



Institución Universitaria

**Desarrollo de una turbina hidrocínética  
de eje horizontal de 1 HP para  
picogeneración de energía eléctrica en  
zonas no interconectadas**

**Cristian Camilo Cardona Mancilla**

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de Ingeniería

Medellín, Colombia

2018



# **Desarrollo de una turbina hidrocínética de eje horizontal de 1 HP para picogeneración de energía eléctrica en zonas no interconectadas**

**Cristian Camilo Cardona Mancilla**

Tesis o trabajo de investigación presentada(o) como requisito parcial para optar al título de:

**Magister en Gestión Energética Industrial**

Director:

*M. Sc. / Ph. D.(c)* Diego Andrés Hincapié Zuluaga

Codirector:

*M. Sc.* Jorge Andrés Sierra del Río

Línea de Investigación:

Computación Avanzada y Diseño Digital, CADD

Grupo de Investigación:

Materiales Avanzados y Energía, MATyER

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de Ingenierías

Medellín, Colombia

2018



*(Dedicatoria o lema)*

*“Para que las cosas cambien, tú tienes que cambiar. Para que las cosas mejoren, tú tienes que mejorar. Podemos tener más de lo que tenemos, porque podemos convertirnos en más de lo que somos”.*

*Jim Rohn*

# Agradecimientos

En primera instancia dar gracias a Dios porque es gracias a él que todo ha sido posible, especialmente por brindarme a mi madre Miryan Mancilla, quien ha sido mi mayor apoyo durante toda mi vida y que es sin duda alguna una de las personas que más ha tenido que soportar los altibajos que trae consigo recorrer este camino. A algunos de mis tíos, primos y amigos por sus palabras de aliento cuando todo se tornaba difícil, dándome ánimos para continuar, y en especial por seguir ahí pese a pagar el precio de no tener disponibilidad de tiempo para compartir con ellos durante gran parte de este proceso, e incluso no brindarles mi completa atención al compartir los mismos espacios y actividades.

Mi más sincero agradecimiento a todas las personas que con su apoyo, consejo y asesoría hicieron posible este trabajo, destacando dentro de ellos a los Magíster y aspirante a Doctor Diego Andrés Hincapié Zuluaga y al Magíster Jorge Sierra del Río, quienes como directores de esta tesis me brindaron las herramientas necesarias para el desarrollo de la misma y que con su método de enseñanza han infundado en mi un gran crecimiento personal para afrontar de una manera más independiente cada reto de la vida, y que aunque me falte mucho por aprender y desarrollar, me han brindado las bases necesarias para mejorar cada día. A los aspirantes a Magíster Jonathan Andrés Graciano y Carlos Andrés Sánchez, al Magíster Juan Gonzalo Ardila, al Magíster y aspirante a Doctor Juan José Arbeláez, y a los Doctores Edwin Chica Arrieta, Juan Felipe Santa y Maria Elena Moncada por su apoyo incondicional durante diversos pasajes del proceso.

Al grupo de investigación de Materiales Avanzados y Energía (MATyER), en especial a la línea de Computación Avanzada y Diseño Digital (CADD) por permitirme realizar los trabajos de Maestría en Gestión Energética Industrial en sus laboratorios. A todos mis profesores que durante la maestría ayudaron a constituir mi formación académica compartiendo sus conocimientos.

A la agencia de educación superior Sapiencia de Medellín por el apoyo económico para la realización de la maestría.

Por último, quiero agradecer a quien lea este apartado y el desarrollo de esta tesis, por tomarse el tiempo para permitir que mis experiencias, esfuerzo, investigaciones y conocimiento trasciendan un poco en el inmenso mundo de los conocimientos y aprendizaje que han desarrollado a lo largo de su vida.

## Resumen

En este trabajo se desarrolló una turbina hidrocínética de eje horizontal de 1 HP basada en las condiciones hídricas promedio de ríos colombianos con velocidades de 1.5 m/s, empleando además tres configuraciones de difusores, a fin de incrementar la potencia de salida y la eficiencia del mecanismo. La turbina, con y sin difusor, fue diseñada, evaluada y mejorada a partir de simulaciones hidrodinámicas (CFD). Posteriormente fue sometida a un análisis estructural de esfuerzos y deformaciones ante las cargas hidráulicas obtenidas de la interacción fluido-estructura usando el método de elementos finitos (FEA), para garantizar su integridad estructural. Dentro de los resultados se destaca el aumento de la eficiencia de la turbina de 0.285 a 0.487 al emplear el difusor de tercera generación, así como la fabricación de un prototipo del modelo de la turbina con diferentes ángulos de incidencia, empleando sobre el álabe un factor de escala de 0.15. El modelo construido se evaluó en un canal artificial bajo condiciones controladas de operación, calculando la potencia generada a partir de la medición del torque producido por la turbina y la variación de la velocidad del fluido aguas arriba de la misma, presentando un comportamiento similar al modelo simulado a nivel hidrodinámico. Con este trabajo se pretende generar una alternativa energética para las zonas no interconectadas y promover este tipo de turbinas como una tecnología limpia y asequible.

**Palabras clave:** CFD, Difusor, Difusor de tercera generación, eficiencia, FEA.

## Abstract

In this work, a 1 HP horizontal axis hydrokinetic turbine was developed based on the average water conditions of Colombian rivers with speeds of 1.5 m/s, also using three configurations of diffusers, in order to increase the output power and efficiency of the mechanism. The turbine, with and without diffuser, was designed, evaluated and improved from hydrodynamic simulations (CFD). Later it was subject to a structural analysis of stresses and deformations before the hydraulic loads obtained from the fluid-structure interaction using the finite element method (FEA), to guarantee its structural integrity. Inside the found results we can stand out the efficiency increase of the turbine from 0.285 to 0.487 when the third-generation diffuser is used, as well as the manufacture of a prototype of the model of the turbine with different angles of incidence, using on the blade a factor of scale of 0.15. The built model was evaluated in an artificial channel under controlled operating conditions, calculating the power generated from the measurement of the torque produced by the turbine and its upstream flow speed variation, presenting a similar behavior to the model simulated at hydrodynamic level. This work aims to generate an energy alternative for non-interconnected areas and promote this type of turbines as a clean and affordable technology.

**Keywords:** CFD, diffuser, efficiency, FEA, Third-generation diffuser.



# Contenido

	<b>Pág.</b>
<b>Resumen</b> .....	<b>VII</b>
<b>Lista de figuras</b> .....	<b>XI</b>
<b>Lista de tablas</b> .....	<b>XVI</b>
<b>Lista de Símbolos y abreviaturas</b> .....	<b>XVII</b>
<b>Introducción</b> .....	<b>1</b>
<b>1. Marco Teórico y Estado del Arte</b> .....	<b>5</b>
1.1 Marco teórico .....	5
1.2 Estado del arte .....	10
1.2.1 Turbinas hidrocínéticas .....	10
1.2.2 Diseño de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal .....	12
1.2.3 Mejoras empleadas para aumentar la eficiencia de las turbinas hidrocínéticas .....	15
<b>2. Metodología</b> .....	<b>19</b>
2.1 Primera fase.....	19
2.1.1 Diseño teórico de la turbina hidrocínética de eje horizontal .....	19
2.1.2 Diseño hidráulico de la turbina hidrocínética de eje horizontal .....	22
2.1.3 Diseño de detalle de la turbina hidrocínética de eje horizontal.....	33
2.1.4 Modelo tridimensional de la turbina con difusor .....	36
2.2 Segunda fase.....	39
2.2.1 Acondicionamiento de los modelos tridimensionales de la turbina hidrocínética sin difusor previo al análisis fluidodinámico.....	39
2.2.2 Chequeo de los parámetros de calidad de las métricas de malla.....	43
2.2.3 Acondicionamiento de los modelos tridimensionales de la turbina hidrocínética con difusor previo al análisis fluidodinámico.....	44
2.2.4 Proceso de simulación fluidodinámica empleado para la turbina hidrocínética de eje horizontal con y sin difusor.....	50
2.3 Tercera fase .....	53
2.4 Cuarta fase.....	57
2.4.1 Fabricación del prototipo de la turbina hidrocínética de eje horizontal .....	57
2.4.2 Configuración experimental.....	65

---

<b>3. Resultados.....</b>	<b>69</b>
3.1 Diseño de detalle de la turbina hidrocínética de eje horizontal con y sin difusor.....	69
3.2 Análisis fluidodinámico de la turbina hidrocínética con y sin difusor.....	70
3.2.1 Análisis hidrodinámico de la turbina sin difusor .....	70
3.2.2 Análisis hidrodinámico de la turbina hidrocínética con y sin difusor.....	72
3.3 Análisis estructural de la turbina hidrocínética con y sin difusores.....	78
3.4 Resultados experimentales del prototipo de la turbina hidrocínética de eje horizontal sin difusor .....	85
<b>4. Conclusiones y recomendaciones.....</b>	<b>87</b>
4.1 Conclusiones .....	87
4.2 Recomendaciones.....	88
<b>Bibliografía.....</b>	<b>89</b>

# Lista de figuras

	<b>Pág.</b>
<b>Figura 1-1:</b> Turbinas hidrocínicas de flujo axial de: i) eje inclinado, ii) amarre rígado, iii) generador no sumergido y iv) generador sumergido.....	5
<b>Figura 1-2:</b> Turbinas hidrocínicas de flujo cruzado: i) de eje horizontal, ii) jaula de ardilla Darrieus, iii) H- Darrieus, iv) Darrieus, v) Gorlov y vi) Savonius.....	6
<b>Figura 1-3:</b> Diagrama TSR vs Cp de diferentes turbinas .....	7
<b>Figura 1-4:</b> Representación esquemática de la relación entre profundidad y cambio de velocidad de la corriente .....	8
<b>Figura 1-5:</b> Perfiles típicos de velocidad e intensidad de turbulencia en un canal abierto para turbina hidrocínica de: a) eje vertical y b) eje horizontal.....	8
<b>Figura 1-6:</b> Línea de corriente del flujo de agua pasando a través del rotor, en la teoría de disco anular de espesor $\Delta r$ y radio $r$ .....	9
<b>Figura 1-7:</b> División de los álabes de la turbina en dos dimensiones (2D), de altura $dr$ ( $\Delta r$ ), longitud de cuerda $C$ , en radios de $r$ y un radio total $R$ .....	10
<b>Figura 1-8:</b> Comparación de la densidad de potencia para corriente de turbinas de agua y viento .....	11
<b>Figura 1-9:</b> Diseño hidrodinámico de una turbina hidrocínica de eje horizontal con difusor de tercera generación .....	16
<b>Figura 2-1:</b> Estructura funcional de la turbina hidrocínica. ....	19
<b>Figura 2-2:</b> Metodología para el diseño y fabricación de la turbina hidrocínica de eje horizontal. ....	21
<b>Figura 2-3:</b> Componentes básicos de una turbina hidrocínica de eje horizontal. ....	22
<b>Figura 2-4:</b> $C_p$ en función los parámetros de la relación de la velocidad de punta ( $\lambda$ ) y el ángulo de paso ( $\theta$ ) .....	24
<b>Figura 2-5:</b> Modelo del disco actuador, donde $V$ indica la velocidad media del flujo y 1, 2, 3 y 4 las posiciones .....	25
<b>Figura 2-6:</b> Modelo del elemento del álabes (BEM, por sus siglas en inglés). ....	28
<b>Figura 2-7:</b> Gráfico y coordenadas del perfil hidrodinámico NREL S822 .....	31
<b>Figura 2-8:</b> Modelo tridimensional del álabes de la turbina hidrocínica de eje horizontal.....	34
<b>Figura 2-9:</b> Modelo tridimensional de la turbina hidrocínica de eje horizontal objeto de estudio, constituida por un eje (o cubo) y tres álabes con ángulo de ataque de 5 grados. ....	34
<b>Figura 2-10:</b> Modelo tridimensional preliminar simplificado a un tercio de la turbina hidrocínica de eje horizontal, constituida por un álabes y una sección del cubo, en el programa NX10.0®.....	35
<b>Figura 2-11:</b> Esquema de variación del ángulo de incidencia ( $\beta'$ ) del álabes de la turbina .....	35
<b>Figura 2-12:</b> Modelos tridimensionales de la turbina hidrocínica con variación del ángulo de incidencia ( $\beta'$ ) generado entre la cuerda del perfil del álabes y el eje horizontal del cubo de la turbina, con valores de: a) 18°, b) 23°, c) 33°, d) 43°, e) 53°, f) 63°, g) 73°, h) 83°, i) 93° y j) 103°, en NX10.0® de Siemens.....	36

<b>Figura 2-13:</b> Esquema de la geometría del difusor empleado por Gaden y Bibeau, que será tomado como referencia de estudio .....	36
<b>Figura 2-14:</b> Forma y dimensiones del difusor (en metros) diseñado a partir del modelo propuesto por Gaden y Bibeau .....	37
<b>Figura 2-15:</b> Forma y dimensiones del difusor perfilado (en metros) diseñado a partir del perfil hidrodinámico NREL S822.....	37
<b>Figura 2-16:</b> Turbina hidrocínética de tercera generación que será tomada como referencia visual para la elaboración de uno de los difusores de estudio .....	38
<b>Figura 2-17:</b> Forma y dimensiones del difusor (en metros) de tercera generación diseñado a partir del modelo de referencia presentado por Els y Junior .....	38
<b>Figura 2-18:</b> Volúmenes de fluido y sus dimensiones en función del radio $R$ del rotor, donde se encuentra sumergida la turbina hidrocínética de eje horizontal sin difusor .....	39
<b>Figura 2-19:</b> Incidencia de los efectos de pared en el perfil hidrodinámico del álabe de la turbina. ....	39
<b>Figura 2-20:</b> Definición de las fronteras (resaltadas con color verde) del volumen sólido de la turbina: a) álabe y b) cubo o eje, establecidas como un sólido en Static Structural de ANSYS®....	40
<b>Figura 2-21:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido interno de la turbina, donde las superficies están en contacto con: a) el álabe y b) el cubo, establecidas como pared en CFX de ANSYS® .....	40
<b>Figura 2-22:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina, donde interactúan las paredes del fluido interno y externo: a) superior y b) inferior, establecidas como interfase en CFX de ANSYS® .....	41
<b>Figura 2-23:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina: a) paredes intermedias donde interactúan el fluido interno y externo y b) pared exterior del fluido externo, establecidas respectivamente como interfase y pared en CFX de ANSYS® .....	41
<b>Figura 2-24:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido interno de la turbina en la sección simétrica: a) izquierda y b) derecha, establecidas como periódicas en CFX de ANSYS® .....	41
<b>Figura 2-25:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido externo de la turbina en la sección simétrica: a) izquierda y b) derecha, establecidas como periódicas en CFX de ANSYS® .....	42
<b>Figura 2-26:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido externo aguas arriba y aguas abajo de la turbina, determinadas como: a) entrada y b) salida, establecidas como entrada y frontera abierta, respectivamente en CFX de ANSYS® .....	42
<b>Figura 2-27:</b> Borde de salida del perfil hidrodinámico del álabe sobre el cual se aplicó un dimensionamiento de malla ( <i>Sizing</i> ) de 1 mm (a), y estudio de independencia de malla realizado para el análisis hidrodinámico de la turbina hidrocínética (b). ....	43
<b>Figura 2-28:</b> Oblicuidad: a) triángulos y cuadriláteros ideales y de alta oblicuidad; y b) definición de los parámetros de calidad de una celda tetraédrica .....	44
<b>Figura 2-29:</b> Espectro de métricas de malla: oblicuidad y calidad ortogonal (OQ).....	44
<b>Figura 2-30:</b> Volúmenes de fluido, donde se encuentra sumergida la turbina hidrocínética de eje horizontal con el: a) difusor 1, b) difusor 2, y c) difusor 3. ....	45

<b>Figura 2-31:</b> Volumen de fluido estacionario con dimensiones en función del radio $R$ del rotor, donde se encuentra sumergida la turbina hidrocínética de eje horizontal con: a) difusor 1, b) difusor 2, y c) difusor 3. ....	45
<b>Figura 2-32:</b> Definición de las fronteras (resaltadas con color verde) del volumen sólido de la turbina: a) álabes y b) cubo o eje, ambas establecidas como un sólido en Static Structural de ANSYS® .....	46
<b>Figura 2-33:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina con el difusor 1, donde las superficies están en contacto con: a) los álabes, b) el cubo y c) el difusor, establecidas como pared en CFX de ANSYS® .....	46
<b>Figura 2-34:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina con el difusor 1, donde: a) interactúan las paredes del fluido interno y externo, y b) pared exterior del fluido externo, establecidas respectivamente como interfase y pared en CFX de ANSYS® .....	46
<b>Figura 2-35:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido aguas arriba y aguas abajo de la turbina con el difusor 1, determinadas como: a) entrada y b) salida, establecidas como entrada y frontera abierta, respectivamente en CFX de ANSYS® .....	47
<b>Figura 2-36:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina con el difusor 2, donde las superficies están en contacto con: a) los álabes, b) el cubo y c) el difusor, establecidas como pared en CFX de ANSYS® .....	47
<b>Figura 2-37:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina con el difusor 2, donde: a) interactúan las paredes del fluido interno y externo, y b) pared exterior del fluido externo, establecidas respectivamente como interfase y pared en CFX de ANSYS® .....	47
<b>Figura 2-38:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido aguas arriba y aguas abajo de la turbina con el difusor 2, determinadas como: a) entrada y b) salida, establecidas como entrada y frontera abierta, respectivamente en CFX de ANSYS® .....	48
<b>Figura 2-39:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina con el difusor 3, donde las superficies están en contacto con: a) los álabes, b) el cubo y c) el difusor, establecidas como pared en CFX de ANSYS® .....	48
<b>Figura 2-40:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina con el difusor 3, donde: a) interactúan las paredes del fluido interno y externo, y b) pared exterior del fluido externo, establecidas respectivamente como interfase y pared en CFX de ANSYS® .....	48
<b>Figura 2-41:</b> Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido aguas arriba y aguas abajo de la turbina con el difusor 3, determinadas como: a) entrada y b) salida, establecidas como entrada y frontera abierta, respectivamente en CFX de ANSYS® .....	49
<b>Figura 2-42:</b> Bordos de salida de los perfiles hidrodinámicos de los álabes de la turbina sobre los cuales se aplicó un dimensionamiento de malla ( <i>Sizing</i> ) de 1 mm, en el módulo de mallado ( <i>Mesh</i> ) de ANSYS® .....	49
<b>Figura 2-43:</b> Estudio de independencia de malla realizado para el análisis hidrodinámico de la turbina hidrocínética con: a) difusor 1, b) difusor 2, y c) difusor 3 .....	50

<b>Figura 2-44:</b> Diseño de experimento por bloques del análisis hidrodinámico al que será sometido el modelo tridimensional de la turbina hidrocínética de eje horizontal .....	51
<b>Figura 2-45:</b> Monitor de torque empleado para garantizar la estabilidad de los resultados obtenidos en la simulación hidrodinámica, en régimen transitorio, de la turbina hidrocínética de eje horizontal: a) sin difusor y b) con difusor 2 .....	52
<b>Figura 2-46:</b> Estudio de independencia de malla realizado para el análisis estructural de la turbina hidrocínética de eje horizontal: a) sin difusor, b) con difusor 1, c) con difusor 2, y d) con difusor 3. ....	56
<b>Figura 2-47:</b> Diseño conceptual del prototipo de la turbina hidrocínética de eje horizontal .....	57
<b>Figura 2-48:</b> Dispositivo de sujeción de material a mecanizar. ....	58
<b>Figura 2-49:</b> Diferentes bloques programados en la máquina CNC 3+1 para la fabricación del álabe. a) Configuración de componentes, b) operación de desbaste del tocho, c) operaciones de semi-acabado, y d) operación de acabado.....	59
<b>Figura 2-50:</b> Álabe mecanizado. a) con inconsistencias en el mecanizado: redondeos en los bordes de ataque y salida del perfil, y b) geometría final del álabe deseado.....	61
<b>Figura 2-51:</b> Fabricación del cubo para el montaje de los álabes: a) Proceso CAM y b) mecanizado de las ranuras en el cubo para los ángulos de incidencia en la CNC .....	62
<b>Figura 2-52:</b> Fabricación del chasis: Proceso CAM y mecanizado del chasis, a) planeado para la fijación de vástagos roscados y b) taladrado para el roscado.....	63
<b>Figura 2-53:</b> Canal de agua recirculante: a) montaje real y b) esquema. Sección de trabajo (Longitud, $L_2=8\text{m}$ , Ancho= $0.31\text{ m}$ , y Profundidad= $0.5\text{ m}$ ). 1) Motor de $14.9\text{ kW}$ , 2) Impeler, 3) válvula de entrada de agua, 4) canal, 5) compuerta, 6) modelo a escala de la turbina hidrocínética de eje horizontal, 7) sensor de par rotativo, 8) vertedero, 9) tanque de alimentación. ....	65
<b>Figura 2-54:</b> Ensamble del modelo a escala (3:20) de la turbina hidrocínética de eje horizontal, para la realización de ensayos con diferentes ángulos de incidencia de los álabes .....	66
<b>Figura 2-55:</b> Detalles de la variación del ángulo de incidencia del álabe .....	67
<b>Figura 2-56:</b> Instalación del sensor de torque: a) montaje real y b) esquema del montaje .....	67
<b>Figura 3-1:</b> Diseño de detalle de la turbina hidrocínética de eje horizontal: a) sin difusor, b) con difusor 1, c) con difusor 2, y d) con difusor 3.....	69
<b>Figura 3-2:</b> Potencia generada (W) en función de la velocidad angular (rpm) de la turbina hidrocínética de eje horizontal sin difusor y la variación del ángulo de incidencia ( $\beta$ ) de sus álabes. ....	70
<b>Figura 3-3:</b> Contorno y vectores de velocidad (a) y contorno de presión (b) en la sección transversal media del álabe de la turbina sin difusor. ....	71
<b>Figura 3-4:</b> Coeficiente de Potencia [ $C_p$ ] en función de la Relación de Velocidad de Punta [ $\lambda$ ] del álabe de la turbina hidrocínética de eje horizontal con y sin difusor .....	72
<b>Figura 3-5:</b> Contorno y vectores de velocidad [ $\text{m s}^{-1}$ ] en la sección transversal media del álabe de la turbina con: a) difusor 1, b) difusor 2 y c) difusor 3 .....	74
<b>Figura 3-6:</b> Contorno y vectores de velocidad [ $\text{m s}^{-1}$ ] en la sección transversal media del modelo de la turbina con: a) difusor 2 y b) difusor 3.....	74

<b>Figura 3-7:</b> Contorno de presión [Pa] en la sección transversal media del modelo de la turbina con: a) difusor 1, b) difusor 2 y c) difusor 3 .....	75
<b>Figura 3-8:</b> Vista de sección de la configuración final. (1) Boquilla Venturi principal - (2) Difusor secundario <i>R</i> - (3) Brida <i>S</i> - (4) Difusor interno DDi.....	76
<b>Figura 3-9:</b> Distribución de presiones generadas por las fuerzas hidrodinámicas sobre el perfil del álabe de la turbina hidrocínética sin difusor .....	78
<b>Figura 3-10:</b> Esfuerzos de von Mises al que se encuentran sometidos los álabes de la turbina sin difusor .....	79
<b>Figura 3-11:</b> Resultados del análisis estructural presentados por la turbina sin difusor: a) Deformación total, y b) Factor de seguridad.....	79
<b>Figura 3-12:</b> Distribución de presiones generadas por las fuerzas hidrodinámicas sobre el perfil del álabe de la turbina hidrocínética con difusor 1 .....	80
<b>Figura 3-13:</b> Esfuerzos de von Mises al que se encuentran sometidos los álabes de la turbina con difusor 1 .....	80
<b>Figura 3-14:</b> Resultados del análisis estructural presentados por la turbina con difusor 1: a) Deformación total, y b) Factor de seguridad.....	81
<b>Figura 3-15:</b> Distribución de presiones generadas por las fuerzas hidrodinámicas sobre el perfil del álabe de la turbina hidrocínética con difusor 2 .....	81
<b>Figura 3-16:</b> Esfuerzos de von Mises al que se encuentran sometidos los álabes de la turbina con difusor 2 .....	82
<b>Figura 3-17:</b> Resultados del análisis estructural presentados por la turbina con difusor 2: a) Deformación total, y b) Factor de seguridad.....	83
<b>Figura 3-18:</b> Distribución de presiones generadas por las fuerzas hidrodinámicas sobre el perfil del álabe de la turbina hidrocínética con difusor 3 .....	83
<b>Figura 3-19:</b> Esfuerzos de von Mises al que se encuentran sometidos los álabes de la turbina con difusor 3 .....	84
<b>Figura 3-20:</b> Resultados del análisis estructural presentados por la turbina con difusor 3: a) Deformación total, y b) Factor de seguridad.....	84
<b>Figura 3-21:</b> Efecto del ángulo de incidencia del álabe ( $\beta'$ ) en el rendimiento del prototipo escalado de la turbina hidrocínética de eje horizontal.....	85
<b>Figura 3-22:</b> Resultados experimentales y teóricos de la potencia de salida del prototipo escalado de la turbina hidrocínética de eje horizontal .....	86

## Lista de tablas

	<b>Pág.</b>
<b>Tabla 2-1:</b> Parámetros de diseño de la turbina hidrocínética de eje horizontal. ....	25
<b>Tabla 2-2:</b> Determinación de la longitud de cuerda ( $C$ ) y el ángulo de torsión ( $\beta$ ) para las secciones del álabe de la turbina hidrocínética de eje horizontal.....	33
<b>Tabla 2-3:</b> Propiedades mecánicas del material empleado para el análisis estructural de la turbina hidrocínética de eje horizontal (MatWeb, 2018).....	54
<b>Tabla 2-4:</b> Parámetros de corte de las fases de mecanizado. ....	60
<b>Tabla 2-5:</b> Número de líneas de código y tiempo empleado para el mecanizado de un (1) álabe. ....	61
<b>Tabla 2-6:</b> Parámetros de corte de las operaciones de mecanizado del cubo. ....	62
<b>Tabla 2-7:</b> Número de líneas de código y tiempo empleado para el mecanizado del cubo. ....	63
<b>Tabla 2-8:</b> Parámetros de corte de las fases de mecanizado del chasis. ....	64
<b>Tabla 2-9:</b> Número de líneas de código y tiempo empleado para el mecanizado del chasis. ....	64



# Lista de Símbolos y abreviaturas

## Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
$A$	Área	$m^2$	Ec. 2.2
$a$	Factor de inducción axial	1	Ec. 2.14
$a'$	Factor de inducción angular	1	Ec. 2.20
$B$	Cantidad de álabes		Ec. 2.36
$C$	Longitud de la cuerda	m	Figura 2-6
$C_D$	Coefficiente de arrastre	1	Ec. 2.27
$C_L$	Coefficiente de sustentación	1	Ec. 2.26
$C_P$	Coefficiente de potencia	1	Ec. 2.4
$D$	Diámetro	m	$DF$
$dD$	Fuerza de arrastre	N	Ec. 2.27
$dF_N$	Fuerza normal al plano de rotación	N	Figura 2-6
$dF_T$	Fuerza tangencial al círculo barrido	N	Figura 2-6
$dL$	Fuerza de sustentación	N	Ec. 2.26
$E$	Energía	J	Ec. 2.1
$H$	Profundidad	m	Figura 2-5
$I$	Fuerza de empuje	N	Ec. 2.10
$\dot{m}$	Flujo másico	$\frac{kg}{s}$	Ec. 2.1
$P$	Potencia	W	Ec. 2.3

<b>Símbolo</b>	<b>Término</b>	<b>Unidad SI</b>	<b>Definición</b>
$P$	Presión	Pa	Ec. 2.11
$R$	Radio	m	Figura 2-6
$r$	Radio del elemento del álabe	m	Figura 2-6
$FS$	Factor de seguridad	1	$DF$
$T$	Temperatura	K	$DF$
$T$	Torque, par de torsión	Nm	Ec. 2.2
$T$	Tiempo	S	$DF$
$V$	Velocidad	$\frac{m}{s}$	Ec. 2.1
$V_{Rel}$	Velocidad relativa	$\frac{m}{s}$	Figura 2-6

### Símbolos con letras griegas

<b>Símbolo</b>	<b>Término</b>	<b>Unidad SI</b>	<b>Definición</b>
$\alpha$	Ángulo de ataque	Radián	Figura 2-6
$\beta$	Ángulo de torsión	Radián	Figura 2-6
$\beta'$	Ángulo de incidencia	Radián	Figura 2-11
$\theta$	Ángulo de paso	Radián	Figura 2-6
$\phi$	Ángulo de velocidad relativa	Radián	Figura 2-6
$\sigma_{VM}$	Esfuerzo de von Mises	MPa	Figura 3-10
$\varepsilon_T$	Deformación total	mm	Figura 3-11
$\rho$	Densidad	$\frac{kg}{m^3}$	Ec. 2.2
$\lambda$	Relación de velocidad de punta	1	Ec. 2.5

<b>Símbolo</b>	<b>Término</b>	<b>Unidad SI</b>	<b>Definición</b>
$\lambda_r$	Relación de velocidad local en la punta	1	Ec. 2.24
$\omega$	Velocidad angular	rpm	Ec. 2.20
$\eta$	Eficiencia	1	Ec. 2.8
$\Omega$	Velocidad angular inducida al flujo	rpm	Ec. 2.20

## Subíndices

<b>Subíndice</b>	<b>Término</b>
N	Normal
Rel	Relativa
Tan	Tangencial
T	Total
VM	von Mises

## Abreviaturas

<b>Abreviatura</b>	<b>Término</b>
Ec.	Ecuación
<i>DF</i>	Dimension fundamental



# Introducción

El objetivo general de este trabajo es “*evaluar una turbina hidrocínética de eje horizontal para picogeneración de energía eléctrica a ser utilizada como una alternativa tecnológica en el abastecimiento energético de zonas no interconectadas del país*”. Con el fin de dar cumplimiento a este objetivo, se plantean los cuatro objetivos específicos presentados a continuación.

1. *Diseñar una turbina hidrocínética de eje horizontal de 1 HP en función de las condiciones específicas del recurso hídrico de ríos colombianos que cuenten con una velocidad promedio de 1.5 m/s, empleando además tres (3) configuraciones de difusores, con el fin de mejorar el comportamiento del fluido aguas abajo de la turbina.*
2. *Contrastar el diseño hidráulico de la turbina hidrocínética de eje horizontal, con y sin difusor, mediante simulaciones fluidodinámicas en un software CFD.*
3. *Determinar por simulación el comportamiento mecánico de la turbina hidrocínética de eje horizontal, con y sin difusor, a partir de los esfuerzos y deformaciones presentados ante cargas hidráulicas de la interacción fluido-estructura.*
4. *Fabricar un prototipo de la turbina hidrocínética de eje horizontal de mejor comportamiento hidrodinámico, sin difusor, empleando sobre el álabe un factor de escala de 0.15 para validar experimentalmente su comportamiento hidráulico.*

## ▪ Justificación

El planeamiento energético del país, el Plan Nacional de Desarrollo 2011-2014 y las funciones propias de la UPME y del Ministerio de Minas y Energía, tienen como objetivo estructurar la información del entorno colombiano para analizar los problemas actuales y mitigarlos a futuro en pro del bienestar de la población y de la maximización del beneficio de la sociedad en general. Para ello se están ejecutando acciones que mejoren las condiciones para el desarrollo y aplicación de fuentes no convencionales de energía en Colombia, con la finalidad de aportar a la diversificación de las matrices de abastecimiento nacional donde se encuentren nichos de mercado promisorios, siendo necesaria la ejecución de acciones en el corto, mediano y largo plazo.

En zonas aisladas o no interconectadas (ZNI) de Colombia viven alrededor de 1.5 millones de habitantes, 4% del total nacional, de los cuales el 12.4% reside en las capitales departamentales y cabeceras municipales, y el 88% en los centros y áreas rurales. Estas zonas ocupan alrededor del 66% del territorio nacional [1]. La población que habita en ZNI se caracteriza por la cantidad de necesidades insatisfechas presentes, alto valor de morbilidad y de mortalidad en especial infantil en

algunos casos adjudicados a la falta de energía por la ausencia de centros de salud adecuados y buen manejo de los medicamentos. Adicionalmente tiene problemas de desnutrición por el mal manejo de los alimentos por la falta de refrigeración. La falta de energía en estas regiones también se ve representada en la baja cantidad de procesos productivos que le den valor agregado a la cantidad de recursos naturales que se poseen [2], y el bajo nivel de educación de la población, donde las últimas mediciones nacionales e internacionales colocan a Colombia entre los niveles más bajos [3].

Generalmente la interconexión de estas zonas al sistema de Interconexión Nacional (SIN) es financieramente inviable por falta de economías de escala. Una solución a este problema es la generación distribuida, es decir la generación y distribución de la energía a pequeña escala cerca de los centros finales de consumo [4]. En particular para la generación de energía eléctrica en ZNI se considera que la estrategia central es la utilización de energías renovables con soluciones estándar en los campos de la biomasa, solar, eólico y microcentrales, a partir de la estructuración de proyectos de investigación, desarrollo y montaje de proyectos demostrativos en localidades típicas y su posterior réplica a otras localidades similares.

La ejecución de proyectos basados en tecnologías no convencionales de generación de energía eléctrica amigables con el medio ambiente, con criterios de seguridad y salud ocupacional, garantizan y facilitan la equidad social y la realización de actividades económicas en zonas o poblaciones aisladas con alto grado de pobreza y sin oportunidades de desarrollo socio económico motivado, y entre otros, por la falta de un suministro adecuado de energía, aun cuando están rodeados de abundantes recursos energéticos primarios como la radiación solar, energía hidráulica o la biomasa por mencionar algunos.

Adicionalmente Colombia se encuentra en las primeras etapas de transición, en la que el gobierno quiere transferir al sector privado la operación de la electrificación rural apoyados con fondos para la energización rural, Fondo de Apoyo Financiero Para La Energización de las Zonas No Interconectadas (FAZNI) y el Fondo de Apoyo Financiero para la Electrificación Rural (FAER). Los contratos con estos proveedores imponen calidad en el servicio prestado, expansión y la utilización de energías renovables [5].

Por lo tanto, teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, se presenta una necesidad palpable del estudio y desarrollo de nuevas tecnológicas de generación de energía eléctrica en las ZNI, eficientes, económicamente viables, amigable con el ambiente, confiables y sostenibles. Así pues, las acciones a desarrollar y los objetivos a conseguir con este proyecto brindarán otra opción verde de abastecimiento energético en las ZNI mediante el uso de turbinas hidrocínicas, contribuyendo así a la estrategia energética integral contemplada en el plan energético nacional 2003-2020 y promoverá el uso racional y eficiente de la energía y demás formas de energía no convencionales que contribuyan a asegurar el abastecimiento energético pleno y oportuno, la competitividad de la economía colombiana, la protección al consumidor y la promoción del uso de energías renovables y no convencionales de manera sostenible con el ambiente y los recursos naturales, contemplados en el plan de acción indicativo 2010 - 2015 del programa de Uso Racional y Eficiente de Energía y Fuentes no Convencionales-PROURE.

## ▪ **Síntesis del problema**

El servicio de energía en las ZNI es caracterizado por baja cobertura de la población, reducido número de horas de servicio (8 horas en promedio), baja calidad (confiabilidad y disponibilidad), altas pérdidas técnicas y precios altos, cultura del "no pago" y usuarios con muy bajo nivel de ingresos. En estas zonas existe una capacidad instalada de la cual un alto porcentaje corresponden a generación autónoma convencional (principalmente plantas diésel), y el resto a pequeñas centrales hidroeléctricas y a paneles solares fotovoltaicos, entre otros sistemas [4]. Por lo anterior, es imprescindible emprender acciones para el desarrollo y estudio de nuevas tecnologías que transformen en energía eléctrica y/o mecánica, fuentes de energía de carácter renovable como la solar, biomasa, geotérmica, el viento, hidráulica etc., y que genere pautas para una disminución de los recursos consumidos, del impacto ambiental y la energización de las poblaciones aisladas.

## ▪ **Hipótesis**

El diseño de una turbina hidrocínética de eje horizontal eficiente, simple en su fabricación, instalación y mantenimiento puede llegar a suplir, mediante generación distribuida, la necesidad de energía eléctrica en distintas zonas aisladas o no interconectadas (ZNI) de Colombia.

## ▪ **Metodología**

Este proyecto será desarrollado en cuatro fases:

Para el cumplimiento del primer objetivo se recopilará el estado del arte relacionado con las turbinas hidrocínéticas, teniendo en cuenta factores de diseño, perfiles de sustentación, simulaciones computacionales, construcción, materiales, impactos ambientales, mejoras realizadas y formas de disposición en agua. El diseño de la turbina hidrocínética de eje horizontal partirá de: a) la selección de la potencia de salida, teniendo en cuenta los cauces promedios de los ríos colombianos, b) la implementación de sus ecuaciones teórico-empíricas, y c) la selección de un perfil hidrodinámico único del álabe de la turbina, estableciendo posteriormente las configuraciones geométricas que se utilizarán para llevar a cabo el diseño de los tres difusores planteados. Con esto será obtenido el modelo tridimensional de la turbina hidrocínética de eje horizontal con sus respectivos componentes básicos (álabes y cubo), así como los difusores que serán implementados sobre la misma, mediante un programa de diseño asistido por computador.

Para el cumplimiento del segundo objetivo, los modelos tridimensional obtenidos de la turbina hidrocínética de eje horizontal con y sin difusor, serán exportados a un programa de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés), en el que se podrán analizar variables de potencia generada, perfiles de velocidad y de presión, entre otros, que permitirán mejorar el diseño del modelo en variables como la orientación adecuada de los álabes (variación del ángulo de incidencia) y la influencia que tiene la implementación de los difusores planteados en el rendimiento de la turbina, con el fin de aumentar la potencia generada y la eficiencia del mecanismo con referencia al modelo inicial.

Para el cumplimiento del tercer objetivo se realizará sobre el álabe de la turbina hidrocínética de eje horizontal con y sin difusor, un análisis estructural de esfuerzos y deformaciones ante las cargas hidráulicas obtenidas de la interacción fluido-estructura usando el método de análisis de elementos finitos (FEA, por sus siglas en inglés), para establecer el comportamiento mecánico de dichos modelos y garantizar la integridad estructural de los mismos.

Para el cumplimiento del cuarto objetivo se llevará a cabo la fabricación del modelo de la turbina hidrocínética a una escala del álabe de 0.15, en donde el proceso será realizado por componentes (álabes y cubos) utilizando centros de mecanizado del ITM, que posteriormente serán ensamblados para obtener el prototipo final del sistema. Finalmente, la turbina hidrocínética construida será sometida a pruebas de funcionamiento en un canal artificial bajo condiciones controladas de operación, empleando variaciones de velocidad del fluido aguas arriba de la turbina para realizar una comparación de los resultados obtenidos en el análisis hidrodinámico del modelo computacional, teniendo en cuenta como variable principal la energía eléctrica producida.



# 1. Marco Teórico y Estado del Arte

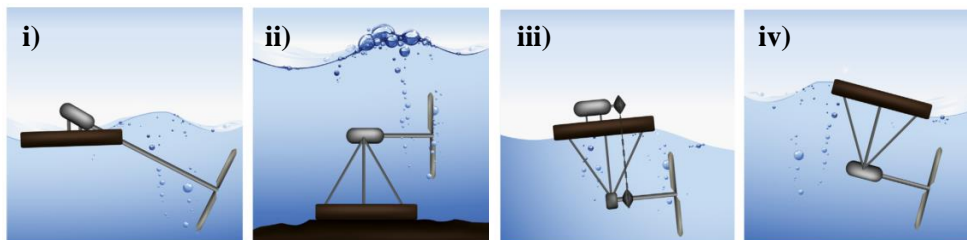
## 1.1 Marco teórico

La velocidad con la que un río transporta sus aguas es una fuente de energía limpia y constante. Bajo la premisa de aprovecharla, pero sin tener que construir una gran infraestructura civil como la necesaria en las grandes centrales hidroeléctricas, se han desarrollado diversos tipos de turbinas sumergidas en las corrientes de agua llamadas turbinas hidrocínéticas, cuyo principal objetivo es generar electricidad para abastecer energéticamente poblaciones rurales aisladas o eventualmente entregar la energía producida al sistema de interconexión eléctrico.

