optimization studies for savonius turbine considering hydrokinetic applications,” *Energy Conversion and Management*, vol. 226, p. 113495, 2020.
- [3] L. T. Contreras, O. D. Lopez, and S. Lain, “Computational fluid dynamics modelling and simulation of an inclined horizontal axis hydrokinetic turbine,” *Energies*, vol. 11, no. 11, p. 3151, 2018.
- [4] M. B. Salleh, N. M. Kamaruddin, and 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.
- [5] R. Ioannidis and 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.
- [6] G. T. Chala, M. Ma’Arof, and R. Sharma, “Trends in an increased dependence towards hydropower energy utilization—a short review,” *Cogent Engineering*, vol. 6, no. 1, p. 1631541, 2019.
- [7] P. F. Díez, “Turbinas hidráulicas,” *Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Universidade de Cantabria, Espanha*, p. 8, 1996.
- [8] J. Xu, T. Ni, and B. Zheng, “Hydropower development trends from a technological paradigm perspective,” *Energy Conversion and Management*, vol. 90, pp. 195–206, 2015.
- [9] C. M. Niebuhr, M. van Dijk, V. S. Neary, and 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.
- [10] N. Kolekar and A. Banerjee, “A coupled hydro-structural design optimization for hydrokinetic turbines,” *Journal of renewable and sustainable energy*, vol. 5, no. 5, p. 053146, 2013.
- [11] E. Chica, J. Aguilar, and A. Rubio-Clemente, “Analysis of a lift augmented hydrofoil for hydrokinetic turbines,” *Renew. Energy Power Qual. J.*, vol. 17, pp. 49–55, 2019.
- [12] D. Cebrián, J. Ortega-Casanova, and R. Fernandez-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.

- [13] E. Chica and A. Rubio-Clemente, *Design of zero head turbines for power generation*. IntechOpen, 2017.
- [14] S. Laín, L. Contreras, and 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.
- [15] R. Hantoro and 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.
- [16] E. Septyaningrum, R. Hantoro, I. Utama, J. Prananda, G. Nugroho, A. Mahmasani, and 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.
- [17] S. Eriksson, H. Bernhoff, and M. Leijon, “Evaluation of different turbine concepts for wind power,” *renewable and sustainable energy reviews*, vol. 12, no. 5, pp. 1419–1434, 2008.
- [18] P. J. Schubel and R. J. Crossley, “Wind turbine blade design,” *Energies*, vol. 5, no. 9, pp. 3425–3449, 2012.
- [19] M. Khan, G. Bhuyan, M. Iqbal, and J. Quaioco, “Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review,” *Applied energy*, vol. 86, no. 10, pp. 1823–1835, 2009.
- [20] R. Bastianon, “Cálculo y diseño de la hélice óptima para turbinas eólicas,” *Buenos Aires*, 2008.
- [21] D. Anderson, I. Graham, and B. Williams, “Aerodynamics,” in *Flight and Motion*. Routledge, 2015, p. 93.
- [22] T. Burton, D. Sharpe, N. Jenkins, and E. Bossanyi, *Wind energy handbook*. Wiley Online Library, 2001, vol. 2.
- [23] M. O. Hansen, *Aerodynamics of wind turbines*. Routledge, 2015.
- [24] J. Carlton, *Marine propellers and propulsion*. Butterworth-Heinemann, 2018.
- [25] V. Bertram, *Practical ship hydrodynamics*. Elsevier, 2011.
- [26] L. Birk, *Fundamentals of Ship Hydrodynamics: Fluid Mechanics, Ship Resistance and Propulsion*. John Wiley & Sons, 2019.
- [27] J. P. Breslin and P. Andersen, *Hydrodynamics of ship propellers*. Cambridge University Press, 1996, vol. 3.
- [28] Y. A. Cengel, *Fluid mechanics*. Tata McGraw-Hill Education, 2010.
