



**Desarrollo numérico y experimental de una turbina hidrocínética de eje
vertical tipo Gorlov**

Autor:

Juan Camilo Pineda Ortiz

Tesis de maestría presentada para optar al título de Magíster en Ingeniería

Mecánica

Director

Edwin Lenin Chica Arrieta, PhD. en Ingeniería Industrial

Universidad de Antioquia

Facultad de Ingeniería.

Maestría en Ingeniería Mecánica.

Medellín, Antioquia, Colombia.

2022.

| | |
|----------------------------|---|
| Cita | (Pineda Ortiz, 2022) |
| Referencia | Pineda Ortiz, J.C. (2022). <i>Desarrollo numérico y experimental de una turbina hidrocínética de eje vertical tipo Gorlov, 2020-2022</i> [Tesis de maestría]. Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia. |
| Estilo APA 7 (2020) | |



Maestría en Ingeniería Mecánica, Cohorte VI.

Grupo de Investigación Energía Alternativa.



Centro de documentación ingeniería - CENDOI

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

Universidad de Antioquia - www.udea.edu.co

Rector: John Jairo Arboleda Céspedes.

Decano/Director: Jesús Francisco Vargas Bonilla.

Jefe Maestría en Ingeniería Mecánica: Edwin Lenin Chica Arrieta.

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

“Perdido entre siluetas de individuos que he olvidado conocer, entre sus voces, entre sus llantos” Un pequeño fragmento de humanidad, desdibujándose en los límites que la misma representa; por Juan Camilo Pineda Ortiz. iii

A mi Tutor y Director de Tesis Edwin Lenin Chica Arrieta, PhD, sin su valiosa contribución a partir de sus conocimientos y experiencia sumados a sus diversas virtudes en distintas índoles, el desarrollo de este trabajo de investigación no habría sido fácil y no se habrían podido conseguir los resultados esperados.

A los diferentes Docentes del Programa de Maestría en Ingeniería Mecánica, que mediante una efectiva transmisión del conocimiento contribuyeron de manera positiva y relevante al desarrollo del contenido de este documento.

A mi madre quien estuvo presente en algunos de los momentos más críticos del desarrollo de mis estudios y que mediante su apoyo hicieron más llevaderos algunos de los momentos difíciles en este trayecto.

A mis compañeros de estudio, en especial los que conforman el Grupo de Energías Alternativas, y que, sin su apoyo, algunos de los resultados obtenidos y reportados en este documento no habrían sido posibles.

A Jennifer García, quien estuvo a mi lado en todo el trayecto que implicó la culminación de estos estudios y el desarrollo de este documento, quien con sus palabras y actos motivaron de manera directa e indirecta el deseo de culminar de manera exitosa todo este proceso.

Actualmente a nivel mundial las energías alternativas han tomado gran importancia en las diversas aplicaciones relacionadas con el desarrollo del sector energético, entre las cuales se puede mencionar: La solar, la eólica, la hidráulica, la geotérmica y la mareomotriz. Una nueva tecnología que aprovecha la energía cinética de corriente de agua en canales naturales y/o artificiales e inclusive las corrientes marinas son las turbinas hidrocínéticas.

En este documento se presenta el desarrollo numérico y experimental de una turbina hidrocínética vertical tipo Gorlov, de acuerdo con el estado del arte y la literatura disponible al respecto; el desarrollo de la turbina hidrocínética vertical tipo Gorlov fue llevado a cabo mediante la metodología de superficie de respuesta con el diseño de experimento (DOE) central compuesto centrado en las caras, para evaluar la influencia de tres factores tales como el número de álabes (entre 2 álabes y 6 álabes), el ángulo de la hélice (entre 30° y 84.8°) y la relación de aspecto (entre 0.5 y 1.5) sobre el coeficiente de potencia de la turbina que ha sido definido como la variable respuesta.

Se definió de acuerdo con información oficial, una velocidad de flujo de 1.5 m/s, de acuerdo con el valor de la relación de aspecto, se tuvieron tres diferentes geometrías a evaluar cuyas dimensiones eran para una relación de aspecto igual a 0.5, el diámetro era 1.407 m y la altura 0.704 m, para una relación de aspecto igual a 1, el diámetro era 0.995 m y la altura 0.995 m y para una relación de aspecto igual a 1.5, el diámetro era 0.813 m y la altura era 1.22 m.

Los factores fueron evaluados en tres niveles. Adicionalmente, a la turbina resultante de la configuración óptima la cual estaba conformada por 5 álabes, un ángulo de inclinación igual a 78° y una relación de aspecto igual a 0.6 (diámetro igual a 1.28 m y altura igual a 0.768 m) de estos

tres factores se le realizó un análisis de seis grados de libertad (6 DOF) acoplado al análisis de vi
dinámica de fluidos computacional (CFD) para conocer una mayor aproximación al fenómeno
real, mediante el cual se obtuvo un valor para el coeficiente de potencia igual a 0.31455268 a una
TSR igual a 1.509499947 para la configuración óptima; por otra parte, fue evaluado un análisis de
interacción fluido estructura (FSI) con la finalidad de garantizar la integridad de la turbina respecto
a los gradientes de presión y campos de velocidad presentes.

Se desarrolló un modelo a escala reducida (1:7.53) de la turbina estudiada con el mismo
ángulo de inclinación y el mismo número de álabes y con diámetro igual a 0.17 m y altura igual a
0.102m, el cual también fue analizado numéricamente por medio de un acople 6 DOF y CFD, los
resultados numéricos obtenidos por medio de este estudio fueron constatados con un análisis
experimental de la operación del modelo a escala de la turbina desarrollada, en un canal de pruebas
cuyas condiciones fueron las mismas utilizadas en el análisis numérico. Para las simulaciones se
obtuvo un coeficiente de potencia máximo de 0.223371802 para una TSR igual a 0.904990251,
mientras que, para los estudios experimentales, se obtuvo un coeficiente de potencia de
0.214159142 a una TSR igual a 0.51628393.

Se pudo observar que el error relativo obtenido entre el coeficiente de potencia máximo
para el modelo a escala mediante los análisis numéricos y los experimentos en sitio fue de 4.302
, indicando una buena aproximación entre los resultados numéricos y los resultados
experimentales, cómo se describió anteriormente, también pudo observarse que la metodología de
optimización de superficie de respuesta fue útil para hallar una configuración óptima para la
turbina hidrocínética.

Palabras clave: Turbinas hidrocínicas, turbina Gorlov, dinámica de fluidosvii
computacional, CFD, análisis numérico, análisis experimental, generación de energía, energía
hidrocínica, análisis fluidodinámico.

Abstract

In the present to worldwide the alternative energies have reached great importance in the different applications related to the development of the energy sector, among which the best known are: Solar energy, wind energy, hydraulic energy, geothermal energy and seawater energy. A new technology is the use of the river currents for generate electric power on a small scale, and it is known as hydro-kinetic energy generation.

In this document is presented the numerical and experimental develop of a Gorlov vertical hydrokinetic turbine, according to the state of the art and the literature available on the matter; the development of the Gorlov vertical hydrokinetic turbine was carried out using the response surface methodology with the face-centered composite central design of experiment (DOE), to evaluate the influence of three factors: blades number (between 2 and 6 blades), helix angle (between 30° and 84.8°) and aspect ratio (between 0.5 and 1.5) in the power coefficient of the turbine (Response variable).

A fluid velocity of 1.5 m/s was defined, in accordance with the aspect ratio, three different turbine configurations were studied, its dimensions were: for aspect ratio equal to 0.5, the diameter was 1.407 m and the height was 0.704 m, for aspect ratio equal to 1, the diameter and the height were 0.995 m, for aspect ratio equal to 1.5 the diameter was 0.813 m and the height was 1.22 m.

The factors were evaluated at three levels. Additionally, the optimal turbine with 5 blades, helix angle equal to 78° and aspect ratio equal to 0.6 (diameter equal to 1.28 m and height equal to 0.768 m) was analyzed by a coupling of six degrees of freedom (6 DOF) with computational fluid dynamics (CFD) to obtain a better approximation to the real phenomenon, the power

coefficient was 0.31455268 with a TSR equal to 1.509499947; on the other hand, a fluid-ix structure interaction (FSI) analysis was evaluated to guarantee the integrity of the turbine respect to the pressure gradients and velocity fields presents.

A reduced scale model (1:7.53) of the optimal turbine was developed and analyzed, this had the same blades number and a diameter equal to 0.17 m and a height equal to 0.102m, and this scale model was analyzed by means of a 6 DOF and CFD coupling, the numerical results obtained through this study were verified with an experimental analysis of the scale model operation in a test channel whose conditions were the same as those used in the numerical analysis. The maximum power coefficient for the numerical analysis was 0.223371802 with a TSR equal to 0.904990251, while the maximum power coefficient for the experimental analysis was 0.214159142 with a TSR of 0.51628393.

The relative error obtained between the maximum power coefficient by means of numerical analysis and experimental analysis was 4.302%, indicating a good approximation between the numerical and experimental results, as described previously, it was observed that the response surface methodology is very useful for establish an optimal turbine configuration.

Keywords: Hydrokinetic turbines, Gorlov turbine, computational fluids dynamic, CFD, numerical analysis, experimental analysis, power generation, energía hidrocínética, análisis fluidodinámico.

Tabla de Contenidos

x

| | | |
|--------|--|----|
| 1. | Introducción | 1 |
| 2. | Objetivos | 3 |
| 2.1. | Objetivo general | 3 |
| 2.2. | Objetivos específicos | 3 |
| 3. | Antecedentes | 4 |
| 4. | Marco teórico | 9 |
| 4.1. | Generalidades | 9 |
| 4.1.1. | Conversión de energía hidrocínética | 9 |
| 4.1.2. | Turbinas hidrocínéticas de eje horizontal (Axial) | 10 |
| 4.1.3. | Turbinas hidrocínéticas de eje vertical | 11 |
| 4.1.4. | Diseño de turbinas hidrocínéticas | 12 |
| 4.2. | Variables y parámetros relacionados con el diseño y operación de turbinas hidrocínéticas | 13 |
| 4.2.1. | Potencia disponible en la corriente de un fluido | 13 |
| 4.2.2. | Potencia generada por la turbina hidrocínética | 13 |
| 4.2.3. | Coefficiente de potencia de la turbina hidrocínética | 14 |
| 4.2.4. | Coefficiente de torque de la turbina hidrocínética | 15 |
| 4.2.5. | Relación de velocidad de punta | 15 |
| 4.2.6. | Relación de solidez | 16 |
| 4.2.7. | Relación de aspecto | 16 |
| 4.2.8. | Relación de envoltura del álabe | 16 |
| 4.3. | Métodos numéricos empleados en el desarrollo de turbinas hidrocínéticas | 17 |
| 4.3.1. | Método de las diferencias finitas generalizadas | 17 |
| 4.3.2. | Método de los volúmenes finitos | 18 |
| 4.3.3. | Método de los elementos finitos | 19 |
| 4.3.4. | Método de los elementos de contorno | 19 |
| 4.3.5. | Análisis CFD (Dinámica de fluidos computacional) | 20 |
| 4.4. | Teorías aplicadas en el desarrollo de turbinas hidrocínéticas | 35 |
| 4.4.1. | Comportamiento aerodinámico en turbinas eólicas | 35 |
| 4.5. | Turbina helicoidal Gorlov (GHT) | 44 |
| 5. | Estado del arte | 45 |
| 5.1. | Planteamiento del problema | 46 |
| 5.2. | Estudios relacionados con el desarrollo de turbinas hidrocínéticas | 49 |
| 5.2.1. | Estudios en turbinas hidrocínéticas de eje horizontal | 50 |
| 5.2.2. | Estudios en turbinas hidrocínéticas de eje vertical o flujo cruzado | 55 |
| 5.2.3. | Parámetros y variables utilizadas en el desarrollo de turbinas Gorlov o Helicoidales | 68 |
| 5.3. | Análisis y conclusiones de la información recopilada | 72 |
| 6. | Metodología | 76 |
| 6.1. | Principales variables de diseño y metodologías para el desarrollo de turbinas hidrocínéticas tipo Gorlov | 78 |
| 6.1.1. | Variables implícitas en el desarrollo de turbinas hidrocínéticas tipo Gorlov | 78 |
| 6.2. | Metodologías para el desarrollo numérico de turbinas hidrocínéticas tipo Gorlov | 80 |

| | | |
|-----------|---|------|
| 6.2.1. | Determinación de variables de entrada | 80xi |
| 6.2.2. | Cálculo de variables constructivas..... | 81 |
| 6.2.3. | Simulación CFD..... | 81 |
| 6.3. | Metodología para el análisis experimental de turbinas hidrocinéticas tipo Gorlov | 82 |
| 6.4. | Desarrollo numérico de la turbina hidrocinética tipo Gorlov | 84 |
| 6.4.1. | Variables de entrada..... | 84 |
| 6.4.2. | Selección del perfil del álabe | 86 |
| 6.4.3. | Análisis de experimentos | 88 |
| 6.4.4. | Simulación 6 DOF Configuración Óptima de la turbina | 99 |
| 6.4.5. | Simulación 6 DOF Modelo a escala de la Turbina Gorlov óptima..... | 102 |
| 6.4.6. | Simulación de Interacción Fluido-Estructura (FSI) Turbina Gorlov Óptima..... | 103 |
| 6.4.7. | Análisis experimental del Modelo a escala de la Turbina Gorlov óptima | 104 |
| 7. | Resultados | 107 |
| 7.1. | Resultados de los experimentos virtuales. | 107 |
| 7.2. | Resultados simulación 6 DOF Configuración Óptima de la turbina | 117 |
| 7.3. | Resultados simulación 6 DOF Modelo a escala de la Turbina Gorlov óptima..... | 118 |
| 7.4. | Resultados simulación de Interacción Fluido-Estructura (FSI) Turbina Gorlov Óptima 120 | |
| 7.5. | Resultados del análisis experimental del Modelo a escala de la Turbina Gorlov óptima 122 | |
| 8. | Conclusiones | 126 |
| 9. | Referencias..... | 129 |
| Vita..... | | 142 |