Esta tecnología tiene varias ventajas en el mercado de las energías renovables; por ejemplo, la versatilidad para utilizarse en diversos escenarios, donde otras tecnologías resultan inadecuadas. Permite la explotación de la energía de ríos, mares, e incluso de canales artificiales. Además, esta tecnología no requiere grandes construcciones de infraestructura como presas o casa de potencia; al no requerir grandes cantidades de agua acumulada el impacto ambiental es mínimo. Sin embargo, debido a la baja densidad de energía que permite aprovechar, su factibilidad económica debe ser estudiada cuidadosamente [6], [7]. Un sistema de conversión de energía de corriente de río es conocido como RCECS por su sigla en inglés (River Current Energy Conversion System). El término RCECS es intercambiable a menudo con otros términos en la literatura; términos tales como turbinas de corriente de agua (WCT), turbina hidráulica de baja cabeza, turbina hidrocínética, turbina de flujo libre (implica que no usa presa), turbina hidráulica de cabeza cero.

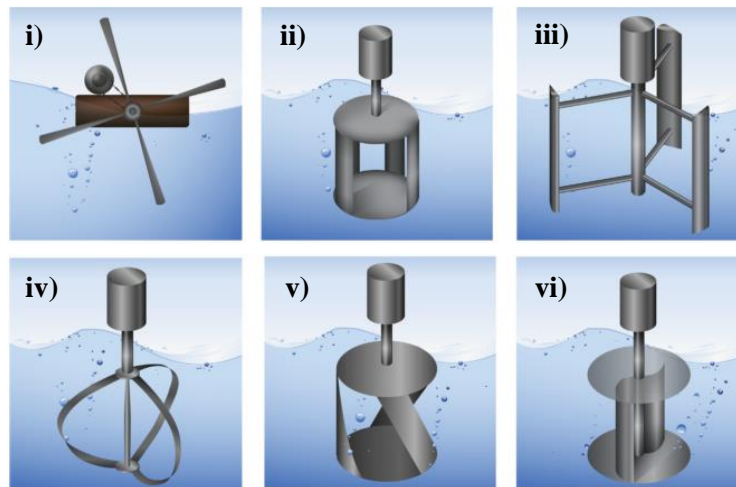
Las turbinas hidrocínéticas se pueden caracterizar por la orientación del eje rotacional con respecto a la dirección del flujo del agua; las turbinas hidrocínéticas de flujo axial tienen su eje de rotación paralelo a la dirección de la corriente y su rotor puede ser controlado para seguir la dirección de la corriente, emplean rodetes tipo hélice, varias disposiciones de este tipo de turbinas se muestran en la Figura 1-1. La turbina de eje inclinado (i) se usa con más frecuencia en ríos pequeños, las otras tres disposiciones (ii, iii y iv) se usan principalmente para extracción de energía en océanos y son similares a las turbinas de viento en términos de diseño y desde el punto de vista estructural [8].

**Figura 1-1:** Turbinas hidrocínéticas de flujo axial de: i) eje inclinado, ii) amarre rígido, iii) generador no sumergido y iv) generador sumergido. Fuente: [8].



Por otra parte, si el eje de rotación es perpendicular a la corriente, la turbina opera sin importar la dirección del flujo, este dispositivo es conocido como turbina hidrocínética de flujo cruzado o transversal (Figura 1-2) pueden ser clasificadas en eje horizontal (i) las cuales tienen su principio de funcionamiento en la fuerza de arrastre y tienen una eficiencia inferior a las de eje vertical (ii, iii, iv, v y vi) cuyo principio de funcionamiento es la fuerza de sustentación y son muy utilizadas en aplicaciones hidroeléctricas. Este tipo de turbina tiene varias ventajas, pero su diseño y comportamiento hidráulico son más complejos [9].

**Figura 1-2:** Turbinas hidrocínéticas de flujo cruzado: i) de eje horizontal, ii) jaula de ardilla Darrieus, iii) H- Darrieus, iv) Darrieus, v) Gorlov y vi) Savonius. Fuente: [8].



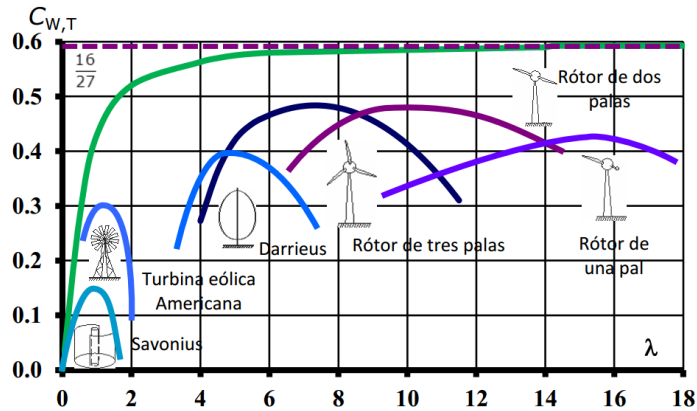
El principio de funcionamiento de las turbinas de flujo cruzado consiste en una corriente de agua fluyendo a través de los álabes, los cuales están unidos a un rotor, el agua pasa dos veces por los álabes; es decir, desde el exterior al interior y luego del interior al exterior produciendo un par de torsión sobre dicho rotor en ambos casos, aunque la mayor parte de la energía, aproximadamente el 75%, se extrae en la primera pasada, en la segunda pasada el flujo realiza también una función de limpieza sobre los álabes lo cual reduce paradas para realizar mantenimiento y aumenta su indicador de utilización [10]. Mientras que las turbinas hidrocínéticas de flujo axial son de eje horizontal, cuyos álabes extraen la energía cinética de la corriente en solo una pasada por lo tanto tienen velocidades de rotación más altas que las de flujo cruzado y son más vulnerables a los sólidos que se desplazan con la corriente.

La energía contenida en una corriente de agua es directamente proporcional a la densidad del fluido, al área de la sección transversal y al cubo de la velocidad del fluido. Por eso, al comparar las turbinas eólicas, que manejan velocidades del orden de 11 m/s a 13 m/s, contra las hidrocínéticas, para velocidades entre 1,75 m/s y 2,25 m/s, se supone una gran diferencia en cuanto al potencial de generación eléctrica gracias a que la densidad del agua es 835 veces más grande que la del aire. En todo caso, es importante indicar que el fluido que pasa a través de la turbina no le entrega toda su energía; de hecho, se ha definido un coeficiente de potencia que indica la cantidad de energía cinética que puede ser extraída del flujo y ser convertida en energía mecánica en el eje de la turbina y cuyo valor máximo, igual a 59.3%, se conoce como límite de Betz [8], [11], [12]. Posteriormente, se presenta una extensión de dicha teoría conocida como el límite de Lanchester-Betz, la cual indica que no toda la energía disponible puede ser capturada por la turbina, debido a que esto significaría realizar una obstrucción completa del fluido, equivalente a un volumen de flujo a la salida igual a

cero [13]. Experimentaciones recientes en USA han obtenido resultados por encima de este límite, añadiendo nuevos incentivos al reto que representa el diseño de tales máquinas. La potencia eléctrica total generada se ve afectada además de este coeficiente, por las eficiencias del mecanismo de transmisión y del generador [6], [14]. Otra característica que convierte a las turbinas hidrocinéticas en una alternativa más atractiva, es su modularidad y expansibilidad. Ellas pueden ser dispuestas en arreglos de múltiples unidades para extraer más energía de las corrientes de agua [9].

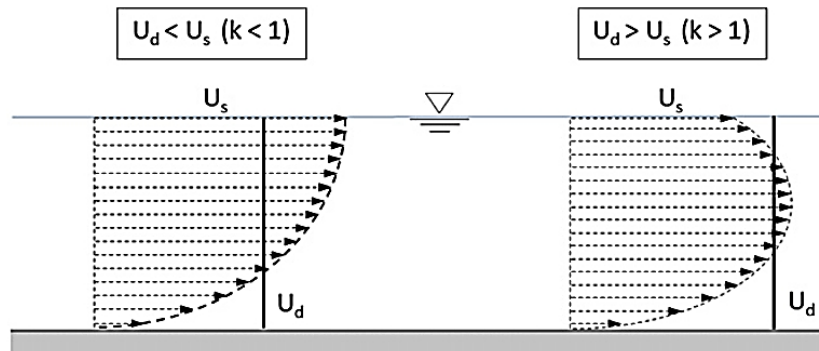
Varios aspectos deben ser tenidos en cuenta al momento de diseñar una turbina hidrocinética. Por ejemplo, el tipo de turbina a utilizar. En la Figura 1-3 se muestra el diagrama TSR (tip speed ratio) vs  $C_p$  (coeficiente de potencia) donde se puede observar que las turbinas de flujo cruzado trabajan a bajas velocidades y tienen bajos coeficientes de potencia comparados con las turbinas axiales [14], este hecho también debe ser considerado al momento de seleccionar el tipo de turbina.

**Figura 1-3:** Diagrama TSR vs  $C_p$  de diferentes turbinas. Fuente: adaptado de [14].



Otro aspecto importante que se debe tener presente es la variación del perfil de velocidad de la corriente con el propósito de determinar el punto dónde se debería instalar el sistema para obtener una mejor eficiencia. En la Figura 1-4 se ilustra esquemáticamente cómo varía la velocidad con la profundidad, observándose que en el fondo la velocidad es baja debido a la fricción con la superficie inferior del cauce, y se va incrementando hasta un valor máximo, reduciéndose posteriormente hacia la superficie debido a la fricción con el aire, determinando que la máxima velocidad se encuentra cerca al centro de la corriente [15]. En este esquema la descarga del fluido es estimada a partir de la velocidad superficial promediada en el tiempo ( $U_s$ ) para una distancia lateral dada a través del canal, la cual es transformada a su correspondiente velocidad de flujo promedio por profundidad ( $U_d$ ) a la misma distancia lateral, por medio del índice de velocidad ( $k$ ) obtenido a partir de la relación entre ambas ( $k = \frac{U_d}{U_s}$ ) [15].

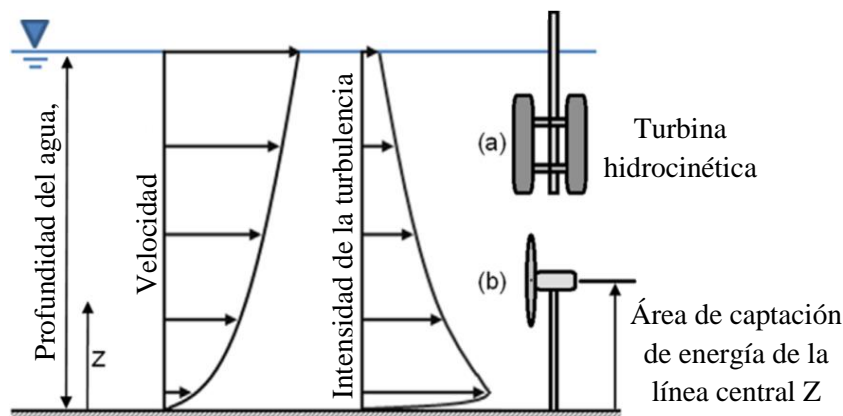
**Figura 1-4:** Representación esquemática de la relación entre profundidad y cambio de velocidad de la corriente. Fuente: [15].



Un estudio similar es realizado por Enciso y Rojas, los cuales realizaron el cálculo de caudal del río Cauca en la estación Tres Cruces, ubicada en el municipio de Achí, del departamento de Bolívar, Colombia, empleando para ello el método de máxima entropía, el cual consistió en la implementación de aforos, contando con la altura del punto donde fueron tomados a fin de calcular el área de la sección del río, empleando para ello los datos suministrados por el Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales (IDEAM). Para esto, fueron recolectados 16 aforos, a partir de los cuales realizaron un perfil de sección transversal del río por cada uno de ellos, graficando posteriormente las isolíneas de velocidad del flujo en estas secciones, obteniendo velocidades promedio de 1.5 m/s [16].

La Figura 1-5 ilustra los perfiles típicos tanto de velocidad de la corriente como de la intensidad de la turbulencia en canales abiertos y muestra cómo puede variar el flujo de entrada a la turbina afectando directamente su eficiencia. V.S. Neary et al., pudieron demostrar que la turbulencia puede incrementar la eficiencia hidráulica de la turbina en aproximadamente un 12%, entonces si se desea aprovechar esta energía adicional se debe considerar el efecto de esta turbulencia en el diseño estructural del sistema [17].

**Figura 1-5:** Perfiles típicos de velocidad e intensidad de turbulencia en un canal abierto para turbina hidrocínética de: a) eje vertical y b) eje horizontal. Fuente: [17].



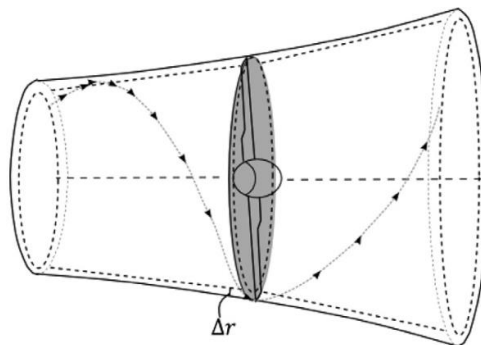
Así mismo, se puede lograr un incremento del rendimiento empleando canales o ductos. El objetivo es aumentar la concentración del flujo de agua alrededor de la turbina para mejorar la extracción de energía. Aunque no es conveniente en sistemas de generación eólica debido a las variaciones del sentido del viento, en turbinas hidrocinéticas resulta ventajoso mientras no se involucren cambios de orientación del flujo. Además, puede ser ubicado bajo el agua y su estructura puede actuar como flotador [18].

La teoría del disco actuador, también conocida como la Teoría de Conservación de Momento, consiste en una aproximación a modelos de flujo que se expanden a través del plano del rotor, asumiendo que el flujo es unidireccional (Figura 1-6), para un fluido no viscoso y no rotacional. Considerando un rotor que no gira por sí mismo y un flujo estable que pasa a través del plano de éste. Lo anterior es tenido en cuenta para determinar la potencia de salida de la turbina, realizando un respectivo balance de momentos [19].

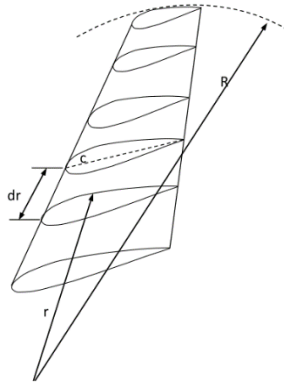
La teoría del elemento del álabe (BET, por sus siglas en inglés), consiste en realizar una división de segmentos discretos a lo largo del álabe, generando una mejor distribución de las cargas y la geometría, que facilita la interpolación de los factores de corrección basados en la ubicación de la envergadura y la relación de inercia, lo cual permite calcular las deflexiones de diferentes diseños [19], realizando finalmente la integración de todos los segmentos con sus respectivas cargas, con el fin de determinar los momentos y las fuerzas totales ejercidas sobre la turbina [20].

La teoría de momento del elemento del álabe (BEM, por sus siglas en inglés), es una extensión de la Teoría del Disco Actuador, al ser una combinación entre ésta con la Teoría del Elemento del álabe [21]. Es la teoría más utilizada para el diseño de turbomáquinas de flujo abierto, la cual gracias a su simplicidad permite obtener turbinas optimizadas con una precisión aceptable y un tiempo de computación razonable [22]. La teoría de BEM consiste en dividir cada álabe en segmentos radiales (Figura 1-7), de tal forma que la corriente se subdivide en regiones anulares (Figura 1-6) aplicando el principio de la Teoría de Conservación de Momento, asumiendo que cada región no tiene efecto sobre las vecinas, lo cual implica el poder analizar el flujo en cada anillo a lo largo del álabe en dos dimensiones (2D), permitiendo calcular torques y fuerzas axiales para cada segmento empleando la Teoría de Conservación de Momento y la Teoría del Elemento del álabe (bidimensionalmente), teniendo en cuenta que la Teoría de Conservación de momento se aplica suponiendo que el flujo no perturbado que pasa a través del rotor se asemeja a una corriente en forma de tornillo, realizando finalmente la integración de cada región anular para estimar el rendimiento global del rotor [22].

**Figura 1-6:** Línea de corriente del flujo de agua pasando a través del rotor, en la teoría de disco anular de espesor  $\Delta r$  y radio  $r$ . Fuente: [22].



**Figura 1-7:** División de los álabes de la turbina en dos dimensiones (2D), de altura  $dr$  ( $\Delta r$ ), longitud de cuerda  $C$ , en radios de  $r$  y un radio total  $R$ . Fuente: [23].



## 1.2 Estado del arte

### 1.2.1 Turbinas hidrocínéticas

Pese a las diversas tecnologías existentes que utilizan energía renovable para generar energía eléctrica, algunas no pueden ser utilizadas o no cuentan con las condiciones necesarias para obtener una eficiencia óptima de funcionamiento que les permita mantener una buena relación entre costo-beneficio, tornándose como tecnologías insostenibles, lo cual se evidencia a menudo en zonas de altas precipitaciones, densamente boscosas que no cuentan con el flujo de viento suficiente para suplir una turbina eólica, con largos periodos de cielo nublado que junto con la alta humedad y el crecimiento rápido de hongos y vegetación generan fallas prematuras en la producción fotovoltaica afectando su rendimiento, y aquellas en las cuales las cabezas de agua no presentan alturas adecuadas para alimentar sistemas de microgeneración eléctrica convencional; por esta razón, surgen las turbinas hidrocínéticas como una tecnología capaz de satisfacer la demanda energética de este tipo de poblaciones [24].

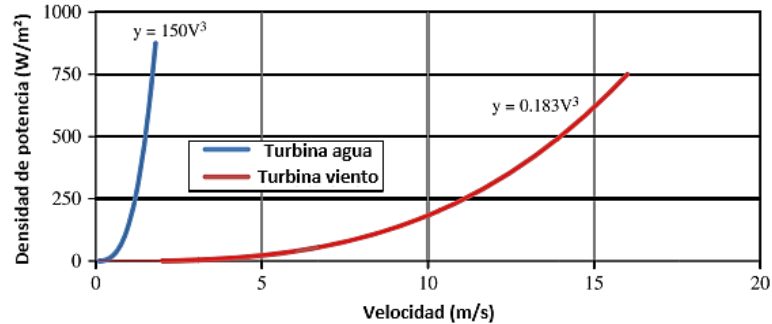
Las turbinas hidrocínéticas son utilizadas para extraer la energía cinética de olas, mareas, corrientes marinas, ríos, canales artificiales, entre otros, convirtiéndola directamente en potencia mecánica sin interrumpir el flujo natural del agua [25], las cuales no dependen de grandes cabezas o caídas de agua, por lo que requieren una infraestructura simple sin necesidad de construir represas o centrales eléctricas, generando bajos costos y tiempos de implementación, además de un impacto ambiental mínimo [6], [23], [26], [27].

Las turbinas hidrocínéticas parten de los principios básicos de las turbinas eólicas teniendo una gran similitud entre ellas, pese a lo cual se presentan diferencias notables que tiene que ver con el entorno en el cual se desempeñan, siendo la densidad del fluido uno de los factores de mayor incidencia, ya que el agua tiene una densidad aproximada de 850 veces mayor a la del aire, permitiendo un mejor aprovechamiento de dicho fluido a su paso por el rotor, además de un flujo de corriente más constante [28].

Yuce & Muratoglu, realizaron una comparación entre la densidad de potencia de turbinas de agua y viento con respecto a la velocidad de la corriente, encontrando que la densidad de potencia de una turbina de agua a una velocidad de 2 m/s es la misma que la de una turbina de viento a velocidades

aproximadas de 16 m/s [27], concluyendo que un sistema de turbina hidrocínética a pequeña escala implementada en ríos, puede generar electricidad con un costo notablemente menor que un sistema eólico a pequeña escala.

**Figura 1-8:** Comparación de la densidad de potencia para corriente de turbinas de agua y viento. Fuente: [27].



Las turbinas hidrocínéticas de eje horizontal presentan algunas características beneficiosas que las diferencian con respecto a las turbinas hidrocínéticas de eje vertical, entre las cuales se destacan una mejor facilidad de auto-arranque, menor fluctuación de torque, mayor eficiencia y velocidad de operación [23].

En la actualidad, son muy pocos los estudios realizados sobre turbinas hidrocínéticas, tratándose de una tecnología que se encuentra en su etapa inicial y requiere ser investigada con mayor profundidad [27]. Se evidencia en la literatura la falta de correlaciones que caracterizan este tipo de turbomáquinas, razón por la cual, la mayor parte de los estudios sobre turbinas hidrocínéticas han sido desarrollados de forma empírica, especialmente en la etapa de diseño, donde los perfiles de sustentación utilizados en la mayoría de estos proyectos son adaptados de los resultados obtenidos en pruebas realizadas sobre turbinas eólicas.

### ▪ Impactos ambientales de las turbinas hidrocínéticas

A pesar de presentar un impacto ambiental mínimo, con respecto a las centrales hidroeléctricas convencionales al no requerir depósitos o vertederos [23], [29], las turbinas hidrocínéticas generan sobre especies acuáticas impactos ambientales directos debido a colisiones, e indirectos a través de cambios en la distribución de la profundidad y la velocidad del flujo, la socavación generada alrededor del mecanismo instalado que trae consigo degradación de la calidad del agua y el transporte de sedimentos que ocasiona cambios en el hogar de diversas especies, como por ejemplo el hábitat de desove de peces [29]. Debido a esto, se han realizado investigaciones empleando simulación computacional, utilizando un conjunto de correlaciones experimentales de la exposición y respuesta de peces vivos ante la posible colisión con los álabes de una turbina hidrocínética de eje horizontal en movimiento, los cuales han arrojado una tasa de supervivencia mayor al 96 % en todos los escenarios evaluados, que igualan o incluso superan las tasas de supervivencia conocidas para turbinas de centrales hidroeléctricas convencionales [30].

Otros posibles efectos ambientales negativos son la lixiviación de contaminantes como pinturas y lubricantes, efectos acústicos y campos electromagnéticos generados por líneas de transmisión, además de tener en cuenta que las repercusiones por alteraciones en los ríos y sus ecosistemas pueden afectar una fuente vital de alimentación de comunidades rurales de países en desarrollo [29].

## 1.2.2 Diseño de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal

Las turbinas hidrocínéticas operan bajo los mismos principios de las turbinas eólicas, compartiendo además filosofías de diseño similares [23], [27], [31]–[33]. El diseño de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal comienza desde el dimensionamiento del rotor, para lo cual se parte de la cantidad de potencia de salida de la turbina ( $P$ ) que está dada en términos de la densidad ( $\rho$ ) y la velocidad del fluido ( $V$ ), el área de la sección transversal ( $A$ ), el coeficiente de potencia ( $C_p$ ) y la eficiencia del tren de transmisión ( $\eta$ ) [8], [23], [33].

Un parámetro importante en el diseño de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal es la solidez, la cual debe estar alrededor del 30 %, con el fin de tener un buen par de arranque y una alta velocidad relativa [34]. Otro factor importante, es el ángulo de inclinación del álabe desde la punta hasta la base, ya que un estudio realizado por Lanzafame y Messina, sobre diseños de álabes para turbinas eólicas, arrojó que un álabe que tenga dicha inclinación, presenta un mejor rendimiento en comparación con uno que sea totalmente recto [35].

Amarante Mesquita et al., proponen el diseño de una turbina hidrocínética de eje horizontal acoplada al sistema de transmisión, incluyendo multiplicador y generador eléctrico, con el fin de analizar el comportamiento, las pérdidas y la eficiencia de todo el sistema, lo cual es algo novedoso en la literatura, ya que por lo general es calculado el coeficiente de potencia a partir de fórmulas matemáticas funcionales utilizando expresiones de aproximación, obteniendo como resultado una metodología que representa una alternativa para el diseño eficiente de este tipo de turbinas, teniendo en cuenta los efectos de inercia y pérdidas energéticas en el sistema eléctrico completo [36].

### ▪ Perfiles de sustentación

Los perfiles de sustentación cumplen un papel importante en el diseño de turbinas hidrocínéticas, ya que son requeridos para calcular el torque y las fuerzas axiales empleando las ecuaciones de la Teoría de Momento del Elemento del álabe (BEM), teniendo gran influencia sobre la potencia de la turbina [22].

Se encuentran varios estudios sobre turbinas hidrocínéticas de eje horizontal, en los cuales:

- Se emplea el perfil NREL S822, por su característica de resistencia a la suciedad, superior a los perfiles NACA convencionales, además de presentar una sensibilidad reducida de rugosidad que mejora la captación de energía bajo condiciones de disco sucio [23], [33].
- Se usa el perfil SG-6043 ya que ha sido utilizado por otros autores en estudios previos para el diseño de pequeñas turbinas de viento gracias a su capacidad de producir grandes coeficientes de sustentación ( $C_L$ ) en un rango de número de Reynolds de  $10^5 - 10^6$  [37].
- Se utiliza el perfil NREL S809 dado a que ha sido ampliamente investigado y por ende se dispone de resultados del coeficiente de sustentación ( $C_L$ ) y de la resistencia aerodinámica ( $C_D$ ) de mayor fiabilidad [38].



- Es implementado el perfil Gen4 Kinetic Hydropower System (KHPS), debido a que fue desarrollado por Verdant Power para el proyecto de Roosevelt Island Tidal Energy (RITE) y tenían como propósito principal analizar una turbina hidrocínética existente [39].
- Se acoge el perfil NREL DOE Reference Model 1 (DOE RM 1), porque permite una comparación directa de resultados y análisis desde diferentes grupos de investigación, al presentar un diseño de código abierto para turbinas hidrocínicas de eje horizontal que los investigadores pueden utilizar para sus estudios de referencia [40].
- Es empleado el perfil NACA-0012, por presentar una relación entre el coeficiente de elevación ( $C_L$ ) y el coeficiente de arrastre ( $C_D$ ) superior en comparación con otros perfiles NACA [22]. Utilizándose en otro caso de estudio, por razones semejantes, el perfil Eppler 395 [21].
- Se usa el perfil NACA 4418, debido a que los coeficientes de sustentación ( $C_L$ ) y arrastre ( $C_D$ ) han sido computados, para diferentes ángulos de ataque y están disponibles en la herramienta XFOIL [25] [25].
- Otros autores como Schleicher et al., Amarante Mesquita et al., Kolekar y Banerjee, y Shahsavarifard et al., utilizaron el perfil NACA 4-Series, NACA 653–618, SG6043 y H0127 wind turbine blade of KidWind Project Inc, respectivamente, sin especificar las razones de dicha elección [36], [41]–[43].

## ▪ Simulación computacional de turbinas hidrocínicas de eje horizontal

Schleicher et al., realizan una simulación de una turbina hidrocínética de eje horizontal de dos álabes con un ángulo de ataque de aproximadamente  $144^\circ$ , considerando velocidades de la corriente de agua entre 0.5 y 3 m/s, empleando la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) en el módulo CFX de ANSYS® con el método de turbulencia k- $\epsilon$  de Navier Stokes (RANS), para calcular la distribución de presiones y velocidades a su paso por la turbina, además de utilizar los resultados obtenidos en un análisis estructural en el módulo Static Structural de ANSYS®, destacando entre sus resultados que la cavitación no está presente en las condiciones normales de funcionamiento de la turbina analizada [41].

Badea et al., utilizan simulación CFD en el módulo Fluent de ANSYS® con el método de turbulencia Shear-Stress Transport (SST) k- $\omega$ , para analizar una turbina hidrocínética de eje horizontal de tres álabes, con una velocidad de la corriente de agua de 1.5 m/s, obteniendo como resultados el campo longitudinal de velocidad, el vórtice de la turbina, la energía cinética turbulenta en una sección cilíndrica y la distribución de presiones sobre el álabe [25].

Muñoz et al., elaboraron una turbina hidrocínética de eje horizontal de dos álabes, con un ángulo de ataque de  $180^\circ$  a partir de un programa propio llamado “Turbem”, el cual es de código abierto y permite obtener además de la geometría de la turbina, las curvas de rendimiento y un análisis estructural de la misma [22]. Además de realizar una validación y comparación de los esfuerzos generados en un primer modelo del álabe constituido por madera y un segundo modelo de madera con recubrimiento de fibra de vidrio y resina epóxica, considerando una velocidad de la corriente de agua de 2 m/s, mediante el Método de Elementos Finitos (FEM, por sus siglas en inglés) en el

programa Inventor® V2013, obteniendo como resultados un mejor comportamiento por parte del segundo modelo.

Chica et al., emplean una simulación CFD en el módulo CFX de ANSYS® utilizando el modelo de turbulencia  $k-\epsilon$ , en régimen estacionario para analizar una turbina hidrocínética de eje horizontal de tres álabes, con un ángulo de ataque de  $5^\circ$  y una velocidad de la corriente de agua de 1.5 m/s, obteniendo como resultados la distribución de presiones y velocidades sobre el álabe, a partir de los cuales se realiza un análisis estructural mediante el módulo Static Structural de ANSYS® estableciendo como materiales madera de pino seco, ABS (Acrilonitrilo butadieno estireno) y aluminio 6061-T6, realizando para cada uno de ellos un primer recubrimiento de fibra de vidrio (tipo E) y otro de fibra de vidrio con resina epóxica, concluyendo que para los intereses de poblaciones remotas puede emplearse madera como base para la fabricación del álabe con alguno de los dos recubrimientos analizados, presentándose mejores resultados en el comportamiento del álabe al utilizarse fibra de vidrio con resina epóxica [23].

Schleicher et al., realizan una caracterización mediante simulaciones de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), con el método de turbulencia  $k-\omega$  Shear-Stress Transport (SST), en régimen estacionario para una turbina hidrocínética de dos álabes con una velocidad de corriente de agua de 2.25 m/s, con el fin de predecir estructuras cuasi estacionarias para una amplia gama de coeficientes de la velocidad de punta, obteniendo como resultados la velocidad normalizada, la presión estática normalizada y la vorticidad normalizada a través de la turbina [44].

## ▪ **Construcción de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal**

La fabricación de una turbina hidrocínética de eje horizontal no es una labor sencilla, debido a que deben ser considerados factores como la rentabilidad, la inversión, los costos de operación y las fuentes alternativas, por lo cual, con el fin de mejorar su rentabilidad de forma directa se deben reducir los costos de diseño, materiales, fabricación y mantenimiento [22].

Para determinar la factibilidad y rentabilidad de un material en la fabricación de este tipo de turbinas, es necesaria la implementación tanto de un análisis estructural, que puede llevarse a cabo empleando simulación computacional, como de un análisis de costos, en el cual deben tenerse en cuenta los precios de los materiales, que normalmente son afectados de forma directa por la disponibilidad local [22].

Este tipo de turbinas puede ser fabricado localmente, debido a que no se requiere la construcción de represas, proporcionando autonomía a los habitantes para administrar sus propios sistemas, teniendo en cuenta que también son los responsables de realizar su debido mantenimiento [23]. Por lo cual, dependiendo de los equipos, el material y los recursos económicos disponibles, se pueden fabricar componentes como álabes, difusores, cubos (ejes), entre otros, de la turbina hidrocínética de eje horizontal con gran precisión utilizando equipos convencionales CNC [22], [40], [43] o máquinas CNC de 5 ejes [42] y con menor precisión de una forma más artesanal pero más económica, empleando cortadoras por plasma [45] o técnicas de carpintería para la consecución de uno de los álabes que sirve como referencia en máquinas copiadoras como ruteadoras y sierras giratorias para obtener cada uno de los álabes de la turbina [33].

## ▪ **Materiales empleados para la construcción de turbinas hidrocínéticas**

En términos de rentabilidad, el diseño y la selección del material de los álabes de la turbina son los aspectos más importantes, debido a que tienen una influencia directa sobre el costo total, la robustez y el rendimiento de la turbina [22].

Se encuentran estudios en los cuales varios autores han sugerido diversos materiales para la construcción de los álabes de turbinas hidrocínéticas, entre los cuales Anyi & Kirke, sugieren el uso de madera, pino en su fase de demostración, para la fabricación del álabe por ser un material blando y por ende fácil de trabajar, pero en especial la denominada “Belian” de gran abundancia en Sarawak, Malasia, por su fuerza, resistencia a insectos de madera y su estupenda durabilidad incluso al encontrarse sumergida en agua; en adición a esto, Muñoz et al., proponen agregar capas de fibra de vidrio y resina epóxica sobre álabes de madera para aumentar su resistencia, argumentando que dicha resina servirá también para sellar la madera, protegiéndola contra el deterioro causado por el contacto directo con el agua [22], lo cual va de la mano con lo planteado por Anyi & Kirke, y Li et al., de utilizar material compuesto de fibra de vidrio y resina epóxica por la buena relación entre precio y rendimiento, además de poseer características de resistencia a la corrosión, fuerza y robustez que proporcionan una excelente resistencia a fallas estáticas, en vez de emplear fibra de carbono, que pese a tener mejores características que los anteriores y una reducción de peso, pueden costar entre 10 y 20 veces más que la fibra de vidrio [21], [34]. También se han utilizado álabes de aluminio [24], [40], aleaciones de aluminio [41], [42] y acero inoxidable [45] por su resistencia a la corrosión.

### **1.2.3 Mejoras empleadas para aumentar la eficiencia de las turbinas hidrocínéticas**

Liu & Packey, proponen utilizar turbinas hidrocínéticas directamente a la salida de turbinas ya establecidas de centrales hidroeléctricas convencionales o en sitios vecinos a dichas centrales, lo cual es denominado como Sistema de Ciclo Combinado de Energía Eléctrica (CCHS, por sus siglas en inglés), realizando un análisis sobre los posibles cambios, las ventajas y el beneficio potencial que esto conllevaría, además de mostrar que los conceptos de CCHS han sido empleados y demostrados en dos proyectos realizados en los EE.UU, concluyendo que pese a ser una tecnología atractiva, se requiere un análisis de costos con respecto a las prestaciones generadas con el fin de determinar su viabilidad [46].

Quizás el mayor obstáculo al que se enfrentan las turbinas hidrocínéticas, en cuanto a su implementación en ríos, es la basura o escombros flotantes, lo cual ha sido evitado en gran medida instalando dichos dispositivos en zonas donde no se presenta demasiada suciedad, limitando significativamente su ubicación, lo que representa un factor fundamental en la generación distribuida [24]. Con el fin de dar solución a dicha problemática, Anyi & Kirke, desarrollan una turbina hidrocínética de eje horizontal capaz de hacer pivotar sus álabes hacia atrás y hacia adelante en su plano de rotación, permitiendo el deslizamiento de residuos o basuras y un anillo interno que evita que hierbas u otros elementos puedan enrollarse alrededor del eje, obteniendo como resultado que dicha turbina se conserve prácticamente libre de malezas [24].

La estacionalidad de los recursos hídricos, así como la demanda de carga fluctuante, evitan que los sistemas de generación de energía eléctrica a partir de turbinas hidrocínéticas no sea del todo fiable si no cuentan con un apropiado sistema de almacenamiento de energía, por lo cual Kusakana, propone un sistema de almacenamiento de energía por bombeo, utilizando el exceso de energía eléctrica generada por la turbina hidrocínética, para llevar agua del río a un depósito, el cual suplirá

agua a la turbina cuando la demanda de energía eléctrica supere la producción de la misma, debido a bajas velocidades presentadas por el río durante ciertas épocas del año [47].

### ▪ Uso de difusores para incrementar el rendimiento de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal

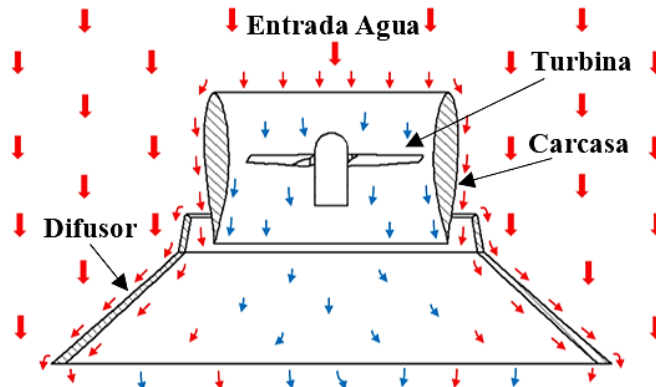
Una de las formas empleadas para mejorar la potencia generada por turbinas hidrocínéticas (y eólicas) de eje horizontal, son los difusores, los cuales tienen como función principal aumentar el flujo a la entrada de la turbina y acelerar la salida del fluido aguas abajo del rotor, para mejorar la circulación y reducir el estancamiento del agua en dicha zona [48]. Siendo un factor importante a tener en cuenta, que la implementación de dichos difusores, permite incrementar el coeficiente de potencia de la turbina hidrocínética de eje horizontal, al punto de exceder el límite de Betz [6], [48], [49].

El problema principal de los difusores es la caída de presión generada a la salida por la extracción de energía de la turbina en el interior del conducto, para lo cual se emplea en este tipo de sistemas una sección convergente, relativamente pequeña, y una sección divergente pronunciada, en la parte delantera y trasera del conducto, respectivamente [48].

Para contrarrestar la baja densidad de potencia generada por una turbina hidrocínética, Gaden & Bibeau, realizan un estudio numérico para analizar el uso de difusores con el fin de mejorar el rendimiento y la viabilidad de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal, encontrando que al emplear el difusor se produce 3.1 veces más de potencia en comparación con la turbina sin este elemento [6]. Un análisis similar es realizado por Shahsavarifard et al., en el cual se evalúan experimentalmente tres modelos, siendo el primero de ellos una turbina hidrocínética de eje horizontal, el segundo la misma turbina con una cubierta exterior y el tercero dicha turbina con un difusor, obteniendo como resultado una mejora en la potencia máxima de salida del 91 % del tercer modelo con respecto al primero [43].

A partir de los avances tecnológicos, buscando mejorar el rendimiento hidrodinámico de las turbinas hidrocínéticas, surge el denominado difusor de “tercera generación”. Este sistema se encuentra constituido por un mecanismo integrado en disposición serial, encontrándose el primero de ellos rodeando el rotor, con forma de carcasa perfilada que a su vez actúa como difusor, y el segundo, un difusor recortado en la zona posterior de la turbina y la carcasa tal como se muestra en la Figura 1-9.

**Figura 1-9:** Diseño hidrodinámico de una turbina hidrocínética de eje horizontal con difusor de tercera generación. Fuente propia.



El incremento en el rendimiento hidrodinámico del difusor de tercera generación se debe principalmente a una apertura existente entre la carcasa y el difusor a nivel radial, que permite el paso del flujo desde el exterior hacia el interior del mecanismo, incrementando la energía del fluido aguas abajo de la turbina por conservación de momento al interior del volumen de control de estudio, donde el fluido externo imprime un arrastre hacia la salida del fluido que pasa por la turbina, con esto se logra controlar la capa límite en la superficie interna del difusor en esta zona, evitando corrientes de recirculación que están asociadas a pérdidas de energía en el fluido. La integración de ambos componentes permite utilizar un difusor más corto y con mayor ángulo de apertura, convirtiéndose así en una opción más económica con respecto a los difusores de generaciones pasadas. Otro aspecto importante que se busca con las turbinas de 3ra generación, es promover un sistema compacto, por lo cual el generador entra a formar un conjunto con el rotor, al ser integrado con el núcleo del mismo, lo cual disminuye las pérdidas de energía asociadas a elementos de transmisión de potencia. Encontrándose que, con la implementación de este dispositivo, puede alcanzarse una eficiencia hidráulica cercana al 90 % [50] respecto al límite de Betz.

Un estudio similar a este tipo de difusores de tercera generación es realizado por Piancastelli, Clarke, y Cassani, los cuales diseñan y analizan computacionalmente un mecanismo de picogeneración eléctrica buscando aumentar la potencia de turbinas hidrocínéticas, al cual denominan como “difusor aumentado”. En su estudio, proponen dos modelos, siendo el primero de ellos diseñado con una sección de garganta rectangular para turbinas de eje vertical, y el segundo con sección circular para las turbinas de eje horizontal. Ambos mecanismos cuentan con cuatro mejoras: (1) un difusor convergente-divergente con forma de boquilla Venturi diseñado bajo las especificaciones de la norma DIN EN ISO 5167-3:2003, (2) un segundo difusor que rodea el primer dispositivo, (3) Una brida S a la salida del segundo difusor, y (4) un difusor interno divergente aguas abajo de la turbina. Este mecanismo logra incrementar en 2.25 y 2.33 veces la velocidad del flujo para el primer y segundo modelo, respectivamente, representando en este mismo orden un aumento de 11.4 y 12.7 veces la potencia de salida [51].

Puede evidenciarse en la literatura un gran interés en la implementación de difusores, en donde gran parte de las mejoras que se han ido desarrollando tienen que ver con la forma presentada por los mismos, especialmente en las zonas de entrada y salida [48], [49]. Por lo cual, se presenta en esta área un amplio campo de estudio, debido a que todavía queda una gran variedad de perfiles de difusores por analizar y más aún con referencia a las turbinas hidrocínéticas, ya que gran parte de las investigaciones desarrolladas han sido realizadas sobre turbinas eólicas.