- [29] E. Benini, “Significance of blade element theory in performance prediction of marine propellers,” *Ocean Engineering*, vol. 31, no. 8-9, pp. 957–974, 2004.

- [30] J. D. Anderson Jr, *Fundamentals of aerodynamics*. Tata McGraw-Hill Education, 2010.
- [31] M. Drela and M. B. Giles, “Viscous-inviscid analysis of transonic and low reynolds number airfoils,” *AIAA journal*, vol. 25, no. 10, pp. 1347–1355, 1987.
- [32] Y.-C. Kim, T.-W. Kim, S. Pyo, and 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.
- [33] A. Hayati, S. Hashemi, and 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.
- [34] A. Pelletier and T. J. Mueller, “Low reynolds number aerodynamics of low-aspect-ratio, thin/flat/cambered-plate wings,” *Journal of aircraft*, vol. 37, no. 5, pp. 825–832, 2000.
- [35] W. Schleicher, J. Riglin, and A. Oztekin, “Numerical characterization of a preliminary portable micro-hydrokinetic turbine rotor design,” *Renewable Energy*, vol. 76, pp. 234–241, 2015.
- [36] J. Riglin, W. C. Schleicher, and A. Oztekin, “Numerical analysis of a shrouded micro-hydrokinetic turbine unit,” *Journal of Hydraulic Research*, vol. 53, no. 4, pp. 525–531, 2015.
- [37] J. Riglin, W. C. Schleicher, I.-H. Liu, and A. Oztekin, “Characterization of a micro-hydrokinetic turbine in close proximity to the free surface,” *Ocean Engineering*, vol. 110, pp. 270–280, 2015.
- [38] C.-J. Bai, W.-C. Wang, P.-W. Chen, and W.-T. Chong, “System integration of the horizontal-axis wind turbine: The design of turbine blades with an axial-flux permanent magnet generator,” *Energies*, vol. 7, no. 11, pp. 7773–7793, 2014.
- [39] A. Muratoglu and M. I. Yuce, “Performance analysis of hydrokinetic turbine blade sections,” *Journal ISSN*, vol. 2, pp. 1–10, 2015.
- [40] Y. Mao and Y. L. Young, “Influence of skew on the added mass and damping characteristics of marine propellers,” *Ocean Engineering*, vol. 121, pp. 437–452, 2016.
- [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, and 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.
- [43] P. Liu, N. Bose, K. Chen, and Y. Xu, “Development and optimization of dual-mode propellers for renewable energy,” *Renewable energy*, vol. 119, pp. 566–576, 2018.
- [44] F. Pérez-Arribas and R. Pérez-Fernández, “A b-spline 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, and 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] A. Windyandari, H. G. Dwi, and S. Suharto, "Design and performance analysis of b-series propeller for traditional purse seine boat in the north coastal region of central java indonesia," *Journal of Applied Engineering Science*, vol. 16, no. 4, pp. 494–502, 2018.
- [47] C.-W. Chen and 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.
- [48] H. Gao, W. Zhu, Y. Liu, and Y. Yan, "Effect of various winglets on the performance of marine propeller," *Applied Ocean Research*, vol. 86, pp. 246–256, 2019.
- [49] X. Feng and 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.
- [50] A. Arapakopoulos, R. Polichshuk, Z. Segizbayev, S. Ospanov, A. Ginnis, and K. Kostas, "Parametric models for marine propellers," *Ocean Engineering*, vol. 192, p. 106595, 2019.
- [51] O. Erdinc, *Optimization in renewable energy systems: recent perspectives*. Butterworth-Heinemann, 2017.
- [52] I. E. Grossmann, *Global optimization in engineering design*. Springer Science & Business Media, 2013, vol. 9.
- [53] S. Brizzolara, S. Gaggero, and A. Grasso, "Parametric optimization of open and ducted propellers," in *to appear on the Proceedings of the SNAME Propellers and Shafting Symposium*, 2009.