| | |
|---|-----|
| Tabla 1. Parámetros utilizados en el diseño y estudios llevados a cabo en turbinas hidrocinéticas tipo helicoidal o Gorlov. | 69 |
| Tabla 2. Variables implícitas en el desarrollo de una turbina tipo Gorlov (Fuente: Elaboración propia). | 78 |
| Tabla 3. Valores de las variables seleccionadas para el diseño de experimentos. | 80 |
| Tabla 4. Dimensiones de la turbina para los valores de la relación de aspecto (Fuente: Elaboración propia). | 85 |
| Tabla 5. Valores de CL/CD máximos obtenidos por medio de AirfoilTools (Fuente: Elaboración propia). | 88 |
| Tabla 6. Diseño de experimentos Central Compuesto Centrado en las Caras para el desarrollo de la turbina hidrocinética tipo Gorlov (Fuente: Elaboración propia). | 90 |
| Tabla 7. Dominios computacionales estudiados (Fuente: Elaboración propia). | 92 |
| Tabla 8. Errores relativos para cada dominio computacional estudiado (Fuente: Elaboración propia). | 93 |
| Tabla 9. Errores relativos para cada malla estudiada (Fuente: Elaboración propia). | 95 |
| Tabla 10. Errores relativos para cada paso temporal estudiado (Fuente: Elaboración propia). | 96 |
| Tabla 11. Especificaciones de la turbina Gorlov óptima para el análisis 6 DOF (Fuente: Elaboración propia). | 101 |
| Tabla 12. Especificaciones de la turbina Gorlov óptima para el análisis 6 DOF (Fuente: Elaboración propia). | 103 |
| Tabla 13. Matriz para el diseño de experimentos y resultados obtenidos (Fuente: Elaboración propia). | 107 |
| Tabla 14. Análisis de varianza ANOVA para el diseño de experimentos (Fuente: Elaboración propia). | 108 |
| Tabla 15. Análisis de varianza ANOVA reducido sin $AR2$ para el diseño de experimentos (Fuente: Elaboración propia). | 110 |
| Tabla 16. Resumen pruebas de normalidad realizadas (Fuente: Elaboración propia). | 111 |
| Tabla 17. Matriz para el diseño de experimentos con resultados y predicciones (Fuente: Elaboración propia). | 113 |

| | |
|--|-----|
| Figura 3-1 Participación de energías renovables dentro del consumo total de energía final, años 2009 y 2019 [10]. | 4 |
| Figura 3-2. Capacidad de generación de energía global de acuerdo con el recurso, periodo 2008-2018 [10]. | 5 |
| Figura 3-3. Capacidad instalada y generación de energía en Colombia, año 2017 [11]. | 6 |
| Figura 3-4. Capacidad instalada histórica en Colombia, periodo 2006-2016 [13]. | 7 |
| Figura 4-1. Esquema de un sistema convertidor de energía hidrocínética [9]. | 10 |
| Figura 4-2. Turbinas hidrocínéticas de eje horizontal (Axial) [17]. | 11 |
| Figura 4-3. Turbinas hidrocínéticas de eje vertical [17]. | 12 |
| Figura 4-4. Discretización del dominio para un perfil aerodinámico [35]. | 26 |
| Figura 4-5. Representación de la descomposición de cualquier variable en un promedio de conjunto más una parte fluctuante [35]. | 29 |
| Figura 4-6. Esquema de las fuerzas que actúan sobre un perfil aerodinámico al interactuar con el viento [37]. | 36 |
| Figura 4-7. Mediciones experimentales en las que se observa el estado de Stall Dinámico en una curva de sustentación [38]. | 38 |
| Figura 4-8. Teoría del disco actuador [37]. | 40 |
| Figura 4-9. Comportamiento de la presión a lo largo del tubo de corrientes [37]. | 40 |
| Figura 5-1. Turbina hidrocínética de eje vertical tipo Gorlov [42]. | 45 |
| Figura 5-2. Modelos CAD de turbina helicoidal de paso simple (a) y de paso doble (b) [24]. | 66 |
| Figura 5-3. Dimensiones genéricas principales de una turbina Tipo Gorlov o Helicoidal [22]. | 68 |
| Figura 6-1. Metodología para el desarrollo numérico de una turbina hidrocínética [86]. | 82 |
| Figura 6-2. Perfil NACA mediante el método de combinación de líneas medias y formas básicas de espesor [89]. | 87 |
| Figura 6-3. Dominio computacional seleccionado para cada simulación. | 92 |
| Figura 6-4. Detalle del dominio computacional y el mallado seleccionados (Fuente: Elaboración propia). | 94 |
| Figura 6-5. Fronteras (Fuente: Elaboración propia). | 97 |
| Figura 6-6 Modelo a escala de la turbina Gorlov óptima realizado en impresión 3D con su respectivo tratamiento superficial (Elaboración propia). | 104 |
| Figura 6-7 Esquema del montaje para la adquisición de datos experimentales (Elaboración propia). | 106 |
| Figura 6-8 Montaje y pruebas experimentales Modelo a escala de la Turbina Gorlov óptima (Fuente: Elaboración propia). | 106 |
| Figura 7-1. Superficie de respuesta C_p versus n y ϕ (Fuente: Elaboración propia). | 114 |
| Figura 7-2. Superficie de respuesta C_p versus n y AR (Fuente: Elaboración propia). | 115 |
| Figura 7-3. Superficie de respuesta C_p versus ϕ y AR (Fuente: Elaboración propia). | 116 |
| Figura 7-4 C_p versus TSR (λ) numéricos de la turbina Gorlov óptima (Fuente: Elaboración propia). | 117 |
| Figura 7-5 C_p versus TSR (λ) numéricos del modelo a escala (Fuente: Elaboración propia). | 118 |
| Figura 7-6 Esfuerzos (Superior) y deformaciones (Inferior) en la Turbina Gorlov Optimizada. (Fuente: Elaboración propia). | 121 |

| | |
|---|-----|
| Figura 7-7 Cp Experimental y 6DOF versus TSR (λ) experimentales del modelo a escala | xiv |
| (Fuente: Elaboración propia). | 123 |

1. Introducción

El Ideario Energético 2050, contenido en el Plan Energético Nacional de la UPME, presenta la posibilidad de que al año 2050, el 70% de la electricidad provenga de fuentes renovables no convencionales[1], esto sumado a la situación actual que atraviesa Colombia, con relación a los recursos energéticos disponibles y la necesidad de abastecer una canasta energética que con el paso de los años tiende a aumentar, con tasas que oscilan entre el 1.5% y el 4.1% [2], se hace necesario el desarrollo y optimización de sistemas energéticos innovadores, versátiles y flexibles que puedan garantizar una disponibilidad energética confiable. Agregando a lo anterior la importancia de llevar energía eléctrica a las zonas no interconectadas (ZNI) del país, que al 2014 y según el Instituto de Planeación y Promoción de Soluciones Energéticas para las ZNI (IPSE) equivalían al 52% del territorio nacional [4] y en cantidad de municipios se pueden contar alrededor de 70 municipios contenidos dentro de estas Zonas No Interconectadas [5]. Una solución renovable y factible para abastecer viviendas rurales o generar energía a baja escala puede ser la implementación de turbinas hidrocínicas [6] [7] [8] [9].

De acuerdo con lo que se describe anteriormente y con la finalidad de obtener aportes significativos que puedan contribuir al desarrollo energético del país en este trabajo de investigación se estudió el comportamiento de diferentes parámetros de gran importancia en el proceso de diseño de una turbina hidrocínicica de eje vertical tipo Gorlov.

Para este estudio se empleó la metodología de superficie de respuesta con el diseño de experimento (DOE) central compuesto centrado en las caras, para evaluar la influencia de tres factores tales como el número de álabes, el ángulo de la hélice y la relación de

aspecto sobre el coeficiente de potencia de la turbina que ha sido definido como la variable respuesta. Los factores fueron evaluados en tres niveles.

Para conocer el coeficiente de potencia para cada una de las 17 configuraciones geométricas que resultan del DOE se empleó la dinámica de fluido computacional (CFD). A partir de un análisis de varianza (ANOVA) se determinaron los factores significativos en el diseño de la turbina y se estableció un polinomio de regresión de segundo grado, que permite predecir la variable respuesta en función del valor asignado a los factores. El polinomio de regresión permitió determinar los valores óptimos de los factores estudiados. Dichos valores permitieron modelar y fabricar una turbina hidrocínética tipo Gorlov a escala del modelo óptimo, que se usó para las pruebas experimentales y verificación de los resultados numéricos. Mediante la validación experimental se pudo observar una buena aproximación entre los resultados numéricos obtenidos y los resultados experimentales hallados.

2. Objetivos

2.1. Objetivo general

Definir, numérica y experimentalmente, una configuración de geometría adecuada de una turbina hidrocínética de eje vertical tipo Gorlov tal que garantice un alto coeficiente de potencia y un buen comportamiento en la fluctuación del torque de la turbina.

2.2. Objetivos específicos

- Identificar las variables de diseño y las principales metodologías de análisis y experimentación asociadas a turbinas hidrocínéticas de eje vertical tipo Gorlov.
- Predecir mediante el comportamiento hidrodinámico (Coeficiente de potencia, torque generado, etc.) de la turbina tipo Gorlov, los parámetros asociados a las dimensiones del equipo tales como: la geometría, medidas principales y forma de los perfiles hidrodinámicos para el diseño del rotor de la turbina, entre otros.
- Validar experimentalmente el comportamiento fluidodinámico llevado a cabo desde el análisis numérico de la turbina tipo Gorlov.

3. Antecedentes

Según el reporte anual presentado en el año 2021 por la Red de Políticas de Energía Renovable para el siglo 21 (REN 21, por sus siglas en inglés), se pudo observar que para el año 2019, la cuota de combustibles fósiles en la demanda total es tan alta como hace una década. Mientras que, las renovables crecieron alrededor del 5% [10]. En la figura 3-1, se puede observar la participación estimada de energías renovables dentro del consumo total de energía final para los años entre 2009 y 2019.

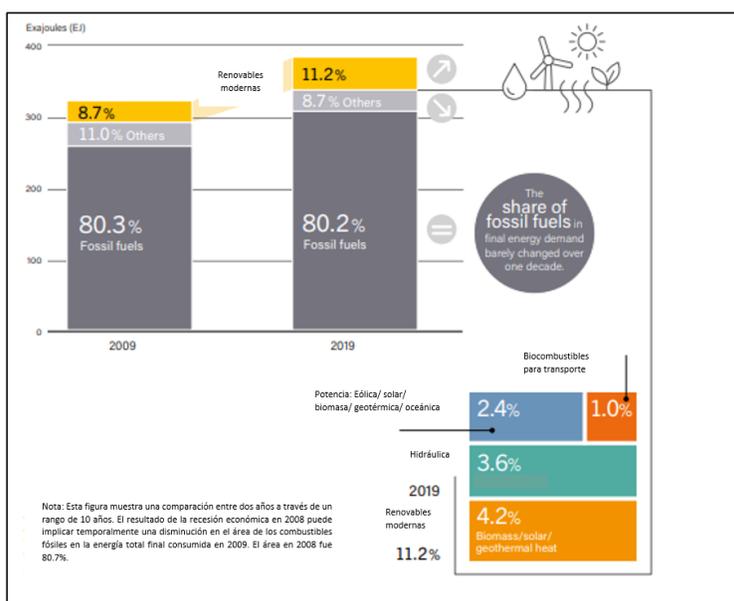


Figura 3-1 Participación de energías renovables dentro del consumo total de energía final, años 2009 y 2019 [10].

Como pudo observarse, dentro del consumo total de energía final para el año 2019, las energías renovables tienen una participación de un 11.2% el cual se subdivide en las diferentes fuentes consideradas de este tipo, siendo la energía solar la que más participación ha adquirido con el transcurso de los últimos años; en la figura 2-2, puede observarse la

capacidad de generación de energía global de acuerdo con el recurso para el periodo de años comprendido entre 2010 y 2020 [10].

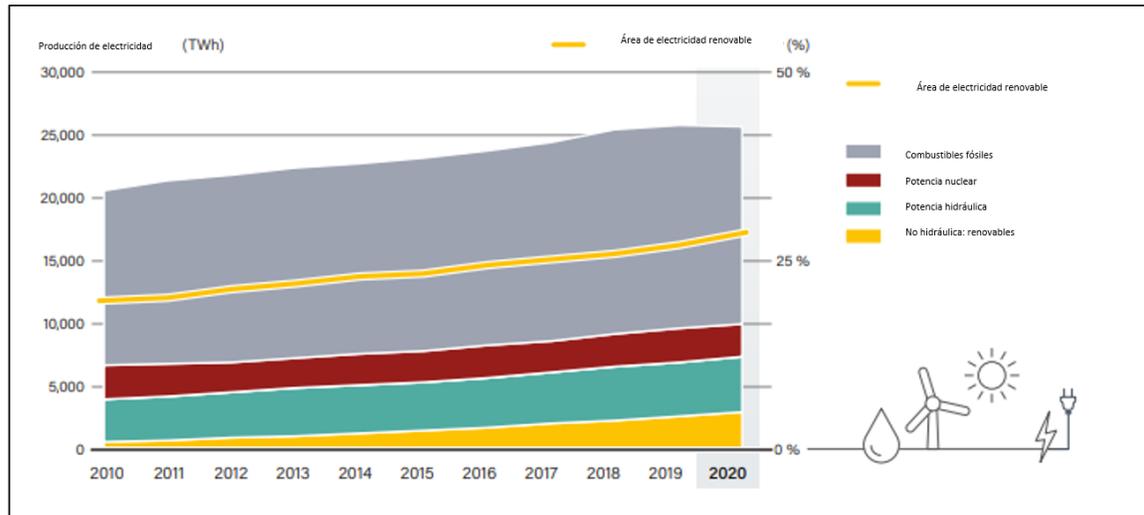


Figura 3-2. Capacidad de generación de energía global de acuerdo con el recurso, periodo 2008-2018

[10]

Puede observarse en la figura 3-2 que la generación de energía hidráulica no ha presentado grandes cambios en el periodo comprendido, mientras que las demás fuentes renovables con el paso de los años han adquirido una mayor participación.

En Colombia, la mayor capacidad instalada y generación de energía provienen principalmente de fuentes hidráulicas como puede observarse en la figura 3-3, en la cual se presenta una distribución de las fuentes de generación y la capacidad instalada de acuerdo con el recurso energético para el año 2017 [11]

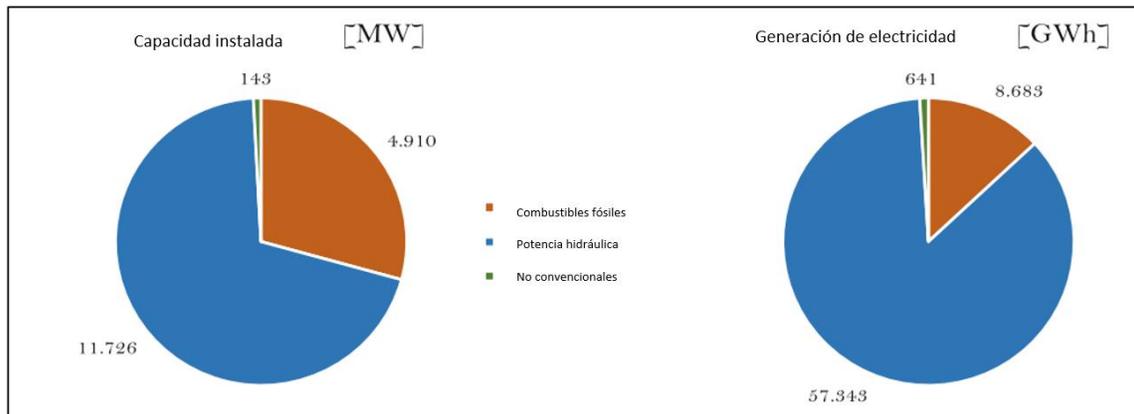


Figura 3-3. Capacidad instalada y generación de energía en Colombia, año 2017 [11].