## ▪ Disposición en agua de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal

Se encuentran investigaciones sobre diferentes maneras de distribución de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal en ríos, mares, canales o cualquier otro medio en el cual vayan a desempeñarse o a ser analizadas, que van desde la disposición individual de las mismas, siendo la forma más común, hasta configuraciones en serie de varias de ellas, las cuales también permiten incrementar la eficiencia del sistema o garantizar las condiciones óptimas de operación del mismo.

Filho et al., proponen un sistema de turbinas hidrocínéticas denominado Poraquê, el cual está constituido por turbinas hidrocínéticas de eje horizontal dispuestas en serie sobre un mismo eje, espaciados y posicionados de tal manera que no haya interferencia entre rotores, el cual fue analizado mediante un canal artificial, arrojando que al utilizar tres (3) turbinas (con diámetros de 1.5 m) a una distancia entre ellas de 710 mm se presenta una eficiencia del 78 %, resaltando además que utilizar una mayor cantidad de álabes no es factible debido al poco aumento generado en la eficiencia con

respecto al costo de fabricación y montaje, aportando también algunas ideas de mejoramiento del sistema como la utilización de difusores para dirigir y recuperar la velocidad del flujo [52].

Encontrándose investigaciones que podrían complementar el estudio anterior, donde Neary et al., analizan las perturbaciones en la estela de la turbina, encontrando que la recuperación del flujo en un 80 % ocurre cerca a una distancia, en función del tamaño de la turbina, de diez (10) diámetros aguas debajo desde el plano del rotor, sugiriendo además que el espaciado entre turbinas hidrocínéticas de eje horizontal sea entre diez (10) y quince (15) diámetros del rotor [53]. Por su parte, Kolekar y Banerjee, estudian los efectos generados por la proximidad de las fronteras de turbinas hidrocínéticas en canales de poca profundidad, encontrando que para obtener un rendimiento óptimo, éstas deben ser instaladas de tal manera, que el disco de rotación de la turbina esté a una distancia mínima de la pared sólida del canal equivalente a un radio del rotor y una profundidad mínima del agua mayor a 3.5 veces el radio de la turbina [42].

## 2. Metodología

Esta sección del proyecto será desarrollada en cuatro fases:

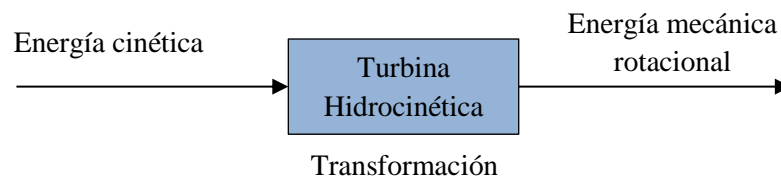
### 2.1 Primera fase

Para diseñar una turbina hidrocínética de eje horizontal de 1 HP en función de las condiciones específicas del recurso hídrico de ríos colombianos que cuenten con una velocidad promedio de 1.5 m/s, empleando además tres (3) configuraciones de difusores, con el fin de mejorar el comportamiento del fluido aguas abajo de la turbina, se siguen los pasos descritos a continuación.

#### 2.1.1 Diseño teórico de la turbina hidrocínética de eje horizontal

La turbina hidrocínética tiene como función principal la captación de la energía cinética contenida en una corriente de agua y transformarla eficientemente en energía mecánica rotacional, con el fin de mover un generador eléctrico (Figura 2-1).

**Figura 2-1:** Estructura funcional de la turbina hidrocínética.



Algunos requerimientos funcionales que debe cumplir la turbina hidrocínética de eje horizontal a diseñar son:

- Potencia de diseño de 1 HP (equivalente a 746 W).
- Diseño hidráulico adecuado de los componentes (perfiles de los álabes, configuración de difusores, entre otros) para realizar una transformación más eficiente de la energía del fluido.
- Los componentes deben tener alta resistencia mecánica y ser resistentes a la corrosión y erosión.
- Bajos costos de fabricación, con el fin de ser una opción competitiva frente a otras tecnologías.
- Posibilidad de masificar o estandarizar diseños o productos.

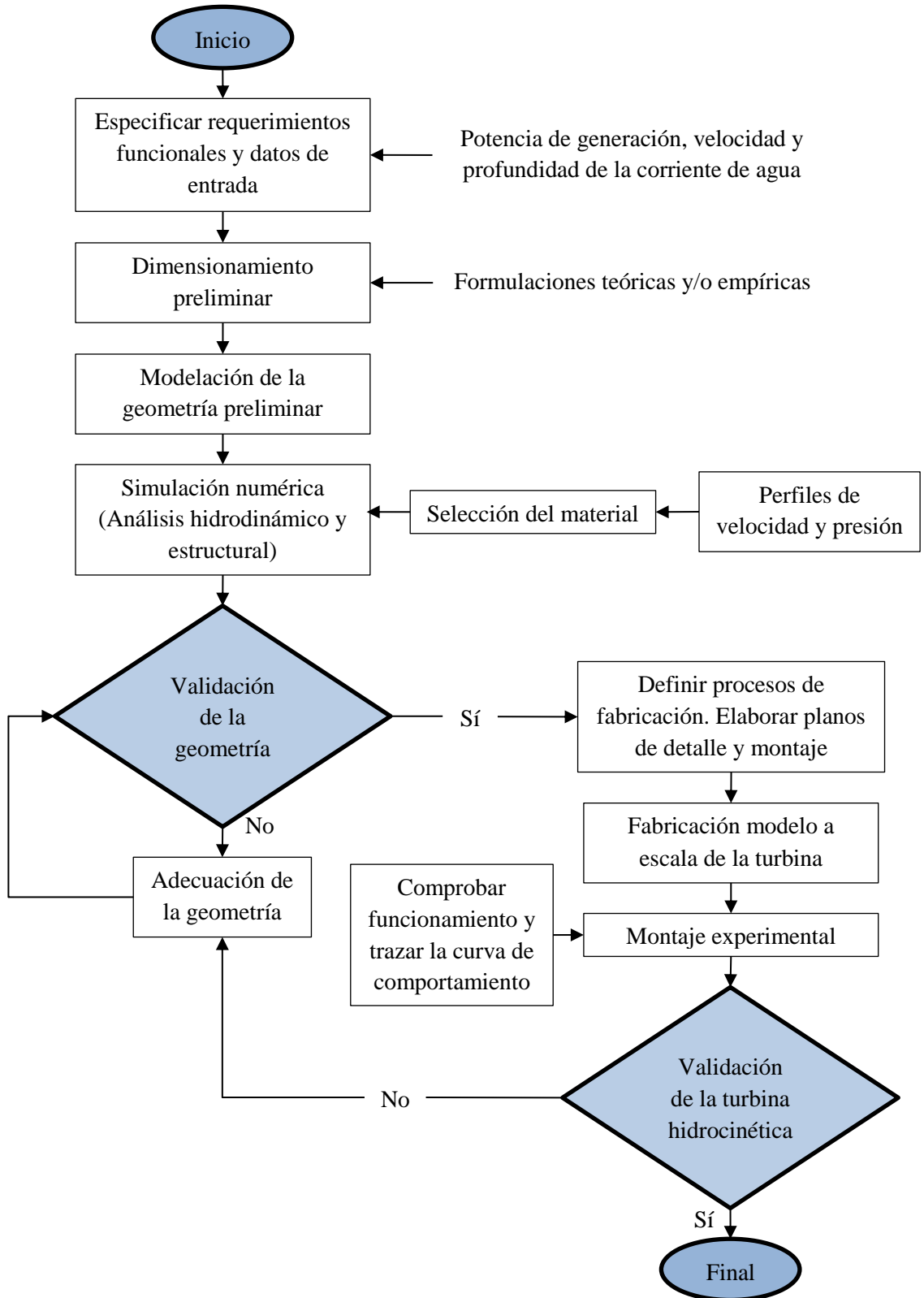
Los principales factores que se deben tener en cuenta a la hora de diseñar la turbina hidrocínética son la energía cinética y la profundidad de la corriente de agua disponible, ya que estos dos parámetros se encuentran estrechamente relacionados, e incluso condicionan el dimensionamiento de la turbina y su potencia de generación. En la Figura 2-2 se presenta el diagrama de flujo de la metodología empleada para llevar a cabo el diseño de la turbina hidrocínética de eje horizontal. Partiendo de las especificaciones requeridas en la tesis (velocidad y profundidad de la corriente de agua, y la potencia deseada) y empleando ecuaciones teóricas y/o empíricas propuestas por otros autores se lleva a cabo el diseño preliminar de la turbina.

A partir de este diseño se modela la turbina hidrocínética utilizando un programa CAD, que es posteriormente llevada a simulación empleando un programa CFD y de análisis de elementos finitos que permitan analizar su comportamiento hidrodinámico y estructural para validar y mejorar el perfil hidráulico calculado previamente y garantizar su integridad estructural.

Luego de validar los componentes de la turbina hidrocínética, se realiza la definición de los procesos de fabricación del modelo a escala. Se lleva a cabo la fabricación del prototipo y se somete a pruebas de laboratorio. Existiendo la posibilidad de que los resultados experimentales no coincidan con los numéricos, por lo cual puede ser necesario realizar ajustes en el diseño y repetir el proceso hasta lograr que el modelo cumpla con las prestaciones especificadas.



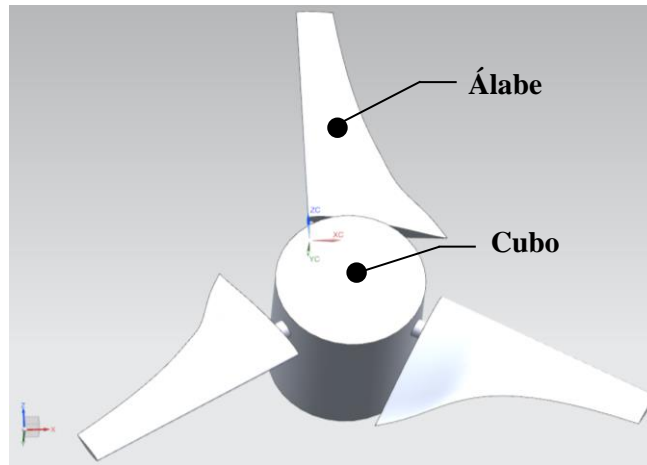
**Figura 2-2:** Metodología para el diseño y fabricación de la turbina hidrocínética de eje horizontal.



### 2.1.2 Diseño hidráulico de la turbina hidrocínética de eje horizontal

Para llevar a cabo el diseño de la turbina hidrocínética de eje horizontal, se siguen algunos de los criterios de diseño utilizados en el desarrollo de turbinas eólicas, ya que estas utilizan los mismos principios de funcionamiento y tienen como punto de partida el dimensionamiento del rotor [23], [33]. El rotor es el componente más importante en una turbina hidrocínética, dado a que es el encargado de transformar la energía cinética de la corriente de agua en energía mecánica de rotación. El rotor está constituido por un ensamble de varios álabes unidos a un cubo, también conocido como Hub (Figura 2-3), en donde estos álabes son los componentes más críticos, al interactuar directamente con la corriente de agua. Su diseño está ligado a la implementación de perfiles hidrodinámicos, jugando un papel fundamental, ya que de ellos depende, en gran medida, la eficiencia presentada por el rotor en la generación de potencia.

**Figura 2-3:** Componentes básicos de una turbina hidrocínética de eje horizontal.



Para llevar a cabo el diseño del rotor se parte de la velocidad  $V$  (m/s) y la profundidad de la corriente de agua, que están dadas por las condiciones o características presentadas en el sitio de operación de la turbina, además de la determinación de la potencia esperada en el eje de la misma. Para esto se utiliza la ecuación de la energía, la cual establece que la energía contenida en un flujo másico de agua  $\dot{m}$  (kg/s), con velocidad de movimiento  $V$  uniforme y unidireccional está dada por la ecuación (2.1). El flujo másico que pasa a través del área  $A$  que representa el área barrida por los álabes de la turbina ( $A = \pi R^2$ , donde  $R$  es el radio medido desde el centro del cubo hasta la punta del álabe de la turbina) puede ser descrito como se presenta en la ecuación (2.2), donde  $\rho$  es la densidad del fluido, que para este estudio será considerada como agua a temperatura ambiente ( $\rho_{agua,25^\circ} = 997$  kg/m<sup>3</sup>) [23].

$$E = \frac{1}{2} \dot{m} V^2 \quad (2.1)$$

$$\dot{m} = \rho A V \quad (2.2)$$

Por lo cual, la potencia teórica disponible en un intervalo de una corriente de agua que pasa a través de la sección transversal  $A$  del rotor a una velocidad  $V$ , puede ser obtenida a partir de la ecuación (2.3) [34].

$$P = \frac{1}{2} \rho A V^3 \quad (2.3)$$

Sin embargo, en la realidad el rodete no posee la capacidad de capturar la totalidad de la energía cinética que atraviesa su sección transversal, generando que sólo pueda extraerse una fracción de la misma, la cual es conocida como coeficiente de potencia,  $C_p$ . Dado a esto, la potencia teórica disponible puede expresarse por medio de la ecuación (2.4).

$$P = \frac{1}{2} \rho A V^3 C_p \quad (2.4)$$

Si la densidad del fluido,  $\rho$ , el radio,  $R$ , del rodete y la velocidad de la corriente,  $V$ , son constantes, la potencia capturada,  $P$ , es proporcional al coeficiente de potencia,  $C_p$ , el cual a su vez depende de la relación de la velocidad de punta,  $\lambda$  (o TSR, por sus siglas en inglés: Tip Speed Ratio), y el ángulo de paso de la turbina,  $\theta$ . Por esta razón, la relación existente entre la velocidad del álabe en la punta y la corriente de agua, tiene una gran influencia en la eficiencia de la turbina, siendo un factor fundamental que debe maximizarse para obtener el mejor coeficiente de potencia posible y optimizar la extracción de la energía contenida en dichas corrientes [23]. Esta relación está definida mediante la ecuación (2.5).

$$\lambda = \frac{R\omega}{V} \quad (2.5)$$

Donde  $\omega$  es la velocidad rotacional del rotor. Como se mencionó en la sección del marco teórico, el coeficiente de potencia,  $C_p$ , tiene un límite teórico establecido por Betz de 0.593. Pese a ello, en la literatura (para turbinas eólicas) se ha reportado dicho valor como una función no lineal de la velocidad de punta del álabe,  $\lambda$ , y el ángulo de paso,  $\theta$  [23]. Como se representa en la ecuación (2.6) y (2.7).

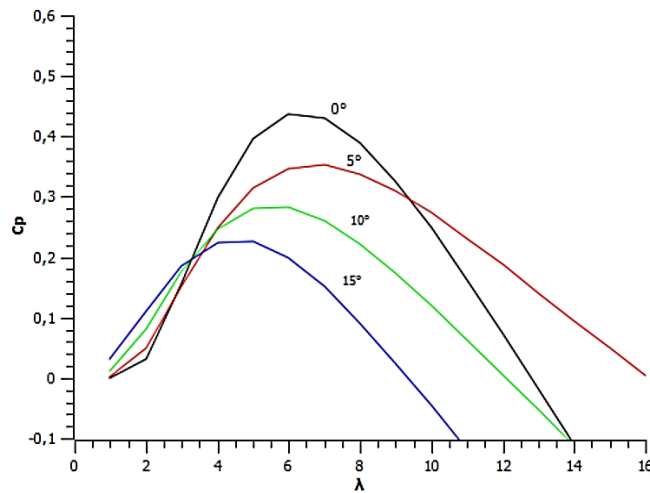
$$C_p(\lambda, \theta) = 0.22 \left( \frac{116}{\lambda_i} - 0.4\theta - 5 \right) - 5 e^{\frac{-12.5}{\lambda_i}} \quad (2.6)$$

$$\frac{1}{\lambda_i} = \frac{1}{\lambda + 0.08\theta} - \frac{0.035}{\theta^3 + 1} \quad (2.7)$$

De las cuales, Chica et al., utilizó la función definida en la ecuación (2.6) para graficar la curva del coeficiente de potencia para diferentes valores de  $\lambda$  y  $\theta$ , obteniendo el comportamiento presentado en la Figura 2-4. Figura en la cual puede apreciarse que para cada  $\theta$ , se halla un valor de  $\lambda$  que

maximiza el coeficiente de potencia. Encontrando un  $C_{p,máx}$  de 0.4382 cuando  $\theta$  es igual a cero para un  $\lambda$  de 6.325; en donde el  $C_{p,máx}$  en  $\theta$  igual a cero permite evidenciar que cualquier variación de  $\theta$  genera una reducción en la extracción de potencia de la turbina; y además que la máxima eficiencia es encontrada en  $\lambda$  de 6.325, obteniendo un  $C_p$  que no supera el límite de Betz [23].

**Figura 2-4:**  $C_p$  en función los parámetros de la relación de la velocidad de punta ( $\lambda$ ) y el ángulo de paso ( $\theta$ ) [23].



Otro factor que afecta la potencia de salida de la turbina es la eficiencia del sistema,  $\eta$ , la cual relaciona la eficiencia del generador y la eficiencia mecánica del tren de transmisión. Para esta eficiencia se estableció un valor de 70 %, por tratarse de un valor habitual en la literatura [23]. Por lo cual, la potencia disponible en el eje de la turbina está realmente dada por la ecuación (2.8).

$$P = \frac{1}{2} \rho A V^3 C_p \eta \quad (2.8)$$

Ecuación de la cual se deriva la ecuación (2.9), con la cual se establece el tamaño de la turbina, a partir del radio  $R$  del área barrida por la misma ( $A = \pi R^2$ ), a fin de obtener una potencia de salida de 746 W para una corriente de agua, establecida para este trabajo, con velocidades promedio de 1.5 m/s. Ecuación con la cual se calculó el radio ( $R$ ) requerido por la turbina para alcanzar la potencia teórica establecida en este trabajo.

$$R = \sqrt{\frac{P}{0.5\pi\rho V^3 C_p \eta}} \quad (2.9)$$

$$R = \sqrt{\frac{746}{0.5\pi(997)(1.5)^3(0.31)}} = 0.68m$$

Pese a esto, debido a las pérdidas que traerá consigo la interacción de la turbina con el fluido, que no son tenidas en cuenta en el diseño teórico de la misma, además de las pérdidas debidas al tren de transmisión y las variaciones que pueden presentarse en la velocidad del río para diferentes épocas del año, se opta por utilizar un radio de mayor magnitud con el fin de garantizar que la turbina diseñada alcance o supere la potencia requerida en este trabajo. Por lo cual, se establece un radio de 0.75 m, con los cuales la turbina alcanzará una potencia teórica de 912 W y se tendrá un margen de error del 18 %, representando una ventana por pérdidas hidrodinámicas de la turbina superior a los 100 W. Los parámetros de diseño de la turbina hidrocínética de eje horizontal son presentados en la Tabla 2-1.

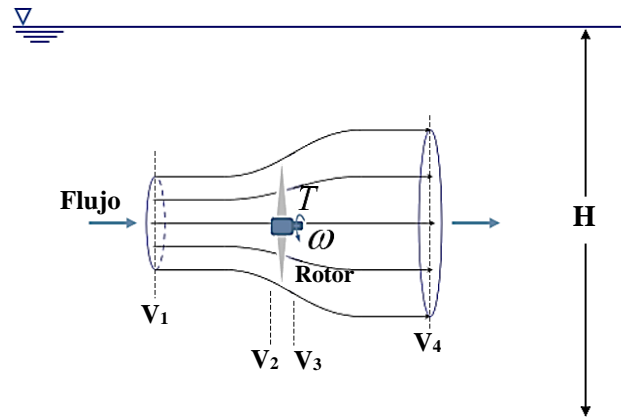
**Tabla 2-1:** Parámetros de diseño de la turbina hidrocínética de eje horizontal.

Símbolo	Parámetro	Magnitud	Unidades
$P$	Potencia	912	W
$\rho$	Densidad del fluido, agua	997	kg/m <sup>3</sup>
$V$	Velocidad del fluido	1.5	m/s
$C_p \eta$	Eficiencia de la corriente de agua	31	%
$R$	Radio medido desde el centro del rotor hasta la punta del álabe	0.75	m

▪ **Diseño del álabe de la turbina hidrocínética**

Para analizar el comportamiento hidrodinámico de turbinas hidrocínéticas se parte de la teoría del disco actuador, descrito con anterioridad de forma general en la sección del marco teórico, en la cual la turbina es sustituida por un disco circular a través del cual fluye la corriente de agua con una velocidad  $V_1$ , presentándose debido a esto una caída de presión de la posición 2 a la posición 3 como se muestra en la Figura 2-5. Esta teoría a su vez se encuentra idealizada, por lo cual considera que no hay resistencia por fricción, un flujo homogéneo de flujo estable, incompresible, con un empuje por unidad de área sobre el disco y un número infinito de álabes.

**Figura 2-5:** Modelo del disco actuador, donde  $V$  indica la velocidad media del flujo y 1, 2, 3 y 4 las posiciones.



En el análisis de la teoría del disco actuador, se adopta un volumen de control en el que las fronteras son áreas con dos secciones transversales en forma de tubo. Por lo cual, para analizar este volumen de control se toman en consideración cuatro regiones: (1) Región de flujo libre; (2) Aguas arriba de los álabes; (3) Aguas abajo de los álabes; y (4) Región de la estela.

Al aplicarse la ecuación de conservación de momento lineal sobre ambos lados del disco actuador, puede hallarse la fuerza neta al interior del volumen de control, la cual es igual y opuesta a la fuerza de empuje,  $I$ , que ejerce el agua sobre la turbina. Este empuje es a su vez igual y tiene sentido contrario al cambio en el momento de la corriente de agua. Esta fuerza de empuje para un flujo en estado estable, considerando la continuidad del flujo de masa, puede ser calculado a partir de la ecuación (2.10).

$$I = \dot{m}_1(V_1 - V_4) = \dot{m}_2(V_1 - V_4) = \rho A_2 V_2 (V_1 - V_4) \quad (2.10)$$

Esta fuerza de empuje puede ser expresada también como la suma de las fuerzas en cada lado del disco actuador, como se presenta en la ecuación (2.11).

$$I = A_2(P_2 - P_3) \quad (2.11)$$

Como el empuje es positivo, la velocidad aguas abajo del rotor,  $V_4$ , es inferior a la velocidad de flujo libre,  $V_1$ , y debido a que se considera un flujo sin fricción, donde no hay trabajo ni transferencia de energía, la ecuación de Bernoulli puede ser aplicada en ambos lados del rotor. Por lo cual, si se aplica la conservación de la energía empleando Bernoulli entre las regiones 1 y 2, luego entre 3 y 4, y son posteriormente combinadas, puede calcularse la caída de presión entre la región 2 y 3 ( $P_2 - P_3$ ), como se muestra en la ecuación (2.12).

$$(P_2 - P_3) = \frac{1}{2} \rho (V_1^2 - V_4^2) \quad (2.12)$$

Al igualar las ecuaciones (2.10) y (2.11), y sustituirlas luego en la ecuación (2.12), se obtiene:

$$V_2 = \frac{V_1 + V_4}{2} \quad (2.13)$$

Usando el modelo simple, la velocidad del agua en el plano del rotor es el promedio entre las velocidades de la corriente del fluido aguas arriba y aguas abajo del mismo, por lo cual, si se establece el factor de inducción axial,  $a$ , como la disminución fraccional entre la velocidad libre del flujo y el plano del rotor, se obtiene que:

$$a = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \quad (2.14)$$

Al sustituir la ecuación (2.14) en la ecuación (2.13), se encuentra que:

$$V_2 = V_1(1-a) \quad (2.15)$$

$$V_4 = V_1(1-2a) \quad (2.16)$$

Debido a que la potencia capturada por el rotor de una turbina hidrocínética,  $P$ , es igual a la fuerza de empuje por la velocidad en el disco actuador, puede ser calculada a partir de la ecuación (2.17).

$$P = \rho A_2 V_2 (V_1 - V_4) V_2 \quad (2.17)$$

Al sustituir las ecuaciones (2.15) y (2.16) en la ecuación (2.17) se obtiene que:

$$P = \rho A_2 V_1^3 a(1-a)^2 \quad (2.18)$$

Igualando los valores de la potencia de las ecuaciones (2.8) y (2.18), se obtiene:

$$C_p = \frac{4a(1-a)^2}{\eta} \quad (2.19)$$

El efecto de rotación de la estela debe ser considerado con el fin de obtener unos resultados más precisos, por lo cual para describir este efecto es necesario hacer dos suposiciones: Un flujo completamente axial y no rotacional aguas arriba de la turbina y un flujo en rotación a una velocidad angular aguas abajo de la misma. Por lo cual, considerando un flujo tangencial detrás del rotor, se establece el factor de inducción angular,  $a'$ :

$$a' = \frac{\Omega}{2\omega} \quad (2.20)$$

Donde  $\Omega$  es la velocidad angular inducida al flujo y  $\omega$  la velocidad angular del rotor.

Considerando un flujo que pasa a través de un anillo de radio  $r$  y área  $2\pi r dr$  puede calcularse la fuerza de empuje y el torque, a partir de las ecuaciones (2.21) y (2.22).

$$dI = 4a'(1+a') \frac{1}{2} \rho \omega^2 2\pi r^2 dr \quad (2.21)$$

$$dT = 4a'(1+a') \frac{1}{2} \rho V_1 \omega r^2 2\pi r^2 dr \quad (2.22)$$

El empuje que pasa a través de una sección transversal anular puede ser calculado a partir de la ecuación (2.23), en la cual se utiliza el factor de inducción axial.

$$dI = 4a(1-a) \frac{1}{2} \rho V_1^2 2\pi r dr \quad (2.23)$$

Igualando las ecuaciones (2.21) (2.23) se obtiene la relación entre el factor de inducción axial y angular, la cual es presentada en la ecuación (2.24):

$$\lambda_r^2 = \frac{a(1-a)}{a'(1+a)} \quad (2.24)$$

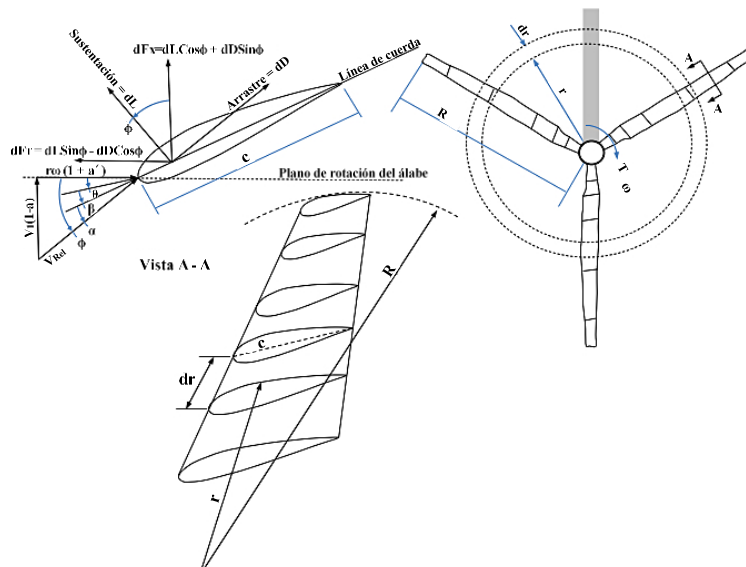
Donde  $\lambda_r$  es la relación de la velocidad local en la punta del ábabe, definida como:

$$\lambda_r = \frac{\omega r}{V_1} = \lambda \frac{r}{R} \quad (2.25)$$

Otro método muy utilizado en el diseño de este tipo de turbinas, como se planteó en la sección del marco teórico, es la teoría BEM, la cual es muy útil para establecer ecuaciones que permitan calcular la fuerza de empuje experimentada y el torque generado por la turbina. La base de esta teoría radica en el análisis de la fuerza hidrodinámica que es aplicada sobre el elemento radial del ábabe de longitud infinitesimal. La Figura 2-6 presenta la sección transversal en corte del ábabe, donde se muestra también la fuerza aerodinámica que actúa sobre el elemento del ábabe.

El elemento del ábabe se desplaza con una velocidad relativa  $V_{Rel}$  a través de la corriente de agua, donde el flujo que rodea el ábabe comienza desde el elemento de la raíz del ábabe y va avanzando hacia la punta de este. Durante este proceso, se consideran nuevamente las dos suposiciones planteadas anteriormente de un flujo completamente axial y no rotacional aguas arriba del ábabe, el cual a su paso por la turbina cambia su comportamiento, lo cual genera un flujo rotacional con una velocidad angular,  $\Omega$ , a la salida del ábabe. El flujo rotacional promedio sobre el ábabe debido a la rotación de la estela está dado por  $\Omega/2$ , y dado a que este se encuentra rotando a una velocidad angular  $\omega$ , la velocidad tangencial promedio generada sobre el ábabe es  $\omega r + \frac{1}{2}\Omega r$ .

**Figura 2-6:** Modelo del elemento del ábabe (BEM, por sus siglas en inglés) [23].





Como se muestra en la Figura 2-6 el método BEM permite dividir el álabe en  $N$  elementos, los cuales experimentarán una ligera diferencia de flujo, siempre y cuando, tengan diferentes longitudes de cuerda,  $C$ , ya que esto generará que tengan velocidades tangenciales ( $\omega r$ ) distintas. Alrededor del elemento del álabe se presenta un diferencial de presión originado por el flujo de agua, lo genera una fuerza perpendicular a la dirección de la corriente del agua, más conocida como fuerza de sustentación ( $dL$ ), además de producirse una fuerza de arrastre ( $dD$ ) en la misma dirección del flujo debido a la fuerza de fricción viscosa en la superficie del perfil del álabe. Estas fuerzas pueden ser calculadas a partir de la determinación de los coeficientes de sustentación ( $C_L$ ) y arrastre ( $C_D$ ), como se presenta en las ecuaciones (2.26) y (2.27).

$$dL = C_L \frac{1}{2} \rho V_{Rel}^2 C dr \quad (2.26)$$

$$dD = C_D \frac{1}{2} \rho V_{Rel}^2 C dr \quad (2.27)$$

Estos coeficientes, dependen del tipo de perfil hidrodinámico utilizado para el diseño del álabe de la turbina, además de su ángulo de ataque  $\alpha$ , que es el ángulo que se forma entre la línea de la cuerda y la velocidad relativa de la corriente de agua. La Figura 2-6 muestra que al implementar la teoría BEM puede obtenerse en una de las secciones del álabe el ángulo de la velocidad relativa del flujo,  $\phi$ , el cual está conformado por el ángulo de ataque,  $\alpha$ , el ángulo de paso,  $\theta$ , y el ángulo de giro,  $\beta$ , como se presenta en la ecuación (2.28).

$$\phi = \alpha + \theta + \beta \quad (2.28)$$

Ecuación de la cual, se considera que el ángulo de paso,  $\theta$ , es igual a  $0^\circ$  por presentar el máximo coeficiente de potencia, acorde a lo establecido en la Figura 2-4. Por lo cual, la ecuación puede reestructurarse de la siguiente manera:

$$\phi = \alpha + \beta \quad (2.29)$$

De la Figura 2-6 puede establecerse también que:

$$\text{Tan } \phi = \frac{V_1(1-a)}{\omega r(1+a')} \quad (2.30)$$

Ecuación en la cual puede hacerse la sustitución de la ecuación (2.25), obteniendo:

$$\text{Tan } \phi = \frac{(1-a)}{\lambda_r(1+a')} \quad (2.31)$$

De igual manera, en la Figura 2-6 se observa que la velocidad relativa del agua puede calcularse a partir de la velocidad del fluido, la fracción de inducción axial y el ángulo de la velocidad relativa, como se presenta en la ecuación (2.32) y (2.33).

$$V_{Rel} = \frac{V_1(1-a)}{\sin \phi} \quad (2.32)$$

$$V_{Rel} = \frac{\omega r(1+a)}{\cos \phi} \quad (2.33)$$

Por su parte, las fuerzas de sustentación y arrastre pueden descomponerse en dos componentes, una fuerza normal ( $dF_N$ ) al plano de rotación que ayuda con el empuje, y una fuerza tangencial ( $dF_T$ ) al círculo barrido por el rotor que se encarga de producir el torque. Por lo cual, el torque,  $dT$ , en el rotor de una turbina hidrocínética con una cantidad  $B$  de álabes, puede ser obtenido mediante la multiplicación de la fuerza tangencial y el radio de la turbina.

$$dF_N = dL \cos \phi + dD \sin \phi = \frac{1}{2} (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) \rho V_{Rel}^2 C dr \quad (2.34)$$

$$dF_T = dL \sin \phi - dD \cos \phi = \frac{1}{2} (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) \rho V_{Rel}^2 C dr \quad (2.35)$$

$$dI = B \frac{1}{2} (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) \rho V_{Rel}^2 C dr \quad (2.36)$$

$$dT = B \frac{1}{2} (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) \rho V_{Rel}^2 C r dr \quad (2.37)$$

De esta manera, al multiplicar este torque (ecuación (2.37)) con la velocidad angular, puede calcularse la potencia generada por la turbina,  $dP$ , como se presenta en la ecuación (2.38).

$$dP = B \omega \frac{1}{2} (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) \rho V_{Rel}^2 C r dr \quad (2.38)$$

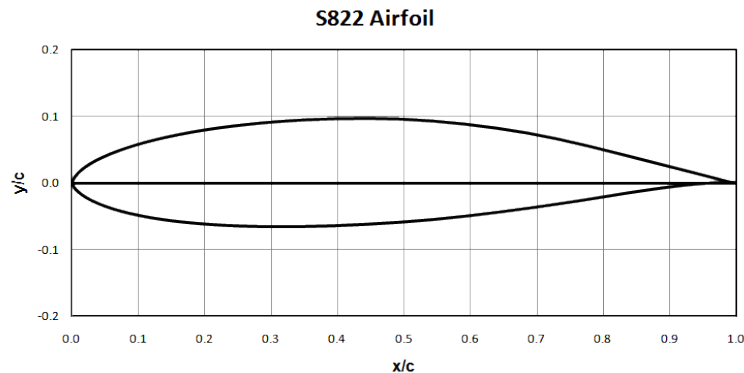
Obteniéndose finalmente la longitud de la cuerda,  $C$ , del perfil del álabe de la turbina al igualar las ecuaciones (2.22) y (2.37) [23].

$$C = \frac{8a'r\lambda_r\pi \sin^2 \phi}{(C_L \sin \phi - C_D \cos \phi)B(1-a)} \quad (2.39)$$

## ▪ Determinación del perfil hidrodinámico de los álabes de la turbina

Un factor importante en el diseño de turbinas es la selección del perfil hidrodinámico de los álabes, ya que de este dependerá en gran medida el comportamiento del fluido a su paso por la turbina. Para llevar a cabo la selección del perfil a utilizar, se tuvieron en cuenta los perfiles utilizados por otros autores y las razones del porqué de su selección, por lo cual se decidió trabajar con el perfil NREL S822 utilizado por Anyi y Kirke, y Chica et al., que presenta varias ventajas con relación a los perfiles NACA convencionales, siendo la primera de ellas, la baja sensibilidad a la rugosidad que mejora la captura de energía en corrientes con sólidos en suspensión, convirtiéndolo en un perfil con características de alta resistencia a la suciedad, lo cual representa un factor significativo al tratarse de ríos colombianos que particularmente presentan altos niveles de contaminación [23], [33]. La segunda razón de esta elección es el incremento del espesor de las secciones desde la raíz a la punta del álabes, lo cual aumenta la rigidez y la resistencia a la fatiga, disminuyendo también el peso y el costo de fabricación [23]; además de ser un perfil hidrodinámico poco estudiado en el campo de las turbinas hidrocinéticas. Una vez definido el perfil hidrodinámico se utilizaron las coordenadas ofrecidas en la página web de sus desarrolladores [54], las cuales están dadas en términos del sistema de coordenadas de dos dimensiones (X, Y) y la longitud de la cuerda del perfil,  $C$  (Figura 2-7), por lo cual se hace necesario realizar el cálculo de la misma.

**Figura 2-7:** Gráfico y coordenadas del perfil hidrodinámico NREL S822 [55].



Una vez establecidos el radio de la turbina y el perfil hidrodinámico de los álabes, el paso siguiente es determinar la distribución de la longitud de la cuerda ( $C$ ) y el ángulo de torsión ( $\beta$ ) a lo largo del álabes. Para lo cual se requiere calcular los parámetros  $\omega$ ,  $B$ ,  $\lambda_r$ ,  $C_L$ ,  $C_D$ ,  $a$ ,  $a'$  y  $\phi$ , que conforman la ecuación (2.39). La cantidad de álabes establecido para el diseño de la turbina hidrocinética de eje horizontal de este trabajo es de tres ( $B = 3$ ), lo cual fue establecido acorde a la literatura [23], [33], [56], bajo el planteamiento de tres razones principales donde la utilización de una turbina de tres álabes con relación a una turbina de dos álabes permite: (1) una mayor eficiencia; (2) un torque de salida más uniforme, proporcionando un suministro de corriente y voltaje eléctrico más estable; y (3) una disminución de las cargas fluctuantes debido a las variaciones inerciales. Para los coeficientes de arrastre ( $C_D = 0.009$ ) y sustentación ( $C_L = 0.8$ ), así como el ángulo de ataque ( $\alpha = 5^\circ$ ) del perfil, se establecieron los valores planteados en los trabajos de Anyi y Kirke, y Chica et al., [23], [33], debido a que tanto el perfil hidrodinámico como las condiciones del entorno de operación de la turbina son similares. Aclarando que ambos coeficientes y el ángulo de ataque, pueden ser también determinados a partir de la información suministrada en la página web de los desarrolladores del perfil. Al emplear la ecuación (2.19), considerando un  $C_p$  de 0.4382 y una

eficiencia ( $\eta$ ) del 70 % establecidos anteriormente en esta sección, se obtiene para  $a$  un valor de 0.15254. Del mismo modo, utilizando las ecuaciones (2.5), (2.25), (2.33) y (2.31), se calculan los valores de  $\omega$ ,  $\lambda_r$ ,  $a'$  y  $\phi$ , los cuales se presentan en la Tabla 2-2.

Una vez establecidos los valores de estos parámetros, puede calcularse la longitud de la cuerda,  $C$  y el ángulo de torsión,  $\beta$  para cada sección  $r$  a lo largo del álabe de la turbina, a partir de las ecuaciones (2.39) y (2.29), respectivamente. Para obtener la longitud del álabe se restó del radio total  $R$  de la turbina las dimensiones del cubo ( $r_{Cubo} = 0.125$ ) y una longitud del eje que conecta el cubo con el álabe de 0.013 m, para una distancia total de 0.138 m, la cual fue considerada posteriormente como medida de desplazamiento para dar inicio al perfil de la raíz del álabe al momento de ser seccionado. Después de ello, se dividió la longitud del álabe en diez (10) segmentos equidistantemente espaciados a 0.0612 m, donde las secciones son representadas desde la más cercana a la raíz del álabe como  $r_1$  hasta la punta del mismo como  $r_{10}$ . Finalmente, la longitud de cuerda ( $C$ ) de cada sección fue multiplicada por las coordenadas adimensionales del perfil NREL S822, extraídas como se especificó anteriormente, de la página oficial de sus desarrolladores. Pese a esto, se consideró que los valores hallados de las longitudes de las cuerdas eran muy pequeños, lo cual podría influir de forma negativa en la fabricación de los álabes, generando además elevados niveles de esfuerzo sobre la raíz de los mismos, por lo que se decidió utilizar un factor de escala de 3.8 sobre estos valores, a fin de garantizar su integridad estructural. En la Tabla 2-2 se presentan los valores de los parámetros requeridos para determinar la longitud de la cuerda ( $C$ ) y el ángulo de torsión ( $\beta$ ), para cada una de las secciones que conforman el álabe de la turbina hidrocínética.

**Tabla 2-2:** Determinación de la longitud de cuerda ( $C$ ) y el ángulo de torsión ( $\beta$ ) para las secciones del álabe de la turbina hidrocínética de eje horizontal.