- [54] S. Mirjalili, A. Lewis, and S. A. M. Mirjalili, "Multi-objective optimisation of marine propellers," *Procedia Computer Science*, vol. 51, pp. 2247–2256, 2015.
- [55] N. M. Nouri, S. Mohammadi, and M. Zarezadeh, "Optimization of a marine contra-rotating propellers set," *Ocean Engineering*, vol. 167, pp. 397–404, 2018.
- [56] 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.
- [57] J. Riglin, C. Daskiran, J. Jonas, W. C. Schleicher, and A. Oztekin, "Hydrokinetic turbine array characteristics for river applications and spatially restricted flows," *Renewable energy*, vol. 97, pp. 274–283, 2016.
- [58] J. A. S. Perales, "De los objetivos del milenio al desarrollo sostenible: Naciones unidas y las metas globales post-2015," *Anuario Ceipaz*, no. 7, pp. 49–84, 2014.
- [59] M. Robles Llamazares *et al.*, "Objetivos de desarrollo del milenio," 2007.

- [60] M. Cozier, “The 24th united nations conference of parties (cop 24) climate change summit,” *Greenhouse Gases: Science and Technology*, vol. 9, no. 1, pp. 6–9, 2019.
- [61] G. Bai, J. Li, P. Fan, and G. Li, “Numerical investigations of the effects of different arrays on power extractions of horizontal axis tidal current turbines,” *Renewable Energy*, vol. 53, pp. 180–186, 2013.
- [62] R. H. Van Els and A. C. P. B. Junior, “The brazilian experience with hydrokinetic turbines,” *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 259–264, 2015.
- [63] K. Y. Maalawi and M. T. Badawy, “A direct method for evaluating performance of horizontal axis wind turbines,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 5, no. 2, pp. 175–190, 2001.
- [64] S. Subhra Mukherji, N. Kolekar, A. Banerjee, and R. Mishra, “Numerical investigation and evaluation of optimum hydrodynamic performance of a horizontal axis hydrokinetic turbine,” *Journal of Renewable and Sustainable energy*, vol. 3, no. 6, p. 063105, 2011.
- [65] K. Siddappaji and M. G. Turner, “Revolutionary geometries of mobile hydrokinetic turbines for wind energy applications,” in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, vol. 56802. American Society of Mechanical Engineers, 2015, p. V009T46A009.
- [66] K. Zhang, Q. Zou, Y. Wang, and B. Zhang, “Bionic shark fin combined airfoil blade optimal design and numerical simulation of horizontal axis tidal current turbine,” *International Journal of Energy for a Clean Environment*, vol. 18, no. 4, 2017.
- [67] F. Yifan, “Bionic research on fixed wing,” *J. Int. Aviation Magazine*, vol. 2, p. 23, 2007.
- [68] W.-Q. Wang, R. Yin, and Y. Yan, “Design and prediction hydrodynamic performance of horizontal axis micro-hydrokinetic river turbine,” *Renewable Energy*, vol. 133, pp. 91–102, 2019.
- [69] R. C. Junior, Antonio CP Brasil y Mendes, T. Wirrig, R. Noguera, and T. F. Oliveira, “On the design of propeller hydrokinetic turbines: the effect of the number of blades,” *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 41, no. 6, p. 253, 2019.
- [70] A. F. Molland, S. R. Turnock, and D. A. Hudson, *Ship resistance and propulsion*. Cambridge university press, 2017.
- [71] J. H. Lee, D. H. Kim, S. H. Rhee, I. R. Do, B. C. Shin, M. C. Kim *et al.*, “Computational and experimental analysis for horizontal axis marine current turbine design,” in *Second International Symposium on Marine Propulsors smp*, vol. 11, 2011.
- [72] M. I. Yuce and A. Muratoglu, “Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43, pp. 72–82, 2015.