El gobierno colombiano en marco de las estrategias para la implementación de los objetivos de desarrollo sostenible (CONPES 2018) , se ha planteado como meta pasar de un 0.5% de participación de las energías renovables en la generación energética a un 10% a 20%, una meta que puede considerarse ambiciosa, de acuerdo a como se ha desarrollado el panorama actual, la idea es alcanzar la meta de tener unos 1,500 MW de capacidad instalada entre plantas solares y eólicas; se prevé que este impulso pueda transformar la matriz energética trayendo nuevas inversiones e incentivando el desarrollo de algunas regiones como La Guajira [12]. En la figura 3-4, se presenta la capacidad instalada histórica en Colombia de acuerdo con el tipo de recurso entre los años 2006 y 2016 [13], en la cual también puede constatarse que la generación a partir del recurso hídrico es la que más incidencia tiene, en parte se debe a la cantidad de afluentes con los que cuenta el país y al desarrollo y ejecución que en los últimos años se han dado de proyectos que comprenden centrales hidroeléctricas, las cuales como es conocido poseen altos impactos ambientales y sociales; no obstante, una tecnología innovadora para la generación de energía a partir

del recurso hídrico es la que aprovecha las corrientes de los Ríos o afluentes y es conocida como generación hidrocínética.

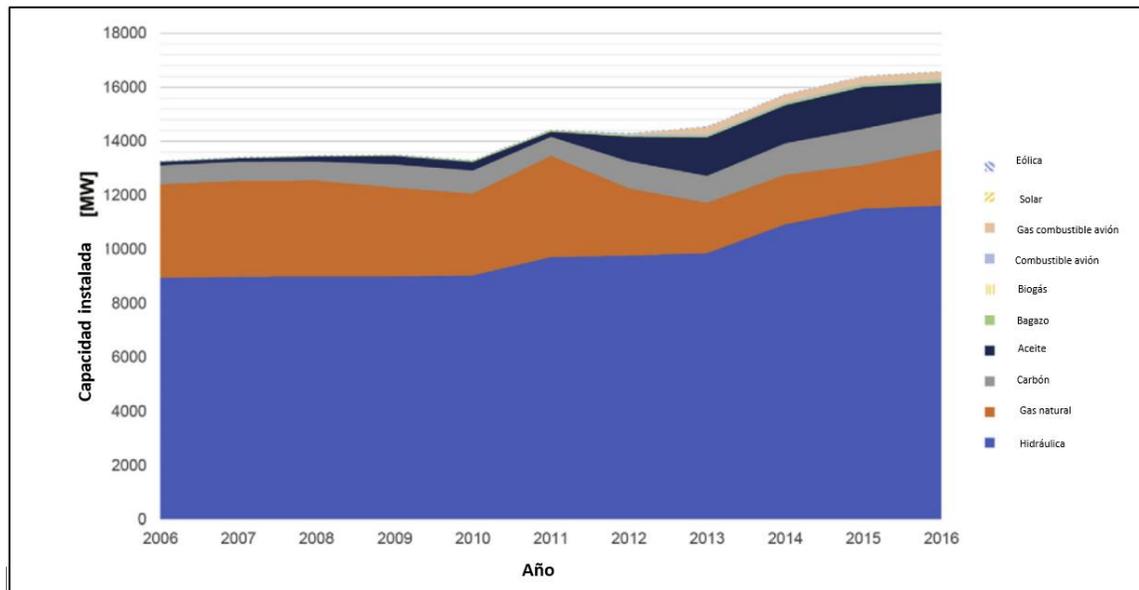


Figura 3-4. Capacidad instalada histórica en Colombia, periodo 2006-2016 [13].

La generación de energía hidrocínética aprovecha el flujo de energía que contiene una corriente de fluido, el cual es directamente proporcional a la densidad del fluido, el área transversal y el cubo de la velocidad del fluido, este tipo de conversión de energía puede realizarse mediante dos sistemas: Sistemas de turbina y sistemas sin turbina [9].

En Colombia se identificaron proyectos que incorporan tecnologías que aún se encuentran en fase de demostración, uno de éstos es uno de los 3 proyectos de la empresa alemana Smart Hydro Power GmbH, que se encuentra en ejecución en Salvajina (Valle del Cauca – Colombia) y que como colaboradores tiene a EPSA-CELSIA; en cuanto a grupos de investigación del sector académico se cuenta con un modelo turbina hidrodinámica de eje horizontal llevado a cabo por el Grupo de Energía Alternativa de la Universidad de

Antioquia, además de éste, otros grupos de investigación como el grupo de Materiales Avanzados y Energía del ITM y el Grupo de Investigación en Modelado, Análisis y Simulación de Procesos Ambientales e Industriales, PAI+ de la Universidad Autónoma de Occidente han llevado a cabo estudios relacionados con esta tecnología [14].

4. Marco teórico

4.1. Generalidades

La generación de energía desempeña un papel importante para satisfacer las necesidades humanas básicas, atender procesos productivos e impulsar el desarrollo social y económico. En las últimas décadas el 85% de la energía primaria proviene de la generación a partir de combustibles fósiles. Adicional a lo anterior y como se expuso en el numeral 3. Antecedentes, la generación de energía a partir de fuentes renovables en los últimos años ha tenido un aumento, aunque a nivel mundial se estima que la aplicación de éstas representa un 12.9% del total de 513.6 EJ [15].

4.1.1. Conversión de energía hidrocínética

En este caso el interés se centra en los sistemas de turbina. Los tipos de sistema de turbina que se mencionan en la literatura son: De eje horizontal, de eje vertical, de flujo cruzado, venturi y vórtice gravitacional. Dos áreas en las cuales los dispositivos hidrocínéticos pueden ser utilizados para la generación de energía son: Las corrientes marinas y las corrientes de Río [15] [16]. Las principales configuraciones para turbinas hidrocínéticas son las turbinas de eje horizontal (Eje axial) y las de eje vertical [17].

En la figura 4-1, se presenta un esquema de un sistema convertidor de energía hidrocínética. Para la selección de un determinado sistema de generación de energía mediante turbinas hidrocínéticas se deben considerar factores de índoles técnicos y económicos.

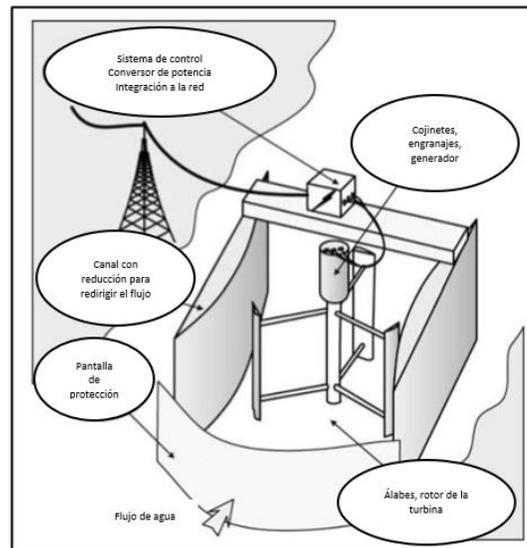


Figura 4-1. Esquema de un sistema convertidor de energía hidrocinética [9].

A continuación, se describen los dos principales tipos de turbinas hidrocinéticas:

4.1.2. Turbinas hidrocinéticas de eje horizontal (Axial)

Este tipo de turbinas hidrocinéticas tienen el eje posicionado de modo que éste se encuentre paralelo al flujo de fluido, y por lo general emplean rotores tipo hélice. En la figura 4-2, se presentan varios arreglos que pueden encontrarse en las turbinas hidrocinéticas de eje horizontal [17].

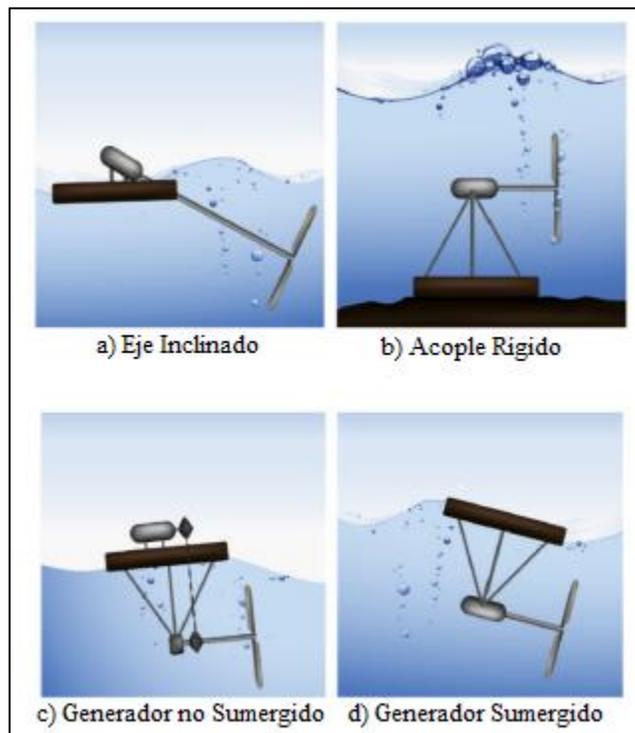


Figura 4-2. Turbinas hidrocineéticas de eje horizontal (Axial) [17].

4.1.3. Turbinas hidrocineéticas de eje vertical

En este tipo de turbinas hidrocineéticas, el eje de rotación del rotor es vertical a la superficie del fluido y también perpendicular a la corriente de fluido a la entrada de la turbina [9]. Una turbina de este tipo es la Savonius, la cual puede estar compuesta por dos o más aspas unidas a un eje vertical [18]. La mayoría de los estudios realizados han sido orientados a turbinas de eje horizontal, no obstante, la ventaja principal de las turbinas de eje vertical consiste en ser operable en cualquier dirección de flujo [19], otra turbina de eje vertical bastante conocida, debido a su fácil fabricación y buen rendimiento es la H Darrieus [20]. Además de los dos tipos de turbinas hidrocineéticas de eje vertical, mencionados anteriormente, se tienen: SC-Darrieus, Darrieus y Gorlov [9]. En la figura 4-

3, se pueden observar los esquemas de diferentes tipos de turbinas hidrocínéticas de eje vertical actuales.

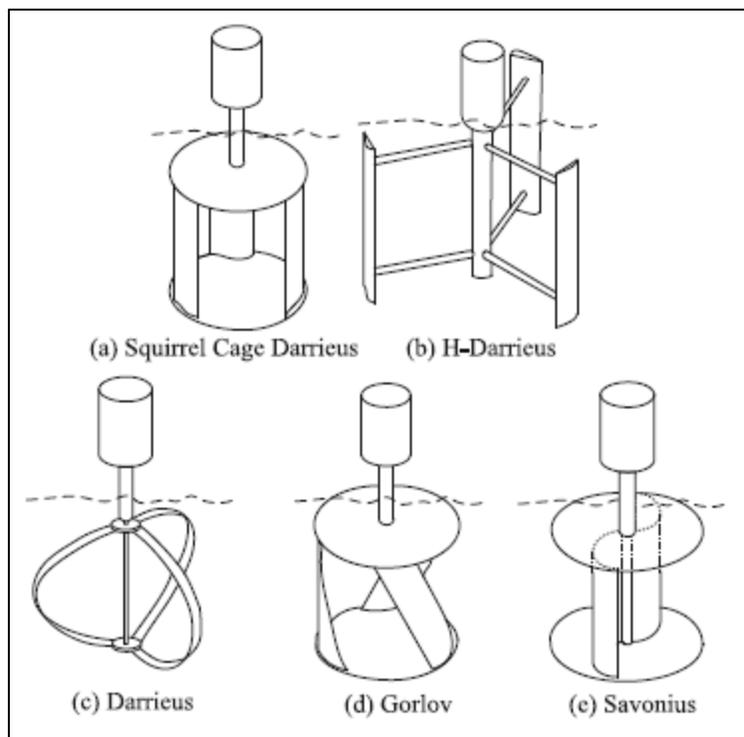


Figura 4-3. Turbinas hidrocínéticas de eje vertical [17].

Algunas ventajas presentes en las turbinas de eje vertical son: simplicidad de diseño, acoplamiento del generador, equipos de flotación y aumento, emisión de ruido y flujo sesgado. Mientras que por otra parte las desventajas de éstas son: bajo par de arranque, ondulación de onda y baja eficiencia [9].

4.1.4. Diseño de turbinas hidrocínéticas

Algunos parámetros que se tienen en cuenta al momento de realizar el diseño de una turbina hidrocínética son: El diámetro externo o de punta, el diámetro del cubo, el diámetro medio, la potencia de entrada, el coeficiente de potencia, la densidad del fluido,

la velocidad de flujo libre, la relación de velocidad de punta local, la velocidad angular del aspa, los ángulos de flujo relativos, el ángulo de las aspas, la longitud media de cuerda, la longitud meridional del aspa, el ángulo de la envolvente, el espesor del aspa y el número de aspas [19] [21].

4.2. Variables y parámetros relacionados con el diseño y operación de turbinas hidrocinéticas

4.2.1. Potencia disponible en la corriente de un fluido

Es la potencia que se puede encontrar en un flujo de fluido, ésta depende de la densidad del fluido, el área barrida y la velocidad del fluido, y la manera en que se relacionan estos parámetros se define en la ecuación (1) [22]:

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

Dónde: ρ es la densidad del fluido, A es el área de barrido de los álabes del rotor y V es la velocidad del fluido.

4.2.2. Potencia generada por la turbina hidrocinética

Es la potencia que se obtiene a la salida del eje de la turbina hidrocinética, ésta viene dada por cualquiera de las siguientes expresiones [23] [22]:

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

Dónde C_p es el coeficiente de potencia de la turbina hidrocinética.

$$P_T = T\omega \quad (3)$$

Dónde T es el torque generado por la turbina hidrocínética y ω la velocidad rotacional de la turbina hidrocínética.