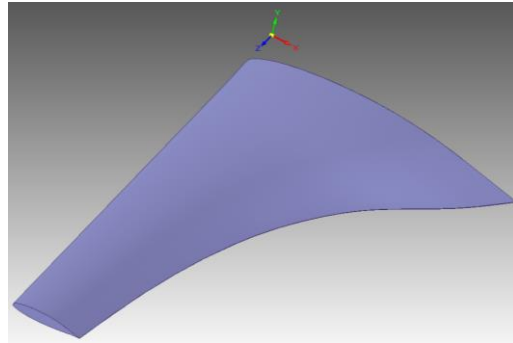
Parámetros de diseño							
Potencia de diseño, $P$ [W]	Densidad del fluido, $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Velocidad del agua, $V_1$ [m/s]	Coefficiente de potencia, $C_P$	Eficiencia, $\eta$	Número de álabes, $B$	Coefficiente de sustentación, $C_L$	Coefficiente de arrastre, $C_D$
912	997	1.5	0.4382	0.7	3	0.8	0.009
Relación de velocidad de punta, $\lambda$	Ángulo de ataque, $\alpha$	Factor de inducción axial, $a$ Ec. (2.19)		Velocidad angular, $\omega$ [rad/s] Ec. (2.5)	Radio del rotor, $R$ [m] Ec. (2.9)	$\Delta r$	
6.325	5°	1.291	0.153	0.556	12.566	0.750	0.0612
Parámetros calculados							
Sección No.	Elemento de álabe, $r$ [m]	$\lambda_r$ Ec. (2.25)	Factor de inducción angular, $a'$ Ec. (2.24)	Ángulo de la velocidad relativa, $\phi$ [rad] Ec. (2.31)	Ángulo de la velocidad relativa, $\phi$ [grados]	Ángulo de torsión, $\beta$ Ec. (2.29)	Longitud de la cuerda, $C$ [m] Ec. (2.39) Escalada a 3.8
1	0.199	1.680	0.0439	0.45	25.8	20.8	0.307
2	0.260	2.196	0.0261	0.36	20.6	15.6	0.255
3	0.322	2.712	0.0173	0.30	17.1	12.1	0.216
4	0.383	3.228	0.0123	0.25	14.5	9.5	0.187
5	0.444	3.744	0.0091	0.22	12.6	7.6	0.164
6	0.505	4.261	0.0071	0.20	11.2	6.2	0.147
7	0.566	4.777	0.0056	0.17	10.0	5.0	0.133
8	0.628	5.293	0.0046	0.16	9.1	4.1	0.121
9	0.689	5.809	0.0038	0.14	8.3	3.3	0.112
10	0.750	6.325	0.0032	0.13	7.6	2.6	0.104

### 2.1.3 Diseño de detalle de la turbina hidrocínética de eje horizontal

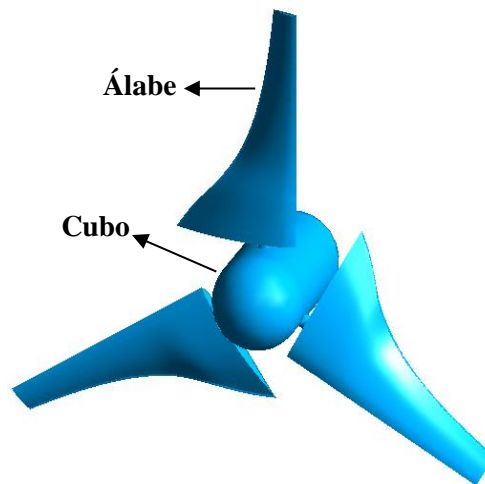
Se utilizó el programa Excel® para realizar el procesamiento de datos y generar los puntos de coordenadas para las diez (10) secciones del álabe, usando para ello las coordenadas del perfil hidrodinámico seleccionado y el valor de la longitud de la cuerda de cada uno de los segmentos (Tabla 2-2). Posteriormente se empleó el programa NX® V.10.0 de Siemens para llevar a cabo la elaboración de modelo tridimensional de la turbina, en el cual se generaron principalmente diez (10) planos, ubicados equidistantemente cada 0.0612 m, acorde a la ubicación establecida para cada sección, destinados a la elaboración de las curvas generadas a partir de la proyección de los puntos de coordenadas, arrojados para el perfil hidrodinámico de cada sección. Se generó un redondeo sobre el borde de salida del perfil hidrodinámico de cada sección, utilizando para ello un círculo tangente a las líneas de terminación, para garantizar la homogenización de los perfiles. Este redondeo contribuye a la disminución de costos computacionales, especialmente a la hora de realizar el proceso de mallado del modelo tridimensional, por tratarse de un espacio reducido con alta angulosidad, ya que, de no suavizarse, se convierte en uno de los principales causantes de error, dada la mala adaptación que pueden presentar los elementos de malla en esta zona. Posteriormente, las curvas generadas de los perfiles hidrodinámicos de cada sección fueron unidas una a una por medio de la herramienta de superficies del programa CAD, aplicando después de ello la herramienta de bucle cerrado para tapar las extremidades del álabe, generando finalmente la unión y solidificación de las

superficies, obteniendo de esta manera el modelo computacional del álabe de la turbina (Figura 2-8). Se aplicó un arreglo o patrón circular para obtener los tres álabes de la turbina espacialmente ubicados a  $120^\circ$  uno con respecto al otro y se generó un cubo o eje en el centro de los mismos con un diámetro de 0.25 m. Como resultado se obtuvo el modelo 3D de la turbina hidrocínética de eje horizontal objeto de estudio (Figura 2-9).

**Figura 2-8:** Modelo tridimensional del álabe de la turbina hidrocínética de eje horizontal.



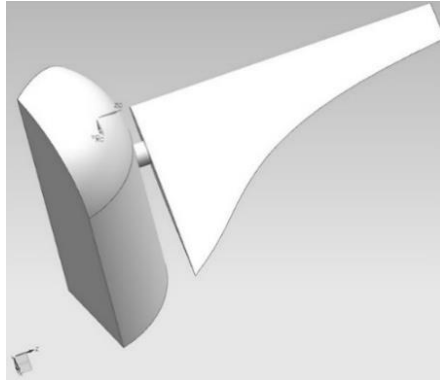
**Figura 2-9:** Modelo tridimensional de la turbina hidrocínética de eje horizontal objeto de estudio, constituida por un eje (o cubo) y tres álabes con ángulo de ataque de 5 grados.



#### ▪ **Simplificación geométrica del modelo tridimensional de la turbina sin difusor**

Dada la simetría presentada por la turbina hidrocínética, se realizó una reducción geométrica a un tercio de la misma empleando el programa NX10.0®, quedando constituida por uno de los álabes y una sección del cubo (Figura 2-10), acorde al trabajo realizado por Kim et al. [57], reduciendo de esta manera los costos computacionales, al aprovechar que el módulo de simulación de ANSYS permite realizar un análisis bajo estas condiciones. Esta simplificación fue tomada en cuenta solo para la simulación de la turbina sin difusor, dada la complejidad y la variación presentada en el comportamiento del fluido a su paso por la turbina al implementar estos dispositivos.

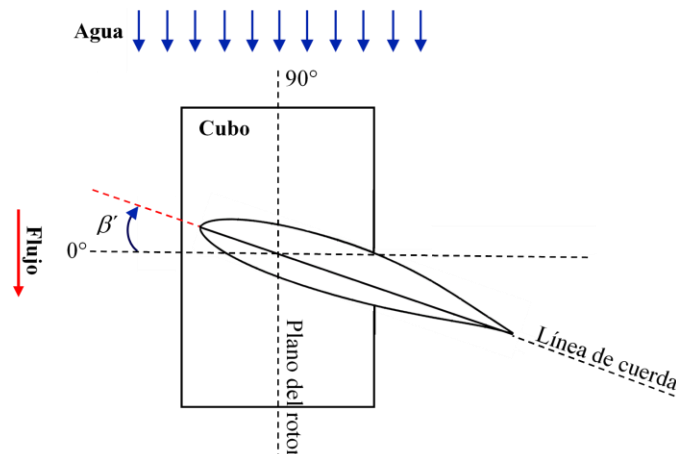
**Figura 2-10:** Modelo tridimensional preliminar simplificado a un tercio de la turbina hidrocinética de eje horizontal, constituida por un álabe y una sección del cubo, en el programa NX10.0®.



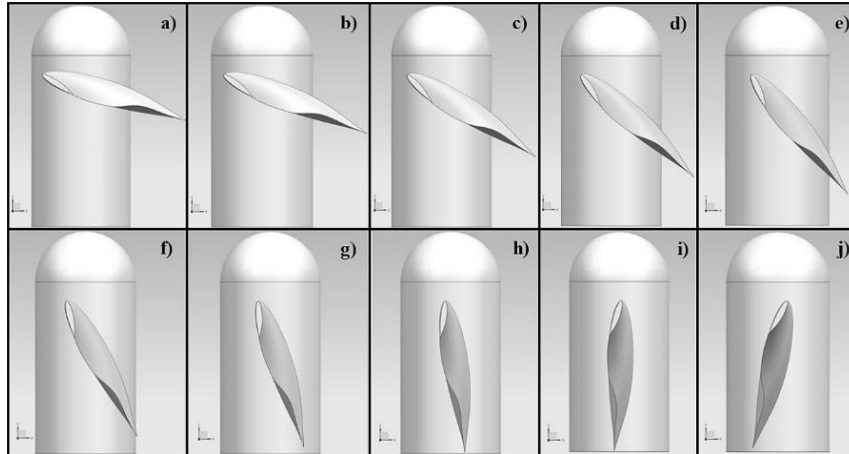
### ▪ Modelos tridimensionales de la turbina hidrocinética en función de la variación del ángulo de incidencia de los álabes

A fin de analizar la mejor posición de los álabes de la turbina con respecto a la corriente de agua, se realizó una variación del ángulo de incidencia de los álabes con respecto al eje horizontal del cubo (Figura 2-11). Este proceso fue llevado a cabo en el programa NX 10.0® de SIEMENS®, tomando como referencia el modelo preliminar simplificado (Figura 2-10), el cual por diseño se encuentra constituido por un ángulo de torsión ( $\beta$ ) de  $18^\circ$ , medidos entre la cuerda del perfil y el eje horizontal del cubo de la turbina. Por esta razón, el ángulo de incidencia de los álabes con respecto al eje horizontal, será denotado con el símbolo  $\beta'$ , por lo que tendrá un ángulo inicial de  $18^\circ$  y adoptará ángulos con valores entre 23 y 103 grados, con incrementos de  $10^\circ$  (Figura 2-12). La variación del ángulo de incidencia de los álabes respecto al fluido genera una modificación en los coeficientes de sustentación y arrastre. Estas geometrías fueron tenidas en cuenta solo para la simulación de la turbina sin difusor, buscando determinar el ángulo de incidencia con mejores prestaciones hidrodinámicas, a fin de establecer el modelo de mejor desempeño y realizar sobre este la adaptación de los difusores.

**Figura 2-11:** Esquema de variación del ángulo de incidencia ( $\beta'$ ) del álabe de la turbina



**Figura 2-12:** Modelos tridimensionales de la turbina hidrocínética con variación del ángulo de incidencia ( $\beta'$ ) generado entre la cuerda del perfil del álabe y el eje horizontal del cubo de la turbina, con valores de: a) 18°, b) 23°, c) 33°, d) 43°, e) 53°, f) 63°, g) 73°, h) 83°, i) 93° y j) 103°, en NX10.0® de Siemens.

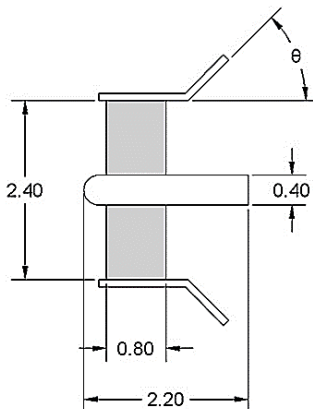


### 2.1.4 Modelo tridimensional de la turbina con difusor

#### ▪ Diseño de detalle de la primera configuración estructural del difusor

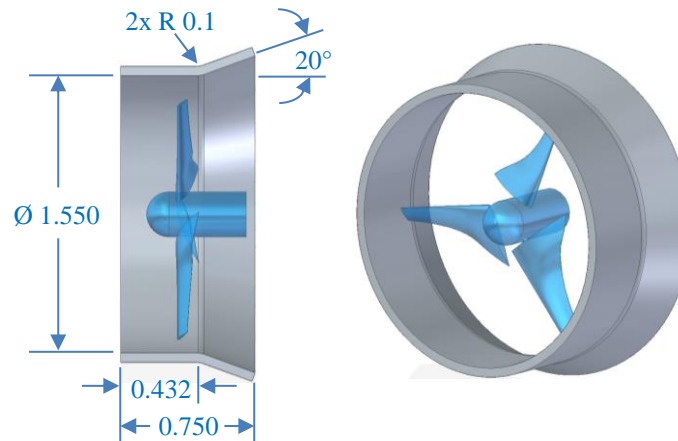
Para el diseño de la primera configuración geométrica del difusor se empleó la geometría propuesta por Gaden y Bibeau [6] (Figura 2-13), teniendo en cuenta que las dimensiones presentadas por éstos no concordaban con las medidas de la turbina analizada, haciéndose difícil poder conservar una proporción entre ambos modelos. Esta geometría del difusor fue seleccionada con el fin de analizar si esta configuración puede tener sobre la turbina analizada los efectos presentados por los autores en su estudio. Por tal razón, se tuvo en cuenta principalmente la forma del difusor y se respetó el ángulo de salida de 20° establecido por los autores como uno de los resultados más relevantes en su análisis. El modelo del primer difusor diseñado y sus dimensiones se presentan en la Figura 2-14.

**Figura 2-13:** Esquema de la geometría del difusor empleado por Gaden y Bibeau, que será tomado como referencia de estudio. Fuente: [6].





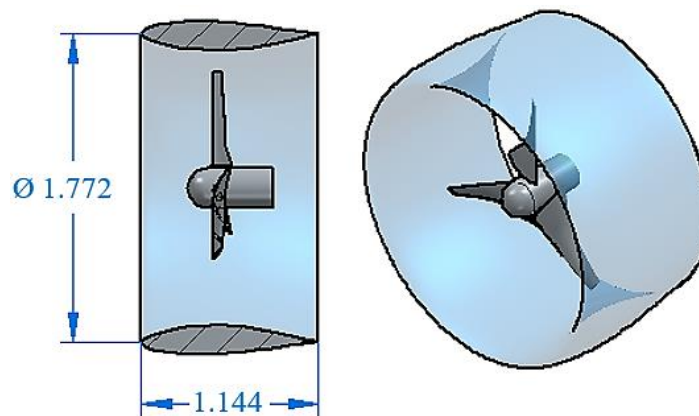
**Figura 2-14:** Forma y dimensiones del difusor (en metros) diseñado a partir del modelo propuesto por Gaden y Bibeau [6].



#### ▪ Diseño de detalle de la segunda configuración estructural del difusor

Para llevar a cabo el diseño de la segunda configuración geométrica del difusor, se implementó una carcasa perfilada empleando el perfil hidrodinámico NREL S822 utilizado previamente en el diseño de los álabes de la turbina hidrocínética, aplicando sobre el perfil de la sección de la raíz del álabe una escala de 3:1, garantizando que la turbina quedara dentro del difusor, a lo largo del mismo. El modelo del segundo difusor diseñado y sus dimensiones se presentan en la Figura 2-15.

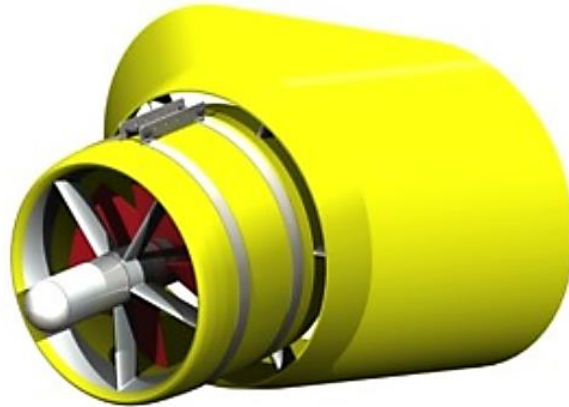
**Figura 2-15:** Forma y dimensiones del difusor perfilado (en metros) diseñado a partir del perfil hidrodinámico NREL S822.



#### ▪ Diseño de detalle de la tercera configuración estructural del difusor

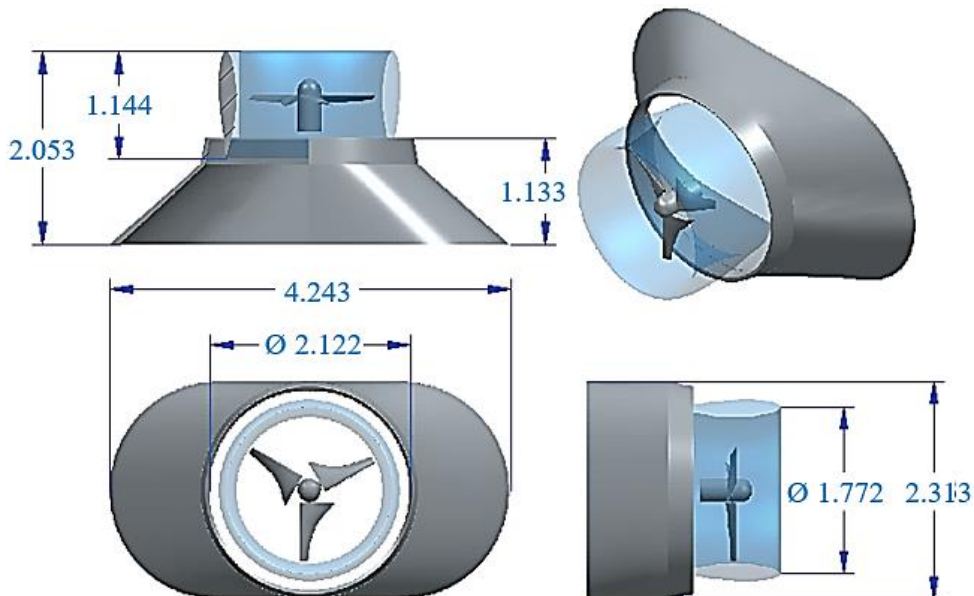
Para la tercera y última configuración geométrica del difusor, se empleó una geometría similar a la turbina hidrocínética de tercera generación (Figura 2-16) presentada en el estudio realizado por Els y Junior, [50], de la cual no se tienen las dimensiones geométricas dado a que se trata de un modelo patentado, pero que sirvió como base visual de referencia para desarrollar un difusor con dicha constitución.

**Figura 2-16:** Turbina hidrocínética de tercera generación que será tomada como referencia visual para la elaboración de uno de los difusores de estudio. Fuente: [50].



Este tercer y último difusor, está conformado por dos dispositivos acoplados, siendo el primero de ellos es una carcasa perfilada que rodea el rotor, que cumple también el rol de un primer difusor, el cual fue desarrollado a partir de los parámetros de diseño del segundo modelo de difusor propuesto anteriormente (Figura 2-15), a fin de analizar su desempeño en esta nueva configuración. El segundo mecanismo, es un difusor divergente que se encuentra acoplado a la salida de la carcasa. El modelo del tercer difusor diseñado y sus dimensiones se presentan en la Figura 2-17.

**Figura 2-17:** Forma y dimensiones del difusor (en metros) de tercera generación diseñado a partir del modelo de referencia presentado por *Els y Junior* [50].



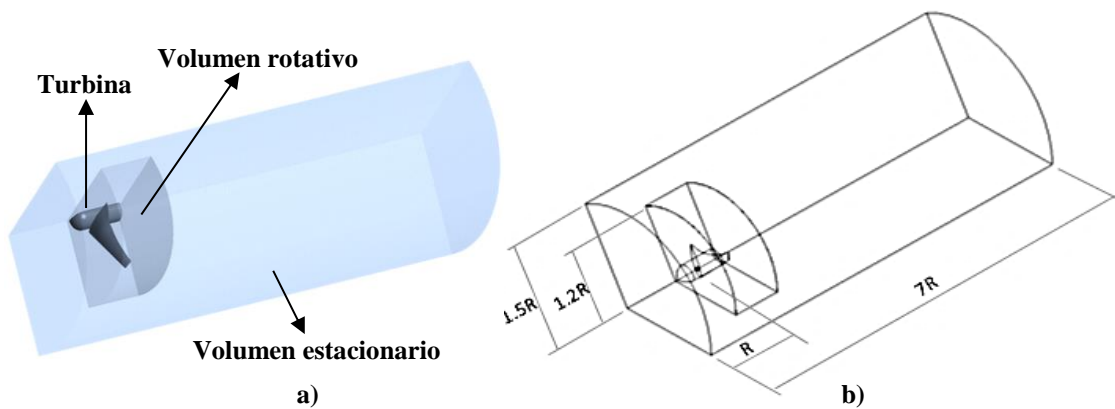
## 2.2 Segunda fase

Para contrastar el diseño hidráulico de la turbina hidrocínética de eje horizontal, con y sin difusor, mediante simulaciones fluidodinámicas en un software CFD, se desarrollan los pasos planteados a continuación.

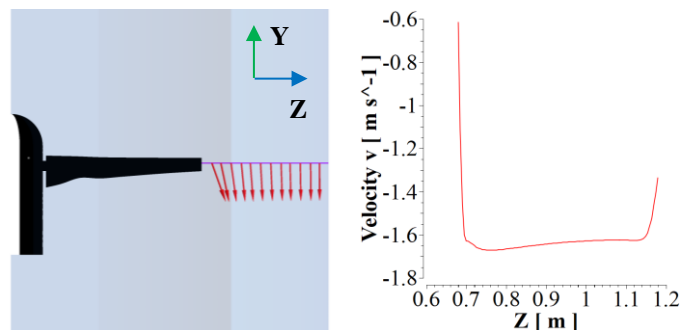
### 2.2.1 Acondicionamiento de los modelos tridimensionales de la turbina hidrocínética sin difusor previo al análisis fluidodinámico

Se generó el volumen de fluido en el cual se encuentra sumergida la turbina, requerido para llevar a cabo el análisis hidrodinámico, el cual está constituido por dos cuerpos, siendo el primero de ellos denominado como un volumen rotativo que encierra la turbina hidrocínética, y otro definido como un volumen estacionario que representa el entorno donde se encuentra sumergida la turbina (Figura 2-18a), establecidos conforme a los trabajos realizados por Chica et al., W Chris Schleicher et al., y Subhra Mukherji et al. [23], [37], [41]. Ambos fueron elaborados en función del radio de la turbina. Para la elaboración del volumen de fluido exterior se garantizó que los efectos de pared no inciden sobre el perfil hidrodinámico del fluido, por lo cual se estableció una distancia de  $1 R$  en sentido longitudinal aguas arriba de la turbina (Figura 2-18b), acorde a lo establecido por Kolekar y Banerjee, [42] y  $0.5 R$  en sentido radial conforme se muestra en la Figura 2-19.

**Figura 2-18:** Volúmenes de fluido y sus dimensiones en función del radio  $R$  del rotor, donde se encuentra sumergida la turbina hidrocínética de eje horizontal sin difusor.

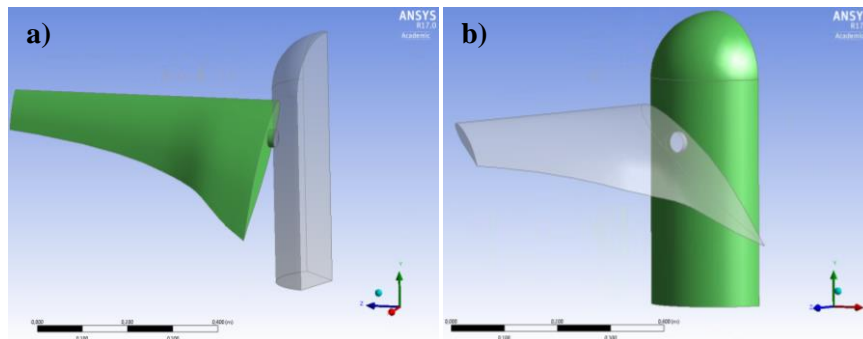


**Figura 2-19:** Incidencia de los efectos de pared en el perfil hidrodinámico del álabe de la turbina.

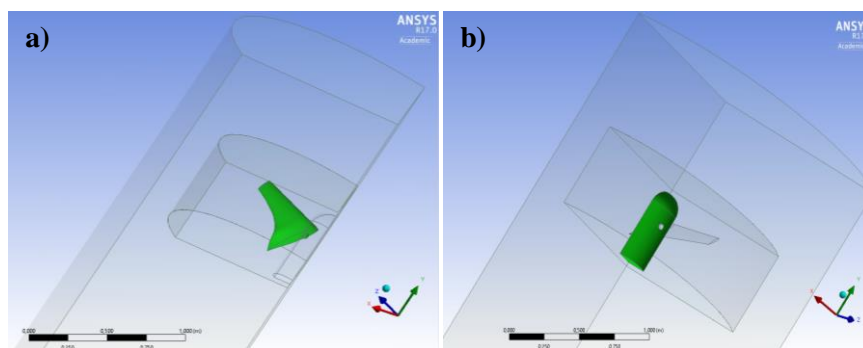


Los volúmenes de fluido de las diez (10) geometrías de la turbina hidrocínética con variación del ángulo de incidencia ( $\beta'$ ), sin difusor, fueron exportadas al programa ANSYS®, donde se utilizó el módulo de geometría (*Geometry*) para realizar las operaciones booleanas (de sustracción) y obtener el volumen interno y externo en el cual está sumergida la turbina, para ser configurados posteriormente de manera independiente como un volumen rotativo y estacionario, respectivamente. En el proceso se conservó el volumen sólido de la turbina hidrocínética para ser utilizado luego en simulación conjunta con el módulo de análisis de elementos finitos. Se utilizó la herramienta Formar Nueva Parte (*Form New Part*) para agrupar los volúmenes y facilitar la distribución de los elementos en el proceso de mallado. Se definieron y nombraron algunas zonas de interés para facilitar la asignación de condiciones de frontera en el entorno de configuración de la simulación, tal y como se muestra de la Figura 2-20 a la Figura 2-26.

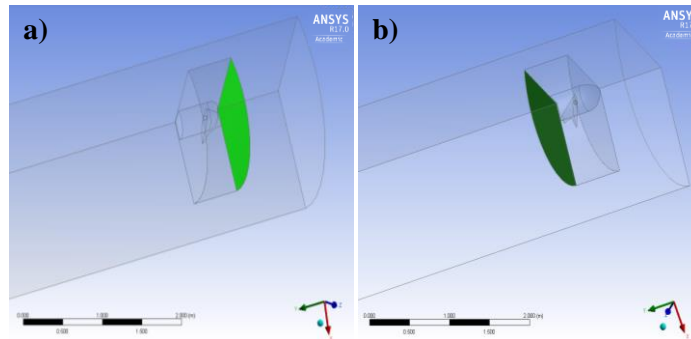
**Figura 2-20:** Definición de las fronteras (resaltadas con color verde) del volumen sólido de la turbina: a) álabe y b) cubo o eje, establecidas como un sólido en Static Structural de ANSYS®



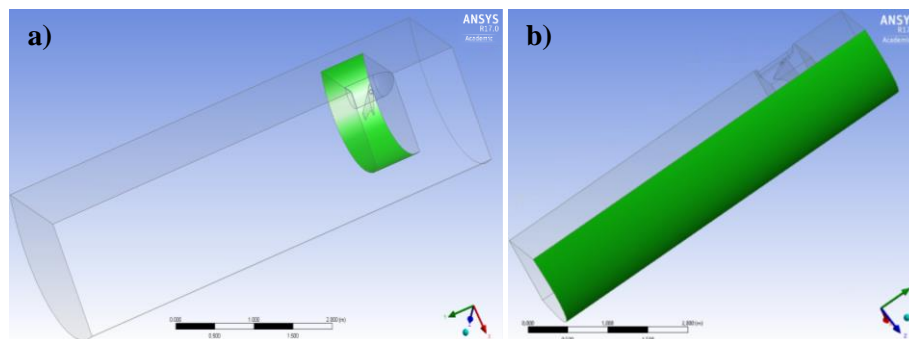
**Figura 2-21:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido interno de la turbina, donde las superficies están en contacto con: a) el álabe y b) el cubo, establecidas como pared en CFX de ANSYS®



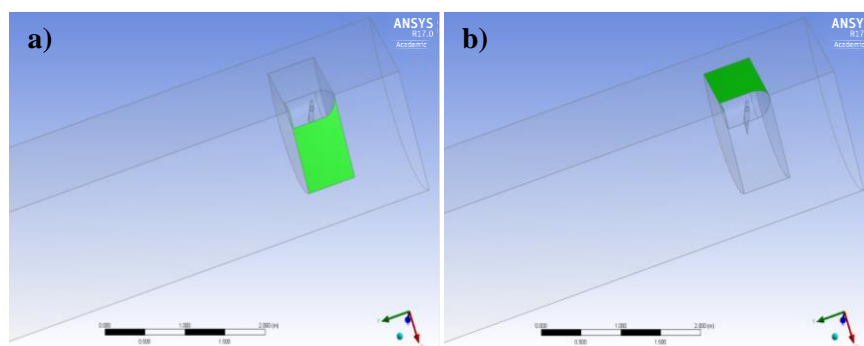
**Figura 2-22:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina, donde interactúan las paredes del fluido interno y externo: a) superior y b) inferior, establecidas como interfase en CFX de ANSYS®



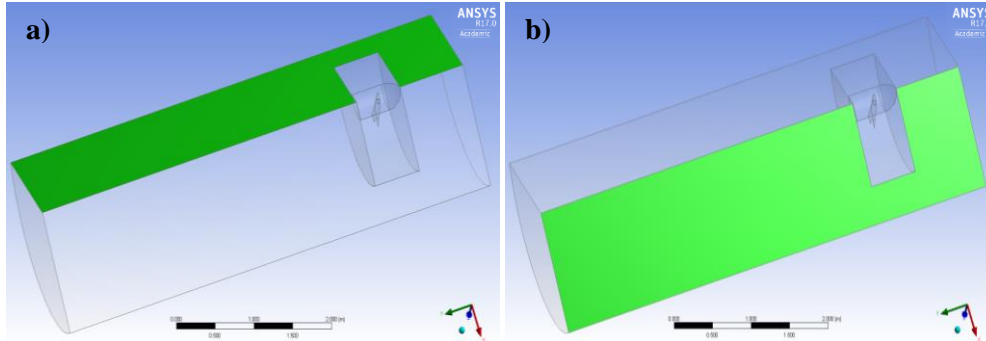
**Figura 2-23:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina: a) paredes intermedias donde interactúan el fluido interno y externo y b) pared exterior del fluido externo, establecidas respectivamente como interfase y pared en CFX de ANSYS®



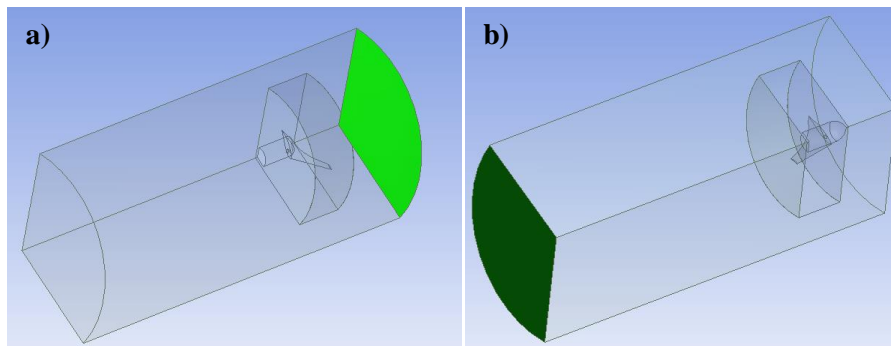
**Figura 2-24:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido interno de la turbina en la sección simétrica: a) izquierda y b) derecha, establecidas como periódicas en CFX de ANSYS®



**Figura 2-25:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido externo de la turbina en la sección simétrica: a) izquierda y b) derecha, establecidas como periódicas en CFX de ANSYS®



**Figura 2-26:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido externo aguas arriba y aguas abajo de la turbina, determinadas como: a) entrada y b) salida, establecidas como entrada y frontera abierta, respectivamente en CFX de ANSYS®

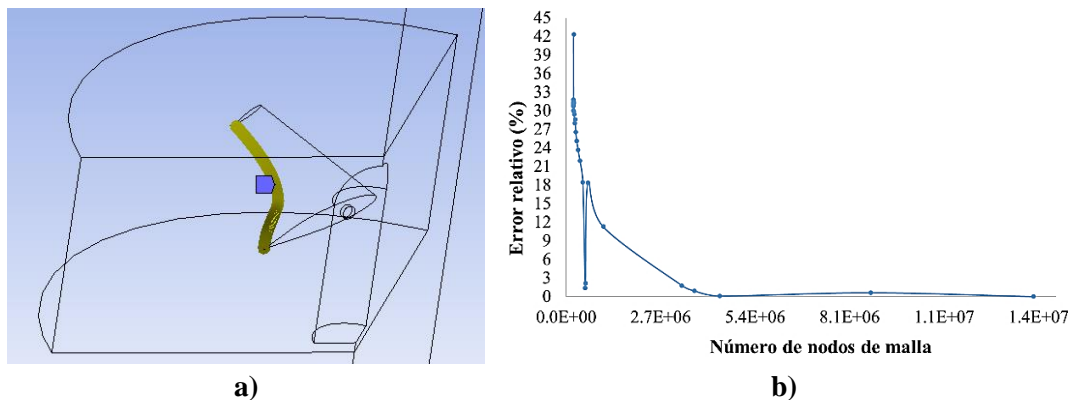


### ▪ Proceso de mallado de los modelos tridimensionales de la turbina hidrocínética sin difusor

Los volúmenes de fluido de las diez geometrías de la turbina hidrocínética con variación del ángulo de incidencia, sin difusor, fueron llevados al módulo de mallado (*Mesh*) de ANSYS®, donde inicialmente se suprimió el cuerpo sólido de la turbina que había sido conservado en el módulo de geometría (*Geometry*), por no ser requerido en el análisis fluidodinámico. El proceso de mallado se llevó a cabo partiendo del establecimiento de la física a resolver, siendo en este caso CFD con el solucionador CFX® de preferencia para realizar este tipo de análisis en turbomaquinaria por presentar una interfaz más amigable, sin desconocer que Fluent® también puede ser utilizado para este fin. Se empleó para todos los modelos el método de dimensionamiento de malla (*Sizing*) especificando un tamaño máximo de 1 mm sobre los bordes de salida del perfil hidrodinámico del álabe de la turbina (Figura 2-27a). Esta medida fue tomada debido a la alta agudeza presentada en dicha región, ya que impide una adecuada distribución de los elementos de la malla, requiriendo una distribución más detallada de los mismos para poder alcanzar valores aceptables de las métricas de mallado. Se utiliza el parámetro de relevancia de malla que comprende un rango entre -100 y 100,

estableciendo inicialmente el valor mínimo posible, para realizar posteriormente de forma gradual, un estudio de malla que permita determinar la independencia de la misma en el análisis, es decir que los resultados presenten porcentajes de cambio inferiores al 4 % al momento de realizar variaciones en la cantidad de los elementos de malla utilizados. Además, se utilizaron los parámetros de tamaño mínimo (*Min Size*), máximo de cara (*Max Face Size*) y máximo del tetraedro (*Max Tet Size*) para generar dimensionamientos controlados y poder aumentar o disminuir la cantidad de los elementos de la malla. Se verificó que el mallado de cada modelo, pese a utilizar inicialmente mallas con baja resolución, arrojaran valores aceptables en las métricas de malla antes de proceder al módulo de simulación, especialmente en los parámetros de oblicuidad y calidad ortogonal, acorde a lo establecido en la sección 2.2.2. Por último, se establecieron como parámetros de entrada todos los factores mencionados en este proceso, a fin de controlar las dimensiones de los elementos de malla, y como parámetros de salida, la cantidad de nodos y elementos, además de los valores máximos, mínimos, promedio y de desviación estándar arrojados por la oblicuidad como métrica de malla. La solución del análisis hidrodinámico para la turbina hidrocínética se obtuvo utilizando una malla de  $1.34\text{E}+07$  nodos y  $7.83\text{E}+07$  elementos. Valores que fueron establecidos luego de realizar el respectivo estudio de independencia de la malla (Figura 2-27b), respetando que los resultados presentaran un error relativo inferior al 4 % al momento de realizar las variaciones en la cantidad de los nodos de malla utilizados.

**Figura 2-27:** Borde de salida del perfil hidrodinámico del álabe sobre el cual se aplicó un dimensionamiento de malla (*Sizing*) de 1 mm (a), y estudio de independencia de malla realizado para el análisis hidrodinámico de la turbina hidrocínética (b).

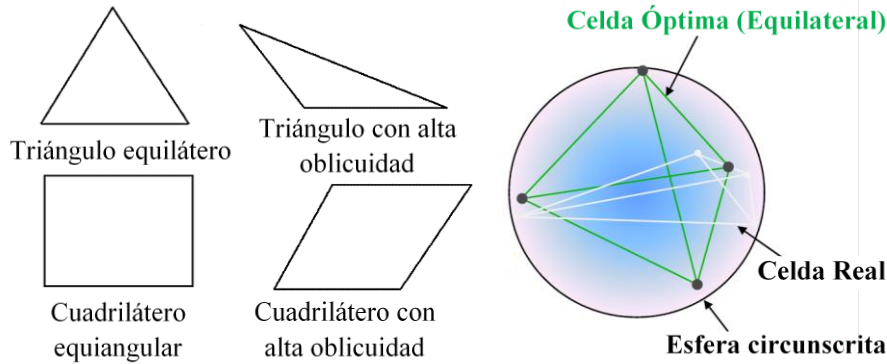


### 2.2.2 Chequeo de los parámetros de calidad de las métricas de malla

Se debe garantizar una buena calidad en el proceso de mallado, ya que de no hacerlo puede conllevar a que la simulación presente dificultades de convergencia o arroje soluciones difusas, por lo que debe tenerse en cuenta que las métricas de malla se encuentren dentro de los rangos establecidos, realizando modificaciones de malla de ser necesario para alcanzarlos o mejorarlos. En el módulo de mallado (*Mesh*) de ANSYS® pueden encontrarse las métricas de calidad del elemento: relación de aspecto, jacobiano, factor de distorsión, desviación paralela, máximo ángulo de esquina, oblicuidad, y calidad ortogonal, dentro de las cuales una de las más relevantes es la oblicuidad, debido a que determina qué tan cercana se encuentra la calidad de un elemento de malla a una cara o celda ideal de ser un triángulo equilátero o un cuadrado equiangular (Figura 2-28).



**Figura 2-28:** Oblicuidad: a) triángulos y cuadriláteros ideales y de alta oblicuidad; y b) definición de los parámetros de calidad de una celda tetraédrica. Adaptada de [58], [59].



Dentro de la sección de métricas entregadas por el módulo de mallado (*Mesh*) de ANSYS® se encuentra información de la cantidad de nodos y elementos de malla, así como criterios de calidad de cada una de las métricas nombradas anteriormente, arrojando el valor mínimo, máximo, promedio y de desviación estándar que permiten evaluar la calidad de la malla. La mayoría de los valores arrojados comprenden un rango entre 0 y 1, de los cuales puede definirse en términos de oblicuidad y calidad ortogonal (OQ), la calidad de la malla, por tratarse de dos parámetros de gran relevancia, encontrándose que la recomendación de calidad de malla comprendería el tener valores máximos menores a ( $<$ ) 0.95 para la oblicuidad y mínimos mayores a ( $>$ ) 0.1 para la calidad ortogonal [60]. Valores que pueden observarse en el espectro de métricas de malla presentado en la Figura 2-29.

**Figura 2-29:** Espectro de métricas de malla: oblicuidad y calidad ortogonal (OQ) [59].

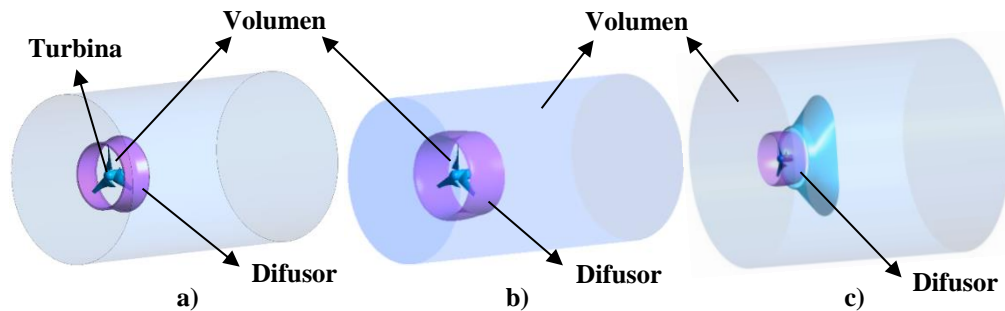


### 2.2.3 Acondicionamiento de los modelos tridimensionales de la turbina hidrocínética con difusor previo al análisis fluidodinámico

La elaboración de los volúmenes de fluido de la turbina hidrocínética de eje horizontal con cada uno de los difusores propuestos, se llevó a cabo empleando el programa comercial NX10.0® de Siemens. Los tres modelos están conformados por un volumen rotativo que se adapta a la forma interna de cada difusor, y otro estacionario con forma cilíndrica que representa el entorno en el cual se encuentra sumergido el mecanismo (Figura 2-30).