- [73] R. Kumar, K. Raahemifar, and A. S. Fung, “A critical review of vertical axis wind turbines for urban applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 89, pp. 281–291, 2018.
- [74] G. C. González and M. A. D. Saldívar, “El consumo de energía eléctrica en los hogares de México por nivel de ingresos,” 2015.

- [75] C. IDEAM, “Estudio ambiental de la cuenca magdalena-cauca y elementos para su ordenamiento territorial,” *Reporte técnico y base de datos de Arcinfo, Bogotá, Colombia, Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales (IDEAM)*, p. 984, 2001.
- [76] G. J. Acuña, H. Ávila, and F. A. Canales, “River model calibration based on design of experiments theory. a case study: Meta river, colombia,” *Water*, vol. 11, no. 7, p. 1382, 2019.
- [77] A. H. Birjandi, E. L. Bibeau, V. Chatoorgoon, and A. Kumar, “Power measurement of hydrokinetic turbines with free-surface and blockage effect,” *Ocean Engineering*, vol. 69, pp. 9–17, 2013.
- [78] B. Newman, “Actuator-disc theory for vertical-axis wind turbines,” *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 15, no. 1-3, pp. 347–355, 1983.
- [79] M. Anyi and B. Kirke, “Hydrokinetic turbine blades: Design and local construction techniques for remote communities,” *Energy for Sustainable Development*, vol. 15, no. 3, pp. 223–230, 2011.
- [80] F. Behrouzi, M. Nakisa, A. Maimun, and Y. M. Ahmed, “Global renewable energy and its potential in malaysia: A review of hydrokinetic turbine technology,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 62, pp. 1270–1281, 2016.
- [81] M. Nachtane, M. Tarfaoui, A. El Moumen, D. Saifaoui, and H. B. Yahia, “Design and hydrodynamic performance of a horizontal axis hydrokinetic turbine,” *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, vol. 16, no. 2, pp. 6453–6469, 2019.
- [82] I. Badea, M. Pricop, and A. Bobonea, “Design procedure and numerical analysis of a small horizontal-axis hydrokinetic turbine,” *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*, vol. 76, no. 3, 2014.
- [83] W. Tian, Z. Mao, and 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.
- [84] T. Javaherchi, J. Seydel, N. Stelzenmuller, A. Aliseda *et al.*, “Experimental and numerical analysis of a scale-model horizontal axis hydrokinetic turbine,” 2014.
- [85] Z. Dang, Z. Mao, B. Song, and W. Tian, “Noise characteristics analysis of the horizontal axis hydrokinetic turbine designed for unmanned underwater mooring platforms,” *Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 7, no. 12, p. 465, 2019.
- [86] J. F. Manwell, J. G. McGowan, and A. L. Rogers, *Wind energy explained: theory, design and application*. John Wiley & Sons, 2010.
- [87] P. A. S. F. Silva, L. D. Shinomiya, T. F. de Oliveira, J. R. P. Vaz, A. L. A. Mesquita, and 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.
- [88] I. Masters, J. Chapman, M. Willis, and J. Orme, “A robust blade element momentum theory model for tidal stream turbines including tip and hub loss corrections,” *Journal of Marine Engineering & Technology*, vol. 10, no. 1, pp. 25–35, 2011.

- [89] P. J. Moriarty and A. C. Hansen, "Aerodyn theory manual," National Renewable Energy Lab., Golden, CO (US), Tech. Rep., 2005.
- [90] M. W. C. Oosterveld and P. van Oossanen, "Further computer-analyzed data of the wageningen b-screw series," *International shipbuilding progress*, vol. 22, no. 251, pp. 251–262, 1975.
- [91] S. Ekinici, "A practical approach for design of marine propellers with systematic propeller series," *Brodogradnja: Teorija i praksa brodogradnje i pomorske tehnike*, vol. 62, no. 2, pp. 123–129, 2011.