4.2.3. Coeficiente de potencia de la turbina hidrocínética

El coeficiente de potencia da cuenta de la relación entre la potencia realmente generada y la potencia de entrada disponible, este parámetro puede estar dado por cualquiera de las siguientes expresiones [24] [22] [25]:

$$C_P = C_t * \lambda \quad (4)$$

Dónde C_t es el coeficiente de torque de la turbina hidrocínética y λ es la relación de velocidad de punta.

$$C_P = \frac{P_T}{P_f} = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho AV^3} \quad (5)$$

Dónde P_f es la potencia disponible en el fluido y P_T es la potencia generada por la turbina.

$$C_P(\lambda, \beta) = C_1 \left(\frac{C_2}{\lambda_i} - C_3\beta - C_4 \right) e^{\frac{C_5}{\lambda_i}} + C_6\lambda^1 \quad (6)$$

¹ Ecuación recuperada de: Trejos-Grisales, Luz, Guarnizo-Lemus, Cristian, & Serna, Sergio. (2014). Overall Description of Wind Power Systems. *Ingeniería y Ciencia*, 10(19), 99-126. Retrieved July 05, 2021, from http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1794-91652014000100006&lng=en&tlng=en.

Dónde β (Grados) es el ángulo de inclinación del rotor y los parámetros C_1 a C_6 y x son coeficientes que dependen del tipo de rotor.

4.2.4. Coeficiente de torque de la turbina hidrocínética

Representa la relación entre el torque generado en el eje de la turbina y el torque generado en el eje de la turbina a la eficiencia máxima y viene dado por la siguiente expresión [24]:

$$C_t = \frac{4T}{\rho V^2 D^2 H} \quad (7)$$

Dónde T es el torque generado por la turbina, D es el diámetro del rotor de la turbina, H es la altura o longitud de la turbina, ρ es la densidad del fluido, y V es la velocidad del fluido.

4.2.5. Relación de velocidad de punta

La relación de velocidad de punta (TSR Por sus siglas en inglés) se define como la relación entre la velocidad en la punta del rotor y la velocidad del flujo libre y la ecuación más citada según la literatura se presenta a continuación [24]:

$$\lambda = \frac{\omega R}{V} \quad (8)$$

Dónde ω es la velocidad rotacional de la turbina hidrocínética, R es el radio del rotor de la turbina hidrocínética y V es la velocidad del fluido.

4.2.6. Relación de solidez

La relación de solidez (σ) es un parámetro de diseño que afecta significativamente el rendimiento de la turbina hidrocínética y se expresa mediante la siguiente relación [22]:

$$\sigma = \frac{nC}{\pi D} \quad (9)$$

Dónde n es el número de álabes de la turbina hidrocínética, D es el diámetro del rotor de la turbina hidrocínética y C es la cuerda del álabe.

4.2.7. Relación de aspecto

Se define como la relación entre la altura o longitud de la turbina hidrocínética y el diámetro del rotor de la turbina [22]:

$$AR = \frac{H}{D} \quad (10)$$

Dónde H la altura o longitud de la turbina hidrocínética y D es el diámetro del rotor de la turbina hidrocínética.

4.2.8. Relación de envoltura del álabe

Este parámetro hace referencia al porcentaje de circunferencia radial que abarcan los álabes de manera colectiva [22]:

$$\varpi = \frac{nH}{\pi D \tan(\beta)} \quad (11)$$

Dónde H es la altura o longitud de la turbina hidrocínética, D es el diámetro del rotor de la turbina hidrocínética, n es el número de álabes de la turbina hidrocínética y β es el ángulo de inclinación del álabe.

4.3. Métodos numéricos empleados en el desarrollo de turbinas hidrocínéticas

Se presentan a continuación los principales métodos numéricos y sus características principales, empleados en el desarrollo de turbinas hidrocínéticas:

4.3.1. Método de las diferencias finitas generalizadas

El método de las diferencias finitas generalizadas es considerado un método sin malla eficaz para el análisis de diferentes aplicaciones de la ingeniería, éste utiliza las expansiones de la serie de Taylor y la aproximación de mínimos cuadrados móviles para derivar formulaciones explícitas para expresar las derivadas parciales requeridas de las variables desconocidas. Es un método sin malla que puede ser aplicado para la solución de problemas definidos sobre nubes irregulares de puntos [26]. Respecto a otros métodos como el método de los elementos finitos y el método de los elementos de contorno, el método de las diferencias finitas generalizadas presenta las siguientes ventajas [27] [28]:

- Puede resultar más útil para el análisis de problemas definidos en geometrías complejas y grandes dimensiones, debido a que es un método sin malla, sin embargo, requiere de una colección de nodos para su aplicación. Adicionalmente en procesos de remallado cuando los elementos pueden volverse altamente distorsionables tales como aplicaciones con formas delgadas, gradientes altos,

propagaciones de grietas entre otros, es preferible el análisis por medio de este método.

- El costo computacional de métodos como el de los elementos de contorno y el de los elementos finitos tiende a ser elevado.
- En el método de los elementos finitos se pueden generar grandes dificultades al simular problemas dinámicos estructurales significativos con singularidad de tensión y concentración.

4.3.2. Método de los volúmenes finitos

El método de los volúmenes finitos se aplica principalmente en la dinámica de fluidos, con la finalidad de obtener el comportamiento de éstos respecto a diversas aplicaciones. En este método usualmente se inicia con una discretización previa del dominio de interés en elementos que normalmente son triángulos o cuadriláteros, a partir de los cuales se construye la malla de celdas o volúmenes finitos. En cada uno de estos elementos se realiza la discretización de la forma integral de las ecuaciones asociadas al fenómeno físico, para luego por medio del teorema de la divergencia simplificarlas. Los términos resultantes se sustituyen luego por medio de aproximaciones del tipo diferencias finitas, para obtener de este modo un sistema de ecuaciones algebraicas que puede ser solucionado de manera iterativa. Los volúmenes finitos que más suelen ser utilizados son los siguientes: Volumen finito tipo celda, volumen finito tipo vértice y volumen finito tipo arista [29]. Este método puede ser aplicado a problemas en 1D, 2D y 3D. Las características como el dominio computacional, el tamaño de celda, topología y condiciones de frontera varían de acuerdo con el análisis y el problema en cuestión.

4.3.3. Método de los elementos finitos

El método de los elementos finitos es un método numérico bastante útil para el desarrollo de problemas relacionados con el análisis estructural. Inicialmente para una geometría sometida a diferentes cargas y restricciones ésta se subdivide en partes más pequeñas conocidas como elementos que son una representación continua del dominio del problema, mediante este método un número infinito de variables desconocidas pueden ser sustituidas por un número finito de elementos, los cuales tienen un comportamiento definido; estos elementos pueden tener diferentes formas, además éstos están conectados entre sí por medio de puntos a los que se les conoce como nodos, las ecuaciones que rigen el modelo físico se discretizan y se relacionan respecto a cada uno de estos elementos propiciando la obtención de una solución aproximada para el caso de análisis que se lleve a cabo. La precisión de la solución depende del tamaño de los elementos, la cantidad de nodos y elementos, obteniéndose soluciones con mejores aproximaciones cuando el tamaño de los elementos es menor y el número de elementos y de nodos se maximiza [30]. Las condiciones de frontera dependen de la aplicación que se desea analizar.

4.3.4. Método de los elementos de contorno

Es un método numérico útil para la solución de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales lineales, puede aplicarse en la mecánica de fluidos y en otras ramas de la ingeniería, en éste la solución del problema se realiza primero discretizando la frontera en partes denominadas elementos, para luego obtener las expresiones asociadas al fenómeno físico de interés y a partir de estas expresiones se obtiene un sistema de

ecuaciones algebraicas que se resuelve numéricamente. Algunas ventajas de este método son las siguientes [31] [32]:

- Debido a la reducción de dimensiones, presenta una alta eficiencia en la etapa de modelado.
- Precisión debida a la semi-naturaleza analítica y el uso de las integrales.
- Óptimo para problemas en los cuales se tienen concentraciones de esfuerzos y dominios infinitos.

4.3.5. Análisis CFD (Dinámica de fluidos computacional)

Es el análisis de sistemas que involucran flujo de fluidos, transferencia de calor y fenómenos asociados tales como reacciones químicas mediante simulación basada en computadora. Los códigos CFD se estructuran mediante los algoritmos numéricos que pueden abordar problemas de flujo de fluidos y se caracterizan por tener 3 elementos principales: un pre-procesador, un solucionador y un post-procesador.

4.3.5.1. Pre-procesador

El pre-procesamiento es la etapa en la cual se ingresa el problema de flujo al programa CFD, las actividades del pre-procesamiento implican:

- Definición de la geometría de la región de interés: Dominio computacional.
- Generación del mallado o subdivisión del dominio en subdominios más pequeños no superpuestos que pueden ser: Celdas, volúmenes de control o elementos.
- Selección de los fenómenos físicos y químicos que deberán ser modelados.
- Definición de las propiedades del fluido.

- Especificación de las condiciones de frontera o contorno adecuadas en las celdas o elementos que coinciden con el límite del dominio.

4.3.5.2. Solucionador

Existen 3 diferentes corrientes de técnicas de solución numérica: Diferencias finitas, elementos finitos y métodos espectrales, por lo general en el análisis CFD se trabaja con el método de volúmenes finitos, una formulación especial de diferencia finita que es central para los códigos CFD mejor establecidos: CFX/ANSYS, FLUENT, PHOENICS and STAR-CD. En síntesis, el algoritmo numérico está compuesto por los siguientes pasos:

- Integración de las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluido en todos los volúmenes de control (Finitos) que componen el dominio.
- Discretización de las ecuaciones integrales resultantes en un sistema de ecuaciones algebraicas.
- Solución del sistema de ecuaciones mediante un método iterativo.

4.3.5.3. Post-procesador

Tal como en el pre-procesamiento, una gran cantidad de trabajo desarrollado recientemente toma lugar en el campo del post-procesamiento. Diferentes paquetes CFD están equipados con herramientas versátiles para la visualización de datos y resultados, las cuales incluyen [33]:

- Visualización del dominio y la malla generada.
- Gráficos vectoriales.
- Gráficos de contorno por medio de líneas y sombras.

- Diagramas de superficies 2D y 3D.
- Seguimiento de partículas.
- Manipulación de vistas.
- Gráficos de la solución en color.

Dentro del análisis CFD se cuenta con diferentes modelos aplicados para el estudio de los fenómenos de turbulencia presentes en el flujo de fluidos, los modelos de turbulencia más aplicados dentro del desarrollo de turbinas hidrocineéticas son: Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) model, $k-\epsilon$ model, $k-\omega$ model, mixing length model, Reynolds stress equation models y advanced turbulence models.

Algunos métodos de simulación de rotores de turbinas hidrocineéticas se describen a continuación:

4.3.5.4. Método de marco de referencia girtatorio (RRF)

Este método se aplica con la finalidad de hacer que un problema que es inestable en el marco estacionario (Inercial) se convierta en uno estable con respecto a un marco de referencia móvil. Para un marco de rotación constante se hace posible realizar una transformación de las ecuaciones de movimiento del fluido en el marco de rotación, haciendo posible obtener soluciones de estado estable. De una manera predeterminada el software Ansys Fluent permite activar un marco de referencia móvil a velocidades de rotación constantes; cuando las velocidades de rotación no son constantes las ecuaciones transformadas contendrán términos adicionales que no están incluidos en la formulación de Ansys Fluent. Se debe tener en cuenta también que se pueden ejecutar simulaciones de

estado inestable en un marco de referencia móvil con una velocidad rotacional constante, lo cual puede ser necesario para casos en los que se desea simular el desprendimiento de vórtice desde un álabe giratorio o situaciones similares.

4.3.5.5. Método de múltiples sistemas de referencia (MRF)

El enfoque de múltiples sistemas de referencia es posiblemente el enfoque más simple para zonas múltiples. Es una aproximación de estado estable en la cual a las diferentes celdas del dominio se les pueden asignar individualmente diferentes velocidades de rotación y de traslación. El flujo en cada celda en movimiento se resuelve mediante el uso de las ecuaciones del sistema de referencia móvil. Si la zona se encuentra estacionaria, las ecuaciones se reducen a sus formas estacionarias, en las interfaces que se encuentran entre celdas se lleva a cabo una transformación de sistema de referencia local, para de este modo permitir que las variables de flujo en una zona puedan ser usadas para el cálculo de los flujos en el límite de la zona adyacente.

En el enfoque de múltiples sistemas de referencia no se tiene en cuenta el movimiento relativo de una zona en movimiento con respecto a las zonas adyacentes.

Tal como se expone previamente, el enfoque de múltiples sistemas de referencia es una aproximación que puede entregar un modelo aceptable para el análisis del comportamiento de flujos en diferentes aplicaciones, siendo las más comunes el análisis en turbo-maquinaria y en tanques de mezcla.

Algunas de las principales limitaciones de este enfoque son las siguientes [34]:

- Las velocidades traslacionales y rotacionales se asumen como constantes.

- La formulación de velocidad relativa no puede ser usada en combinación con el enfoque MRF.
- Las interfaces deben ser superficies de revolución alrededor del eje de rotación definido para la zona del fluido.
- No pueden modelarse con precisión remolinos axi-simétricos en presencia de múltiples sistemas de referencia utilizando la formulación de velocidad relativa.

4.3.5.6. Método de plano de mezcla (MPM)

Este enfoque ofrece una alternativa a los múltiples sistemas de referencia y a los modelos de malla deslizante para simular flujos a través de dominios con una o más regiones que se encuentran en movimiento relativo.

En el enfoque del plano de mezcla cada zona del fluido se trata como un problema de estado estable los datos del campo de flujo para las zonas adyacentes se toman como condiciones de contorno o de frontera las cuales están espacialmente promediadas o mezcladas en la interfaz del plano de mezcla siguiendo una dirección circunferencial tanto en la salida del estator como en los límites de entrada en el rotor. Esta mezcla elimina las inestabilidades que puedan presentarse debido a variaciones circunferenciales en el paso a paso del campo de flujo lo que genera un resultado de estado estacionario; pese a las simplificaciones inherentes a este enfoque, las soluciones que resultan pueden presentar aproximaciones aceptables respecto al campo de flujo promediado en el tiempo. Mediante el uso del Software Ansys Fluent, se pueden tener tres tipos de métodos de promedio: Promedio ponderado por área, promedio masivo y promedio mixto [34].

4.3.5.7. Modelos de turbulencia

Puede definirse la turbulencia como un movimiento irregular que posee distintas escalas, en las cuales puede haber variaciones de manera aleatoria tanto en el espacio como en el tiempo siendo posible así, obtener distintos promedios estadísticos del mismo flujo turbulento.