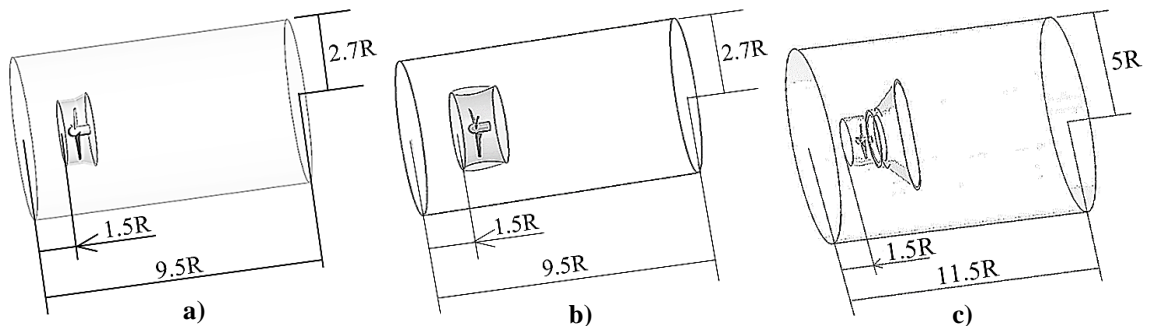


**Figura 2-30:** Volúmenes de fluido, donde se encuentra sumergida la turbina hidrocínética de eje horizontal con el: a) difusor 1, b) difusor 2, y c) difusor 3.



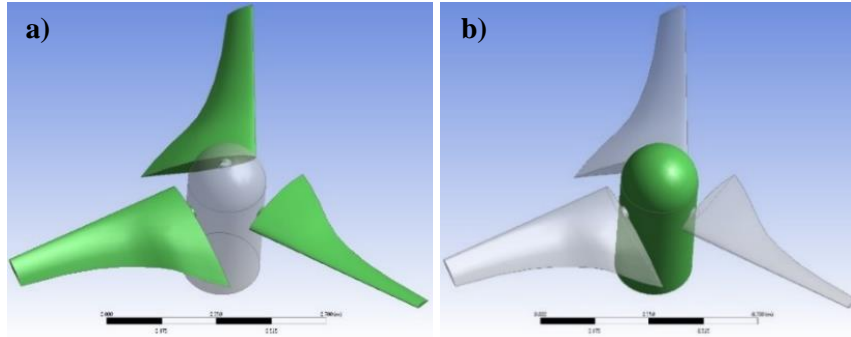
Las dimensiones de los volúmenes de fluido estacionario para la turbina con las tres configuraciones geométricas del difusor se presentan en la Figura 2-31, y presentan valores superiores a los utilizados en el modelo de primera generación, debido a que el difusor abarca una mayor área, además de considerarse que bajo las mismas condiciones de flujo, el perfil de la capa límite presentado a la salida del difusor, está más lejano al eje de la turbina, por lo cual es necesario un volumen estacionario con mayores proporciones, garantizando tal y como se recomienda en la literatura [42], que los efectos de pared no inciden en el flujo.

**Figura 2-31:** Volumen de fluido estacionario con dimensiones en función del radio  $R$  del rotor, donde se encuentra sumergida la turbina hidrocínética de eje horizontal con: a) difusor 1, b) difusor 2, y c) difusor 3.

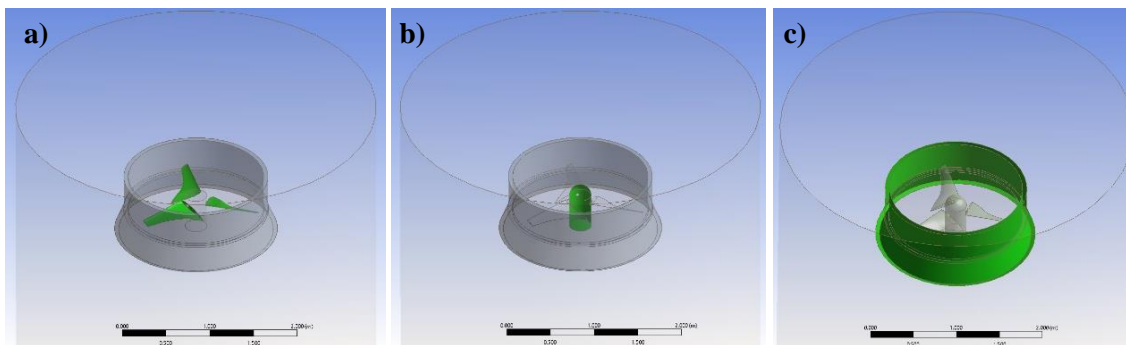


Los volúmenes de fluido de la turbina hidrocínética con los tres difusores propuestos, fueron exportadas al programa ANSYS®, donde se realizaron las operaciones booleanas (de sustracción) usando para ello el módulo de geometría (*Geometry*), obteniendo sus volúmenes internos y externos donde estarán sumergidos estos mecanismos, para ser configurados posteriormente de manera independiente como un volúmenes rotativos y estacionarios, respectivamente. En el proceso se conservó el volumen sólido de la turbina hidrocínética para ser utilizado luego en simulación conjunta con el módulo de análisis de elementos finitos. Se agruparon los volúmenes utilizando la herramienta Formar nueva parte (*Form New Part*) con el fin de facilitar la distribución de los elementos en el proceso de mallado. Se definieron y nombraron algunas zonas de interés de los volúmenes de estos tres modelos de la turbina con difusor para facilitar la asignación de condiciones de frontera en el entorno de configuración de la simulación, tal y como se muestra en la Figura 2-32 para las tres turbinas con difusor, de la Figura 2-33 a la Figura 2-35 para la turbina con el difusor 1, de la Figura 2-36 a la Figura 2-38 con el difusor 2, y de la Figura 2-39 a la Figura 2-41 con el difusor 3.

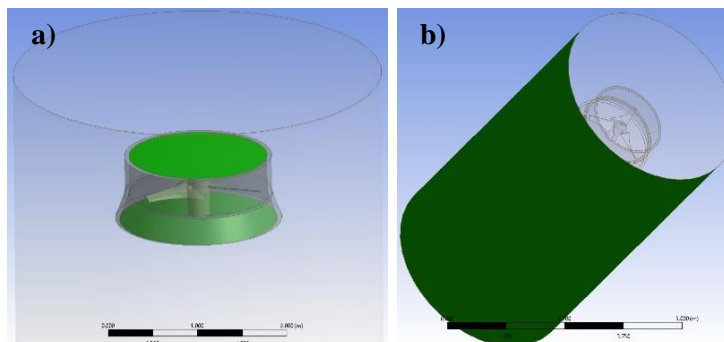
**Figura 2-32:** Definición de las fronteras (resaltadas con color verde) del volumen sólido de la turbina: a) álabes y b) cubo o eje, ambas establecidas como un sólido en Static Structural de ANSYS®



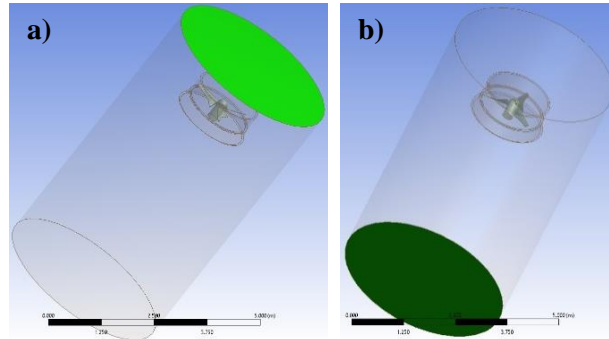
**Figura 2-33:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina con el difusor 1, donde las superficies están en contacto con: a) los álabes, b) el cubo y c) el difusor, establecidas como pared en CFX de ANSYS®



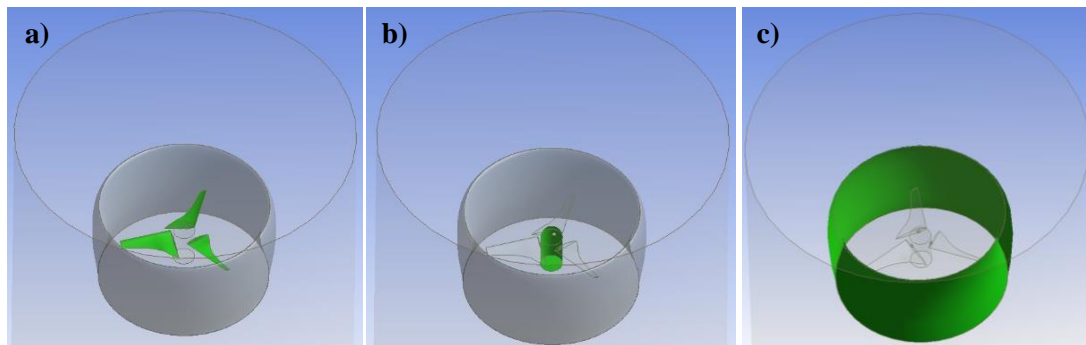
**Figura 2-34:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina con el difusor 1, donde: a) interactúan las paredes del fluido interno y externo, y b) pared exterior del fluido externo, establecidas respectivamente como interfase y pared en CFX de ANSYS®



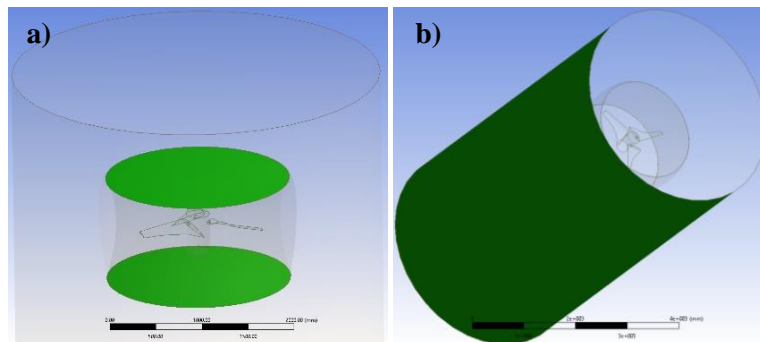
**Figura 2-35:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido aguas arriba y aguas abajo de la turbina con el difusor 1, determinadas como: a) entrada y b) salida, establecidas como entrada y frontera abierta, respectivamente en CFX de ANSYS®



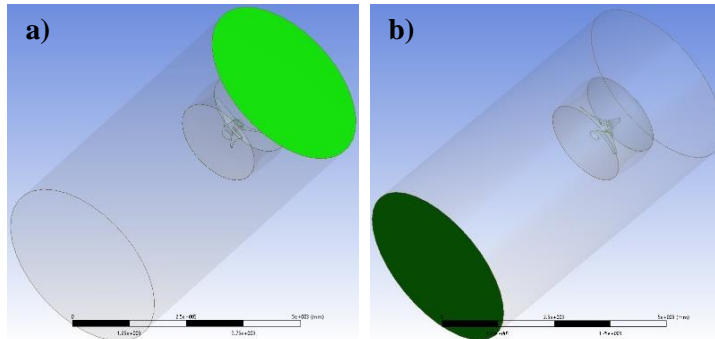
**Figura 2-36:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina con el difusor 2, donde las superficies están en contacto con: a) los álabes, b) el cubo y c) el difusor, establecidas como pared en CFX de ANSYS®



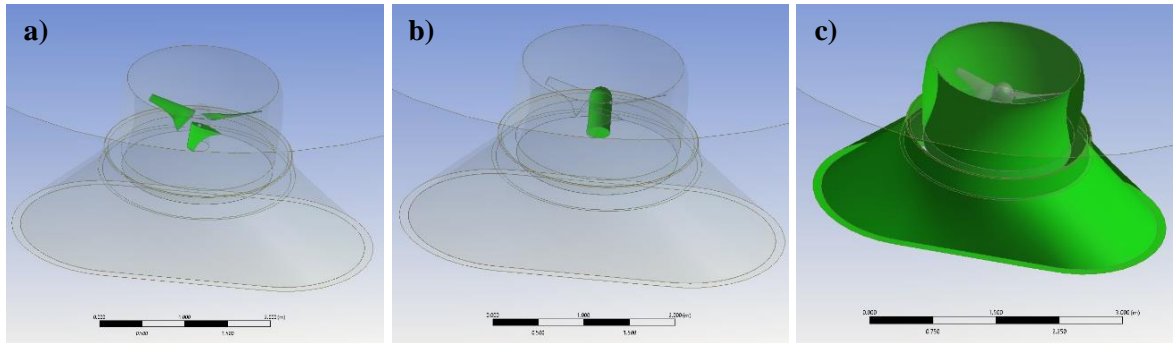
**Figura 2-37:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina con el difusor 2, donde: a) interactúan las paredes del fluido interno y externo, y b) pared exterior del fluido externo, establecidas respectivamente como interfase y pared en CFX de ANSYS®



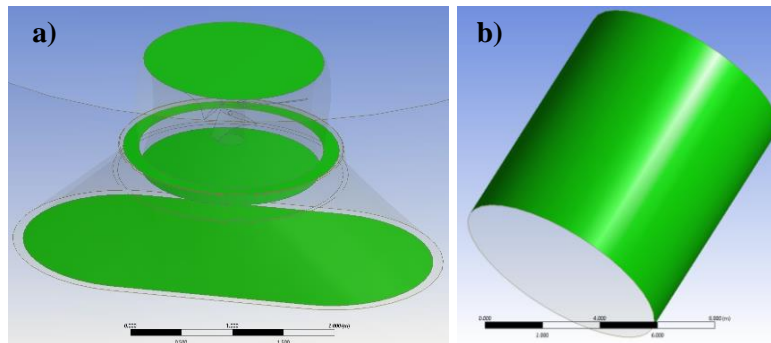
**Figura 2-38:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido aguas arriba y aguas abajo de la turbina con el difusor 2, determinadas como: a) entrada y b) salida, establecidas como entrada y frontera abierta, respectivamente en CFX de ANSYS®



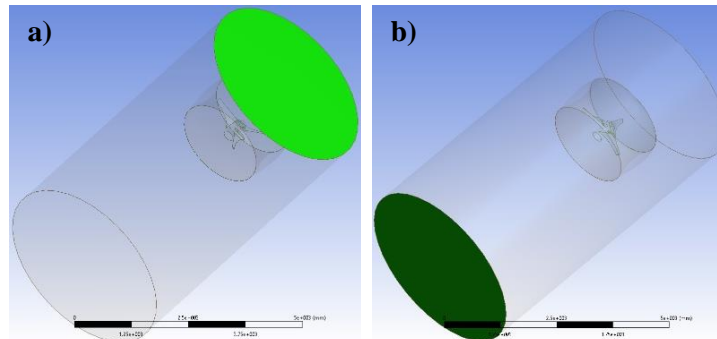
**Figura 2-39:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina con el difusor 3, donde las superficies están en contacto con: a) los álabes, b) el cubo y c) el difusor, establecidas como pared en CFX de ANSYS®



**Figura 2-40:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido de la turbina con el difusor 3, donde: a) interactúan las paredes del fluido interno y externo, y b) pared exterior del fluido externo, establecidas respectivamente como interfase y pared en CFX de ANSYS®



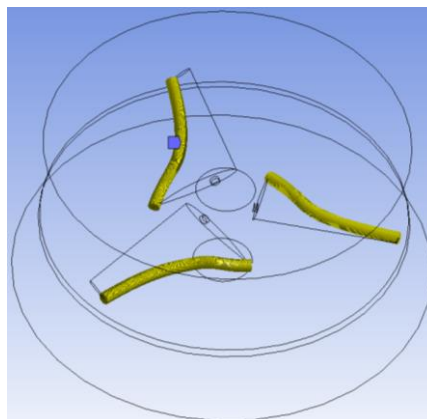
**Figura 2-41:** Definición de fronteras (resaltadas con color verde) del volumen de fluido aguas arriba y aguas abajo de la turbina con el difusor 3, determinadas como: a) entrada y b) salida, establecidas como entrada y frontera abierta, respectivamente en CFX de ANSYS®



### ▪ Proceso de mallado de los modelos tridimensionales de la turbina hidrocínética con difusor

Los volúmenes de fluido de la turbina hidrocínética de eje horizontal con los tres difusores fueron llevados al módulo de mallado (*Mesh*) de ANSYS®, donde inicialmente se suprimió el cuerpo sólido de la turbina que había sido conservado en el módulo de geometría (*Geometry*), por no ser requerido en el análisis fluidodinámico. Este proceso de mallado se realizó partiendo del establecimiento de la física a resolver, siendo en este caso CFD con el solucionador CFX®. Para los tres modelos se utilizaron mallas no estructuradas conformadas principalmente por elementos tetraédricos, realizando una reestructuración del tamaño de malla a 1 mm sobre el borde de salida del perfil de los álabes (Figura 2-42).

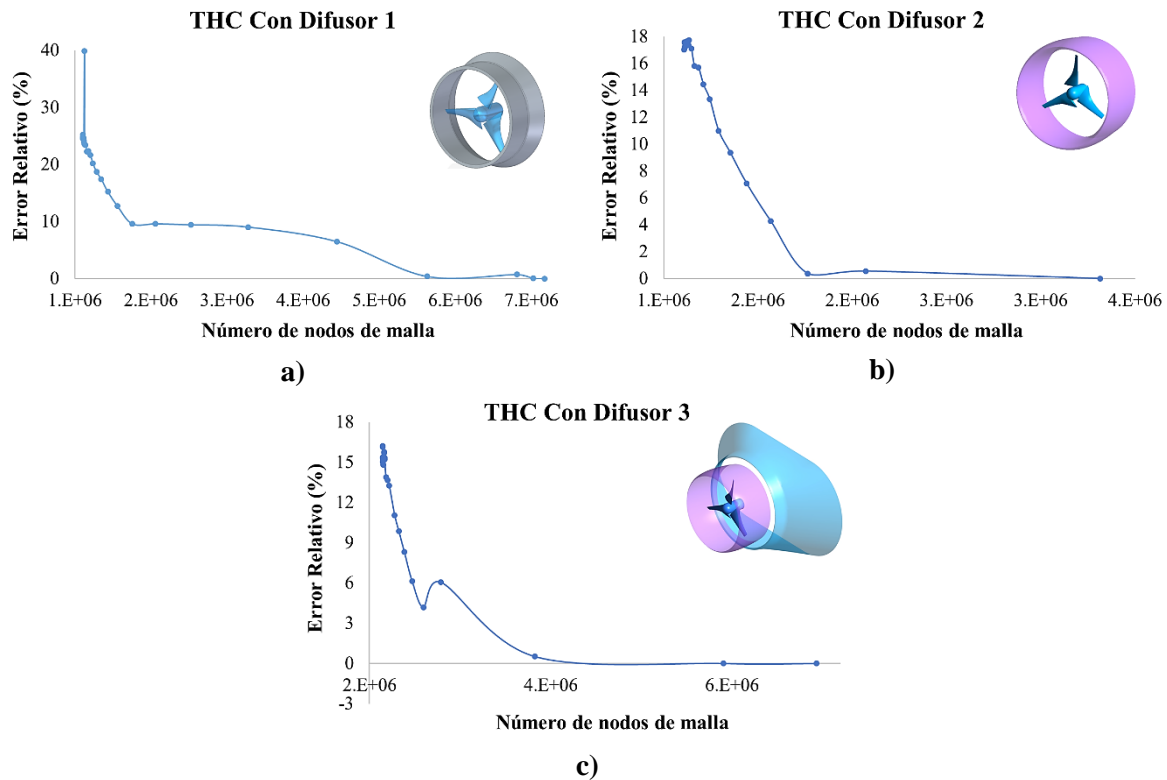
**Figura 2-42:** Bordes de salida de los perfiles hidrodinámicos de los álabes de la turbina sobre los cuales se aplicó un dimensionamiento de malla (*Sizing*) de 1 mm, en el módulo de mallado (*Mesh*) de ANSYS®



Para la turbina con el primer difusor, se empleó un algoritmo de proximidad y curvatura, con un tamaño mínimo de malla de 10 mm, un máximo de cara de 20 mm y tamaño máximo de tetraedro de 30 mm. Para la turbina con el segundo difusor, se aplicó un algoritmo de curvatura, con tamaño mínimo (*Min Size*) de malla de 35 mm, un máximo de cara (*Max Face Size*) de 45 mm y un tamaño

máximo de tetraedro (*Max Tet Size*) de 55 mm. Para la turbina hidrocínética con el tercer difusor, con un tamaño mínimo de malla de 40 mm, un máximo de cara de 50 mm y tamaño máximo de tetraedro de 60 mm. Estos valores se establecieron a partir del estudio de independencia de malla realizado para cada modelo (Figura 2-43) en el cual se garantizó un error relativo máximo de los resultados del 4%. El número de nodos de malla utilizado fue de  $3.66E+06$ ,  $1.76E+06$  y  $3.62E+06$ , para la turbina hidrocínética con el primer, segundo y tercer difusor, respectivamente.

**Figura 2-43:** Estudio de independencia de malla realizado para el análisis hidrodinámico de la turbina hidrocínética con: a) difusor 1, b) difusor 2, y c) difusor 3.



## 2.2.4 Proceso de simulación fluidodinámica empleado para la turbina hidrocínética de eje horizontal con y sin difusor

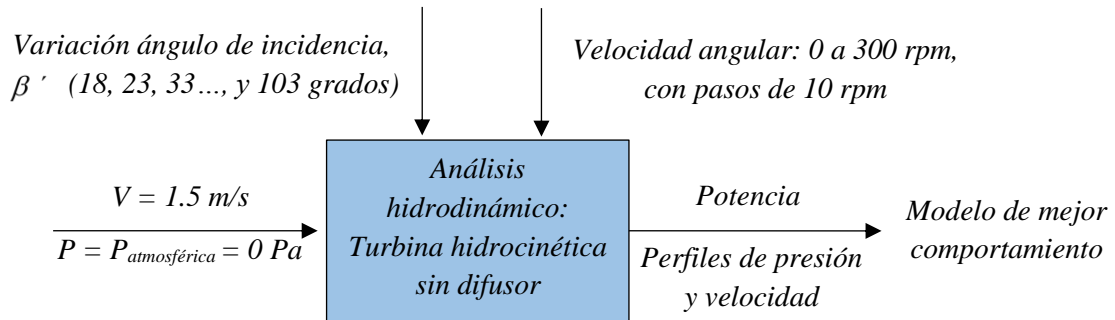
En la Figura 2-44 se presenta el diseño de experimentos por bloques al que fue sometida la turbina hidrocínética de eje horizontal, el cual se desarrolló en dos etapas. En la primera de ellas, fueron sometidos a análisis hidrodinámico los diez (10) modelos tridimensionales de la turbina hidrocínética, sin difusor, desarrollados en la sección 2.1.3, empleando como parámetros de iniciales una velocidad de la corriente de agua de 1.5 m/s y una presión manométrica de 0 Pa, correspondiente a una condición a la salida de presión atmosférica. Se realizó para todos los modelos una variación de la velocidad angular de 0 a 300 rpm, con incrementos de 10 rpm. Se seleccionó el modelo computacional de la turbina hidrocínética de eje horizontal con el ángulo de incidencia que presentó la mayor cantidad de potencia generada.



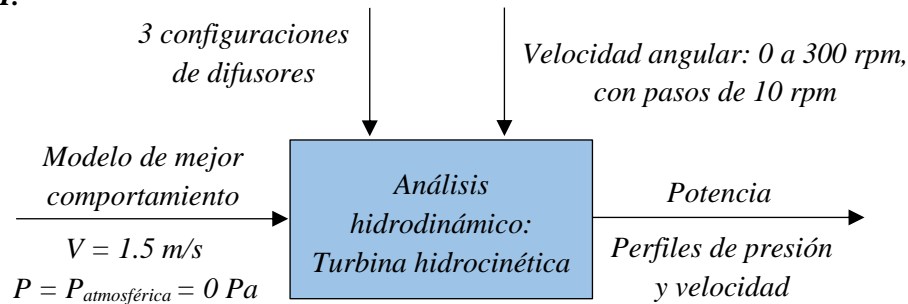
Para la segunda etapa, se realiza un análisis hidrodinámico del modelo tridimensional de la turbina hidrocínética con el ángulo de incidencia de mejor comportamiento, seleccionado en la etapa anterior, utilizando, a nivel individual, los tres (3) difusores diseñados en la sección 2.1.4, bajo las mismas condiciones de operación de velocidad ( $V$ ) y presión ( $P$ ) del fluido, y una variación de la velocidad angular de 0 a 300 rpm, con incrementos de 10 rpm.

**Figura 2-44:** Diseño de experimento por bloques del análisis hidrodinámico al que será sometido el modelo tridimensional de la turbina hidrocínética de eje horizontal.

**Fase I:**



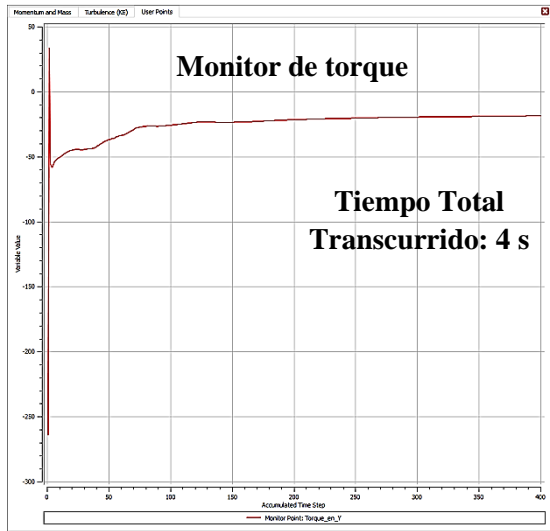
**Fase II:**



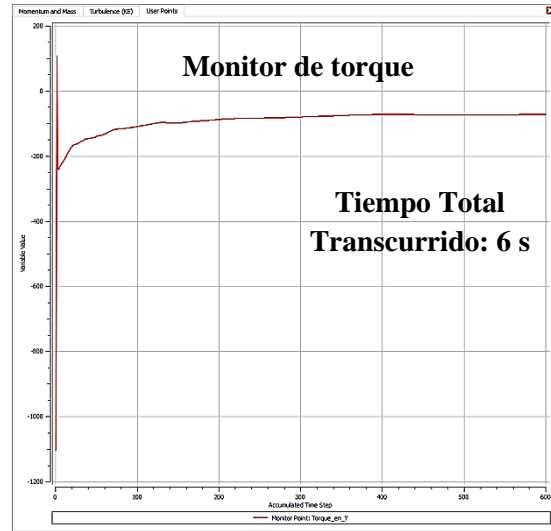
Los modelos se analizaron empleando un análisis CFD, en el módulo CFX del programa ANSYS®, los cuales fueron configurados en régimen transitorio caracterizado por un tiempo total de 4 s para la turbina sin difusor y de 6 s para la turbina con difusor, buscando estabilidad en el comportamiento del fluido. Estos tiempos de simulación fueron establecidos a partir de la implementación de monitores de torque en el eje de la turbina para determinar la estabilidad en su comportamiento, a partir de la cuantificación de su variación temporal y la verificación del cambio de estado transitorio a estacionario en el funcionamiento de la turbina, a fin de garantizar un flujo plenamente desarrollado Figura 2-45. Se utilizó para todos los casos un tiempo de paso de 1.0E-02 s, garantizando como criterio de convergencia valores máximos de RMS de 1.0E-04 en conservación de masa y cantidad de movimiento. Se utilizó agua a 25°C como fluido de trabajo y un modelo de turbulencia k- $\epsilon$ , el cual fue seleccionado conforme a los estudios realizados por Chica et al., y Gaden y Bibeau [6], [23], de los que se concluyó que la relación entre el error con respecto al costo computacional presentado al emplear este modelo, representa una alternativa atractiva para el análisis de este modelo computacional, además de tener en cuenta que el modelo de turbulencia SST fue empleado por Badea et al. y Schleicher et al [25], [44], con el fin de analizar la estela generada por la turbina, para lo cual se requiere una mayor robustez y precisión en el análisis de la región cercana a la pared de los álabes, por lo que se consideró innecesaria la implementación de este modelo, y el respectivo aumento del costo computacional que este conlleva, por no ser el objetivo principal de este trabajo. Se configuró

como “Frozen rotor” la interfaz entre las paredes del volumen estacionario y el rotativo basándose en el estudio realizado por Kim et al. [57], y la programación de un estudio de doble precisión con el fin de reducir los errores numéricos.

**Figura 2-45:** Monitor de torque empleado para garantizar la estabilidad de los resultados obtenidos en la simulación hidrodinámica, en régimen transitorio, de la turbina hidrocíntrica de eje horizontal: a) sin difusor y b) con difusor 2.



a)



b)



## 2.3 Tercera fase

Para determinar por simulación el comportamiento mecánico de la turbina hidrocínética de eje horizontal, con y sin difusor, a partir de los esfuerzos y deformaciones presentados ante cargas hidráulicas de la interacción fluido-estructura, se llevaron a cabo los pasos descritos a continuación.

La implementación del método de elementos finitos es una forma de análisis e interpretación acertada de la realidad, siempre y cuando las cargas, los apoyos y la geometría utilizada, sean una reproducción apropiada del objeto que se desea estudiar. Con este método se reducen los costos y tiempos tanto de fabricación como de las pruebas destructivas de prototipos rápidos, permitiendo así mejorar el proceso de diseño y poder optimizar el análisis de diversos diseños ágilmente.

En esta sección se presenta la configuración del análisis estructural de los álabes como componente principal de la turbina hidrocínética, se describen sus principales condiciones de carga y se calculan las tensiones, deformaciones y el factor de seguridad presentado por los mismos, a fin de garantizar su integridad estructural al ser sometido a las condiciones de operación establecidas en el análisis hidrodinámico. La metodología utilizada por un programa de análisis de elementos finitos tiene poca complejidad, por lo cual, una vez obtenido el diseño de detalle del modelo requerido, se deben emplear secuencialmente tres procesos: el mallado, el análisis y la evaluación de los resultados.

Para esto se utiliza el módulo de estática estructural del programa ANSYS®, donde inicialmente se suprimen los cuerpos correspondientes al fluido desarrollado en el módulo de geometría (*Geometry*), dejando solamente los cuerpos sólidos que serán sometidos al análisis estructural, siendo en este caso la turbina hidrocínética compuesta por los álabes y el cubo.

Dado a los altos momentos de flexión generados por las fuerzas hidrodinámicas sobre los álabes de la turbina, se hace necesario establecer para estos, materiales que cuenten con buenas propiedades mecánicas (módulo de rigidez, módulo elástico, un alto esfuerzo de fluencia, entre otros), a fin de garantizar la rigidez de estos, manteniendo así su forma al ser sometidos a las cargas hidrodinámicas. Para lo cual debe considerarse también que el material cuente con una alta resistencia a la erosión y la corrosión, debido al desgaste que pueden generar las corrientes de agua sobre los álabes al estar expuestos durante prolongados periodos de tiempo en este tipo de ambientes [61].

Para esto se tuvieron en cuenta estudios de la literatura científica sobre los materiales utilizados en el análisis estructural de los álabes de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal, encontrando que varios de los autores enfocan sus estudios en analizar materiales que puedan ser conseguidos localmente en comunidades remotas, estableciendo como criterio principal economizar en los costos por adquisición de materiales [22]–[24], [33], [34], optando incluso algunos de ellos por la fabricación artesanal de los álabes de la turbina. Lo cual brinda a los pobladores de estas comunidades que cuenten con las habilidades necesarias para llevar a cabo la fabricación de sus propias turbinas y obtener así energía eléctrica para suplir sus necesidades básicas. Sin embargo, estos métodos de manufactura pueden sacrificar la eficiencia de la turbina, lo cual puede deberse a no realizar un seguimiento fiel a la superficie de los álabes o incluso a imperfecciones o rugosidades que pueden presentar los materiales si no se realiza un adecuado proceso de acabado superficial. Por otro lado, los materiales más comunes planteados por estos autores tienen como base utilizar diversos tipos de madera, las cuales no cuentan con una alta resistencia a los esfuerzos en comparación con materiales metálicos, y que además no son propicios para estar sumergidos en el agua por largos periodos de tiempo, por lo que han optado por realizar combinaciones de materiales o recubrimientos sobre la superficie de la madera con el fin de sellarla e impermeabilizar, e incluso incrementar su resistencia, utilizando para ello materiales como fibra de vidrio, resina epóxica e incluso fibra de

carbono, siendo esta última demasiado costosa. Pese a ello, la eficiencia de la turbina podría verse afectada por el proceso de recubrimiento, ya que se dificulta el garantizar una aplicación uniforme de las capas al momento de realizar el revestimiento de todas las superficies de la madera, lo cual implicaría una alteración en el rendimiento hidrodinámico de los álabes. Se encuentra además en estos estudios que, al emplear estos materiales con los respectivos revestimientos, los esfuerzos a los cuales está sometida la turbina no sobrepasan la resistencia mecánica de los mismos, por lo cual a la hora de fabricar y evaluar un prototipo empleando estos materiales se cumpliría a cabalidad el objetivo de poder realizar sobre los mismos las respectivas pruebas experimentales sin que se vea afectada su integridad estructural. Sin embargo, al tener en cuenta que este tipo de turbinas puede tener un ciclo de vida superior a los 20 años [62], estos materiales podrían no ser los más adecuados para desarrollar una turbina definitiva a ser puesta en sitio dado a que por sus propiedades mecánicas presentarían un desgaste acelerado debido a los fluctuantes esfuerzos generados por la presión del agua y a algunos sedimentos que puede traer consigo el agua de río. Esto conllevaría a tener que realizar un mantenimiento más constante de la turbina que incluso podría implicar el reemplazo de los álabes de la misma periódicamente a fin de evitar el momento de falla para no poner en riesgo el resto del mecanismo, lo cual implicaría realizar con mayor frecuencia interrupciones en el suministro de electricidad, elevando además los costos asociados por mantenimiento y mano de obra. Por esta razón, la selección del material se llevó a cabo teniendo como criterio principal que las propiedades mecánicas del material le concedan una alta resistencia al desgaste y durabilidad al ser expuesto al agua de río durante prolongados periodos de tiempo, considerándose de esta manera la implementación de materiales metálicos, dentro de los cuales se tuvieron en cuenta aceros inoxidable y aleaciones de aluminio, por las buenas prestaciones mecánicas y químicas que les confieren la capacidad de ser sometidas a este tipo de entornos. Dentro de los materiales preseleccionados se encuentra un acero inoxidable martensítico CA-6NM, compuesto por un 13% Cr y 4% Ni, por ser ampliamente utilizado para la fabricación de turbinas hidráulicas tanto por sus excelentes propiedades mecánicas, como por su buena resistencia a la corrosión y erosión por cavitación [63]; un acero inoxidable 304, compuesto habitualmente por un 18% Cr y 8% Ni, por tratarse de un acero muy comercial gracias a sus propiedades mecánicas, donde se resalta una gran resistencia a la corrosión y gran tenacidad por su alto contenido de Cr y Ni, respectivamente [64]; y la aleación de aluminio 7075-T6, compuestas principalmente de Al-Zn-Mg-Cu lo que las ubica dentro de la serie 7xxx, por tratarse de un aluminio de ultra alta resistencia, el cual ha tenido una gran acogida para aplicaciones de la industria aeroespacial por sus excelentes propiedades mecánicas y una resistencia relativamente buena a la corrosión y la fatiga en comparación con el aluminio puro, además de tener una película superficial de óxido (pasiva) que le ayuda a resistir la corrosión [63]. Algunas de las propiedades mecánicas de estos materiales son presentadas en la Tabla 2-3.

**Tabla 2-3:** Propiedades mecánicas de los materiales considerados para el álabe de la turbina [65].

Material	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Módulo de Young (GPa)	Coefficiente de Poisson	Resistencia a la tensión/última (MPa)	Dureza (HB)	Resistencia a fatiga	Maquinabilidad relativa (%)
Acero inoxidable CA-6NM	7700	206	0.288	560/950	220-320	Alta	90 [64]
Inoxidable 304	8000	193	0.29	215/505	123	Alta	60 [64]
Aluminio 7075-T6	2810	71.7	0.33	462/524	150	Media-Baja	70

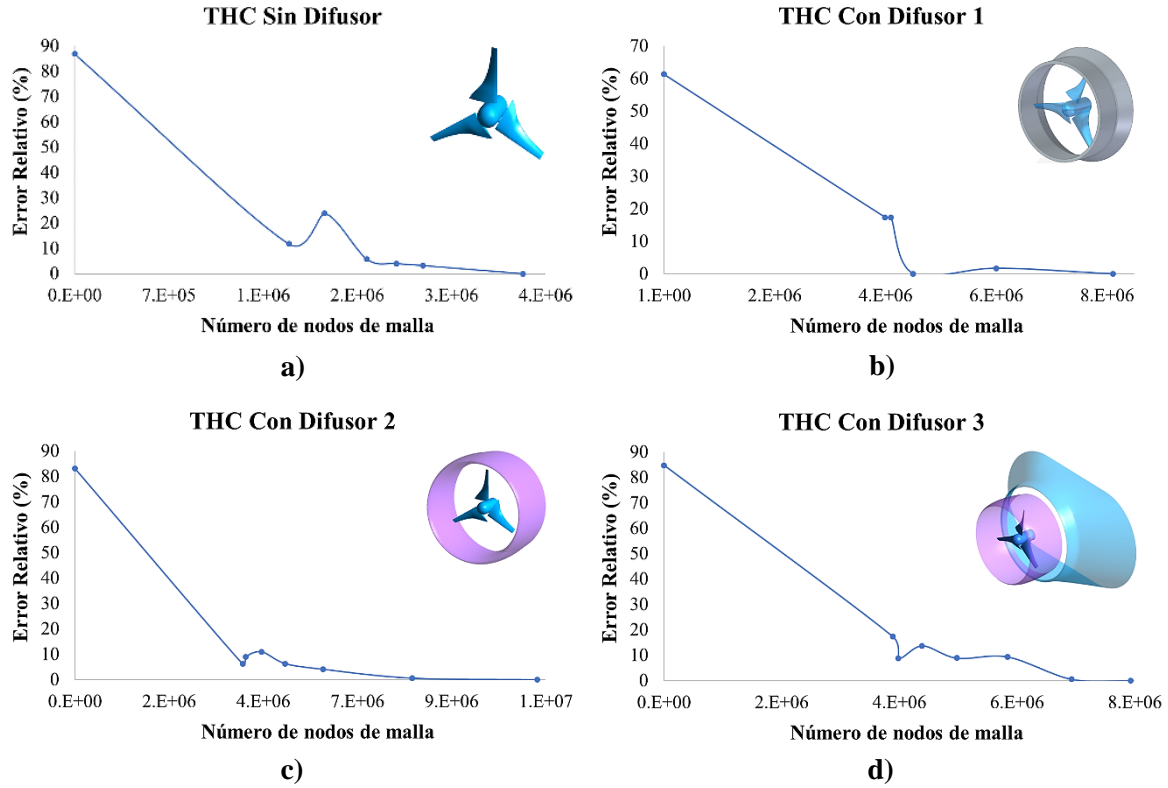
Al comparar las propiedades mecánicas de los materiales considerados en la Tabla 2-3 se encontró una amplia superioridad de las propiedades mecánicas del acero inoxidable martensítico CA-6NM con respecto a los demás materiales considerados, especialmente en aquellas que brindarían una mayor confiabilidad y durabilidad de la turbina al ser sometida a este tipo de entorno, proporcionándole una mayor capacidad de resistir tanto la corrosión por el agua, como la erosión, deformación y deterioro del material por los sedimentos que puede traer consigo el río. Por estas razones, se seleccionó este acero para conformar los álabes de la turbina y llevar a cabo su simulación estructural.

### ▪ **Proceso de mallado y simulación estructural de los modelos tridimensionales de la turbina hidrocínética con y sin difusor**

Los cuatro modelos sólidos de la turbina hidrocínética con y sin difusor fueron mallados en el módulo de estática estructural del programa ANSYS®, enfocando el análisis en los álabes y el cubo que integran la turbina, por tratarse del componente más crítico, buscando garantizar su integridad estructural independientemente de las condiciones que trae consigo la utilización o no del difusor. El proceso de mallado para los cuatro modelos se llevó a cabo partiendo del establecimiento de la física a resolver, usando en este caso el tipo mecánico, empleando una malla tetraédrica no estructurada con una función de tamaño de proximidad y parámetros de tamaño mínimo (*Min Size*) de 30 mm, máximo de cara (*Max Face Size*) de 40 mm y máximo del tetraedro (*Max Tet Size*) de 50 mm, además de un dimensionamiento de cara (*Face Sizing*) sobre las superficies de los álabes de 2 mm y un dimensionamiento de borde (*Edge Sizing*) sobre el borde de salida del perfil del álabes de 1 mm. Las soluciones del análisis estructural de estos modelos se obtuvieron utilizando una malla de  $3.33E+06$ ,  $8.11E+06$ ,  $1.08E+07$  y  $7.93E+06$  nodos, y  $2.26E+06$ ,  $5.48E+06$ ,  $7.32E+06$  y  $5.36E+06$  elementos, para la turbina sin difusor y con el difusor 1, 2 y 3, respectivamente. Valores que fueron establecidos luego de realizar el respectivo estudio de independencia de la malla (Figura 2-46), respetando que los resultados presentaran un error relativo inferior al 4 % al momento de realizar las variaciones en la cantidad de los nodos de malla utilizados.