- [92] K. B. Yeo and C. M. Ong, "Fixed-pitch marine propeller geometry design," *JApSc*, vol. 14, no. 11, pp. 1131–1138, 2014.
- [93] L. Troost, "Open water test series with modern propeller forms," *Netherlands Ship Model Basin, Wageningen, Paper presented at: The North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders in Newcastle upon Tyne, UK, Institution Transactions Volume 67*, 1951.
- [94] W. Van Lammeren, J. v. van Manen, and M. Oosterveld, "The wageningen b-screw series," 1969.
- [95] E. C. Tupper, *Introduction to naval architecture*. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [96] U. A. A. Group. (2020, sep) Airfoil coordinates database. [Online]. Available: [https://m-selig.ae.illinois.edu/ads/coord\\_database.html](https://m-selig.ae.illinois.edu/ads/coord_database.html)
- [97] M. Drela and H. Yungren, "Guidelines for xflr5 v6. 03 (analysis of foils and wings operating at low reynolds numbers), 2011," 2018.
- [98] J. D. Riglin, W. C. Schleicher, and A. Oztekin, "Cavitation phenomena and performance implications in archimedes flow turbines," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 138, no. 3, 2016.
- [99] M. M. Nunes, R. C. Mendes, T. F. Oliveira, and A. C. B. Junior, "An experimental study on the diffuser-enhanced propeller hydrokinetic turbines," *Renewable energy*, vol. 133, pp. 840–848, 2019.
- [100] D. A. do Rio Vaz, J. R. Vaz, and 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.
- [101] J. L. Klein, "A rational approach to propeller geometry," Tech. Rep., 1975.
- [102] M. Sosnowski, J. Krzywanski, K. Grabowska, and R. Gnatowska, "Polyhedral meshing in numerical analysis of conjugate heat transfer," in *EPJ Web of Conferences*, vol. 180. EDP Sciences, 2018, p. 02096.
- [103] J. Tu, G. H. Yeoh, and C. Liu, *Computational fluid dynamics: a practical approach*. Butterworth-Heinemann, 2018.
- [104] J. Su, G. Chai, L. Wang, J. Yu, W. Cao, Z. Gu, C. Chen, and W. Meng, "Direct numerical simulation of particle pore-scale transport through three-dimensional porous media with arbitrarily polyhedral mesh," *Powder Technology*, vol. 367, pp. 576–596, 2020.

- [105] E. L. Chica, C. Cardona-Mancilla, J. Slayton, F. Romero, E. Torres, S. Agudelo, J. J. Arbelaez, and D. Hincapié, “Experimental investigations and cfd simulations of the blade section pitch angle effect on the performance of a horizontal-axis hydrokinetic turbine,” *Engineering Journal*, vol. 22, no. 5, pp. 141–154, 2018.
- [106] B. Huang, Y. Nakanishi, and T. Kanemoto, “Numerical and experimental analysis of a counter-rotating type horizontal-axis tidal turbine,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 30, no. 2, pp. 499–505, 2016.
- [107] P. A. S. F. Silva, L. D. Shinomiya, T. F. de Oliveira, J. R. P. Vaz, A. L. A. Mesquita, and 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.
- [108] F. ANSYS, “Ansys fluent theory guide 19.1,” ANSYS, *Canonsburg, PA*, 2019.
- [109] M. Tabib, M. S. Siddiqui, A. Rasheed, and T. Kvamsdal, “Industrial scale turbine and associated wake development-comparison of rans based actuator line vs sliding mesh interface vs multiple reference frame method,” *Energy Procedia*, vol. 137, pp. 487–496, 2017.
- [110] J. Larsson and Q. Wang, “The prospect of using large eddy and detached eddy simulations in engineering design, and the research required to get there,” *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, vol. 372, no. 2022, p. 20130329, 2014.
- [111] P. Tucker, “Computation of unsteady turbomachinery flows; part 1: Progress and challenges,” *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 47, no. 7, pp. 522–545, 2011.