Para el caso de un fluido incompresible, en coordenadas cartesianas, la ecuación de continuidad (Ecuación 13) y las ecuaciones de Navier-Stokes (En componentes x , y , z son respectivamente las ecuaciones 14, 15 y 16) vienen dadas por [35]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (12)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (13)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (14)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (15)$$

Dónde: x, y, z son los ejes cartesianos, u, v, w son las componentes de la velocidad en cada eje cartesiano respectivamente, ρ es la densidad del fluido, g es la aceleración de la gravedad, μ es la viscosidad dinámica, t es el tiempo y P es la presión.

El anterior conjunto de ecuaciones no posee aún solución analítica, de tal modo que para poder conocer los campos de presión y de velocidad, se deben emplear métodos numéricos que conduzcan a soluciones aproximadas [35]. Estos métodos numéricos discretizan el espacio de interés convirtiendo un dominio continuo en uno conformado por

partes (Ver figura 4-4.) con la finalidad de que a cada elemento del dominio le corresponda un valor y a partir de estos de manera iterativa ir cambiando sus valores hasta obtener una solución numérica que se aproxime al comportamiento real [35].

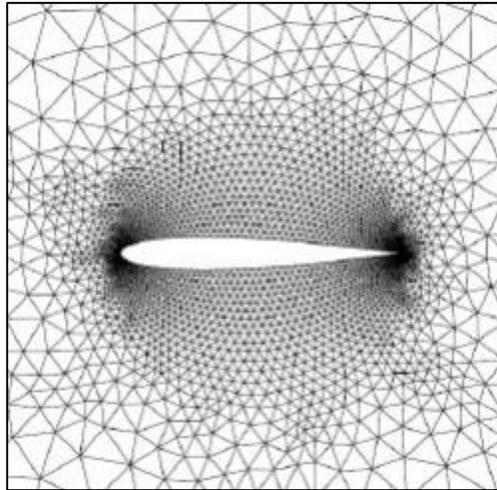


Figura 4-4. Discretización del dominio para un perfil aerodinámico [35].

Cuando se discretiza el espacio de interés, también se discretizan las ecuaciones asociadas a éste, de este modo se hace necesario el uso de herramientas informáticas para la solución iterativa del conjunto de ecuaciones resultante de la discretización.

Large-eddy simulations (LES): En este modelo se calculan de forma directa los movimientos de gran escala, mientras que los de pequeña escala son modelados y no se hallan de manera directa. Debe aclararse que por pequeña escala se entiende la escala menor que la malla computacional, por sus siglas en inglés (SGS) [35]. En éste, la premisa es que los remolinos de gran escala se ven afectados de manera directa por las condiciones de frontera, adicionalmente, para éstos se cuenta con más información y debido a esto se

calculan de manera directa. Por otra parte, la turbulencia a pequeña escala es más débil, cuenta con menos información y consecuentemente es menos crítica.

El modelo LES, debido a que resuelve de manera directa parte de las ecuaciones de Navier-Stokes, computacionalmente resulta más costoso para algunos casos de problemas prácticos en ingeniería y ello requiere una alta experticia y conocimiento para obtener resultados óptimos [35].

Detached Eddy Simulations: Mediante este método se calculan de forma exacta los remolinos de gran escala y los de pequeña escala se modelan mediante un promedio de Reynolds convencional, en la capa límite; para este caso, la pequeña escala es mucho mayor que la escala de la malla computacional (SGS) [35].

Reynolds Average Navier-Stokes (RANS): Consiste en descomponer las variables de interés en un valor medio y otro fluctuante; su aplicabilidad depende implícitamente de que tan estables son los valores promedio. En éste mucha información de las ecuaciones de Navier-Stokes se puede perder [35], las ecuaciones de Navier-Stokes se reformulan en función de las variables promedio obteniéndose de este modo un nuevo conjunto de ecuaciones que es similar al conjunto inicial, pero con una variable adicional, por esto se requiere un modelo adicional que permita cerrar el modelo RANS.

Unsteady-RANS (U-RANS): Se introducen los siguientes conceptos para poder describir el modelo U-RANS:

Promedio temporal: Éste es apropiado para los casos de turbulencia estacionaria, que en promedio no suele variar con el tiempo. Un ejemplo es un fluido desplazándose a través de una tubería, impulsado por una bomba que gira a velocidad constante.

Promedio espacial: Puede emplearse para turbulencia homogénea, ésta en promedio suele ser igual en todas las direcciones.

Promedio de conjunto: Es adecuado para flujos que presentan variaciones en el tiempo.

Promedio de fase: Es usado en flujos periódicos, en éste el promedio se realiza con el ángulo de fase en lugar del tiempo.

De acuerdo con las anteriores definiciones, se debe aclarar que en el modelo RANS se hace un promedio de conjunto y no un promedio temporal, de modo que las ecuaciones resultantes no suelen ser independientes del tiempo. Así mismo, se entiende por URANS a las ecuaciones RANS no estacionarias, es decir, cuando se conserva el término que contiene derivada temporal.

Ecuaciones RANS: Como se expresa anteriormente, la descomposición de Reynolds consiste en descomponer cada variable en un promedio de conjunto más una parte fluctuante. En la figura 4-5 se puede observar gráficamente una representación para cualquier variable.

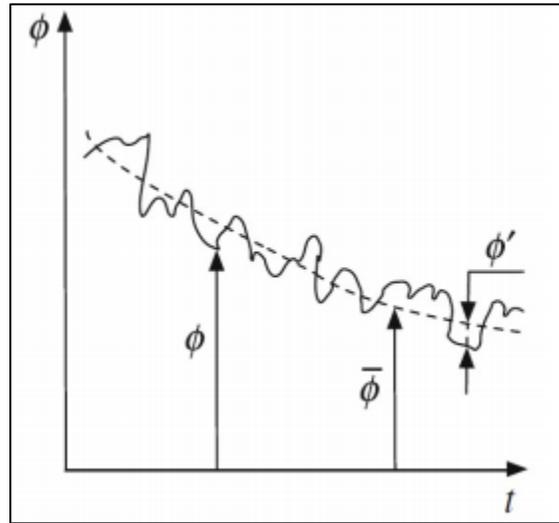


Figura 4-5. Representación de la descomposición de cualquier variable en un promedio de conjunto más una parte fluctuante [35].

$$\phi(\mathbf{X}, t) = \bar{\phi}(\mathbf{X}, t) + \phi'(\mathbf{X}, t) \quad (16)$$

Dónde ϕ puede representar cualquier variable.

Aplicando lo anterior a las variables de interés y haciendo uso de notación indicial se obtiene:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (17)$$

$$p_i = \bar{p}_i + p'_i \quad (18)$$

Se debe destacar que el promedio de la parte fluctuante, debido a su naturaleza debe ser cero.

Al aplicar la descomposición de Reynolds a las ecuaciones de Navier-Stokes (y despreciando el término gravitacional por no existir superficies libres), se obtiene el

conjunto de ecuaciones RANS, o bien URANS cuando se conserva la derivada temporal que se muestra a continuación:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (19)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\rho u'_i u'_j}) \quad (20)$$

En notación matricial las expresiones 20 y 21 (Ésta con término asociado a fuerza externa) son:

$$\rho \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (21)$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-p \mathbf{I} + \mu (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)] + \mathbf{F} - \nabla \cdot (\overline{\rho \mathbf{u}' \otimes \mathbf{u}'}) \quad (22)$$

Dónde el término $(\overline{\rho \mathbf{u}' \otimes \mathbf{u}'})$ en la expresión 22 y el término $(\overline{\rho u'_i u'_j})$ en la expresión 20 son el tensor de esfuerzos de Reynolds, el cual dado que es simétrico posee 6 componentes las cuales son desconocidas, en este término se agrupan todos los efectos de la turbulencia sobre el flujo promedio. De esta manera, las ecuaciones RANS son 4 y contienen 10 incógnitas (La presión, las 3 componentes de la velocidad y los 6 componentes del del tensor de esfuerzos de Reynolds τ^R) a lo cual se le conoce como problema de cerradura, dado que el problema está indeterminado, por lo cual se requiere de otro modelo para cerrar el sistema con igualdad de incógnitas y ecuaciones [35].

Hipótesis de Boussinesq: Es la base de muchos modelos para resolver el tensor de esfuerzos de Reynolds, en ésta se asume que los esfuerzos de Reynolds dependen linealmente del gradiente de las velocidades promedio [35]:

$$-\tau^R = \mu_t \{\nabla \bar{u} + (\nabla \bar{u})^T\} - \frac{2}{3} [\rho k + \mu_t (\nabla \cdot \bar{u})] I \quad (23)$$

Dónde μ_t es la viscosidad turbulenta, ρ es la densidad del fluido y k la energía cinética turbulenta; para el caso de flujo incompresible,

$$\nabla \cdot \bar{u} = 0.$$

A continuación, se describen algunos de los modelos que pueden ser utilizados para el cierre del modelo RANS.

Modelo de turbulencia $k - \varepsilon$: Suele ser el modelo de turbulencia más común y debido a su robustez y bajo costo computacional suele utilizarse frecuentemente en aplicaciones de tipo industrial; en casos de fuertes gradientes de presión adversa, este modelo no tiende a desempeñarse bien. El modelo consiste en resolver dos ecuaciones adicionales para el transporte de energía cinética turbulenta k y para la tasa de disipación de la energía cinética ε , lo cual le permite considerar efectos en la historia del flujo como convección y difusión de la energía turbulenta [35]. Se usa para flujos a alto número de Reynolds, sea en régimen compresible o incompresible con $Ma < 0.3$. El flujo cerca de las paredes es modelado usando funciones de pared, por tanto, no es simulado. Este modelo puede ser aplicado en estudios estacionarios o dependientes del tiempo [35].

En este modelo, la viscosidad turbulenta se halla mediante la expresión 25:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (24)$$

Dónde C_μ es una constante; adicionalmente, la expresión de transporte para la energía cinética turbulenta viene dada por:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho\varepsilon \quad (25)$$

La tasa de producción está dada por:

$$P_k = \mu_T \left[\nabla \mathbf{u} : (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u})^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (26)$$

Siendo para el caso incompresible, el término $\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$. Luego la ecuación de transporte para la tasa de disipación de turbulencia es:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (27)$$

Lo anterior indica que: Tasa de cambio + transporte por convección = transporte por difusión + tasa de producción – tasa de disipación.

El valor de las constantes para este modelo es: $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1$ y $\sigma_\varepsilon = 1.3$, retomando la ecuación 22, se obtiene al sustituir la viscosidad por la suma de la viscosidad más la viscosidad turbulenta:

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = \nabla \cdot [-p\mathbf{I} + (\mu + \mu_T)(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)] + \mathbf{F} \quad (28)$$

Existe también la variante RNG (De las siglas en inglés Re-Normalization Group) en dónde se tratan las ecuaciones de Navier Stokes para tomar en cuenta los efectos de escalas más pequeñas de movimiento [35].

Modelo de turbulencia $k - \omega$: Es un modelo similar al $k-\varepsilon$, pero en este caso se resuelve para ω , la tasa específica de disipación de energía cinética; es un modelo para altos números de Reynolds, pero también se le conoce como un modelo para bajos números de Reynolds y puede usarse combinado con funciones de pared. Suele ser menos robusto, pues es más sensible al valor inicial supuesto para la solución. Usualmente da mejores resultados y es más adecuado que el $k-\varepsilon$ en regiones con recirculación, cerca de paredes sólidas, para flujos internos, flujos con mucha curvatura, separación de flujo y chorros [35].

En este modelo se considera la misma energía cinética que en el $k-\varepsilon$, pero en este caso la tasa de turbulencia ε se reemplaza por la tasa específica de disipación de turbulencia, ω . Para este modelo, la viscosidad turbulenta viene dada por la expresión:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (29)$$

La expresión de transporte para la energía cinética turbulenta es:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho(u \cdot \nabla)k = P_k - \rho\beta k\omega + \nabla \cdot [(\mu + \mu_T \sigma^*)\nabla k] \quad (30)$$

La tasa de producción se calcula del mismo modo que en el modelo $k - \varepsilon$. Luego la ecuación de transporte para la tasa de disipación específica es:

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho(u \cdot \nabla)\omega = \nabla \cdot [(\mu + \mu_T \sigma)\nabla \omega] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \rho\beta\omega^2 \quad (31)$$

En este modelo, los parámetros y las constantes son: $\alpha = \frac{13}{25}$, $\beta = \beta_0 f_\beta$, $\beta^* = \beta_0 f_{\beta^*}$, $\sigma = \frac{1}{2}$, $\sigma^* = \frac{1}{2}$, $\beta_0 = \frac{13}{125}$, $f_\beta = \frac{1+70x_\omega}{1+80x_\omega}$, $x_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij}\Omega_{ik}S_{ki}}{(\beta_0^*\omega)^3} \right|$, $\beta_0^* = \frac{9}{100}$

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1, & \text{Si } x_k \leq 0 \\ \frac{1 + 680 x_k^2}{1 + 400 x_k^2}, & \text{Si } x_k > 0 \end{cases}; \quad x_k = \frac{1}{\omega^3} (\nabla k \cdot \nabla \omega)$$

Dónde Ω_{ij} es el tensor de tasa de rotación promedio $\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$ y S_{ij} es el tensor de tasa promedio de deformación $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$ [35]

Modelo de turbulencia Shear Stress Transport (SST): Este modelo combina las ventajas del modelo $k - \varepsilon$ y $k - \omega$, es del tipo número de Reynolds bajo pues no utiliza función de pared; lo que hace es resolver el flujo en las zonas cercanas a las paredes. En este modelo la viscosidad turbulenta viene dada por la expresión:

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\text{máx}(a_1 \omega, S f_{v1})} \quad (32)$$

Donde S es la magnitud característica del promedio de gradientes de velocidad, $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$, también es conocido como SST $k-\omega$, pues las dos ecuaciones que comprenden el modelo están en términos de k y ω y estas ecuaciones son:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u \cdot \nabla k = P - \rho \beta_0^* k \omega + \nabla \cdot [(\mu + \mu_T \sigma_k) \nabla k] \quad (33)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho u \cdot \nabla \omega = \frac{P \rho \gamma}{\mu_T} - \rho \beta \omega^2 + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_T) \nabla \omega] + 2(1 - f_{v1}) \frac{\rho \sigma_\omega 2}{\omega} \nabla \omega \cdot \nabla k \quad (34)$$

Donde $P = \min(P_k, 10\rho\beta_0^* k\omega)$, la tasa de producción P_k se calcula del mismo modo que en el modelo k- ω . Las constantes β, γ, σ_k y σ_ω se definen mediante interpolación, las expresiones para ello incluyen a l_w , que es la distancia a la pared más cercana. Para la solución de l_w , se realiza un estudio conocido como: Wall distance initialization [35].