Para llevar a cabo el análisis estructural, los álabes analizados fueron tratados como una viga en voladizo fijando todos los grados de libertad al emplear la restricción de soporte fijo sobre el cubo, utilizando sobre los álabes las cargas hidrodinámicas arrojadas en el análisis fluidodinámico y calculando finalmente para cada uno de los modelos el esfuerzo de von Mises, la deformación total y el factor de seguridad.

**Figura 2-46:** Estudio de independencia de malla realizado para el análisis estructural de la turbina hidrocínética de eje horizontal: a) sin difusor, b) con difusor 1, c) con difusor 2, y d) con difusor 3.



## 2.4 Cuarta fase

Para fabricar un prototipo de la turbina hidrocínética de eje horizontal de mejor comportamiento hidrodinámico, sin difusor, empleando sobre el álabe un factor de escala de 0.15 para validar experimentalmente su comportamiento hidráulico, se siguen los pasos descritos a continuación.

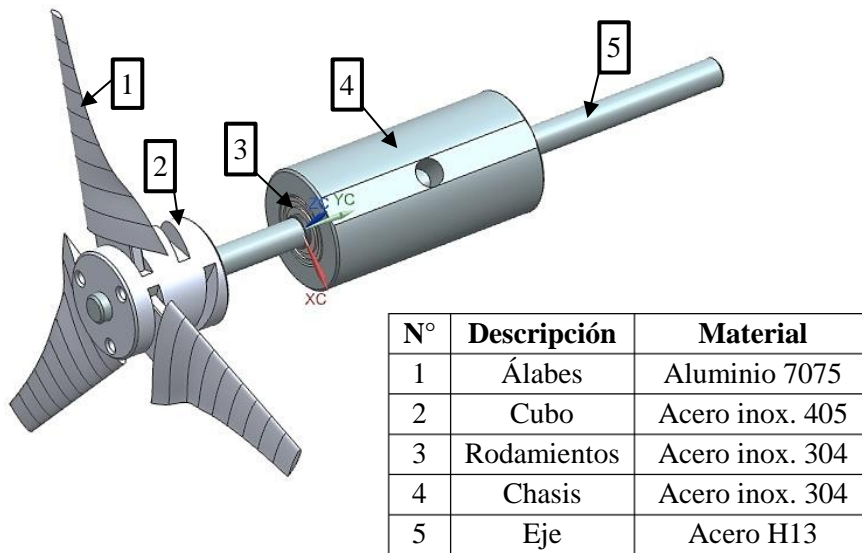
### 2.4.1 Fabricación del prototipo de la turbina hidrocínética de eje horizontal

Una vez diseñado el álabe de la turbina, se lleva a cabo la fabricación de una turbina hidrocínética de eje horizontal, empleando una escala de 3:20 (0.15), con el fin de poder contrastar su comportamiento hidrodinámico a nivel teórico, numérico y experimental a partir de la realización de pruebas en un canal hidráulico. La fabricación del prototipo se orientó completamente al uso de materiales metálicos y a procesos de manufactura convencionales por arranque de viruta.

#### ▪ Diseño conceptual de la turbina

El proceso de fabricación se inicia con el diseño de los componentes que conforman el prototipo de la turbina hidrocínética (Figura 2-47), la selección de algunos elementos comerciales, y el establecimiento de los materiales y procesos de fabricación que serán utilizados.

**Figura 2-47:** Diseño conceptual del prototipo de la turbina hidrocínética de eje horizontal.



La geometría de los álabes es el resultado del diseño teórico y numérico de los perfiles hidrodinámicos establecidos para alcanzar la potencia de salida requerida de la turbina hidrocínética, mientras que, el diseño del cubo está orientado a facilitar el posicionamiento de los álabes para diferentes ángulos de incidencia,  $\beta'$  ( $18^\circ$ ,  $20^\circ$  y  $25^\circ$ ) con el fin de poder analizar su influencia, mediante pruebas experimentales, en la generación de potencia de la turbina. Para la construcción del chasis se tuvieron en cuenta las dimensiones de algunos elementos comerciales como los rodamientos y el eje, los cuales fueron adquiridos comercialmente a fin de reducir tiempos innecesarios de fabricación.

## ▪ Fabricación de los álabes de la turbina

A fin de obtener una mayor precisión de la geometría de los álabes, se utilizó de una máquina industrial CNC (Control Numérico Computarizado) Milltronics VM 20, con cuatro (4) ejes indexados y control Centurión 7, utilizando para ello el programa NX de Siemens en modo 3+1 para generar el código G, desarrollado a partir del pos-procesamiento de las trayectorias de manufactura.

Dadas las dimensiones del prototipo a escala y la forma del álabe, se consideró el riesgo de fractura de la pieza al ser sometida a las fuerzas generadas en el proceso de corte. Por lo cual, se hace indispensable la utilización de un material que cuente con la resistencia suficiente para soportar las cargas durante el maquinado. Por esta razón, fueron considerados dos materiales: un acero inoxidable 304 y una aleación de aluminio. Este acero cuenta con un buen desempeño mecánico (propiedades mecánicas presentadas en la Tabla 2-3) en comparación con el aluminio, sin embargo, su maquinabilidad es del 60%, lo cual genera fuerzas de corte más elevadas y, por ende, reduce la vida útil de las herramientas durante el proceso de manufactura de este material. El aluminio por su parte tiene la ventaja de tener una mayor maquinabilidad y un menor desgaste de las herramientas, pese a ello, cuenta con una resistencia menor, lo cual aumenta la probabilidad de que se genere deformación elástica de la pieza durante el proceso de fabricación, comprometiendo su precisión geométrica y dimensional. No obstante, este último inconveniente puede ser contrarrestado al utilizar aluminios de alta resistencia, como es el caso del aluminio 7075-T6 (propiedades mecánicas presentadas en la Tabla 2-3), por lo que se consideró la utilización de este material como la opción más acertada para llevar a cabo la fabricación de los álabes del prototipo escalado de la turbina, el cual fue adquirido comercialmente en forma de platina con un espesor de 10.5 mm de espesor, dado a que el espesor máximo del álabe para esta escala, era de 9.3 mm.

Una vez seleccionado el material, el paso siguiente fue establecer una estrategia de montaje que permitiera sujetar firmemente la platina de aluminio entre el cuarto eje de la máquina y su contrapunto. Por lo que fue necesaria la fabricación de un dispositivo de sujeción (también conocido como tocho) para el material a mecanizar (Figura 2-48), el cual fue elaborado a partir de un eje de acero AISI-SAE 1020, laminado en caliente.

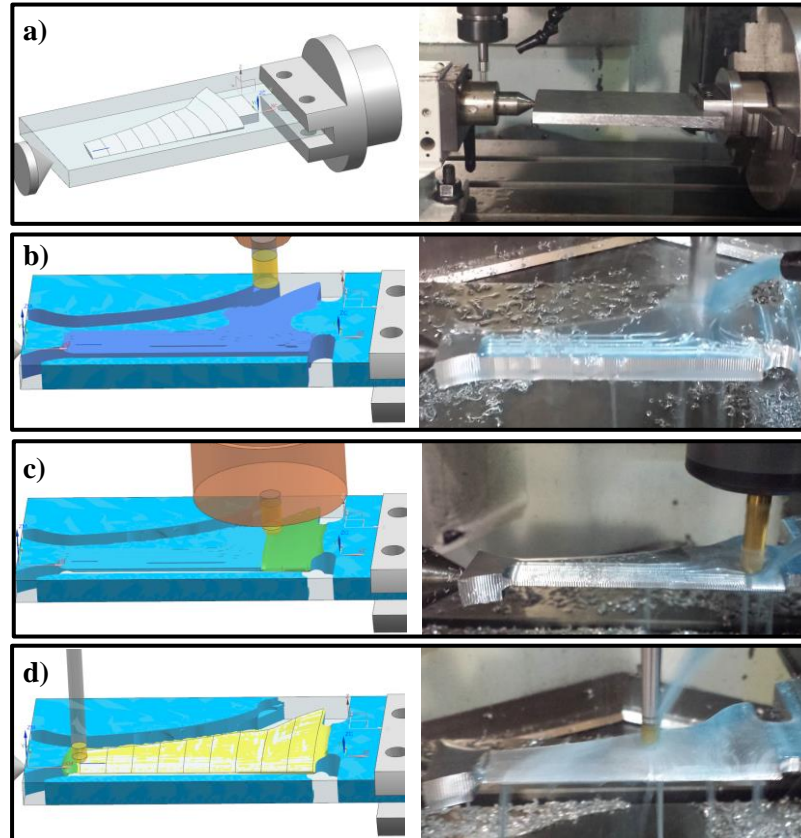
**Figura 2-48:** Dispositivo de sujeción de material a mecanizar.



Resuelto el método de sujeción de la pieza en la máquina se generó el código G para llevar a cabo el proceso de manufactura en la CNC, el cual consta de cuatro (4) etapas: (a) configuración de componentes, donde se consideran tanto los anclajes, como las geometrías de la pieza y el tocho (Figura 2-49a); (b) desbaste, para el cual se desarrollan operaciones de perfilado y fresado de restos (Figura 2-49b); (c) semi-acabado, para el fresado de contornos (Figura 2-49c); y (d) acabado de

superficies y planeados (Figura 2-49d). Posteriormente, se realizó el pos-procesamiento del programa y se transfirió a la máquina CNC.

**Figura 2-49:** Diferentes bloques programados en la máquina CNC 3+1 para la fabricación del álabe. a) Configuración de componentes, b) operación de desbaste del tocho, c) operaciones de semi-acabado, y d) operación de acabado.



Para esta programación, fue necesario establecer las herramientas requeridas para llevar a cabo las diversas operaciones, así como los parámetros de corte de cada una de ellas en las diferentes etapas, los cuales son presentados en la Tabla 2-4. Uno de los parámetros definidos dentro del código de programación es la “demasia”, en el cual se establece el sobre espesor que debe dejarse con respecto a la superficie real del álabe y poder realizar la operación final del acabado, por lo que fue considerado un sobre espesor de 1.0 mm en la operación de desbaste. De igual manera, fueron determinados los ceros y el posicionamiento de las herramientas en el carrusel de la máquina, así como su respectiva configuración en el código G.

**Tabla 2-4:** Parámetros de corte de las fases de mecanizado.

<b>Operación de fresado</b>	<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
<b>Desbaste</b>	Velocidad de avance (mm/min)	1500
	Velocidad de husillo (rpm)	2000
	Profundidad de corte (mm)	0.3
	Demasía (mm)	1.0
	Herramienta de corte	Fresa plana no indexable (HSS) 4 cortes y diámetro 10 mm
<b>Semi-acabado</b>	Velocidad de avance (mm/min)	1300
	Velocidad de husillo (rpm)	1500
	Profundidad de corte (mm)	0.1
	Demasía (mm)	0.2
	Herramienta de corte	Fresa redonda (HSS), 4 cortes y diámetro 8 mm
<b>Acabado</b>	Velocidad de avance (mm/min)	1000
	Velocidad de husillo (rpm)	1000
	Profundidad de corte (mm)	0.1
	Demasía (mm)	0
	Herramienta de corte	Fresa redonda (HSS) 3 cortes y diámetro 6 mm

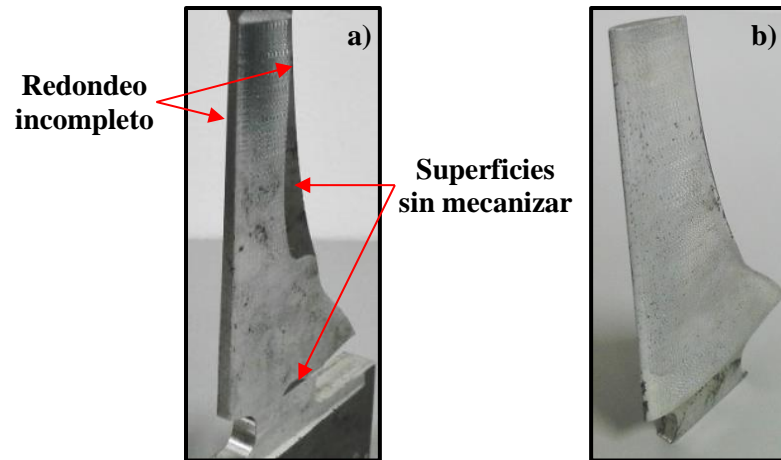
Luego de generar y verificar el código de manufactura, se realizó un proceso de corte y mecanizado sobre la placa de AA7075-T6, obteniendo platinas con dimensiones de 155 mm x 77 mm x 10.5 mm, a fin homogenizar el proceso de maquinado de los álabes de la turbina. Posteriormente se llevó a cabo el montaje de la platina en el dispositivo de fijación, se realizó el agujero de centro para la fijación del contrapunto, se acopló el sistema de sujeción y la platina en el cuarto eje como se muestra en la Figura 2-49a (lado derecho) y se dio inicio al proceso de maquinado.

Las primeras piezas terminadas presentaron algunas inconsistencias durante algunos de los procesos de manufactura, evidenciándose redondeos incompletos y superficies sin mecanizar (Figura 2-50a). Los cuales fueron solucionados a partir del ajuste en la entrada y salida de herramientas, planos de seguridad de rotación del cuarto eje, la calibración de la rotación, la modificación en la velocidad de avance, el seguimiento de la curva del perfil y la optimización del proceso de montaje, logrando finalmente un adecuado mecanizado de la geometría del álabe diseñado (Figura 2-50b).

Al finalizar el proceso de manufactura se obtuvieron 6 álabes, de los cuales los tres (3) primeros presentaron las inconsistencias descritas anteriormente, siendo posteriormente corregidas, dando lugar a los tres (3) álabes finales que conforman el prototipo de la turbina.



**Figura 2-50:** Álabe mecanizado. a) con inconsistencias en el mecanizado: redondeos en los bordes de ataque y salida del perfil, y b) geometría final del álabe deseado.



En la Tabla 2-5 se presenta la cantidad de líneas de código y el tiempo requerido para llevar a cabo cada una de las operaciones del proceso de fabricación en la CNC, a partir de lo cual puede establecerse un tiempo estimado de 2.5 horas para la fabricación de un solo álabe. Datos que fueron establecidos del proceso de montaje y la depuración del programa con el cual se obtuvo la geometría adecuada del álabe.

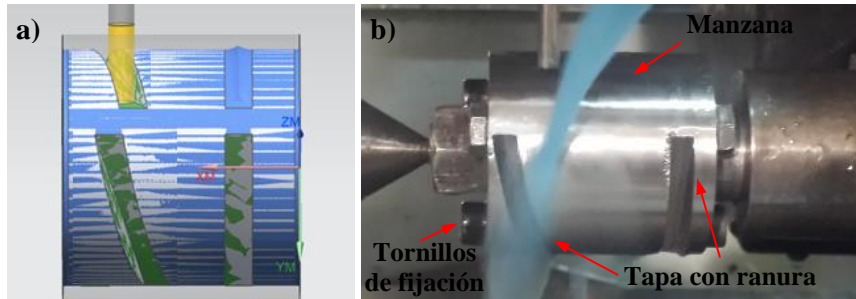
**Tabla 2-5:** Número de líneas de código y tiempo empleado para el mecanizado de un (1) álabe.

Operación	Número de líneas de código	Tiempo (min.)
Adecuación del tocho	-	20
Montaje del tocho y toma de ceros	-	20
Desbaste	14839	30
Semi-acabado	21912	35
Acabado	39509	45

### ▪ Fabricación del cubo

El cubo es la pieza central de la turbina, por lo cual es el punto de rotación y acople de los álabes de la misma, y está compuesto de tres elementos, una manzana y dos tapas, los cuales son maquinados y unidos mediante tornillos para garantizar la posición adecuada de los álabes. Se fabricaron dos (2) cubos, es decir, dos manzanas y cuatro tapas con el propósito de realizar pruebas con cuatro (4) ranuras con inclinaciones diferentes que permitieran evaluar la potencia en el eje de la turbina bajo diferentes ángulos de incidencia de los álabes. La fabricación de los componentes se llevó a cabo mediante torno convencional, utilizando el centro de mecanizado para realizar las operaciones de fresado, empleando el cuarto eje a fin de garantizar la simetría en la distribución de las mismas (Figura 2-51). Los parámetros de corte utilizados en cada una de las fases de mecanizado del cubo se presentan en la Tabla 2-6.

**Figura 2-51:** Fabricación del cubo para el montaje de los álabes: a) Proceso CAM y b) mecanizado de las ranuras en el cubo para los ángulos de incidencia en la CNC.



**Tabla 2-6:** Parámetros de corte de las operaciones de mecanizado del cubo.

<b>Operaciones de torneado</b>		
<b>Descripción</b>	<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
<b>Cilindrado</b>	Velocidad de avance (mm/min)	250
	Velocidad de copa (rpm)	1250
	Profundidad de corte (mm)	0.25
	Demasía (mm)	0.1
	Herramienta de corte	Desbaste recta de carburo
<b>Perforaciones</b>	Velocidad de avance (mm/min)	25
	Velocidad de copa (rpm)	1300
	Profundidad de corte (mm)	Pasantes
	Demasía (mm)	0.1
	Herramienta de corte	Brocas HSS: 9/32 in, 12 mm
<b>Operaciones de fresado</b>		
<b>Ranurado</b>	Velocidad de avance (mm/min)	1500
	Velocidad de husillo (rpm)	1000
	Profundidad de corte (mm)	0.1
	Demasía (mm)	0
	Herramienta de corte	Fresa plana (HSS) 4 cortes y diámetro 5 mm

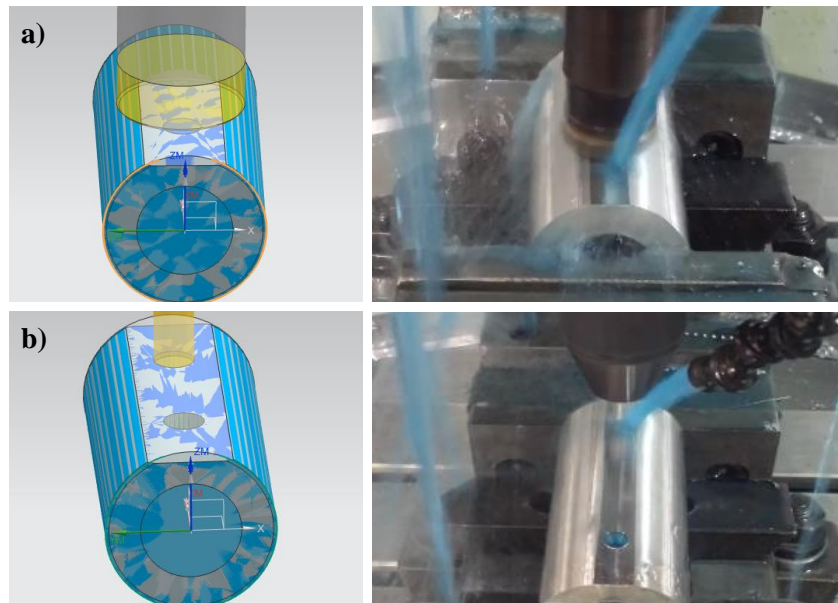
El número de líneas de código para las operaciones y el tiempo de trabajo empleado para la manufactura del cubo se presentan en la (Tabla 2-7), a partir de la cual puede establecerse un tiempo estimado para la fabricación del mismo de una hora y treinta y cinco minutos de trabajo en las máquinas.

**Tabla 2-7:** Número de líneas de código y tiempo empleado para el mecanizado del cubo.

Operación	Número de líneas de código	Tiempo (min.)
Montaje del tocho en torno y CNC, toma de ceros	-	30
Cilindrado	-	10
Perforaciones	-	15
Machuelado	-	30
Ranurado	493	10

### ▪ Fabricación del chasis

El chasis es la pieza encargada de soportar el eje de rotación de la turbina, siendo además el punto de fijación del sistema en el canal hidráulico para la realización de las pruebas. Para su diseño se consideraron elementos comerciales, teniendo en cuenta que el emplear un par rodamiento-eje reducía costos y tiempos de maquinado, por lo cual fueron adquiridos rodamientos con diámetro interno de 12 mm y un eje de acero H13 con el mismo diámetro. La fabricación del chasis se llevó a cabo mediante torneado convencional y mecanizado programado empleando CAM a 2.5 ejes (Figura 2-52).

**Figura 2-52:** Fabricación del chasis: Proceso CAM y mecanizado del chasis, a) planeado para la fijación de vástagos roscados y b) taladrado para el roscado.

Se empleó torneado convencional para llevar a cabo las ranuras en el eje, requeridas para posicionar los rodamientos por medio de un pin-candado, y los agujeros para el montaje del chasis. Los parámetros de corte utilizados en cada una de las fases de mecanizado del chasis se presentan en la Tabla 2-8.

**Tabla 2-8:** Parámetros de corte de las fases de mecanizado del chasis.

<b>Operaciones de torneado</b>		
<b>Descripción</b>	<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
<b>Perforaciones</b>	Velocidad de avance (mm/min)	25
	Velocidad de copa (rpm)	1300
	Profundidad de corte (mm)	pasantes
	Demasía (mm)	0.1
	Herramienta de corte	Broca HSS, 15/16 in
<b>Operaciones de fresado</b>		
<b>Planeado</b>	Velocidad de avance (mm/min)	1500
	Velocidad de husillo (rpm)	1000
	Profundidad de corte (mm)	0.1
	Demasía (mm)	0
	Herramienta de corte	Fresa de planeado 20 mm de diámetro para 4 insertos de tungsteno
<b>Taladrado</b>	Velocidad de avance (mm/min)	20
	Velocidad de husillo (rpm)	1000
	Profundidad de corte (mm)	0.05
	Demasía (mm)	0
	Herramienta de corte	Broca HSS, 12mm

El número de líneas de código y el tiempo de trabajo empleado en la CNC para la manufactura del chasis se presenta en la Tabla 2-9, en la cual puede establecerse un tiempo estimado de 1.25 horas para la fabricación del mismo.

**Tabla 2-9:** Número de líneas de código y tiempo empleado para el mecanizado del chasis.

<b>Operación</b>	<b>Número de líneas de código</b>	<b>Tiempo (min.)</b>
Montaje del tocho en torno y CNC, toma de ceros	-	30
Perforaciones	-	15
Machuelado	-	20
Ranurado	320	10

### ▪ Partes estandarizadas

Los rodamientos, el eje, y los pines-candado (*c-clip*) fueron seleccionados según las condiciones métricas, como se especificó en la sección anterior. Se utilizaron tornillos M5 de acero inoxidable SAE 304 para fijar las tapas a la manzana, rodamientos de 8 mm de espesor con diámetro interno y externo de 25 y 12 mm, respectivamente, y pines-candado de 11 mm de diámetro. Empleando además espárragos con rosca de 3/8 en acero inoxidable SAE 304 para llevar a cabo la fijación de este sistema en el canal hidráulico.

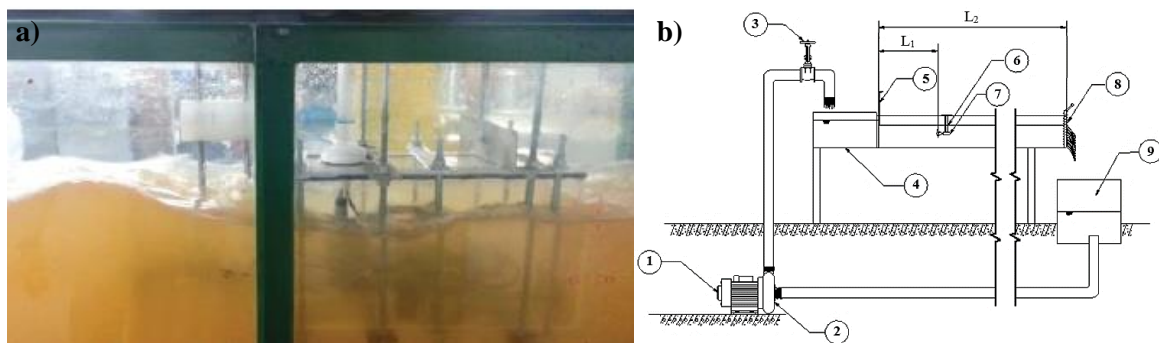
## 2.4.2 Configuración experimental

Se utilizó experimentación para predecir el ángulo de incidencia,  $\beta'$ , más adecuado de los álabes, a fin de producir una mayor potencia de salida de la turbina hidrocínética de eje horizontal. Los experimentos se realizaron en un canal de agua recirculante de la Universidad de Antioquia. Las mediciones de velocidad de flujo en el canal se obtuvieron utilizando un medidor de flujo PCM Pro. El modelo escalado de la turbina con un diámetro ( $D$ ) de 0.24 m fue sometido a un flujo constante y uniforme, y su rendimiento se evaluó para diferentes ángulos de incidencia del álabes a través del cálculo de la potencia generada por la turbina a partir de la medición del torque y la velocidad angular.

### ▪ Canal de agua recirculante

Los experimentos se realizaron en un canal de agua recirculante con sección transversal rectangular (Figura 2-53a) de 0.31 m x 0.50 m y 8 m de longitud, mostrado esquemáticamente en la Figura 2-53b. El cual fue alimentado por un motor eléctrico de 14.9 kW que acciona un impulsor de flujo axial y produce velocidades de flujo de hasta 1 m/s. El canal cuenta con secciones acrílicas de gran tamaño que proporcionan un acceso visual completo, desde los costados y la zona inferior. El plenum de alimentación y los componentes internos están diseñados para proporcionar un flujo completamente desarrollado a 2.5 m de la entrada del canal. El plenum de escape proporcionó tanto ajustes del nivel como del flujo del fluido a través de vertederos.

**Figura 2-53:** Canal de agua recirculante: a) montaje real y b) esquema. Sección de trabajo (Longitud,  $L_2=8$ m, Ancho=0.31 m, y Profundidad=0.5 m). 1) Motor de 14.9 kW, 2) Impeler, 3) válvula de entrada de agua, 4) canal, 5) compuerta, 6) modelo a escala de la turbina hidrocínética de eje horizontal, 7) sensor de par rotativo, 8) vertedero, 9) tanque de alimentación.

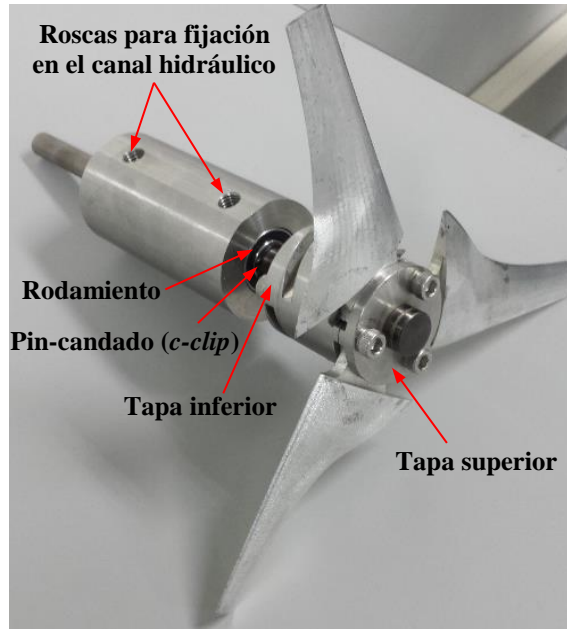


### ▪ Modelo escalado de la turbina hidrocínética de eje horizontal

La turbina hidrocínética de eje horizontal utilizada durante los experimentos (Figura 2-54) está constituida por tres álabes y un diámetro de 0.24 m. El perfil utilizado para los álabes fue NREL S822 y fueron fabricados empleando una máquina CNC (Control Numérico Computarizado) en aluminio AA7075-T6. La turbina fue conectada a una carcasa impermeable, que contenía un sensor de par rotativo con encoder (Futek-Modelo TRS605), que mide la velocidad angular y el torque del rotor. Estos parámetros se utilizaron para calcular la potencia de salida ( $P$ ) de la turbina. El sensor

de par rotativo contaba con una capacidad de 20 Nm y una resolución mínima de 0.153 mNm. El encoder tenía un rango de medición de 7000 rpm.

**Figura 2-54:** Ensamble del modelo a escala (3:20) de la turbina hidrocínética de eje horizontal, para la realización de ensayos con diferentes ángulos de incidencia de los álabes

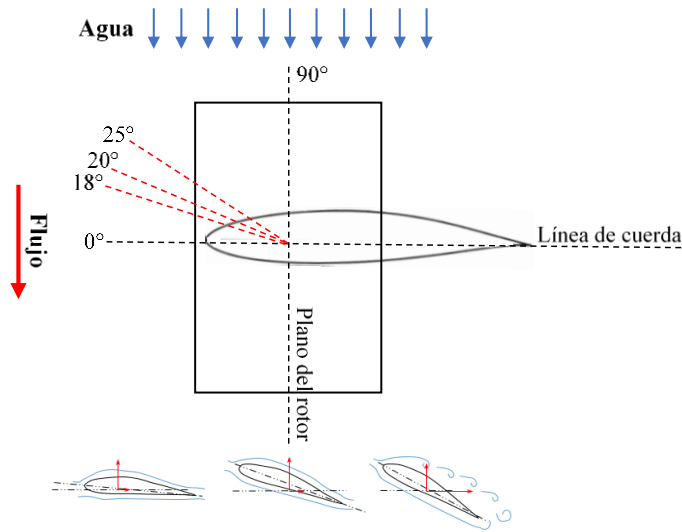


### ▪ Puesta a punto

La turbina fue instalada a una distancia  $L_1 = 3 \text{ m}$  de la entrada del canal y a 0.5 m de profundidad, donde el flujo estaba completamente desarrollado. La velocidad de entrada del flujo se varió durante el ensayo y se obtuvo utilizando un medidor de flujo PCM Pro. Se midió en tres posiciones diferentes en el canal aguas arriba de la turbina, las cuales se promediaron para determinar la velocidad de flujo.

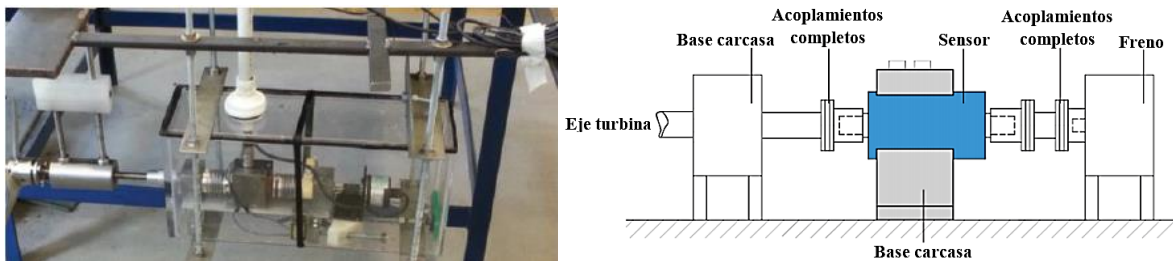
Esta etapa del trabajo se centró en los efectos del ángulo de incidencia del álabe sobre el rendimiento de la turbina hidrocínética de eje horizontal escalada, por lo tanto, durante el experimento se realizó una variación del mismo. Las mediciones se tomaron en diferentes ángulos de incidencia de los álabes teniendo en cuenta las condiciones actuales. Los tres álabes de la turbina se fijaron siempre al mismo ángulo de incidencia y para los experimentos se probaron tres ángulos de incidencia diferentes ( $18^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $25^\circ$ ). Los detalles de la variación del ángulo de incidencia del álabe se presentan en la Figura 2-55.

**Figura 2-55:** Detalles de la variación del ángulo de incidencia del álabe.



La potencia de la turbina se calculó midiendo el par y la velocidad angular en la salida del eje usando un sensor de par rotativo con encoder (Futek-Modelo TRS605). El sensor estaba completamente acoplado al eje de la turbina y a un freno de accionamiento (Figura 2-56) para medir el par y la velocidad angular y, posteriormente, la potencia desarrollada por la turbina cuando el rotor estaba cargado. Los datos se recogieron en tiempo real utilizando una pantalla digital inteligente de mano (IHH500 Pro) conectada al sensor. Para cada ensayo se mantuvo la velocidad de la corriente lo más uniforme posible y se conectó el equipo de adquisición de datos. Adicionalmente durante cada experimento, la turbina fue cargada por el freno electromagnético y en cada carga se midieron la velocidad de giro y el par de torsión.

**Figura 2-56:** Instalación del sensor de torque: a) montaje real y b) esquema del montaje.



Con los valores de la velocidad del agua, la velocidad de rotación y el torque del rotor medidos por el sensor, se calculó la potencia de salida ( $P$ ) de la turbina, empleando la ecuación (2.10). Es importante notar que el rendimiento de la turbina hidrocínética se caracteriza por su coeficiente de potencia ( $C_p$ ), que representa la relación entre la potencia extraída de la corriente de agua y la potencia disponible en la corriente que fluye a través de la misma área proyectada por la turbina. Este coeficiente puede ser calculado a partir de la ecuación (2.11):

$$P = T\omega \tag{2.40}$$

$$C_p = \frac{P}{0.5\rho\pi R^2 V^3} \quad (2.41)$$

Donde  $P$  es la potencia de salida,  $T$  es el par en el eje de la turbina,  $\rho$  es la densidad del agua,  $V$  es la velocidad de la corriente de agua,  $R$  es el radio del rotor y  $\omega$  es la velocidad angular de la turbina. La velocidad angular ( $\omega$ ) se representa generalmente como una relación de la velocidad de punta ( $\lambda$ ), la cual es a su vez una correlación entre la velocidad del álabe de la turbina y la velocidad de la corriente, como se presenta en la ecuación (2.12):

$$\lambda = \frac{R\omega}{V} \quad (2.42)$$



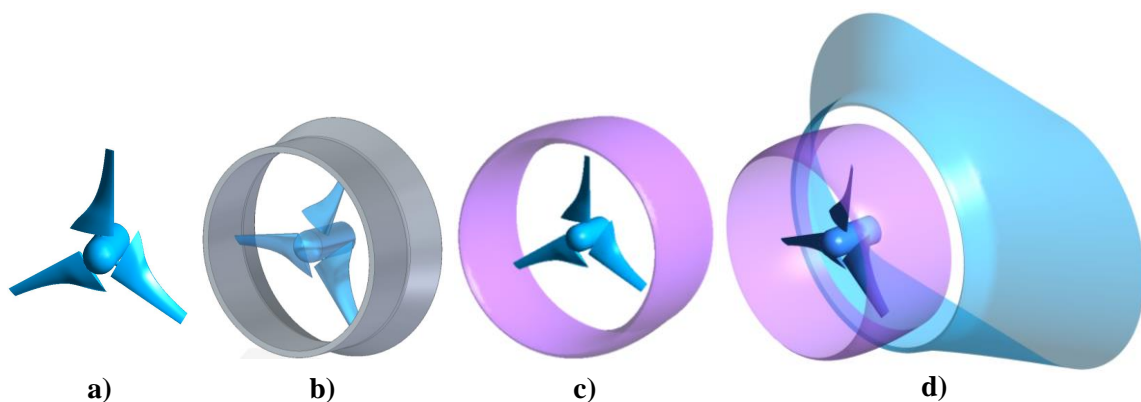
### 3. Resultados

En esta sección se presentan los resultados obtenidos siguiendo el mismo orden de las cuatro etapas planteadas en la sección de la metodología, a fin de dar cumplimiento a cada uno de los objetivos específicos planteados en este trabajo. Por lo cual, los resultados se encuentran estructurados de la siguiente manera: (1) Diseño de detalle de la turbina hidrocínética de eje horizontal con y sin difusor; (2) Análisis fluidodinámico de la turbina hidrocínética con y sin difusor; (3) Análisis estructural de la turbina hidrocínética con y sin difusor; y (4) Resultados experimentales del prototipo de la turbina hidrocínética de eje horizontal sin difusor.

#### 3.1 Diseño de detalle de la turbina hidrocínética de eje horizontal con y sin difusor

La Figura 3-1 muestra el diseño de detalle de la turbina hidrocínética de eje horizontal de tres álabes, sobre la cual se implementaron además las tres configuraciones de los difusores diseñados buscando mejorar su rendimiento. Estos modelos tridimensionales fueron obtenidos siguiendo los pasos descritos en la metodología, y posteriormente sometidos a pruebas computacionales tanto a nivel hidrodinámico como estructural empleando el programa comercial ANSYS®.

**Figura 3-1:** Diseño de detalle de la turbina hidrocínética de eje horizontal: a) sin difusor, b) con difusor 1, c) con difusor 2, y d) con difusor 3.

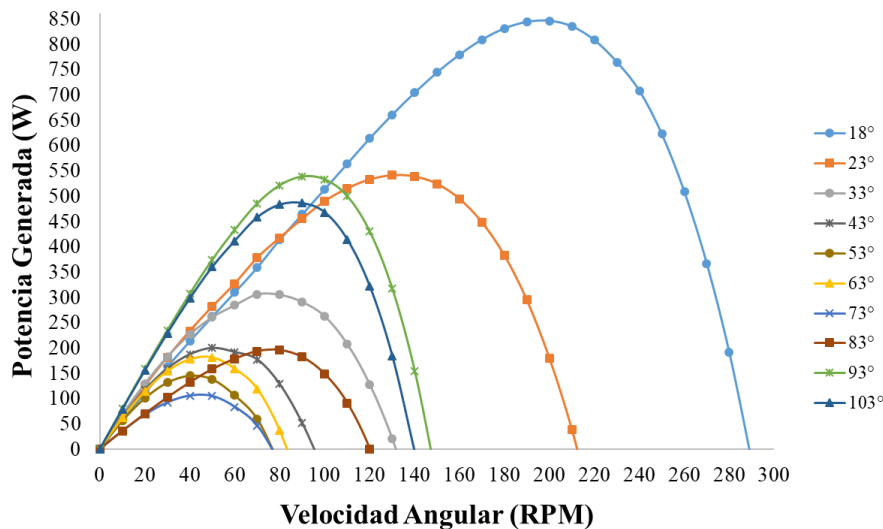


## 3.2 Análisis fluidodinámico de la turbina hidrocínética con y sin difusor

### 3.2.1 Análisis hidrodinámico de la turbina sin difusor

La Figura 3-2 muestra la variación de la potencia generada,  $P$  (en W) por la turbina hidrocínética de eje horizontal sin difusor, en función de la velocidad angular,  $\omega$  (en rpm) y el ángulo de incidencia,  $\beta$  de los álabes de la misma. Esta variación de  $\omega$ , comprendida entre 0 y 300 rpm presentó valores entre 0 y 850 W de potencia útil generada. Se evidenció una disminución de la potencia generada a medida que aumentaba el ángulo de incidencia de los álabes entre 18 y 73 grados, a excepción de 63 grados, el cual manifestó un ligero incremento, superando incluso la potencia máxima generada por los ángulos de incidencia de 53 y 73 grados. Por su parte, los ángulos de 83, 103 y 93 grados presentaron un incremento de la potencia generada, siguiendo el orden descrito.

**Figura 3-2:** Potencia generada (W) en función de la velocidad angular (rpm) de la turbina hidrocínética de eje horizontal sin difusor y la variación del ángulo de incidencia ( $\beta$ ) de sus álabes.