- [112] F. R. Menter, “Influence of freestream values on k-omega turbulence model predictions,” *AIAA journal*, vol. 30, no. 6, pp. 1657–1659, 1992.
- [113] R. Castedo, C. Reifarth, A. P. Santos, J. Losada, L. M. López, M. Chiquito, and J. M. Mancilla, “Application of grid convergence index to shock wave validated with ls-dyna and prosair,” *Ingeniería e Investigación*, vol. 39, no. 3, pp. 20–26, 2019.
- [114] I. B. Celik, U. Ghia, P. J. Roache, and C. J. Freitas, “Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in cfd applications,” *Journal of fluids Engineering-Transactions of the ASME*, vol. 130, no. 7, 2008.
- [115] A. Mansour and E. Laurien, “Numerical error analysis for three-dimensional cfd simulations in the two-room model containment thai+: Grid convergence index, wall treatment error and scalability tests,” *Nuclear Engineering and Design*, vol. 326, pp. 220–233, 2018.
- [116] T. S. Phillips and C. J. Roy, “Richardson extrapolation-based discretization uncertainty estimation for computational fluid dynamics,” *Journal of Fluids Engineering*, vol. 136, no. 12, 2014.
- [117] P. J. Roache, *Verification and validation in computational science and engineering*. Hermosa Albuquerque, NM, 1998, vol. 895.
- [118] J. Slater. (2020, oct) Examining spatial (grid) convergence. [Online]. Available: <https://www.grc.nasa.gov/WWW/wind/valid/tutorial/spatconv.html>

- [119] A. Meana-Fernández, J. M. Fernandez Oro, K. M. Argüelles Díaz, M. Galdo-Vega, and S. Velarde-Suárez, “Application of richardson extrapolation method to the cfd simulation of vertical-axis wind turbines and analysis of the flow field,” *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, vol. 13, no. 1, pp. 359–376, 2019.
- [120] A. Kumar and R. Saini, “Performance parameters of savonius type hydrokinetic turbine—a review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 64, pp. 289–310, 2016.
- [121] Y. Cui, W. H. Lam, H. T. Puay, M. S. Ibrahim, D. Robinson, and G. Hamill, “Component velocities and turbulence intensities within ship twin-propeller jet using cfd and adv,” *Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 8, no. 12, p. 1025, 2020.
- [122] N. Kolekar and A. Banerjee, “A coupled hydro-structural design optimization for hydrokinetic turbines,” *Journal of renewable and sustainable energy*, vol. 5, no. 5, p. 053146, 2013.
- [123] J. Aguilar, A. Rubio-Clemente, L. Velasquez, and E. Chica, “Design and optimization of a multi-element hydrofoil for a horizontal-axis hydrokinetic turbine,” *Energies*, vol. 12, no. 24, p. 4679, 2019.
- [124] H. Gutierrez Pulido, R. De la Vara Salazar, and A. R. T. Cano Carrasco, “Análisis y diseño de experimentos.” 2008.
- [125] D. C. Montgomery, *Design and analysis of experiments*. John wiley & sons, 2017.
- [126] K. Gaiser, P. Erickson, P. Stroeve, and J.-P. Delplanque, “An experimental investigation of design parameters for pico-hydro turgo turbines using a response surface methodology,” *Renewable Energy*, vol. 85, pp. 406–418, 2016.
- [127] M. Bouvant, J. Betancour, L. Velásquez, A. Rubio-Clemente, and E. Chica, “Design optimization of an archimedes screw turbine for hydrokinetic applications using the response surface methodology,” *Renewable Energy*, vol. 172, pp. 941–954, 2021.
- [128] O. J. Yaguas, “Metodología de superficie de respuesta para la optimización de una producción agrícola,” *Revista Ingeniería Industrial*, vol. 16, no. 2, pp. 205–222, 2017.