4.4. Teorías aplicadas en el desarrollo de turbinas hidrocínéticas

Para estudiar turbinas hidrocínéticas se encuentra apropiado partir del comportamiento que puede presentarse en turbinas eólicas, pues la manera como se aprovecha el recurso energético tiende a ser similar, de acuerdo con lo anterior el estudio de la aerodinámica puede ser de gran utilidad para el desarrollo de turbinas hidrocínéticas.

4.4.1. Comportamiento aerodinámico en turbinas eólicas

La aerodinámica puede concebirse como una rama dentro de la mecánica de fluidos que se encarga de estudiar las interacciones que puede haber entre cuerpos sólidos y un fluido que los rodea, siendo este último un fluido en estado gaseoso. Cuando se habla de eficiencia en turbinas de viento, se debe hacer referencia al límite de Betz, el cual establece la máxima eficiencia teórica que puede obtenerse para una turbina eólica; el límite de Betz se obtiene asumiendo un campo de velocidades unidimensional y un balance de cantidad de movimiento que se basa en la ecuación de Bernoulli [36]. Una turbina eólica, al igual que una turbina hidrocínética la compone principalmente un rotor en el cual se acoplan álabes con un perfil aerodinámico definido. El viento entra en contacto con el perfil formando un ángulo, el cual se denomina ángulo de ataque (α) y de éste dependen tanto la magnitud como la dirección de la fuerza resultante que actúa sobre el perfil. En la figura

4-6 puede observarse de manera esquemática el perfil de un álabe interactuando con el viento y las fuerzas que se generan sobre el perfil [37].

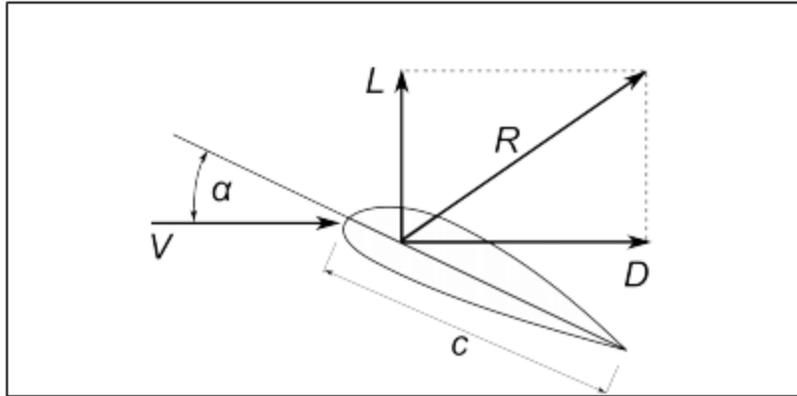


Figura 4-6. Esquema de las fuerzas que actúan sobre un perfil aerodinámico al interactuar con el viento [37].

Las componentes de la fuerza resultante R , son conocidas como fuerza de arrastre D y fuerza de levantamiento (Sustentación) L . La fuerza de arrastre se define como la componente en la dirección de la velocidad del fluido V que enfrenta al álabe, mientras que la fuerza de levantamiento es la componente en la dirección perpendicular a la dirección de la velocidad del fluido. La cuerda C se define como la distancia desde la punta del perfil hasta el final y el ángulo α , se conoce como el ángulo de ataque definido entre la cuerda del perfil aerodinámico y la dirección de la velocidad del fluido V , se define también el parámetro s , conocido comúnmente como Span, el cual es el largo del perfil en la dirección perpendicular la hoja de papel. Existen coeficientes con los cuales se pueden caracterizar las fuerzas que componen la resultante sobre el perfil del álabe, estos coeficientes son el coeficiente de arrastre C_D y el Coeficiente de sustentación C_L , y están dados por las siguientes expresiones [37]:

$$C_D = \frac{2D}{\rho C_s V^2} \quad (35)$$

$$C_L = \frac{2L}{\rho C_s V^2} \quad (36)$$

Mediante las fuerzas de arrastre y sustentación es posible obtener los torques ejercidos en las turbinas. Para turbinas de viento existe un método conocido como el momento del elemento tipo álabes BEM (Por sus siglas en inglés), el cual, mediante un algoritmo, permite obtener el torque generado en el rotor de la turbina. Para turbinas de eje vertical existen diferentes modelos de cantidad de movimiento o momento que pueden implementarse, éstos se describen más adelante en el numeral “6.4. Desarrollo numérico de la turbina hidrocínética tipo Gorlov”. Por lo general, la componente que más contribuye a la fuerza sobre los álabes es la fuerza sustentación [37]. Existe un fenómeno conocido como el desprendimiento de la capa límite o Stalling, el cual genera una caída brusca en la fuerza de sustentación, además debe mencionarse que el desprendimiento de la capa límite puede determinar presiones no previstas en la superficie de la turbina, adicionalmente, la principal diferencia en los perfiles simétricos es el punto del desprendimiento de la capa límite.

Cuando se presenta el desprendimiento de la capa límite la fuerza efectuada sobre los álabes cambia, pasando por un proceso de histéresis conocido como Stall Dinámico (Dynamic Stall), en la figura 4-7 pueden observarse mediciones experimentales que dan cuenta de este proceso en una curva de sustentación [37] [38].

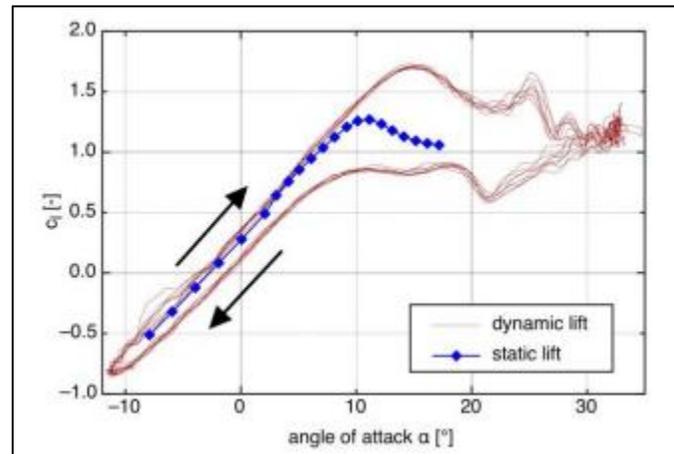


Figura 4-7. Mediciones experimentales en las que se observa el estado de Stall Dinámico en una curva de sustentación [38].

El movimiento rotacional de una turbina eólica en función del torque resistivo del generador y el provocado por la interacción con el viento viene determinado por el siguiente balance de cantidad de movimiento rotacional:

$$T(\omega) = T_G(\omega) + I \frac{\partial \omega}{\partial t} \quad (37)$$

Dónde ω es la velocidad rotacional del rotor, T_G corresponde al torque resistivo del generador, $T(\omega)$ es el torque ejercido por el fluido sobre la turbina e I es el momento de inercia de la turbina con respecto a su eje de rotación. La expresión 37, es otra expresión adicional a la expresión 4, mediante la cual puede obtenerse el torque ejercido por el fluido sobre la turbina.

4.4.1.1. Teoría del disco actuador

La teoría del disco actuador es un modelo 1-D y se basa en la teoría del momento lineal; ésta asume un volumen de control en el cual se encuentra un tubo de corrientes que

concentra todas las líneas de corriente que pasan a través del disco actuador, el modelo tiene los siguientes supuestos:

- Flujo de fluido incompresible, homogéneo y en estado estacionario.
- No hay arrastre por fricción.
- Se toma un número infinito de álabes.
- Empuje uniforme sobre el disco o el área del rotor.
- Estela no giratoria.
- La presión estática aguas arriba y aguas abajo del rotor es igual a la presión estática ambiental no perturbada.

La velocidad del fluido a la entrada del tubo de corrientes es V , la velocidad al pasar por el disco actuador es u y la velocidad a la salida del tubo de corrientes es u_1 , asociado al tubo de corrientes se encuentra un cambio de sección que se debe principalmente a la interferencia causada por el disco actuador y la absorción de energía por parte de éste, la sección transversal del disco se establece como A , la sección transversal a la salida del tubo de corrientes se establece como A_1 y la sección transversal del volumen de control se establece como A_{VC} ; en la figura 4-8 se presenta esquemáticamente la teoría del disco actuador [37] [39].

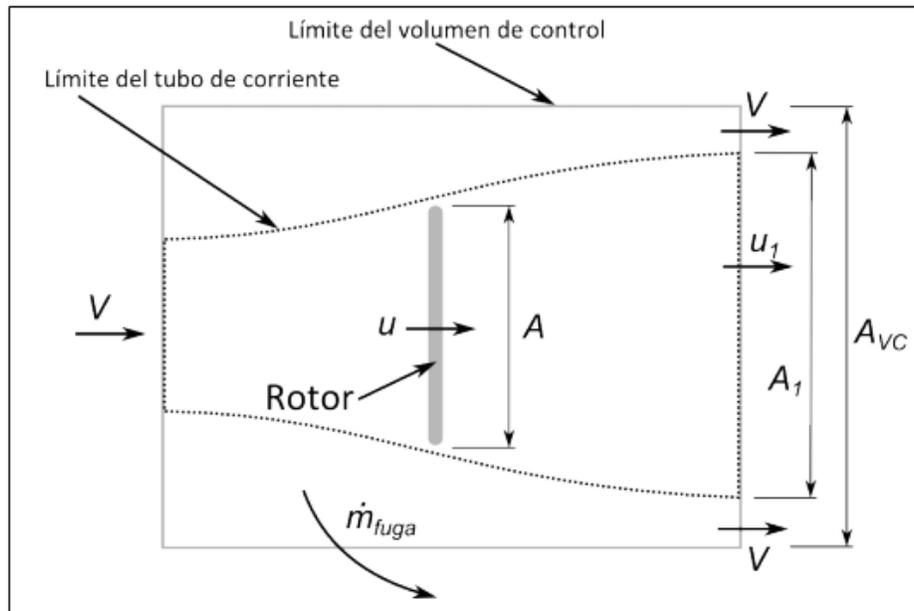


Figura 4-8. Teoría del disco actuador [37].

De acuerdo con el último de los supuestos, a la entrada y la salida del volumen de control la presión es la misma y es la presión ambiente p_∞ , no obstante dentro del tubo de corrientes justo antes del disco actuador se presenta un aumento de la presión, el cual disminuye un Δp de manera abrupta en el disco debido al fenómeno de transferencia de energía que se presenta, luego del disco la presión vuelve a estabilizarse en el valor de la presión ambiente p_∞ ; en la figura 4-9 se presenta un esquema que muestra el comportamiento de la presión a lo largo del tubo de corrientes [37] [39].

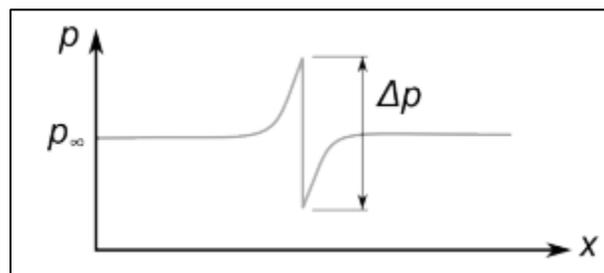


Figura 4-9. Comportamiento de la presión a lo largo del tubo de corrientes [37].

Realizando un balance de Bernoulli en cada una de las mitades del tubo de corrientes, se obtiene:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho (V^2 - u_1^2) \quad (38)$$

Considerando el área de la sección transversal del disco actuador se puede conocer la fuerza de empuje axial F_x , al multiplicar ésta por el valor de Δp ; obteniéndose así la siguiente expresión:

$$F_x = \frac{1}{2} \rho A (V^2 - u_1^2) \quad (39)$$

Otra forma de calcular la fuerza de empuje axial es realizando un balance de cantidad de movimiento lineal y un balance de masas; recordando también que el flujo másico dentro del tubo de corrientes por definición es constante, de ahí se obtiene la siguiente expresión:

$$F_x = \rho A u (V - u_1) \quad (40)$$

Al igualar las expresiones 40 y 41, se obtiene una relación para las velocidades:

$$u = \frac{V + u_1}{2} \quad \wedge \quad u_1 = 2u - V \quad (41)$$

Es conocido que la velocidad en el disco actuador no es igual a la velocidad inicial, debido a que la presencia de un objeto genera una perturbación en todo el sistema, y para un régimen permanente, se cumple que la velocidad que enfrenta al disco actuador no es la velocidad inicial sino un factor de ésta; por lo cual se define un factor de inducción axial de la velocidad a

$$a = 1 - \frac{u}{V}; \quad \frac{u}{V} = 1 - a \quad (42)$$

Según lo descrito anteriormente, se puede reescribir la expresión para la fuerza axial según se muestra en la ecuación 44:

$$F_x = 2\rho AV^2 a(1 - a) \quad (43)$$

Las expresiones para las velocidades u y u_1 y también pueden reescribirse como:

$$u = V(1 - a) \quad \wedge \quad u_1 = V(1 - 2a) \quad (44)$$

A partir de la fuerza de empuje axial descrita anteriormente, se puede definir el coeficiente de empuje axial C_{F_x} :

$$C_{F_x} = \frac{F_x}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} = 4a(1 - a) \quad (45)$$

Concluyendo así el modelo de tubo de corrientes con disco actuador; es conocida una corrección experimental a la fuerza de empuje axial; para esta corrección se afirma que la teoría deja de ser válida para factores de inducción grandes; por lo cual para evitar esto se corrige la expresión para el coeficiente de empuje axial según se muestra a continuación [36] [37]:

$$C_{F_x} = \begin{cases} 4a(1 - a) & \text{si } a < 0.4 \\ 0.86 + 1.56(a - 0.143)^2 & \text{si } a > 0.4 \end{cases} \quad (46)$$

Para el caso de la potencia, se puede observar que la pérdida de potencia cinética dentro del volumen de control es:

$$P = \frac{1}{2} \dot{m}(V^2 - u_1^2) = 2\rho AV^3 a(1 - a)^2 \quad (47)$$

De este modo se puede obtener otra expresión para el cálculo del coeficiente de potencia mediante la siguiente expresión:

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho V^3 A} = \frac{2\rho AV^3 a(1 - a)^2}{\frac{1}{2}\rho V^3 A} = 4a(1 - a)^2 \quad (48)$$

Al analizar la anterior expresión se obtiene el límite de Betz conocido como la eficiencia máxima para una turbina eólica según lo descrito anteriormente, el cual es el máximo local y su valor es 0.5926 (59.26%); para cuando $a = \frac{1}{3}$

4.4.1.2. Modelos analíticos para turbinas eólicas del tipo vertical

El modelo basado en la teoría del disco actuador es un acercamiento básico que ayuda a determinar parámetros operativos para este tipo de turbinas partiendo de los balances de energía y cantidad de movimiento lineal; posteriormente fueron desarrollados modelos más detallados para geometrías de turbinas Darrieus verticales, estos modelos son los siguientes [37]:

Tubo de corriente simple: En este modelo se plantea la geometría de la turbina y se realiza un balance de cantidad de movimiento en un volumen de control similar al planteado por Betz; la diferencia más notable es que en este se consideran la existencia de los álabes de la turbina y las fuerzas generadas por aerodinámica.