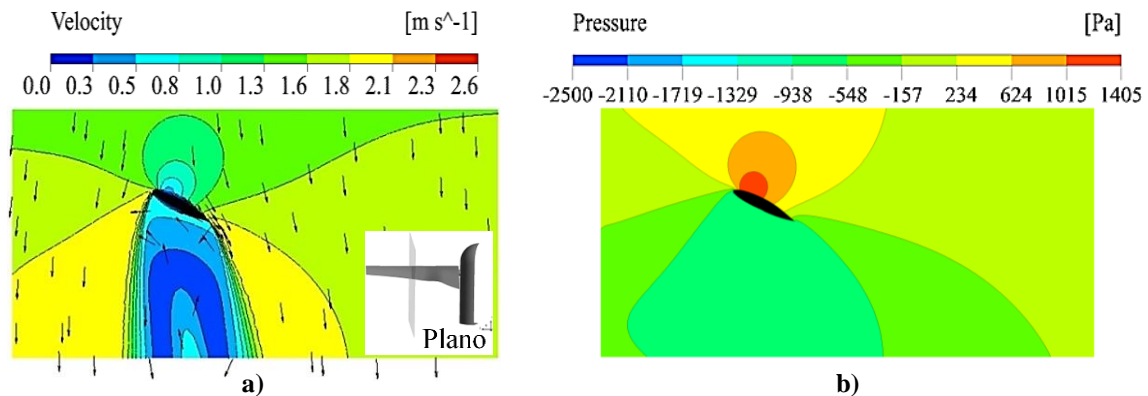


De la Figura 3-2 se encontró que la máxima potencia generada por la turbina hidrocínética de eje horizontal analizada se presenta a un ángulo de incidencia del álabe de 18 grados, el cual coincide con la posición determinada en la fase de diseño teórico, alcanzando 846 W a 200 rpm, lo cual corresponde a una diferencia con relación a la potencia teórica de diseño (912 W) inferior a 66 W, que puede deberse a las pérdidas presentadas durante la interacción fluido-estructura que no son contempladas en la ecuación inicial de diseño de este tipo de turbinas (ecuación 2.4), pero que, como estaba previsto, logra superar el umbral de la potencia mínima requerida en este trabajo de 746 W (1 HP). El valor obtenido en este análisis muestra coherencia al ser comparado con el estudio realizado por Chica, Perez, Rubio-Clemente, y Agudelo, donde realizaron el análisis computacional de una turbina de eje horizontal de tres álabes, con un radio ( $R$ ) de 0.68 m, empleando el mismo perfil hidrodinámico NREL S822 y la misma velocidad del fluido aguas arriba de la turbina de 1.5 m/s,

encontrando como resultado una potencia máxima generada de 775.06 W a aproximadamente 140 rpm [23], lo cual es viable, dado a que la potencia generada se encuentra estrechamente ligada al tamaño de la turbina. Representando que la diferencia de tamaño, equivalente a un 9.3 % de la turbina analizada por dichos autores y la turbina planteada en esta tesis ( $R = 0.75 \text{ m}$ ), presentó un incremento en la potencia generada del 8.4%.

La Figura 3-3 muestra el contorno y los vectores de velocidad y el contorno de presión en la sección transversal media del álabe de la turbina sin difusor (Figura 3-3a y Figura 3-3b, respectivamente), a una distancia de 0.34 m medidos desde la punta del álabe. La escala de colores del perfil de velocidades de los tres modelos comprende valores entre 0 y  $2.6 \text{ m s}^{-1}$ , mientras que para el perfil de presión tiene valores entre -2500 y 1405 Pa.

**Figura 3-3:** Contorno y vectores de velocidad (a) y contorno de presión (b) en la sección transversal media del álabe de la turbina sin difusor.



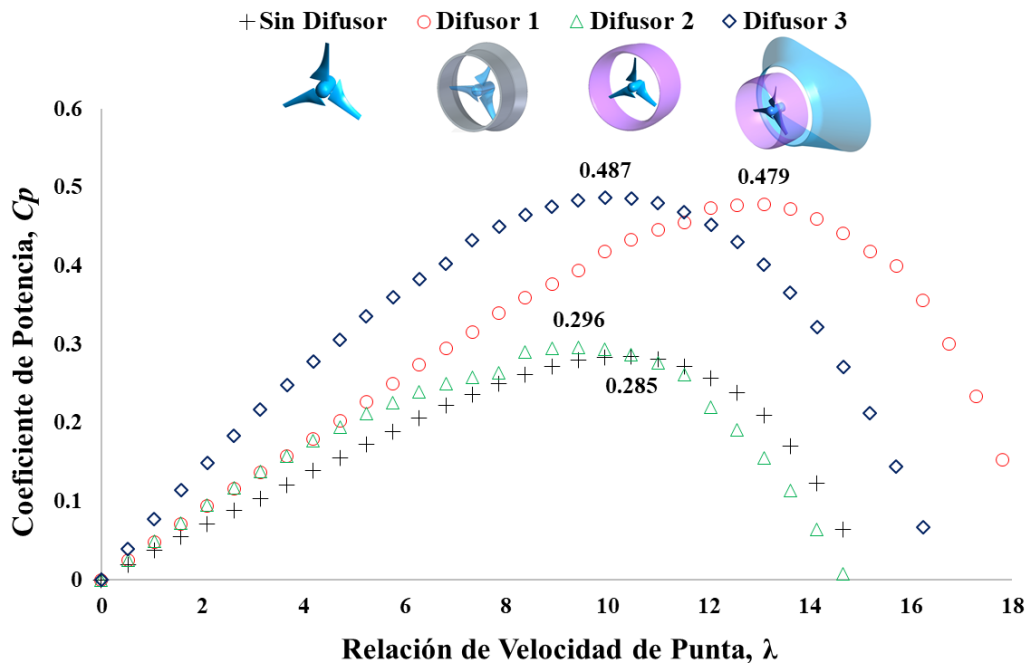
La Figura 3-3a muestra velocidades aguas arriba de la turbina que oscilan entre 1.5 y  $1.8 \text{ m s}^{-1}$ , evidenciándose una disminución de la velocidad del fluido tanto en la región superior como inferior de donde se encuentra el perfil del álabe de la turbina, lo cual es coherente dada la obstrucción que se genera al paso de agua. Se produce además un aumento de la velocidad aguas abajo del álabe, en las zonas donde no hay incidencia directa de este, la cual presenta poca homogeneidad y alcanza valores entre 1.8 y  $2.1 \text{ m s}^{-1}$ . Por su parte, las velocidades aguas abajo del perfil del álabe, muestran un mayor estancamiento del agua, donde se generan áreas más homogéneas y concentradas con valores entre 0 y  $0.5 \text{ m s}^{-1}$ , de las cuales se aprecia que el área de mayor estancamiento, donde las velocidades tienen a cero, adopta la forma de una campana.

La Figura 3-3b muestra que las presiones aguas arriba del perfil oscilan entre -500 y 1300 Pa, la cual va disminuyendo a medida que se aleja de la zona media del mismo, mientras que aguas abajo de este se generan presiones entre los -750 y -900 Pa, encontrándose una presión más constante a lo largo del perfil que en promedio ronda los -860 Pa, lo cual genera que la zona inferior del perfil hidrodinámico presente mayores magnitudes con relación a la zona superior del mismo. Esta diferencia de presiones tiene una influencia directa en la fuerza motriz del álabe, generando así un par de torsión que hace posible el giro del mismo.

### 3.2.2 Análisis hidrodinámico de la turbina hidrocínética con y sin difusor

La Figura 3-4 muestra el coeficiente de potencia [ $C_p$ ] en función de la TSR [ $\lambda$ ] (Relación de Velocidad de Punta, por sus siglas en inglés) de la turbina hidrocínética de eje horizontal con ángulo de incidencia ( $\beta'$ ) de los álabes de 18 grados, por ser el modelo que mayor potencia generada alcanzó con relación a los demás ángulos analizados (Figura 3-2), sobre la cual se contempla además la implementación de los tres difusores propuestos anteriormente (Figura 3-1). Los resultados obtenidos están comprendidos dentro de un intervalo de la TSR entre 0 y 18. Estos resultados, representados con curvas de puntos, presentan un comportamiento parabólico del  $C_p$  respecto a la variación de  $\lambda$ , el cual es coherente a los resultados numéricos y experimentales encontrados en la literatura para este tipo de turbinas [42], [44].

**Figura 3-4:** Coeficiente de Potencia [ $C_p$ ] en función de la Relación de Velocidad de Punta [ $\lambda$ ] del álabe de la turbina hidrocínética de eje horizontal con y sin difusor.



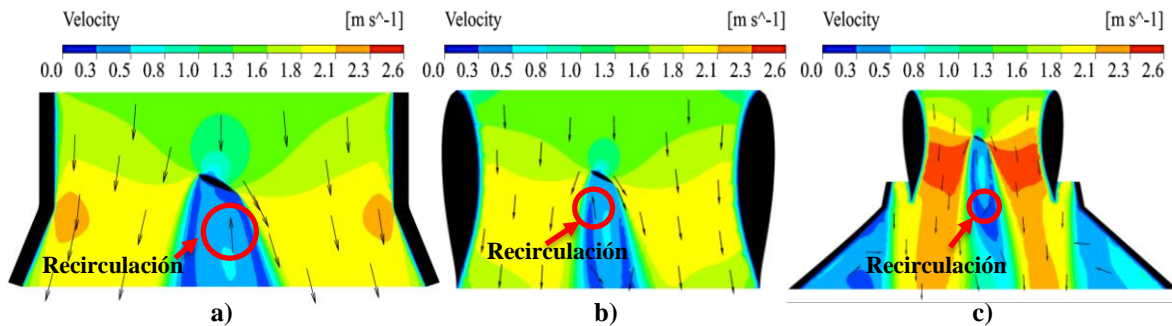
La Figura 3-4 muestra que, el máximo  $C_p$  alcanzado, en orden ascendente, por la turbina hidrocínética sin difusor y al implementar los difusores 2, 1 y 3 fue de 0.285, 0.296, 0.479 y 0.487, a una TSR de 10.5, 9.4, 13.1 y 9.9, respectivamente. Esto corresponde, en este mismo orden, a un aumento del  $C_p$  de 3.9%, 68.1% y 70.9% con respecto a la turbina sin difusor. Así las cosas, la turbina con el difusor 3 presenta un mayor rendimiento en comparación con los demás modelos analizados, representado un aprovechamiento de la energía cinética del fluido del 82.1% en comparación a la extracción máxima posible de energía establecida por el límite de Betz.

Como punto relevante de comparación, se encuentra que al emplear el difusor 3, el cual como se describió en la etapa de diseño está constituido en primera instancia por el difusor 2, permite establecer que al emplear un segundo difusor aguas abajo de este se logra un incremento del  $C_p$  del 64.5%, por lo cual si se tiene en cuenta el poco aumento generado por el difusor 2 con relación a la turbina sin difusor, el rendimiento del difusor 3 podría ser aún mayor si se reemplaza o mejora el diseño de este primer difusor. Por otro lado, se evidencia que un modelo más sencillo como el presentado por el difusor 1, es superado por el difusor de tercera generación (difusor 3) en un 1.7%, lo cual pese a ser poco representa de igual manera un aumento significativo para la implementación de este tipo de turbinas, debido a que entre más cercano el  $C_p$  al límite establecido por Betz, mayor será la dificultad para aumentar la eficiencia de estas. Sin embargo, la sencillez geométrica del difusor 1 permite visualizar para futuros trabajos el planteamiento de mecanismos de tercera generación (difusor 3) empleando un difusor principal recto.

La Figura 3-5 muestra los contornos y vectores de velocidad en la sección transversal media del álabe de la turbina con difusor 1, 2 y 3 (Figura 3-5a, Figura 3-5b y Figura 3-5c, respectivamente), a una distancia de 0.34 m medidos desde la punta del álabe. La escala de colores del perfil de velocidades de los tres modelos comprende valores entre 0 y 2.6 m s<sup>-1</sup>. En los tres casos, la velocidad presentada aguas arriba del álabe de la turbina es superior a la que se encuentra aguas abajo de la misma, mientras que la mayor aceleración del fluido se genera en las zonas laterales externas a los bordes de entrada y salida del perfil hidrodinámico, especialmente, aguas abajo de este. Produciéndose además un desprendimiento de la capa límite en el perfil del álabe de la turbina, como consecuencia de la alta velocidad de entrada del agua. Por su parte, los vectores de velocidad muestran un comportamiento normal del flujo en las zonas donde no se encuentra una obstrucción directa al paso de agua por parte del álabe, mientras que en la región media aguas abajo de este, donde se ocasiona la interrupción parcial del fluido, presenta un fenómeno de recirculación. Esta recirculación, así como el desprendimiento de la capa límite producen pérdidas energéticas en estos mecanismos.

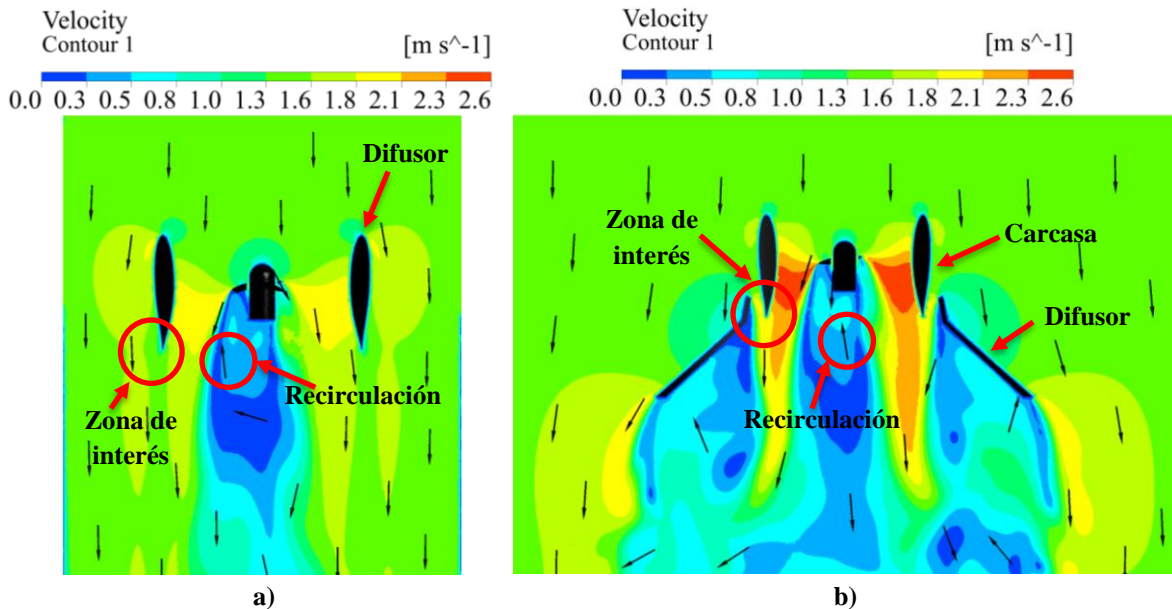
La Figura 3-5 muestra un incremento de la velocidad a la entrada de la turbina con difusor 3 (Figura 3-5c) con velocidades entre 1.5 y 2.1 m s<sup>-1</sup>, mientras que la turbina con el difusor 1 y 2 (Figura 3-5a y Figura 3-5b, respectivamente) presentan valores inferiores en las mismas zonas con velocidades que oscilan entre 1.5 y 1.8 m s<sup>-1</sup>. Se evidencia para todos los casos una disminución de la velocidad del fluido tanto en la región superior como inferior de donde se encuentra el perfil del álabe de la turbina, lo cual es coherente dada la obstrucción que se genera al paso de agua. Se produce además un aumento de la velocidad aguas abajo del álabe, en las zonas donde no hay incidencia directa de este, teniendo en los tres casos una velocidad más homogénea con relación a la turbina sin difusor (Figura 3-3a), presentando velocidades superiores para la turbina con difusor 3 con valores entre 2.3 y 2.6 m s<sup>-1</sup>, con respecto a la turbina sin difusor y con el difusor 1 que alcanzan valores que oscilan entre 1.8 y 2.1 m s<sup>-1</sup>, y con el difusor 2 en un rango entre 1.8 y 2.3 m s<sup>-1</sup>. La turbina con difusor 2 y 3 presentan resultados muy similares aguas abajo del perfil del álabe, con velocidades que oscilan entre 0 y 0.8 m s<sup>-1</sup>, encontrándose en ambos casos que, las velocidades más bajas y por ende el mayor estancamiento de agua, se presenta en el área de salida del difusor que rodea la turbina, en donde puede observarse además que esta región adopta la forma de una campana invertida, semejante a la presentada por la turbina sin difusor (Figura 3-3a), generando que el agua estancada se origine en mayor proporción a una mayor distancia del perfil del álabe, y en consecuencia, las pérdidas sean menores que cuando no se usa difusor. Por su parte, la turbina con el difusor 1 tiende a formar una campana como la originada por el modelo sin difusor, con la diferencia de que presenta un mayor estancamiento en la superficie del perfil hidrodinámico, aguas abajo de este.

**Figura 3-5:** Contorno y vectores de velocidad [ $\text{m s}^{-1}$ ] en la sección transversal media del álabe de la turbina con: a) difusor 1, b) difusor 2 y c) difusor 3.



La Figura 3-6 muestra los contornos y vectores de velocidad [ $\text{m s}^{-1}$ ] en la sección transversal media del modelo de la turbina con difusor 2 y 3 (Figura 3-6a y Figura 3-6b, respectivamente). Estos modelos fueron seleccionados para llevar a cabo la comparación dadas las semejanzas geométricas entre ambos, al compartir el diseño del difusor, también denominado en el modelo de la turbina de tercera generación (difusor 3) como carcasa. Los perfiles de velocidad de ambos modelos comprenden una escala de colores con valores entre 0 y  $2.6 \text{ m s}^{-1}$ , donde la velocidad presentada aguas arriba de la turbina es superior a la que se encuentra aguas abajo de la misma, y la mayor aceleración del fluido se genera en las zonas laterales externas a los bordes de entrada y salida del perfil hidrodinámico, especialmente, aguas abajo de este.

**Figura 3-6:** Contorno y vectores de velocidad [ $\text{m s}^{-1}$ ] en la sección transversal media del modelo de la turbina con: a) difusor 2 y b) difusor 3.

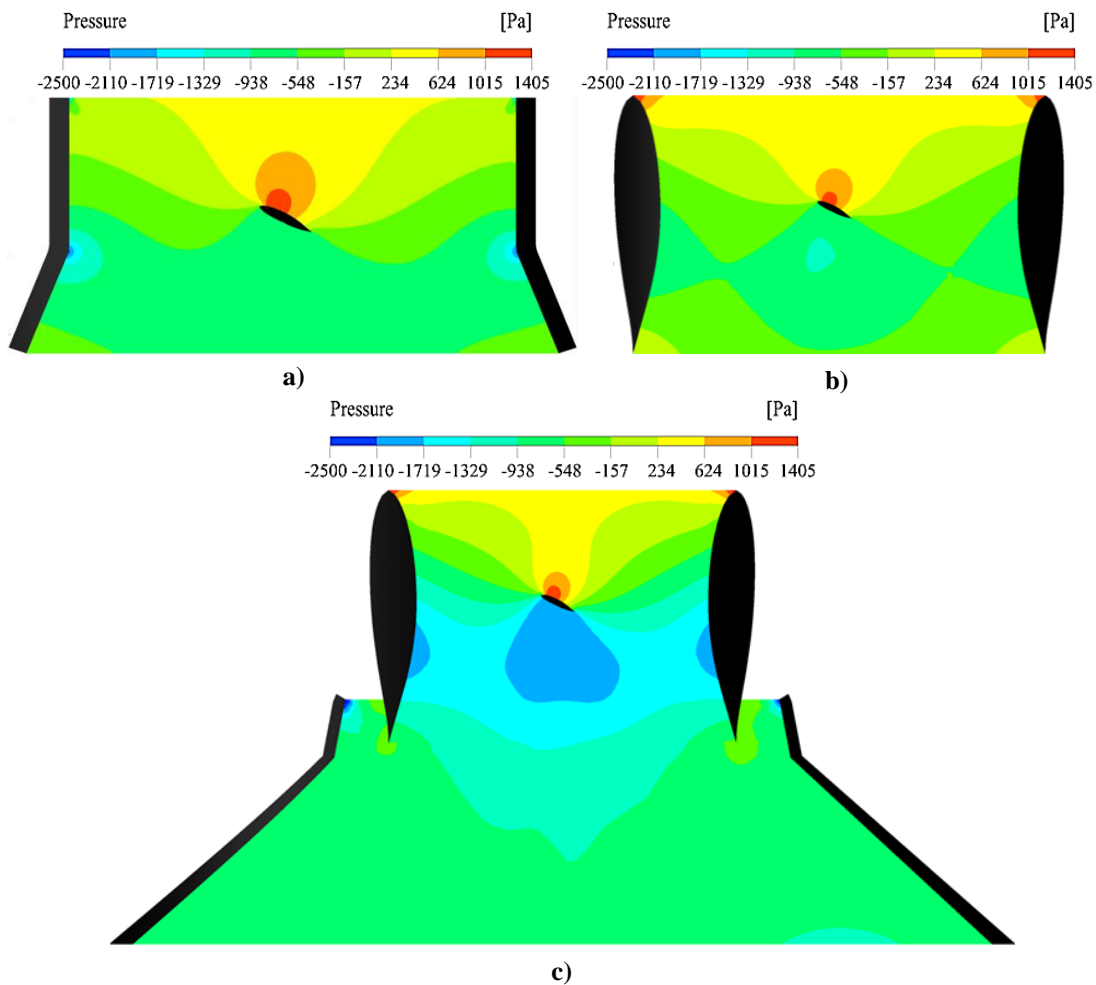


La Figura 3-6b muestra que la apertura entre la carcasa y el difusor (zona de interés) permite el ingreso del fluido externo hacia el interior del mecanismo, incrementando la velocidad del agua en el interior de este, aguas abajo del mismo, de  $1.5 \text{ m s}^{-1}$  a  $2.1 \text{ m s}^{-1}$ , disminuyendo la recirculación

del fluido en el borde de salida del perfil de la carcasa, ayudando también a tener un mayor control y un mejor desempeño del mismo al evitar el desprendimiento de capa límite en esta zona, acorde a lo planteado en el estudio de Els & Junior, [50]. Este aumento en la velocidad del fluido proporciona un mayor empuje del flujo aguas abajo de la turbina con difusor 3 con respecto al modelo con difusor 2, permitiendo evacuar en mayor medida el agua allí retenida o recirculante. Mientras que la turbina con difusor 2 (Figura 3-6a), presenta en esta zona de interés, velocidades entre  $1.5$  y  $1.8 \text{ m s}^{-1}$ .

La Figura 3-7 muestra el contorno de presión en la sección transversal media del álabe de la turbina con difusor 1, 2 y 3 (Figura 3-7a, Figura 3-7b y Figura 3-7c respectivamente), a una distancia de  $0.34 \text{ m}$  medidos desde la punta del álabe. La escala de colores para los tres modelos comprende valores entre  $-2500$  y  $1405 \text{ Pa}$ .

**Figura 3-7:** Contorno de presión [Pa] en la sección transversal media del modelo de la turbina con: a) difusor 1, b) difusor 2 y c) difusor 3.



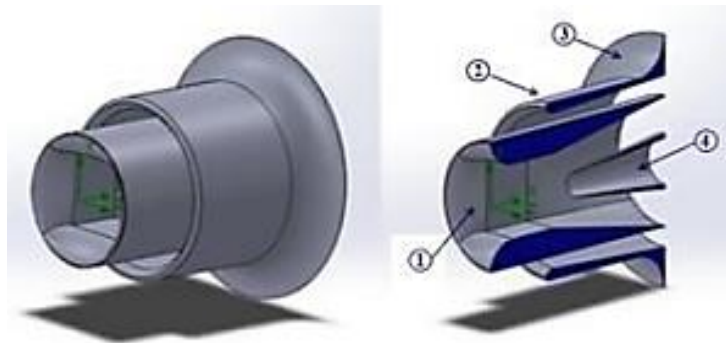
Las presiones presentadas aguas arriba del perfil de la turbina con el difusor 1 y 2 son muy similares a las presentadas por la turbina sin difusor (Figura 3-3b), oscilando entre  $-500$  y  $1313 \text{ Pa}$ , y  $-500$  y  $1281 \text{ Pa}$ , respectivamente, mientras que para la turbina con el difusor 3, se encuentra un incremento de presión en esta misma zona que va desde  $-1500$  a  $1405 \text{ Pa}$ , evidenciándose que en los tres casos la presión disminuye a medida que se aleja de la zona media del perfil. Mientras que, aguas abajo



del perfil hidrodinámico la presión oscila entre -440 y 860 Pa, -226 y 1038 Pa, y entre -870 y -2151 Pa para la turbina con el difusor 1, 2 y 3, respectivamente, obteniéndose en los tres casos una presión más constante a lo largo del perfil hidrodinámico con respecto a las obtenidas aguas arriba del mismo, con un valor promedio de 793, 865 y 1951 Pa, en este mismo orden, generando así una presión más distribuida y uniforme de mayor magnitud al ser comparada con las presiones obtenidas en la zona superior del perfil hidrodinámico. Esta diferencia de presiones influye a su vez en la fuerza motriz del álabe, provocando un par de torsión que hace posible el giro del mismo. Esto permite evidenciar que al emplear el difusor 3 se genera un aumento de la presión aguas abajo del perfil hidrodinámico del álabe del 126.9%, 146.0% y 125.5% con relación a la turbina sin difusor, y con el difusor 1 y 2, respectivamente. Lo cual se le atribuye a la aceleración que genera en el fluido la utilización de un segundo difusor ubicado aguas abajo de la turbina al convertirse en un dispositivo que contribuye con la succión y expulsión del agua en esta zona.

Del estado del arte, no se encuentra por parte del autor de esta tesis suficientes estudios relacionados con la implementación de difusores de tercera generación en turbinas hidrocínéticas, necesarios para realizar una validación cualitativa de los resultados encontrados. El estudio realizado por Piancastelli et al., [51] presenta una gran semejanza con el objetivo del presente trabajo, los cuales divergen específicamente en la implementación de un difusor interno ubicado aguas abajo del modelo en comparación. El mecanismo planteado por los autores, con sus respectivos componentes, se presenta en la Figura 3-8.

**Figura 3-8:** Vista de sección de la configuración final. (1) Boquilla Venturi principal - (2) Difusor secundario R - (3) Brida S - (4) Difusor interno DDi. [51]



En su estudio, Piancastelli et al., utilizan una velocidad de entrada del fluido de  $1.2 \text{ m s}^{-1}$ , la cual incrementó hasta alcanzar velocidades promedio de  $1.9 \text{ m s}^{-1}$  aguas abajo de la turbina al implementar el primer difusor convergente-divergente (1), equivalente a un aumento de la velocidad del 58.3%. Esta mejora es similar a la turbina con difusor 1 y 2 propuestos en este trabajo, con los cuales, partiendo de la velocidad promedio del fluido de  $1.5 \text{ m s}^{-1}$ , se lograron obtener velocidades promedio de  $2 \text{ m s}^{-1}$  y  $1.9 \text{ m s}^{-1}$  en esta misma zona, representando un aumento de la velocidad del 33.3% y 26.7%, respectivamente. Lo cual muestra que el modelo propuesto por Piancastelli et al., supera en un 75.1% y 118.4% la velocidad promedio producida en comparación con la turbina con difusor 1 y 2. De esta comparación puede apreciarse que uno de los factores que influye en el mejoramiento del modelo planteado por los autores pueda deberse a la geometría del difusor, especialmente al tener una garganta completamente circular, dado a que tanto el modelo planteado por estos, como la turbina con el difusor 1 presentaron un mejor comportamiento con relación a la geometría perfilada que tiene el difusor 2. Esto puede evidenciarse también en el estudio realizado por Gaden y Bibeau, en el cual proponen un difusor con una garganta completamente circular y una



salida divergente, del cual se derivó la geometría de la turbina con el difusor 1 propuesto en este trabajo, alcanzando a partir de una simulación muy idealizada al tratar la turbina como un disco, un aumento del 310% de la potencia generada [6].

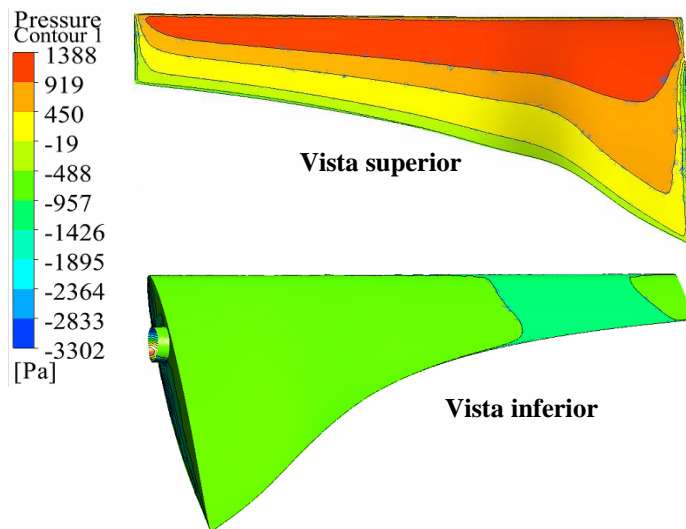
Las mejoras (2) y (3) planteadas por Piancastelli et al., para su difusor aumentado, le permitieron obtener velocidades promedio aguas abajo de la turbina de  $2.6 \text{ m s}^{-1}$ , equivalente a un incremento de la velocidad del 116.7% con relación a la velocidad inicial del fluido de  $1.2 \text{ m s}^{-1}$ . Esta mejora se asemeja a la turbina con difusor 3 propuesta en este estudio, con la cual se alcanzaron velocidades promedio de  $2.5 \text{ m s}^{-1}$  aguas abajo de la turbina, representando un aumento de la velocidad del 66.7% respecto a la velocidad inicial del fluido de  $1.5 \text{ m s}^{-1}$ . Con lo cual el incremento presentado en la velocidad por el modelo propuesto por Piancastelli et al., es superior en un 75.0% al generado por la turbina hidrocínética con el difusor 3.

La diferencia en los incrementos de velocidad encontrados entre este estudio y la referencia propuesta por Piancastelli et al., pueden asociarse principalmente a dos factores, el primero se fundamenta en las diferencias geométricas entre los difusores de ambos mecanismos, y el segundo, el no considerar la turbina hidrocínética en el modelo tridimensional propuesto por Piancastelli et al., lo cual no cuantifica la pérdida de energía asociada a la interacción entre el fluido y el rotor de la turbina. Sin embargo, de ambos estudios se encuentra que un factor importante para incrementar la eficiencia de este tipo de turbinas consiste en lograr incrementos de la velocidad aguas abajo del rotor, a fin de reducir las zonas de estancamiento y recirculación del fluido, demostrándose además que la integración de dos o más difusores, se muestra como una opción muy prometedora, permitiendo incrementar el coeficiente de potencia [ $C_p$ ] de turbinas hidrocínéticas con valores superiores a 0.4.

### 3.3 Análisis estructural de la turbina hidrocínética con y sin difusores

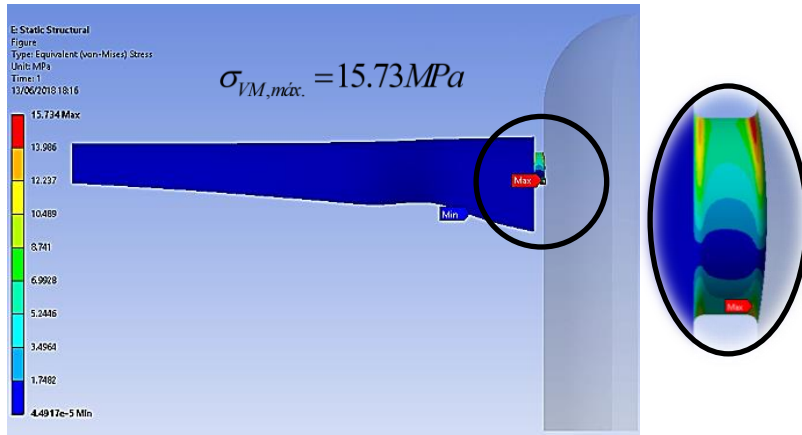
La Figura 3-9 muestra la distribución de presiones generadas por las fuerzas hidrodinámicas sobre el perfil del álabe de la turbina sin difusor. Las presiones comprenden valores entre -3302 Pa y 1388 Pa. En la figura, el área de mayor presión (1388 Pa) se encuentra sobre la zona superior del álabe, cercana al borde de ataque de este, lo cual es coherente debido a que es la región que entra en primera instancia en contacto directo con el agua, presentándose una posterior disminución de la presión a medida que se aleja de este borde. Por su parte, la diferencia de presiones presentada entre la zona superior e inferior del álabe con valores positivos y negativos, respectivamente, refleja una caída de presión aguas abajo de la turbina que hace posible el giro de la turbina, lo cual concuerda con lo expuesto en la sección “2.1.2 Diseño hidráulico de la turbina hidrocínética de eje horizontal”, en donde a partir de la Figura 2-5 se llevó a cabo la descripción de este fenómeno y la implementación de la ecuación de Bernoulli.

**Figura 3-9:** Distribución de presiones generadas por las fuerzas hidrodinámicas sobre el perfil del álabe de la turbina hidrocínética sin difusor.



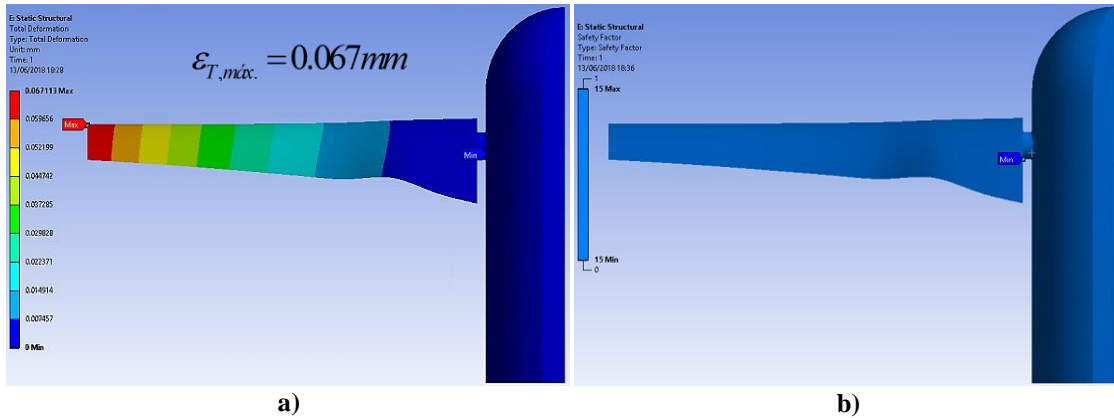
La Figura 3-10 muestra los esfuerzos de von Mises al que se encuentran sometidos los álaves de la turbina sin difusor. Los esfuerzos comprenden valores entre  $4.49E-5$  y 15.73 MPa, siendo este último el máximo esfuerzo soportado por el álabe, el cual se encuentra cerca de su raíz, sobre el eje que lo conecta con el cubo. En esta figura, se presenta un acercamiento (lado derecho) de la zona de interés, el cual permite evidenciar que los mayores esfuerzos presentados se encuentran en esta región de conexión. Sin embargo, este esfuerzo máximo es 35.6 veces inferior a la capacidad de resistencia presentada por el acero inoxidable martensítico CA-6NM de 560 MPa, garantizando de esta manera que el material podrá resistir sin problemas.

**Figura 3-10:** Esfuerzos de von Mises al que se encuentran sometidos los álabes de la turbina sin difusor.



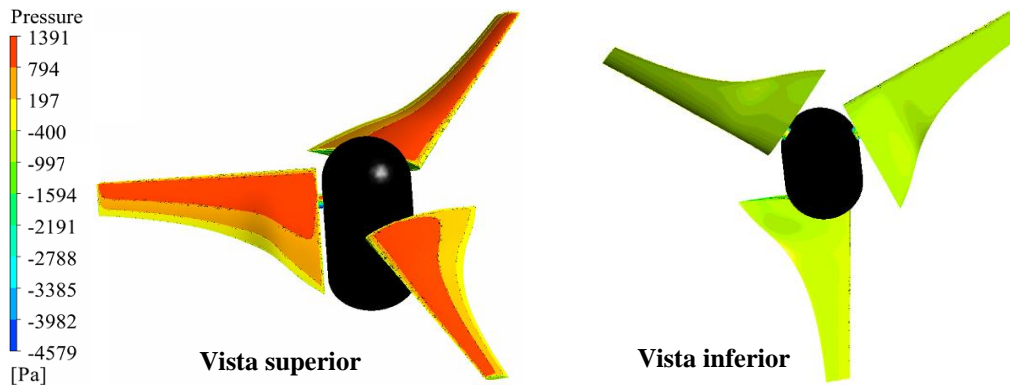
La Figura 3-11 muestra la deformación total (a) y el factor de seguridad (b) obtenidos en el análisis estructural de la turbina sin difusor. La deformación total (Figura 3-11a) comprende valores entre 0 y 0.067 mm, siendo este último la máxima deformación presentada por el álabes de la turbina. El factor de seguridad por su parte (Figura 3-11b) presenta en todos los componentes un valor de 15, lo cual implica que el material utilizado cuenta con excelentes propiedades mecánicas y por ende no se presentan zonas que estén propensas a falla. En la Figura 3-11a puede evidenciarse que la deformación incrementa desde la raíz hacia la punta del álabes, lo cual es coherente debido a que por un lado el área la sección transversal de álabes disminuye en esta misma dirección y por el otro a que es en la punta del álabes donde se presentan las mayores velocidades dado a que el par de torsión aumenta a medida que la fuerza aplicada se aleja de su punto de rotación. La máxima deformación presentada por el material es relativamente baja y no representa una gran influencia sobre la integridad estructural del álabes, lo cual puede corroborarse en la Figura 3-11b, donde los componentes de la turbina presentan un factor de seguridad de 15.

**Figura 3-11:** Resultados del análisis estructural presentados por la turbina sin difusor: a) Deformación total, y b) Factor de seguridad.



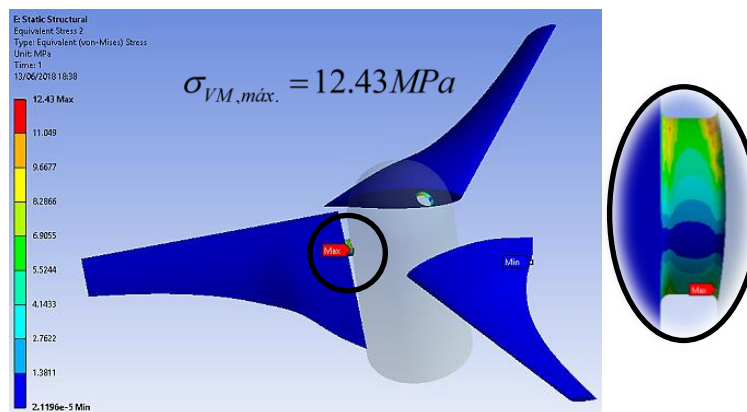
La Figura 3-12 muestra la distribución de presiones generadas por las fuerzas hidrodinámicas sobre el perfil del álabe de la turbina con difusor 1. Las presiones comprenden valores entre -4579 Pa y 1391 Pa. En la figura, el área de mayor presión (1391 Pa) se encuentra sobre la zona superior del álabe, cercana al borde de ataque de este, lo cual es coherente debido a que es la región que entra en primera instancia en contacto directo con el agua, presentándose una posterior disminución de la presión a medida que se aleja de este borde. Por su parte, la diferencia de presiones presentada entre la zona superior e inferior del álabe con valores positivos y negativos, respectivamente, refleja una caída de presión aguas abajo de la turbina que hace posible el giro de la turbina.

**Figura 3-12:** Distribución de presiones generadas por las fuerzas hidrodinámicas sobre el perfil del álabe de la turbina hidrocínética con difusor 1.



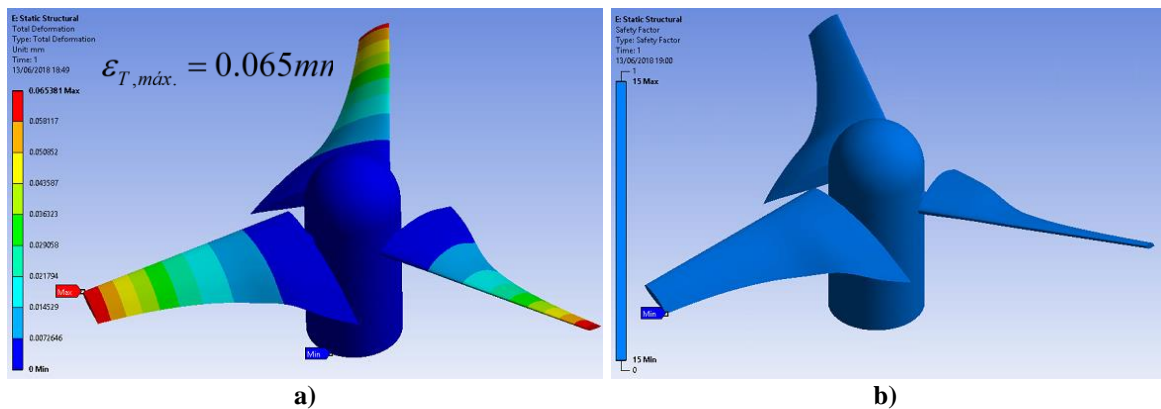
La Figura 3-13 muestra los esfuerzos de von Mises al que se encuentran sometidos los álabes de la turbina con el difusor 1. Los esfuerzos comprenden valores entre 2.12E-5 y 12.43 MPa, siendo este último el máximo esfuerzo soportado por el álabe, el cual se encuentra cerca de su raíz, sobre el eje que lo conecta con el cubo. En esta figura, se presenta un acercamiento (lado derecho) de la zona de interés, el cual permite evidenciar que los mayores esfuerzos presentados se encuentran en esta región de conexión. Sin embargo, este esfuerzo máximo es 45.1 veces inferior a la capacidad de resistencia presentada por el acero inoxidable martensítico CA-6NM de 560 MPa, garantizando así que el material podrá resistir sin inconvenientes estas cargas hidrodinámicas.