- [129] H. Sajedi and M. Mahdi, “Numerical investigation of the rake angle effect on the hydrodynamic performance of propeller in a uniform and nonuniform flow,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 233, no. 18, pp. 6326–6338, 2019.
- [130] H. Ghassemi and P. Ghadimi, “Hydrodynamic efficiency improvement of the high skew propeller for the underwater vehicle under surface and submerged conditions,” *Journal of Ocean University of China*, vol. 10, no. 4, pp. 314–324, 2011.
- [131] M. Gorji, H. Ghassemi, and J. Mohamadi, “Effect of rake and skew on the hydrodynamic characteristics and noise level of the marine propeller,” *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, vol. 43, no. 1, pp. 75–85, 2019.
- [132] W. B. Morgan, V. Silovic, and S. B. Denny, “Propeller lifting-surface corrections,” HYDRO-AND AERODYNAMICS LAB LYNGBY (DENMARK) HYDRODYNAMICS SECTION, Tech. Rep., 1968.

- [133] R. E. Walpole, R. H. Myers, S. L. Myers, and R. Cruz, *Probabilidad y estadística*. McGraw-Hill México, 1992, vol. 624.
- [134] C. Camacho, A. López, and M. Arias, “Regresión lineal simple,” *de Apuntes no publicados de la asignatura Análisis de datos II de la licenciatura de Psicología, Universidad de Sevilla*, 2006.
- [135] T. Javaherchi, N. Stelzenmuller, and A. Aliseda, “Experimental and numerical analysis of the doe reference model 1 horizontal axis hydrokinetic turbine,” in *Proceedings. 1st Marine Energy Technology Symposium METS2013, Washington, DC*, 2013.
- [136] A. Abutunis, G. Taylor, M. Fal, and K. Chandrashekhara, “Experimental evaluation of coaxial horizontal axis hydrokinetic composite turbine system,” *Renewable Energy*, vol. 157, pp. 232–245, 2020.
- [137] J. Lee, Y. Kim, A. Khosronejad, and S. Kang, “Experimental study of the wake characteristics of an axial flow hydrokinetic turbine at different tip speed ratios,” *Ocean Engineering*, vol. 196, p. 106777, 2020.
- [138] S. Agudelo, E. Chica, F. Obando, N. Sierra, L. Velásquez, and W. Enríquez, “Diseño, simulación, fabricación y caracterización de una turbina tipo pelton de 5 kw,” *Ingeniería y competitividad*, vol. 15, no. 1, pp. 183–193, 2013.
- [139] Y. A. Cengel, J. M. Cimbala, and S. F. Sknarina, *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill Interamericana, 2006.
- [140] L. Lennings, “Selecting either layered manufacturing or cnc machining to build your prototype,” *SME Technical Paper, Rapid Prototyping Association, PE00-171*, pp. 1–10, 2000.
- [141] L. G. Reyes, “Análisis documental de los inconvenientes de la impresión 3d,” *3C Tecnología*, vol. 6, no. 3, p. 53, 2017.
- [142] E. Ebel and T. Sinnemann, “Fabrication of fdm 3d objects with abs and pla and determination of their mechanical properties,” *RTEjournal*, vol. 2014, no. 1, 2014.
- [143] L. Bade, P. Hackney, I. Shyha, and M. Birkett, “Investigation into the development of an additive manufacturing technique for the production of fibre composite products,” *Procedia engineering*, vol. 132, pp. 86–93, 2015.
- [144] C. plus 3D, “Catálogo de filamentos para impresoras 3d,” oct 2021. [Online]. Available: <https://www.colorplus3d.com/filamentos-impresion-3d/>
- [145] A. Guerrero and G. Díaz, *Introducción de Errores en la Medición*. ITM, 2007.
- [146] R. Van Rooij and W. Timmer, “Roughness sensitivity considerations for thick rotor blade airfoils,” *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 125, no. 4, pp. 468–478, 2003.