Tubos de corriente múltiple: En este modelo se consideran los mismos cálculos considerados en el modelo anterior, la principal diferencia es que el dominio de la turbina

se divide en varios tubos de corriente y para cada uno de éstos se realiza el balance propuesto.

Tubos de corriente múltiple doble: Este modelo se basa en el anterior; la diferencia es que se divide cada tubo de corriente en dos grupos: en la primera mitad de la turbina (dónde los álabes son impactados por el viento) y en la segunda mitad (dónde la velocidad incidente sobre los álabes se ve afectada por la primera mitad).

Adicionalmente a estos 3 modelos que se describen y mencionan anteriormente, correspondientes al grupo de modelos de momentum o cantidad de movimiento, existen también los llamados modelos de vórtices [37].

4.5. . Turbina helicoidal Gorlov (GHT)

Este tipo de turbina es una turbina de flujo cruzado a reacción, fue inventada entre 1993 y 1995 por Alexander Gorlov en la Universidad Northeastern, ha sido probada en laboratorios y también en la corriente del canal Cape Cod en Massachusetts; en estas pruebas la turbina mostró confiabilidad y una eficiencia de hasta un 35% [40].

Adicionalmente, la turbina tipo Gorlov reduce algunas de las inestabilidades presentes, debido a la curvatura de los álabes de manera helicoidal logrando que de este modo en cada ángulo de rotación pueda contar con una superficie que posee múltiples ángulos de ataque en toda la turbina, de manera estable a medida que ésta se encuentra rotando. Lo anterior es efecto de tener los álabes cubriendo de manera exterior una circunferencia completa alrededor de la turbina [37].

5. Estado del arte

La rápida disminución de las reservas de petróleo mundiales, el aumento del cambio climático y los impactos ambientales negativos asociados a la generación de energía convencional fomentan la investigación para el desarrollo de sistemas de producción de energía confiables, versátiles y limpios. Algunas soluciones según lo anterior y que también pueden servir para abastecer de energía eléctrica zonas rurales y remotas son: turbinas hidráulicas de baja cabeza para micro o pico generación y turbinas hidrocinéticas [41] [42]. En este estudio de maestría, el interés estuvo centrado en las turbinas hidrocinéticas, de eje vertical, específicamente las de tipo Gorlov. La turbina hidrocinética de eje vertical tipo Gorlov (También llamadas en algunas ocasiones como turbinas helicoidales) fue inventada por el profesor Alexander Gorlov (Como se expuso previamente) de la Universidad Northeastern, ésta se caracteriza por un conjunto de 1 o más álabes helicoidales que giran como una hélice de un tornillo [42], en la figura 5-1, puede observarse este tipo de turbina hidrocinética.

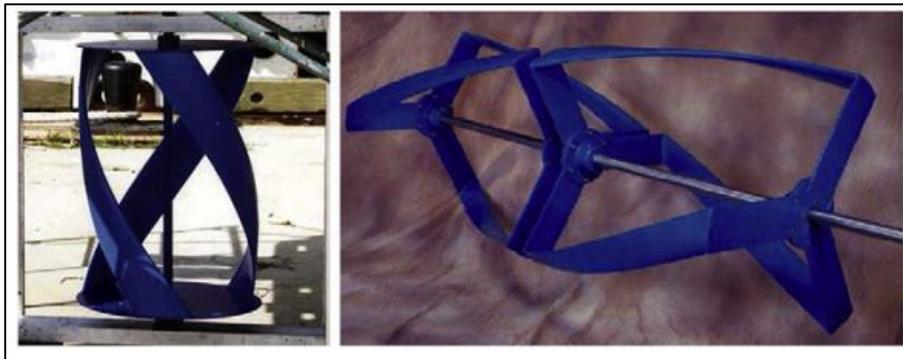


Figura 5-1. Turbina hidrocinética de eje vertical tipo Gorlov [42].

Este tipo de turbina se desarrolla como una variación al tipo Darrieus, y al momento de comparar ambos modelos, se halla que las turbinas tipo Gorlov tienen un mejor rendimiento y menos fluctuación en el torque [43].

Los estudios de eficiencia de cualquier tipo de turbina hidrocínética deben estar encaminados a alcanzar el límite de Betz, el cual establece que el máximo coeficiente de potencia teórico para una turbina giratoria en una corriente de fluido es 0.5926. Este criterio puede ser aplicado a todas las turbinas hidrocínéticas que trabajan en corrientes libres tanto como mareas y corrientes de Río. Una eficiencia común para las turbinas hidrocínéticas, considerando bajas pérdidas mecánicas es del orden del 30% aproximadamente [23].

5.1. Planteamiento del problema

El primero de los problemas tal como se mencionó en la introducción, está relacionado con el total de zonas no interconectadas (ZNI) del país de las cuales hacen parte 70 municipios, 36 cabeceras municipales, 1.697 localidades codificadas caracterizadas en el diagnóstico de la prestación del servicio de energía eléctrica para las ZNI's, elaborado por la superintendencia de servicios públicos domiciliarios en el año 2018 [44]; estas zonas representan un porcentaje considerable del territorio nacional. Haciendo alusión a lo descrito anteriormente, una solución renovable y factible para abastecer viviendas rurales o generar energía a baja escala puede ser la implementación de turbinas hidrocínéticas helicoidales [45] [7] en aquellas localidades cercanas a las riberas de corrientes de agua con la energía suficiente para realizar el proceso de conversión energética.

En el párrafo anterior se plantean los problemas asociados a índoles sociales, ambientales y económicos relativos al país y que están contenidos dentro del largo plazo; no obstante, cabe resaltar que los principales problemas asociados al desarrollo de este estudio de maestría tienen una mayor relación con variables técnicas contenidas dentro de esta tecnología, por ello, cuando se indaga respecto a los problemas de investigación existentes, cabe mencionar que el tema en cuestión es principalmente innovador, lo que puede generar la existencia de posibles vacíos en la literatura relativos al tema de interés. Además de esto, el problema de investigación tiene una directa relación con la siguiente pregunta: ¿Es posible obtener mejores eficiencias y menores fluctuaciones en el torque y potencia de salida mediante una nueva geometría basada en la diseñada para la turbina hidrocínética vertical tipo Gorlov? Lo que da cuenta de que los principales problemas asociados a la generación de energía mediante turbinas hidrocínéticas tipo Gorlov, son los siguientes:

- Bajas eficiencias o rendimientos.
- Altas fluctuaciones en el torque y la potencia de salida generados.
- Altos costos de manufactura para sistemas de este tipo que puedan abarcar mejores condiciones de operación.

Según lo que se indica en las anteriores líneas, el problema de investigación principalmente se centra en las bajas eficiencias que presentan estos sistemas acompañados de las fluctuaciones en las variables como el torque y la potencia generada.

Realizar estudios de investigación como el desarrollado en este estudio se justifican en la medida en que, pueden llegar a contribuir a llenar posibles vacíos en la bibliografía

relativa al tema general en cuestión; además, encontrar resultados teóricamente satisfactorios, puede conducir a realizar estudios experimentales detallados para contrastar y posiblemente evidenciar hallazgos nuevos que puedan contribuir al desarrollo de los sistemas tratados. Así mismo, en cuanto a lo descrito anteriormente con respecto a las situaciones: económica, social y ambiental, que tienen una incidencia baja dentro del trabajo de investigación que se plantea, dado que son problemas que solo podrán evaluarse en el largo plazo, relacionadas con el sector energético, que actualmente y, en un futuro podría afrontar el país, el desarrollo de temas como el que se pretende abordar, puede ser un indicio para encontrar posibles soluciones alternativas a la crisis que podrían manifestarse en los próximos años, lo cual hace que el tema en cuestión se convierta en un tema de interés para llevar a cabo una investigación como la desarrollada en este trabajo. No obstante, el tema central se orienta hacia la optimización de parámetros técnicos relacionados con la tecnología en cuestión, los cuales tienen una mayor incidencia en el corto plazo.

Mediante la ejecución de una búsqueda sistemática de la información se encuentran trabajos realizados como el de D. Laws et al. (2016) en el cual se presenta una amplia revisión acerca de la investigación y desarrollo de las tecnologías de conversión de energía hidrocínética, donde también se destacan los principales obstáculos para la comercialización generalizada los cuales son: Reducir el costo de la energía, optimizar turbinas individuales para trabajar en conjunto considerando arreglos y otros efectos, balance de la extracción energética con impactos ambientales y los factores socio-económicos ligados al proceso [46], lo anterior puede verse como una invitación a explorar

nuevos arreglos o nuevas geometrías con la finalidad de reducir el costo energético (aumentando las eficiencias de estos equipos) y optimizando a su vez los sistemas propuestos, lo cual puede verse como una justificación para el estudio que se llevó a cabo. Uno de los trabajos más relevantes es el que desarrollaron Khan et al. (2009), en éste se presenta un compendio de información relativa al estado de la tecnología de la generación energética mediante turbinas hidrocínicas de eje vertical y eje horizontal para corrientes de Río; en el cual se describe el proceso de generación de energía, tecnología disponible, configuraciones del rotor de acuerdo con el tipo de turbina, ventajas y desventajas técnicas de los sistemas en cuestión [9], de este trabajo se puede observar que si bien existen unas configuraciones y geometrías clasificadas, es posible indagar a profundidad estudiando otro tipo de geometrías que puedan derivarse de los sistemas que se presentan inicialmente. Adicionalmente a lo que se presenta, existen trabajos como los realizados por Goundar, Ahmed & Lee (2011), Chica et al. (2018) y Marsh et al. (2015) en los cuales se indaga la incidencia de diferentes características geométricas de distintas turbinas hidrocínicas en algunos parámetros de salida como lo son el coeficiente de potencia y demás, que pueden estar relacionados con la eficiencia del equipo, tales características geométricas estudiadas son: el perfil del álabe, el ángulo de inclinación de la sección del álabe y la helicidad de los álabes [47] [48] [49]; y de acuerdo con los resultados obtenidos por estos autores, se encuentra viable realizar estudios como los que se proponen en este documento.

5.2. Estudios relacionados con el desarrollo de turbinas hidrocínicas

En esta sección se presentan algunos de los estudios representativos y que han sido llevados a cabo, los cuales tienen relación con el desarrollo tanto numérico como

experimental de diferentes tipos de turbinas hidrocínéticas; debido a que el tipo de turbina de interés en este estudio es el tipo Gorlov o Helicoidal, se analizarán con mayor detalle los estudios relacionados con este tipo de turbinas hidrocínéticas.

5.2.1. Estudios en turbinas hidrocínéticas de eje horizontal

En este apartado, se presentan algunos de los estudios representativos y que tienen que ver con el desarrollo de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal:

Goundar, Ahmed & Lee (2011) desarrollan un nuevo perfil de álabe hidráulico para una turbina hidrocínética de eje horizontal de aplicación en corrientes marinas, se evidencia que este diseño funciona bien en relaciones de velocidad de punta (TSR) entre 3 y 4 sin cavitación, se encuentra también un buen rendimiento hidrodinámico del rotor de la turbina. El desarrollo de la turbina se llevó a cabo haciendo uso de un análisis numérico y experimental, en el análisis numérico se tuvo en cuenta la teoría del momento del elemento tipo álabe (BEM por sus siglas en inglés) y se aplicó el método del Panel 2-D XFOIL. Los principales parámetros de diseño estudiados para el desarrollo del álabe hidráulico fueron: la distribución de presión en el álabe, el coeficiente mínimo de presión, el coeficiente de elevación, el coeficiente de arrastre y la relación elevación-arrastre. Para obtener un buen desempeño de la turbina en un amplio rango de condiciones se requieren coeficientes de elevación altos mientras que por su lado coeficientes de arrastre bajos tienden a mejorar la eficiencia de la turbina, lo que implica que altas relaciones elevación-arrastre generan mejores rendimientos en el equipo, además, para prevenir la ocurrencia de fenómenos de cavitación se requieren altos coeficientes de presión en la succión; adicionalmente, a bajas

relaciones de velocidad de punta (TSR) y con un mayor número de álabes se logran obtener mejores rendimientos hidrodinámicos en la turbina [47].

Riglin et al. (2015) realizan el análisis numérico de una turbina micro hidrocínética horizontal adecuada con dos diferentes diseños de difusor por medio de la dinámica de fluidos computacional, el modelo utilizado fue el de transporte de esfuerzo cortante $k-\epsilon$, y como resultado del análisis realizado, se encontró un aumento en la potencia mecánica de salida del 39.5% y 55.8% en comparación con el rendimiento de la turbina no aumentada con difusor. Los dos difusores analizados tenían una relación de área de 1.36 y 2.01. A medida que la relación de área aumenta de 1.36 a 2.01 el empuje total experimentado por la unidad aproximadamente se duplica. Como variables de entrada se tienen el factor de potencia, la potencia y la velocidad del fluido y como variables de salida a partir del análisis numérico, se obtienen las dimensiones constructivas óptimas de la turbina. El método aplicado en este estudio es el de los volúmenes finitos, el cual es el método que internamente utiliza Ansys para los análisis de dinámica de fluidos computacional [50].

Muratoglu & Yuce. (2017) realizan el diseño del rotor de una turbina hidrocínética horizontal de 3 álabes de velocidad fija y regulación de pérdida, por medio de optimización y simulación a través de métodos de dinámica de fluidos computacional. Utilizan el modelo de turbulencia de transporte de esfuerzo cortante $k-\epsilon$ y el método numérico o computacional que utilizan para el análisis y la optimización del comportamiento de las principales variables presentes en el fenómeno físico es un Algoritmo Genético; el cual es un método computacional suave que imita los principios de evolución biológica para la solución de diversos problemas, y que básicamente consta de 3 pasos, el primero es definir

las variables de diseño, el segundo es seleccionar la función objetivo y el tercero asignar las restricciones de diseño. Para este caso puntual, las variables de diseño principales son: el ángulo del álabe, la cuerda y las distribuciones porcentuales de espesor del álabe; la función objetivo es maximizar el coeficiente de potencia; y las principales restricciones de diseño son: la cavitación, el tipo de sección del álabe y la velocidad rotacional. El algoritmo genético genera vectores individuales que contienen la optimización de las variables al tener en cuenta las restricciones de diseño y realizar el muestreo de todo el espacio de solución. Para el caso que plantean y por medio del algoritmo genético descrito, la turbina hidrocínética operando a unas 45 revoluciones por minuto (rpm) y generando por encima de 27 kW de potencia a una velocidad de 2.4 m/s, se obtiene un coeficiente de potencia promedio de 0.43, el cual es un valor que puede considerarse óptimo [51].