**Figura 3-13:** Esfuerzos de von Mises al que se encuentran sometidos los álabes de la turbina con difusor 1.



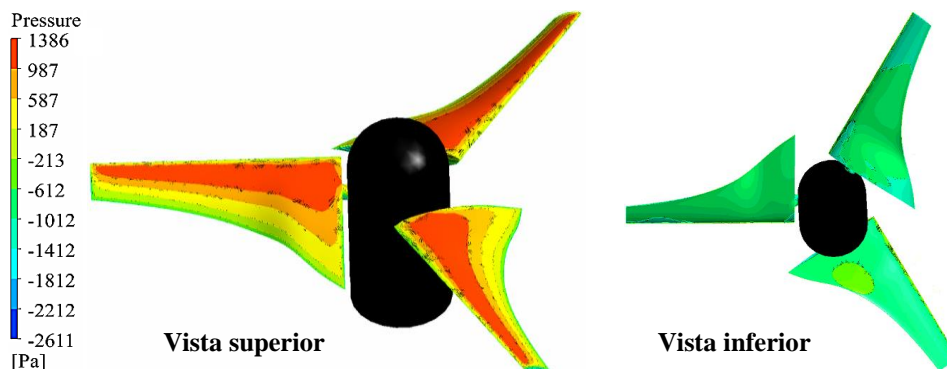
La Figura 3-14 muestra la deformación total (a) y el factor de seguridad (b) obtenidos en el análisis estructural de la turbina con el difusor 1. La deformación total (Figura 3-14a) comprende valores entre 0 y 0.065 mm, siendo este último la máxima deformación presentada por el álabe de la turbina. El factor de seguridad por su parte (Figura 3-14b) presenta en todos los componentes un valor de 15, lo cual implica que el material utilizado cuenta con excelentes propiedades mecánicas y por ende no se presentan zonas que estén propensas a falla. Estos resultados son muy semejantes a los presentados por la turbina sin difusor, presentando un comportamiento coherente, acorde a las consideraciones descritas para el modelo anterior. Por lo cual se encuentra que la implementación del difusor 1 no representa variaciones o efectos que puedan evidenciarse sobre la integridad de los componentes de la turbina.

**Figura 3-14:** Resultados del análisis estructural presentados por la turbina con difusor 1: a) Deformación total, y b) Factor de seguridad.



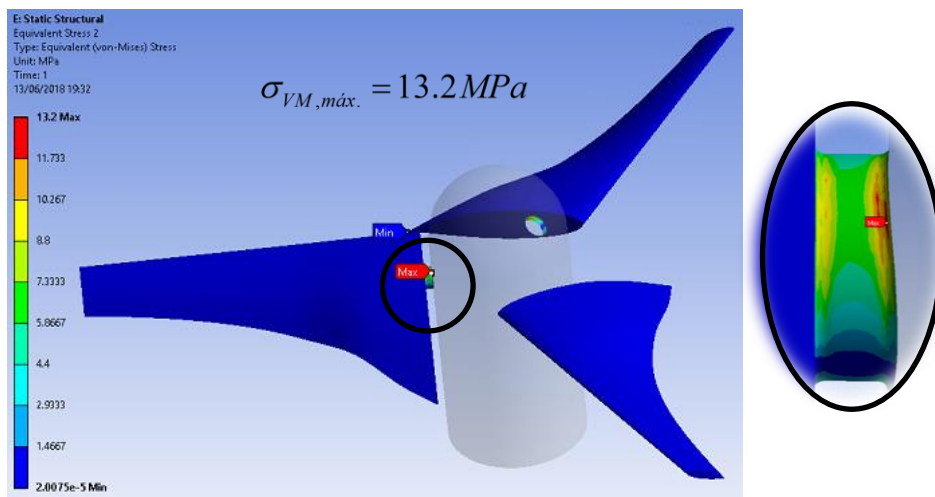
La Figura 3-15 muestra la distribución de presiones generadas por las fuerzas hidrodinámicas sobre el perfil del álabe de la turbina con difusor 2. Las presiones comprenden valores entre -2611 Pa y 1386 Pa. En la figura, el área de mayor presión (1386 Pa) se encuentra sobre la zona superior del álabe, cercana al borde de ataque de este, lo cual es coherente debido a que es la región que entra en primera instancia en contacto directo con el agua, presentándose una posterior disminución de la presión a medida que se aleja de este borde. Por su parte, la diferencia de presiones presentada entre la zona superior e inferior del álabe con valores positivos y negativos, respectivamente, refleja una caída de presión aguas abajo de la turbina que hace posible el giro de la turbina.

**Figura 3-15:** Distribución de presiones generadas por las fuerzas hidrodinámicas sobre el perfil del álabe de la turbina hidrocínética con difusor 2.



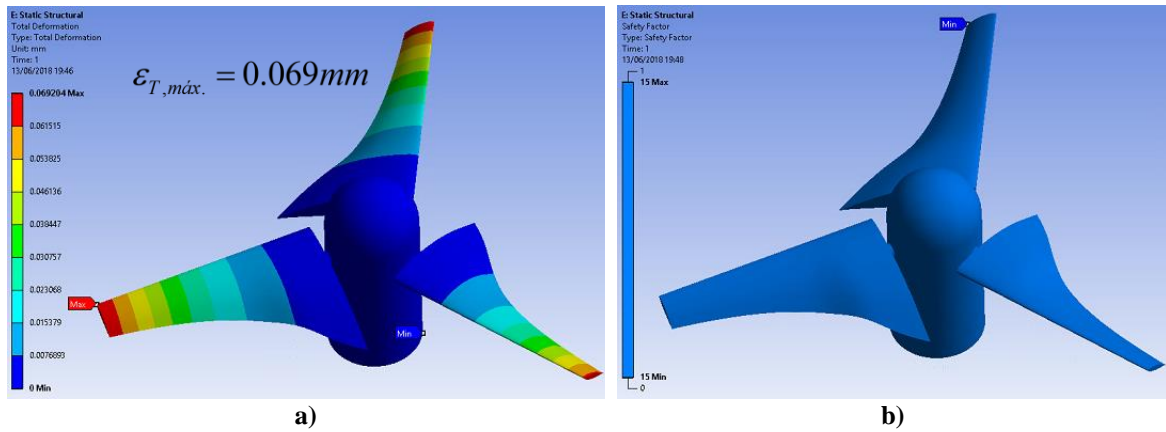
La Figura 3-16 muestra los esfuerzos de von Mises al que se encuentran sometidos los álabes de la turbina al emplear el difusor 2. Los esfuerzos comprenden valores entre  $2.007E-5$  y  $13.2$  MPa, siendo este último el máximo esfuerzo soportado por el álabe, el cual, al igual que en los modelos anteriores, se encuentra cerca de su raíz, sobre el eje que lo conecta con el cubo. En esta figura, se presenta un acercamiento (lado derecho) de la zona de interés, el cual permite evidenciar que los mayores esfuerzos presentados se encuentran en esta región de conexión. Sin embargo, este esfuerzo máximo es 42.4 veces inferior a la capacidad de resistencia presentada por el acero inoxidable martensítico CA-6NM de  $950$  MPa, garantizando que el material podrá soportar sin inconvenientes estas cargas hidrodinámicas.

**Figura 3-16:** Esfuerzos de von Mises al que se encuentran sometidos los álabes de la turbina con difusor 2.



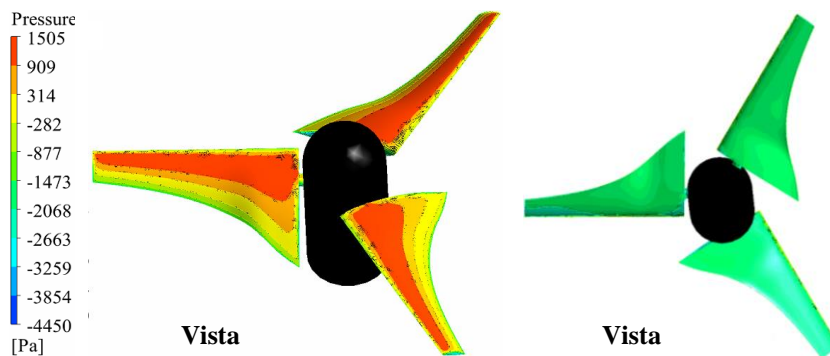
La Figura 3-17 muestra la deformación total (a) y el factor de seguridad (b) obtenidos en el análisis estructural de la turbina al utilizar el difusor 2. La deformación total (Figura 3-17a) comprende valores entre  $0$  y  $0.069$  mm, siendo este último la máxima deformación presentada por el álabe de la turbina. El factor de seguridad por su parte (Figura 3-17b) presenta en todos los componentes un valor de  $15$ , lo cual implica que el material utilizado cuenta con excelentes propiedades mecánicas y por ende no se presentan zonas que estén propensas a falla. Estos resultados son muy semejantes a los presentados por los dos modelos anteriores, presentando un comportamiento coherente, acorde a las consideraciones descritas para el modelo de la turbina sin difusor. Por lo cual se encuentra que el emplear el difusor 2 no se evidencian variaciones o efectos sobre la integridad de los componentes de la turbina.

**Figura 3-17:** Resultados del análisis estructural presentados por la turbina con difusor 2: a) Deformación total, y b) Factor de seguridad.



La Figura 3-18 muestra la distribución de presiones generadas por las fuerzas hidrodinámicas sobre el perfil del álabe de la turbina con difusor 3. Las presiones comprenden valores entre -4450 Pa y 1505 Pa. En la figura, el área de mayor presión (1505 Pa) se encuentra sobre la zona superior del álabe, cercana al borde de ataque de este, lo cual es coherente debido a que es la región que entra en primera instancia en contacto directo con el agua, presentándose una posterior disminución de la presión a medida que se aleja de este borde. Por su parte, la diferencia de presiones presentada entre la zona superior e inferior del álabe con valores positivos y negativos, respectivamente, refleja una caída de presión aguas abajo de la turbina que hace posible el giro de la turbina.

**Figura 3-18:** Distribución de presiones generadas por las fuerzas hidrodinámicas sobre el perfil del álabe de la turbina hidrocínética con difusor 3.

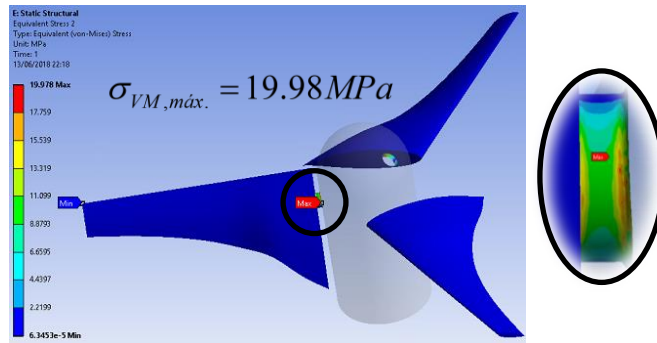


La Figura 3-19 muestra los esfuerzos de von Mises al que se encuentran sometidos los álaves de la turbina al implementar el difusor 3. Los esfuerzos comprenden valores entre  $6.35E-5$  y 19.98 MPa, siendo este último el máximo esfuerzo soportado por el álabe, el cual, al igual que en los modelos anteriores, se encuentra cerca de su raíz, sobre el eje que lo conecta con el cubo. En esta figura, se presenta un acercamiento (lado derecho) de la zona de interés, el cual permite evidenciar que los mayores esfuerzos presentados se encuentran en esta región de conexión. Se presenta un incremento del 27.0, 60.7, y 51.4% del esfuerzo soportado por el álabe con respecto a la turbina sin difusor, y con los difusores 1 y 2, respectivamente, lo cual es coherente, debido al aumento de presión que generó la implementación de este modelo en el análisis hidrodinámico. Pese a ello, este esfuerzo



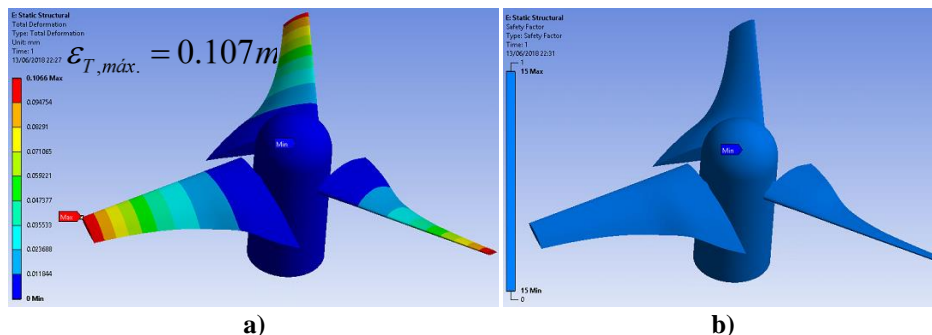
máximo es 47.6 veces inferior a la capacidad de resistencia presentada por el acero inoxidable martensítico CA-6NM de 950 MPa, garantizando que el material podrá soportar estas cargas hidrodinámicas.

**Figura 3-19:** Esfuerzos de von Mises al que se encuentran sometidos los álabes de la turbina con difusor 3.



La Figura 3-20 muestra la deformación total (a) y el factor de seguridad (b) obtenidos en el análisis estructural de la turbina al emplear el difusor 3. La deformación total (Figura 3-20a) comprende valores entre 0 y 0.107 mm, siendo este último la máxima deformación presentada por el álabes de la turbina. El factor de seguridad por su parte (Figura 3-20b) presenta en todos los componentes un valor de 15, lo cual implica que el material utilizado cuenta con excelentes propiedades mecánicas y por ende no se presentan zonas que estén propensas a falla. Estos resultados son muy semejantes a los presentados por los dos modelos anteriores, presentando un comportamiento coherente, acorde a las consideraciones descritas para el modelo de la turbina sin difusor. Sin embargo, se presenta un aumento del 59.7, 64.6, y 55.1% de la deformación total del álabes con respecto a la deformación presentada por la turbina sin difusor, y con los difusores 1 y 2, respectivamente, pese a lo cual sigue siendo una deformación relativamente baja, que como puede evidenciarse en el elevado factor de seguridad (Figura 3-20b) que presentaron los componentes de la turbina, no traerá grandes consecuencias sobre la integridad estructural de la misma. Sin embargo, se evidencia que la implementación de algunos tipos de difusores, en especial cuando estos están compuestos por dispositivos ubicados aguas abajo de la turbina, pueden incrementar la deformación de los álabes, dado a que esta se encuentra ligada a los esfuerzos soportados, los cuales a su vez se ven afectados por el aumento de presiones que puede traer consigo este tipo de mecanismos a nivel hidrodinámico.

**Figura 3-20:** Resultados del análisis estructural presentados por la turbina con difusor 3: a) Deformación total, y b) Factor de seguridad.



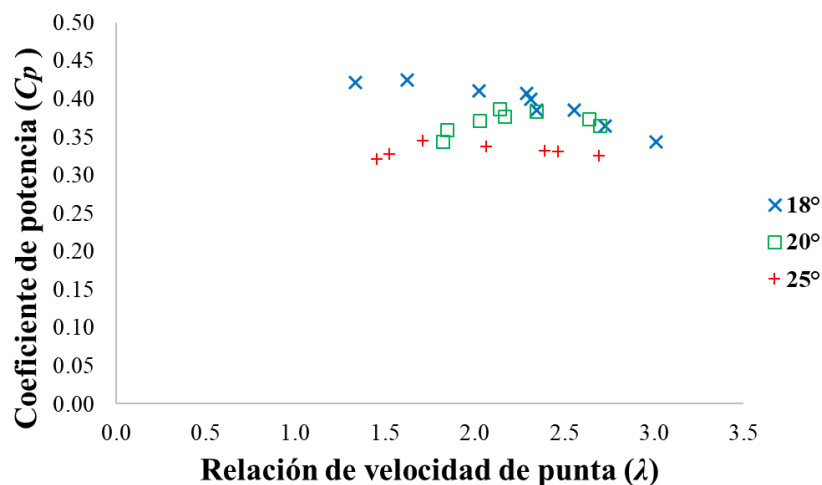


### 3.4 Resultados experimentales del prototipo de la turbina hidrocínética de eje horizontal sin difusor

Al utilizar ángulos bajos de incidencia el flujo de agua tiende a seguir de mejor manera la superficie del perfil hidrodinámico presentando un comportamiento más liso y laminar, con apenas pequeñas cantidades de turbulencia en el borde de salida del perfil, sin embargo las pruebas experimentales permiten apreciar que de manera cualitativa que a medida que aumenta el ángulo de incidencia este comportamiento comienza a presentar un desprendimiento en la superficie, generando que el flujo laminar cese y comience a presentarse turbulencia (Figura 2-55). A este fenómeno se le conoce como el punto de separación. Aumentar el ángulo de incidencia amplía el área con el cual el perfil hidrodinámico del álabe enfrenta directamente al agua, lo cual genera una mayor sustentación del mismo, pero que, al mismo tiempo implica un desplazamiento del punto de separación del flujo laminar del agua, estando más propenso a posicionarse hacia el borde de ataque del perfil hidrodinámico del álabe en la parte superior de la superficie, provocando un incremento en la turbulencia del flujo, que a su vez, para el caso específico de estudio de este trabajo, conllevó a la elevación del componente de arrastre. El aumento de la turbulencia por lo general puede ocasionar que la fuerza de elevación se deteriore rápidamente, mientras se presenta de manera simultánea un drástico incremento en la fuerza de arrastre, lo cual puede dar lugar a una parada del rotor. Sin embargo, hay casos donde se requiere de un flujo turbulento debido a que este, por el contrario, puede contribuir a que la capa límite permanezca adherida a la superficie del álabe, permitiendo así que se siga generando sustentación a ángulos de ataque superiores.

Durante el experimento se analizaron los coeficientes de potencia,  $C_p$ , en función de la relación de velocidad de punta,  $\lambda$ , para diferentes ángulos de incidencia,  $\beta'$ , por lo cual se muestra en la Figura 3-21 el efecto que tiene este ángulo en el rendimiento del prototipo de la turbina hidrocínética. El estudio fue realizado sobre tres  $\beta'$  ( $18^\circ$ ,  $20^\circ$  y  $25^\circ$ ), presentando valores del  $C_p$  entre 0.321 y 0.425, para un  $\lambda$  comprendido en un rango de 1.335 a 3.010.

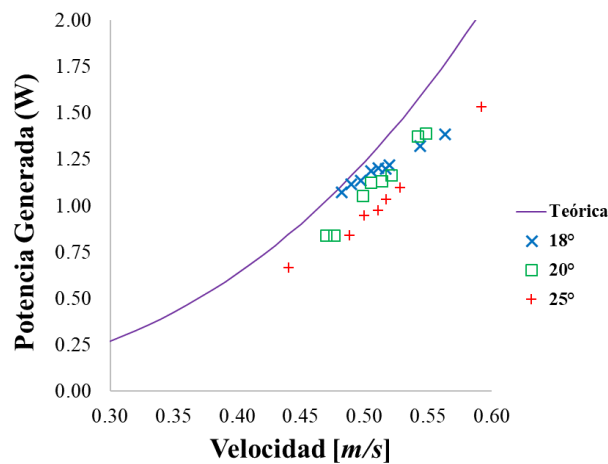
**Figura 3-21:** Efecto del ángulo de incidencia del álabe ( $\beta'$ ) en el rendimiento del prototipo escalado de la turbina hidrocínética de eje horizontal.



En la Figura 3-21 se puede evidenciar que el rendimiento es mayor a medida que el ángulo de incidencia es más bajo, por lo cual se obtiene que el ángulo de  $18^\circ$  permite convertir la energía cinética de la corriente de agua en energía mecánica de manera más eficiente en comparación con los demás valores analizados. En este experimento los valores más altos alcanzados del  $C_p$  fueron de 0.425, 0.387 y 0.345 para un  $\beta'$  de  $18^\circ$ ,  $20^\circ$  y  $25^\circ$ , respectivamente. A medida que se incrementa el ángulo de incidencia, aumenta la dificultad para obtener altas prestaciones de la turbina, debido a la reducción que se presenta en la velocidad de rotación, por lo que, si se quiere dar solución a este aspecto, sería necesario emplear una relación de transmisión más elevada, la cual trae consigo un aumento en el coste de la turbina.

La Figura 3-22 muestra los valores de la potencia de salida del prototipo escalado de la turbina hidrocínética de eje horizontal, calculados a partir de los datos arrojados en las mediciones de torque y velocidad angular, en función de la velocidad de entrada del agua. Los valores de la potencia teórica disponible establecida a partir de la ecuación 2.8, que dependen del área de la sección transversal, la densidad y la velocidad del agua, el coeficiente de potencia y la eficiencia del sistema de transmisión, también se presentaron en la Figura 3-22. El eje vertical muestra la potencia generada por la turbina (en  $W$ ), mientras que el eje horizontal presenta la relación de la velocidad del fluido (en  $m/s$ ).

**Figura 3-22:** Resultados experimentales y teóricos de la potencia de salida del prototipo escalado de la turbina hidrocínética de eje horizontal.



La Figura 3-22 muestra que, la potencia de salida de la turbina incrementa a medida que aumenta la velocidad del agua, evidenciándose que la turbina con ángulo de incidencia de  $18^\circ$  presenta una mayor potencia en la mayoría de los casos, en donde requiere menores velocidades del agua para superar los modelos con ángulos de  $20^\circ$  y  $25^\circ$ , presentando estos dos últimos un comportamiento más uniforme con una tendencia de crecimiento menor a medida que aumenta el ángulo de incidencia del álabe.

Estos resultados experimentales presentan un comportamiento similar a los obtenidos en los resultados numéricos, dando una mayor fiabilidad a estos últimos, debido a que, para ambos casos, los estudios muestran una mayor eficiencia de la turbina al emplear bajos ángulos de incidencia, mientras que se va presentando una reducción de la misma a medida que este ángulo incrementa. Esto permite determinar que un aumento adicional en el ángulo de incidencia puede resultar en la disminución del rendimiento de la turbina.

## 4. Conclusiones y recomendaciones

### 4.1 Conclusiones

Se realiza satisfactoriamente el diseño de detalle de una turbina hidrocínética de eje horizontal con una capacidad de generación de potencia superior a 1 HP, así como los modelos tridimensionales de tres tipos geométricos de difusores, siendo uno de ellos elaborado a partir del mismo perfil hidrodinámico (NREL S822) utilizado para los álabes de la turbina, y los dos restantes adaptados de difusores propuestos en la literatura.

Se llevó a cabo la simulación fluidodinámica de la turbina sin difusor bajo diferentes ángulos de incidencia, encontrándose que el mejor comportamiento hidrodinámico fue obtenido por el rotor con ángulo de 18 grados con respecto al eje horizontal del cubo, cuya capacidad de generación alcanzó los 846 W y una eficiencia de 0.285, presentando pérdidas del 7.2% con respecto a la potencia de diseño de 912 W. Sobre este modelo, se realizó la adaptación de los tres difusores diseñados, siendo posteriormente sometidos a simulación fluidodinámica, logrando incrementar el rendimiento del mecanismo al obtener eficiencias de 0.296, 0.479 y 0.487, siendo esta última alcanzada al emplear el difusor de tercera generación (difusor 3), representando un incremento del  $C_p$  del 70.9% con relación al modelo inicial de la turbina sin difusor, que a su vez representa una eficiencia de la turbina del 82.1% en comparación a lo establecido por el límite de Betz. Además, la turbina con el difusor de tercera generación proporcionó un mayor aprovechamiento del recurso hídrico disponible, en comparación con los demás modelos analizados, alcanzando velocidades que van desde 1.5 a 2.1 m s<sup>-1</sup>, y de 2.3 a 2.6 m s<sup>-1</sup> aguas arriba y aguas abajo de la turbina, respectivamente. Encontrándose que la apertura entre la carcasa y el difusor permite el ingreso del fluido externo hacia el mecanismo, induciendo un incremento en la velocidad aguas abajo de la turbina de 1.5 a 2.1 m s<sup>-1</sup>, representando un aumento de la velocidad del 40.0%, con lo cual se disminuye el estancamiento y la recirculación del fluido en esta zona, y a su vez reflejados en la disminución de pérdidas energéticas del modelo. Lo cual permite determinar que la eficiencia de las turbinas hidrocínéticas puede incrementarse en gran medida con la aceleración del fluido aguas abajo de las mismas, encontrándose que la implementación de mecanismos de tercera generación, donde se promueve la integración de diversos difusores, cumple la función de un multiplicador de velocidad en estas zonas, alcanzando resultados prometedores.

Se empleó un análisis estructural sobre la turbina, empleando para ello las cargas hidrodinámicas obtenidas en la simulación fluidodinámica para los modelos con y sin difusor, el cual permitió determinar que los esfuerzos máximos soportados por los álabes no superaban en ninguno de los casos la resistencia mecánica del material seleccionado (acero inoxidable CA-6NM), presentando deformaciones inferiores a 0.107 mm y elevados factores de seguridad, con lo cual se garantiza la

integridad estructural de la turbina al ser sometida a las condiciones de operación establecidas en este trabajo.

Se llevó a cabo la fabricación de un prototipo del modelo de la turbina con diferentes ángulos de incidencia, empleando sobre el álabe un factor de escala de 0.15, el cual fue evaluado en un canal artificial bajo condiciones controladas de operación, calculando la potencia generada a partir de la medición del torque generado por la turbina y la variación de la velocidad del fluido aguas arriba de la misma, encontrando un comportamiento hidrodinámico similar al presentado por el modelo simulado, en donde la eficiencia decrece a medida que se aumenta el ángulo de incidencia.

## **4.2 Recomendaciones**

Se plantea la validación experimental de los modelos aquí analizados, además del estudio computacional de otros aspectos hidrodinámicos enfocados en la implementación de difusores de tercera generación como la determinación de la incidencia en el desempeño del modelo que puede tener la geometría de la sección tanto de entrada como de salida del difusor, la posición del difusor respecto a la turbina, y la variación de la apertura entre la carcasa y el difusor. Esto debido al poco estudio que puede encontrarse en la literatura sobre este tipo de dispositivos.

## Bibliografía

- [1] C. Franco, I. Dyner, and S. Hoyos, "Contribution of the energy at development of isolated communities in not interconnected zones: a case of application of the systems dynamics and sustainable livelihoods in the colombian southwest," *DYNA*, vol. 75, p. ISSN En línea:2346-2183, 2008.
- [2] M. Anyi, B. Kirke, and S. Ali, "Remote community electrification in Sarawak, Malaysia," *Renew. Energy*, vol. 35, no. 7, pp. 1609–1613, 2010.
- [3] FEDESARROLLO, "La educación básica y media en Colombia: retos en equidad y calidad," Bogotá, 2014.
- [4] UPME, "Plan energético nacional Colombia: ideario energético 2050," 2015.
- [5] Ministerio de Minas y Energía, "Energía eléctrica," 2014.
- [6] D. L. F. Gaden and E. L. Bibeau, "A numerical investigation into the effect of diffusers on the performance of hydro kinetic turbines using a validated momentum source turbine model," *Renew. Energy*, vol. 35, no. 6, pp. 1152–1158, Jun. 2010.
- [7] M. J. Khan, G. Bhuyan, M. T. Iqbal, and J. E. Quaicoe, "Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review," *Appl. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 1823–1835, 2009.
- [8] H. J. Vermaak, K. Kusakana, and S. P. Koko, "Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: A review of literature," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 29, pp. 625–633, 2014.
- [9] J. Zanette, D. Imbault, and A. Tourabi, "A design methodology for cross flow water turbines," *Renew. Energy*, vol. 35, no. 5, pp. 997–1009, 2010.
- [10] V. B. Miller, E. W. Ramde, R. T. Gradoville, and L. a. Schaefer, "Hydrokinetic power for energy access in rural Ghana," *Renew. Energy*, vol. 36, no. 2, pp. 671–675, 2011.
- [11] S. P. Koko, K. Kusakana, and H. J. Vermaak, "Micro-hydrokinetic river system modelling and analysis as compared to wind system for remote rural electrification," *Electr. Power Syst. Res.*, vol. 126, pp. 38–44, 2015.
- [12] M. Shahsavarifard, E. L. Bibeau, and A. H. Birjandi, "Performance gain of a horizontal axis hydrokinetic turbine using shroud," *Ocean. - San Diego*, 2013, pp. 0–4, 2013.
- [13] A. Ruopp, A. Ruprecht, S. Riedelbauch, G. Arnaud, and I. Hamad, "Development of a hydro

- kinetic river turbine with simulation and operational measurement results in comparison,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, 2014.
- [14] M. S. Guney, “Evaluation and measures to increase performance coefficient of hydrokinetic turbines,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 3669–3675, Oct. 2011.
- [15] B. Gunawan, X. Sun, M. Sterling, K. Shiono, R. Tsubaki, P. Rameshwaran, and D. W. Knight, “The application of LS-PIV to a small irregular river for inbank and overbank flows,” *Flow Meas. Instrum.*, vol. 24, pp. 1–12, 2012.
- [16] E. Enciso and C. Rojas, “Cálculo del caudal del río cauca en la estación tres cruces y cálculo del caudal del río Vichada en la estación Santa Rita, por el método de la máxima entropía,” Universidad Distrital Francisco José de Caldas, 2015.
- [17] V. S. Neary, B. Gunawan, and D. C. Sale, “Turbulent inflow characteristics for hydrokinetic energy conversion in rivers,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 26, pp. 437–445, 2013.
- [18] M. J. Khan, M. T. Iqbal, and J. E. Quaicoe, “River current energy conversion systems: Progress, prospects and challenges,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 12, no. 8, pp. 2177–2193, 2008.
- [19] M. G. Trudeau and M. G. Trudeau, “Structural and hydrodynamic design optimization enhancements with application to marine hydrokinetic turbine blades,” 2011.
- [20] T. Yavuz and E. Koç, “Performance analysis of double blade airfoil for hydrokinetic turbine applications,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 63, pp. 95–100, Nov. 2012.
- [21] H. Li, Z. Hu, K. Chandrashekhara, X. Du, and R. Mishra, “Reliability-based fatigue life investigation for a medium-scale composite hydrokinetic turbine blade,” *Ocean Eng.*, vol. 89, pp. 230–242, Oct. 2014.
- [22] a. H. Muñoz, L. E. Chiang, and E. a. De la Jara, “A design tool and fabrication guidelines for small low cost horizontal axis hydrokinetic turbines,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 22, no. 1, pp. 21–33, 2014.
- [23] E. Chica, F. Perez, A. Rubio-Clemente, and S. Agudelo, “Design of a hydrokinetic turbine,” *WIT Trans. Ecol. Environ.*, vol. 195, pp. 137–148, 2015.
- [24] M. Anyi and B. Kirke, “Tests on a non-clogging hydrokinetic turbine,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 25, pp. 50–55, Apr. 2015.
- [25] I. Badea, M. V. Pricop, and A. Bobonea, “Design procedure and numerical analysis of a small horizontal - axis hydrokinetic turbine,” *UPB Sci. Bull. Ser. D Mech. Eng.*, vol. 76, no. 3, 2014.
- [26] G. L. T. Filho, F. D. G. B. Da Silva, R. M. Barros, L. M. Guimarães, and B. O. P. E. Silva, “Development of a hydrokinetic device for the generation of electricity suitable for low – speeds Hidropólio ®,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 12, p. 12093, 2010.
- [27] M. I. Yuce and A. Muratoglu, “Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, pp. 72–82, 2014.

- [28] L. P. Chamorro, D. R. Troolin, S.-J. Lee, R. E. a Arndt, and F. Sotiropoulos, “Three-dimensional flow visualization in the wake of a miniature axial-flow hydrokinetic turbine,” *Exp. Fluids*, vol. 54, no. 2, p. 1459, Feb. 2013.
- [29] J. Petrie, P. Diplas, M. Gutierrez, and S. Nam, “Characterizing the mean flow field in rivers for resource and environmental impact assessments of hydrokinetic energy generation sites,” *Renew. Energy*, vol. 69, pp. 393–401, Sep. 2014.
- [30] P. Romero-Gomez and M. C. Richmond, “Simulating blade-strike on fish passing through marine hydrokinetic turbines,” *Renew. Energy*, vol. 71, pp. 401–413, 2014.
- [31] A. H. Day, A. Babarit, A. Fontaine, Y.-P. He, M. Kraskowski, M. Murai, I. Penesis, F. Salvatore, and H.-K. Shin, “Hydrodynamic modelling of marine renewable energy devices: A state of the art review,” *Ocean Eng.*, vol. 108, pp. 46–69, Nov. 2015.
- [32] M. S. Güney and K. Kaygusuz, “Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 9, pp. 2996–3004, Dec. 2010.
- [33] M. Anyi and B. Kirke, “Hydrokinetic turbine blades: Design and local construction techniques for remote communities,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 15, no. 3, pp. 223–230, Sep. 2011.
- [34] M. Anyi and B. Kirke, “Evaluation of small axial flow hydrokinetic turbines for remote communities,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 14, no. 2, pp. 110–116, Jun. 2010.
- [35] R. Lanzafame and M. Messina, “Design and performance of a double-pitch wind turbine with non-twisted blades,” *Renew. Energy*, vol. 34, no. 5, pp. 1413–1420, 2009.
- [36] A. L. Amarante, A. L. Amarante, F. C. Palheta, J. R. Pinheiro, M. V. Girão de Moraes, and C. Gonçalves, “A methodology for the transient behavior of horizontal axis hydrokinetic turbines,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 87, pp. 1261–1268, 2014.
- [37] S. Subhra Mukherji, N. Kolekar, A. Banerjee, and R. Mishra, “Numerical investigation and evaluation of optimum hydrodynamic performance of a horizontal axis hydrokinetic turbine,” *J. Renew. Sustain. Energy*, vol. 3, no. 6, p. 63105, 2011.
- [38] Z. Hu and X. Du, “Reliability analysis for hydrokinetic turbine blades,” *Renew. Energy*, vol. 48, pp. 251–262, Dec. 2012.
- [39] S. Kang, I. Borazjani, J. a. Colby, and F. Sotiropoulos, “Numerical simulation of 3D flow past a real-life marine hydrokinetic turbine,” *Adv. Water Resour.*, vol. 39, pp. 33–43, 2012.
- [40] T. Javaherchi, N. Stelzenmuller, and A. Aliseda, “Experimental and Numerical Analysis of the Doe Reference Model 1 Horizontal Axis Hydrokinetic Turbine,” *Proc. 1st Mar. Energy Technol. Symp. METS2013*, 2013.
- [41] W. C. Schleicher, J. D. Riglin, Z. a Kraybill, and G. Gardner, “Design and Simulation of a Micro Hydrokinetic Turbine,” *Proc. 1st Mar. Energy Technol. Symp. METS13*, 2013.
- [42] N. Kolekar and A. Banerjee, “Performance characterization and placement of a marine hydrokinetic turbine in a tidal channel under boundary proximity and blockage effects,” *Appl.*

- Energy*, vol. 148, pp. 121–133, 2015.
- [43] M. Shahsavari, E. L. Bibeau, and V. Chatoorgoon, “Effect of shroud on the performance of horizontal axis hydrokinetic turbines,” *Ocean Eng.*, vol. 96, pp. 215–225, Mar. 2015.
- [44] W. C. Schleicher, J. D. Riglin, and A. Oztekin, “Numerical characterization of a preliminary portable micro-hydrokinetic turbine rotor design,” *Renew. Energy*, vol. 76, pp. 234–241, Apr. 2015.
- [45] J. M. Davila-Vilchis and R. S. Mishra, “Performance of a hydrokinetic energy system using an axial-flux permanent magnet generator,” *Energy*, vol. 65, pp. 631–638, 2014.
- [46] Y. Liu and D. J. Packey, “Combined-cycle hydropower systems - The potential of applying hydrokinetic turbines in the tailwaters of existing conventional hydropower stations,” *Renew. Energy*, vol. 66, pp. 228–231, 2014.
- [47] K. Kusakana, “Feasibility analysis of river off-grid hydrokinetic systems with pumped hydro storage in rural applications,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 96, pp. 352–362, 2015.
- [48] L. Chen, F. L. Ponta, and L. I. Lago, “Perspectives on innovative concepts in wind-power generation,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 15, no. 4, pp. 398–410, 2011.
- [49] T. Y. Chen, Y. T. Liao, and C. C. Cheng, “Development of small wind turbines for moving vehicles: Effects of flanged diffusers on rotor performance,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 42, pp. 136–142, 2012.
- [50] R. H. Van Els and A. C. P. B. Junior, “The Brazilian Experience with Hydrokinetic Turbines,” *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 259–264, 2015.
- [51] L. Piancastelli, R. V. Clarke, and S. Cassani, “Diffuser augmented run the river and tidal pico-hydropower generation system,” vol. 12, no. 8, pp. 2678–2688, 2017.
- [52] G. L. T. Filho, Z. De Souza, C. a B. De Rossi, R. M. Barros, and F. D. G. B. Da Silva, “Poraque” hydrokinetic turbine,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 12, p. 12094, 2010.
- [53] V. S. Neary, B. Gunawan, C. Hill, and L. P. Chamorro, “Near and far field flow disturbances induced by model hydrokinetic turbine: ADV and ADP comparison,” *Renew. Energy*, vol. 60, pp. 1–6, Dec. 2013.
- [54] NREL, “NREL’s S822 Airfoil Graphic and Coordinates,” 2014. [Online]. Available: [https://wind.nrel.gov/airfoils/Shapes/S822\\_Shape.html](https://wind.nrel.gov/airfoils/Shapes/S822_Shape.html).
- [55] National Renewable Energy Laboratory, “NREL’s S822 Airfoil Graphic and Coordinates,” 2014. [Online]. Available: [https://wind.nrel.gov/airfoils/Shapes/S822\\_Shape.html](https://wind.nrel.gov/airfoils/Shapes/S822_Shape.html).
- [56] N. Had, M. Tomi, and I. Senjanovi, “Harmonic loading of horizontal axis tidal turbines due to non-uniform stream profile,” *Ocean Eng. J.*, vol. 91, pp. 196–207, 2014.
- [57] S.-J. Kim, P. M. Singh, B.-S. Hyun, Y.-H. Lee, and Y.-D. Choi, “A study on the floating bridge type horizontal axis tidal current turbine for energy independent islands in Korea,” *Renew. Energy*, vol. 112, pp. 35–43, Nov. 2017.



- [58] I. ANSYS, “Meshing User’s Guide, Skewness,” in *ANSYS Help Viewer*, 2016.
- [59] J. Ardila, “Desarrollo de correlaciones de transferencia de calor y caída de presión en intercambiadores de calor de tubo torsionado vía ANSYS,” Instituto Tecnológico Metropolitano, 2015.
- [60] I. ANSYS, “Mesh-Intro\_14.0\_L-07\_Mesh\_Quality,” in *Introduction to ANSYS- Meshing*, 2011.
- [61] D. M. Grogan, S. B. Leen, C. R. Kennedy, and C. M. Ó Brádaigh, “Design of composite tidal turbine blades,” *Renew. Energy*, vol. 57, pp. 151–162, 2013.
- [62] K. Kusakana and H. J. Vermaak, “Cost and Performance Evaluation of Hydrokinetic-diesel Hybrid Systems,” *Energy Procedia*, vol. 61, pp. 2439–2442, 2014.
- [63] F. Foroozmehr, “Ductile fracture of 13% CR-4% NI martensitic stainless steels used in hydraulic turbine welded runners,” Université de Montréal, 2017.
- [64] Sandvik Coromant, “ISO M Acero inoxidable,” 2015. [Online]. Available: [https://www.sandvik.coromant.com/es-es/knowledge/materials/workpiece\\_materials/iso\\_m\\_stainless\\_steel/pages/default.aspx](https://www.sandvik.coromant.com/es-es/knowledge/materials/workpiece_materials/iso_m_stainless_steel/pages/default.aspx).
- [65] MatWeb, “Material Property Data,” 2018. [Online]. Available: <http://www.matweb.com/>. [Accessed: 08-Feb-2018].