Chica et al. (2018) realizan una investigación por medio de simulaciones de dinámica de fluidos computacional y análisis experimentales, basándose en la teoría del momento del elemento tipo álabe y haciendo uso del modelo de turbulencia de transporte de esfuerzo cortante $k-\omega$, con el fin de estudiar el efecto del ángulo de inclinación de la sección del álabe en el rendimiento de una turbina hidrocínética horizontal, el perfil de álabe empleado fue un S822 y el rango de valores para la relación de velocidad de punta (TSR) estuvo comprendido entre 0 y 16. Como resultado se observa que el valor más alto para el coeficiente de potencia de la turbina en los análisis experimentales se obtiene cuando el ángulo de inclinación es de 10° , mientras que para los análisis de las simulaciones numéricas realizadas este ocurre en un ángulo de 5° ; se observa que al comparar los resultados numéricos con los resultados experimentales obtenidos hay una

buena aproximación entre éstos, concluyéndose así que el análisis numérico presenta una buena predicción para los parámetros o variables estudiadas [48].

En el estudio llevado a cabo por Javaherchi et al. (2017) se realiza un análisis numérico y experimental del rendimiento de un modelo a escala de una turbina hidrocínética de eje horizontal para aplicación en corrientes marinas. Los modelos físicos aplicados son dos: Marco de referencia giratorio (RRF Por sus siglas en inglés) y la teoría del momento del elemento tipo álabes (Blade Element Momentum-BEM por sus siglas en inglés); haciendo uso también de la teoría del momento del elemento tipo álabes. El factor de potencia obtenido para una relación de velocidad de punta entre 5.5 y 9.5 para el método RRF siempre es menor al factor de potencia obtenido experimentalmente, mientras que para una relación de velocidad de punta entre 7.3 y 9.2, el factor de potencia obtenido para el método BEM siempre es mayor a los resultados experimentales. Dependiendo del rango en el que se encuentre la relación de velocidad de punta, uno de los dos métodos tiende a ser más aproximado que el otro a los resultados experimentales [52].

En el estudio desarrollado por Daskiran et al. (2016) se presenta un análisis numérico acerca de los efectos que tiene la relación de bloqueo en el desempeño de una turbina hidrocínética portable; en el estudio se encontró que un incremento de la relación de bloqueo de 0.03 a 0.98 mejoró el coeficiente de potencia, pasando de tener un valor de 0.437 a 2.254 y también incrementó la potencia generada, pasando de 0.56 kW a 2.86 kW. La metodología matemática y numérica seguida para obtener los resultados descritos fue realizar simulaciones para la condición de estado estable, acoplado con el solucionador de presión-velocidad integrado en el Software Ansys Fluent. La ecuación de momento se

discretizó con el esquema de viento ascendente de segundo orden mientras que, los parámetros de turbulencia fueron discretizados con el esquema Quick. También fue aplicado el enfoque de marco de referencia múltiple (MRF) para considerar los efectos de rotación en el campo de flujo. El modelo numérico utilizado se validó por medio de experimentos para una turbina hidrocínética de tres álabes; tanto los estudios numéricos como experimentales fueron llevados a cabo en un canal abierto; las predicciones numéricas para el coeficiente de potencia, al compararse con los datos experimentales, obtuvieron un error relativo menor al 3% para el punto de diseño óptimo del prototipo, lo cual dice que el modelo numérico implementado tiene una buena aproximación para este caso [53].

Badea et al. (2014) realizan un estudio en donde describen el proceso de diseño inicial de una turbina hidrocínética de eje vertical usando la teoría BEM, adicionalmente se analiza el rendimiento de la turbina por medio de la dinámica de fluidos computacional, el perfil del álabe utilizado fue un NACA 4418; para éste, el fluido se asumió incompresible y totalmente turbulento; las simulaciones se llevaron a cabo usando una discretización por medio del método de volúmenes finitos para las ecuaciones de Navier-Stokes para números de Reynolds promedio y fluido incompresible, el mallado fue generado usando elementos de volumen hexaédrico y consistió de dos dominios uno considerado estacionario con alrededor de 0.3 millones de celdas y el otro en el cual se alojaba el rotor de la turbina y que contaba con aproximadamente 2.8 millones de celdas. Se determinó que el análisis numérico efectuado era útil para determinar el funcionamiento máximo de la turbina,

mientras que la curva de rendimiento calculada presentaba una desviación cuadrática media del 23% respecto a la curva de rendimiento ideal de diseño [54].

5.2.2. Estudios en turbinas hidrocínéticas de eje vertical o flujo cruzado

En esta sección se presentan algunos de los estudios recopilados y que tienen relación con turbinas hidrocínéticas de eje vertical o flujo cruzado; se centrará en estudios realizados a turbinas helicoidales o tipo Gorlov, como se expuso previamente, pues el objeto de este estudio tiene directamente relación con este tipo de turbinas hidrocínéticas.

En el trabajo desarrollado por Saini & Saini. (2018) se estudia el desempeño del rotor de una turbina hidrocínética híbrida (Darrieus-Savonius) bajo diferentes condiciones de operación. Los efectos de la relación del radio y el ángulo de ataque sobre el coeficiente de potencia fueron simulados de manera numérica en el software comercial Ansys; el planteamiento numérico busca encontrar la solución a las ecuaciones de Navier-Stokes asociadas al modelo físico que se estudió (URANS) haciendo uso del modelo de turbulencia k- ϵ . Los parámetros fijos de entrada son de carácter constructivo, tales como el diámetro del rotor, número de hélices entre otros, mientras que los parámetros de entrada que varían en el análisis son el ángulo de ataque y la relación del radio; para en base a éstos por medio del método numérico aplicado, obtener el comportamiento del factor de potencia de manera continua. Las simulaciones se realizaron para un rango de velocidades de punta (TSR) comprendido entre 2.0 y 3.6. Los valores máximos del coeficiente de potencia obtenidos se dan cuando el ángulo de ataque es igual a 30° y 60° para una relación de radio de 0.2; adicionalmente se encuentra que para ángulos de ataque de 90° las fluctuaciones en el coeficiente de torque se minimizan; el criterio de convergencia utilizado para todos los

residuales de las ecuaciones de momento, continuidad y turbulencia se definió como 1×10^{-5} por cada paso de tiempo, para garantizar una buena precisión en los resultados obtenidos.

Al intentar comparar los resultados obtenidos con resultados de estudios experimentales y de campo presentados por Kyozyuka (2008) y Sahim et al. (2013) [55] [56], se encuentra que los resultados obtenidos en estos estudios siguen un patrón ligeramente alterado. Para el caso del estudio experimental llevado a cabo por Kyozyuka (2008) [55] se estudió un modelo de turbina híbrida con perfiles no simétricos NACA 0018, el cual posee un espesor mayor al perfil NACA 0012 de la turbina híbrida analizada en este estudio; se encuentra que los valores del coeficiente de potencia tienden a ser mayores para el estudio realizado, lo cual concuerda con lo reportado por Mohamed (2012), en dónde se afirma que a mayores espesores en el perfil del álabe, los rendimientos serán más bajos debido a la mayor solidez [57]. En el estudio de campo llevado a cabo por Sahim et al. (2013) el rotor híbrido tenía 3 álabes simétricos con un perfil NACA 0015 con un rotor Savonius de forma semi-elíptica [56] haciendo que el rango operativo de esta turbina fuera menor al del estudio llevado a cabo por Saini & Saini. (2018) [59], sin embargo, los dos estudios presentan una tendencia similar [59]. Se realizó también una comparación entre el estudio llevado a cabo por Saini & Saini. (2018) y el estudio computacional desarrollado por Liang et al. (2017) el cual es para una turbina eólica híbrida tipo Darrieus-Savonius y se encuentra que los resultados obtenidos en términos del coeficiente de potencia tienen un comportamiento similar [58] [59].

En un estudio llevado a cabo por Soenoko et al. (2018) se modela una pequeña turbina hidrocínética por medio de simulaciones de dinámica de fluidos computacional, para variaciones de la posición del rotor de la turbina de 5° de modo que se pueda obtener el valor de la presión entre los dos extremos del álabe y de este modo obtener un indicador de la magnitud de la fuerza generada. Para los análisis estructurales se utiliza el método numérico de elementos finitos (FEM por sus siglas en inglés), mientras que para las simulaciones del comportamiento fluidodinámico el método numérico aplicado es el de los volúmenes finitos. Para el análisis del comportamiento del fluido se utiliza una malla hexaédrica y se generan aproximadamente 21,610 elementos sobre los cuales el método realiza la aproximación numérica, como parámetros de entrada se tiene la densidad del fluido, en este caso agua y es igual a 1000 kg/m^3 , la viscosidad dinámica del fluido es $8.9 \times 10^{-4} \text{ Pa s}$, como condiciones iniciales se asume un caudal de flujo libre a la entrada de $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y condiciones de presión y temperatura ambientales $101,325 \text{ Pa}$ y 293.2 K . De acuerdo con el análisis realizado se encuentra que hay incrementos en el desempeño de la turbina y también al comparar los resultados obtenidos mediante las aproximaciones numéricas utilizadas con estudios anteriores y pruebas experimentales se obtiene una aproximación alta entre éstos para el rendimiento de la turbina [60].

En el trabajo desarrollado por Marsh et al. (2015) se ejecuta un estudio numérico con la finalidad de establecer la incidencia de la helicidad de los álabes en diferentes características que tienen relación con el rendimiento de turbinas hidrocínéticas de eje vertical, el enfoque de este estudio se centra en las turbinas helicoidales, que en algunos casos también son conocidas como turbinas tipo Gorlov. El estudio numérico se lleva a

cabo mediante el uso de dinámica de fluidos computacional y la aplicación del modelo de turbulencia de transporte de esfuerzo cortante $k-\omega$, para la solución de ecuaciones del tipo URANS, el intervalo de estudio de la relación de velocidad de punta (TSR) está comprendido entre los valores 1.5 y 3.5, el análisis ejecutado es un análisis 3-D, adicionalmente, se comparan los resultados numéricos con resultados experimentales de turbinas idénticas disponibles en la literatura. En el análisis desarrollado se encuentran los siguientes resultados [49]:

- Influencia de la helicidad en el coeficiente de potencia: Fue analizado numéricamente, para varios ángulos de superposición (helicidad) a una velocidad de entrada de 1.5 m/s, el comportamiento del coeficiente de potencia respecto a la variación de la velocidad de punta (TSR), se encontró que a medida que el ángulo de superposición o la helicidad se hace mayor, el coeficiente de potencia disminuye incluso llegando a ser negativo para ángulos de superposición de 120° , lo cual significa que para turbinas con ángulos de superposición de 0° (turbinas de álabes rectos) pueden desarrollar mayores coeficientes de potencia. La relación encontrada, en la cual a medida que la helicidad se reduce y el coeficiente de potencia se incrementa, también fue constatada por los estudios llevados a cabo por Castelli & Benini (2011) para una turbina de viento de eje vertical tipo Darrieus [61].
- Influencia de la inclinación de la sección del álabe en el coeficiente de potencia: Se encontró que para ángulos de 0° , $+15^\circ$ y $+30^\circ$ las variaciones en el coeficiente

de potencia entre éstos fueron mínimas, mientras que para valores del ángulo de inclinación de $+45^\circ$ y -15° se redujeron los valores del coeficiente de potencia.

- Influencia de la helicidad en los niveles de oscilación del torque: Se observó que a medida que el ángulo de superposición (helicidad) es mayor, las fluctuaciones en el torque tienden a disminuir, basándose en el comportamiento del factor de ondulación del torque (TRF) respecto a la relación de velocidad de punta (TSR).

Marturet et al. (2015) obtienen un modelo matemático a partir de series de Fourier para el comportamiento del torque generado por una turbina tipo Gorlov en función de la posición angular, se estudian tres modelos de turbulencia los cuales son: k - ϵ estándar, k - ϵ RNG y Spallart-Almaras, y el método numérico aplicado para el estudio desarrollado es el de los volúmenes finitos por medio de dinámica de fluidos computacional, la malla más grande para la cual se obtuvo solución fue una compuesta de 117648 nodos y con una calidad 0.86, en la cual los elementos en las zonas del fluido eran del tipo cuadrilátero mientras que los elementos en las zonas de interacción fluido-turbina eran del tipo triangular. Adicionalmente se estudia el comportamiento del torque de la turbina para diferentes velocidades de flujo y rotacionales en donde se pudo constatar que, para bajas velocidades de flujo y altas velocidades rotacionales, el torque generado era más bajo, mientras que cuando se aumenta la velocidad de flujo y se disminuye la velocidad de rotación de la turbina el torque generado es más alto, del mismo modo estudios realizados por Marturet (2014) empleando el mismo modelo virtual de turbina, indican que para velocidades de flujo de 5 m/s y velocidades rotacionales de 10 RPM, el rendimiento en el torque era aceptable [62]. Se observa que el mayor torque generado se presenta para el

valor de un ángulo acimutal de 75° , al aumentar el valor de este ángulo también se pudo observar que el valor del torque tiende a descender, lo cual se debe a un descenso del torque por presión y un incremento importante de fenómenos viscosos [63].

Bruce (2014) simula los datos experimentales del trabajo llevado a cabo por Niblik (2012) [64] como un modelo de dinámica de fluidos computacional (CFD Model) en 3-D, con el propósito de validar de manera precisa los resultados experimentales frente a los resultados numéricos; el código CFD comercial usado en la simulación es star CCM+ 9.02.005, con un modelo de turbulencia de transporte de esfuerzo cortante $k-\omega$, para la solución de ecuaciones RANS. El modelo a escala de laboratorio es una turbina Gorlov de 4 álabes con perfil NACA 0018 con dos tapas circulares, este modelo se simula en un canal artificial, y las propiedades del fluido junto con su geometría, corresponden con las reportadas en el trabajo desarrollado por Niblick (2012), el diámetro es 0.172 m, la altura de 0.234 m, una longitud de cuerda de 0.04 m y una solidez de 0.03; la relación de bloqueo del dominio del mallado es 12% y se realizó una investigación de sensibilidad de mallado con una malla fina de 12 millones de celdas y una malla gruesa de 6 millones de celdas.

La turbina fue simulada a una relación de velocidad de punta (TSR) de 1.6 con un ángulo fijo de velocidad y un valor de velocidad a la entrada de 0.7 m/s, en las simulaciones iniciales reportadas se obtuvo un buen acercamiento entre el análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD) y el análisis experimental, sin embargo dominios computacionales con mallados más finos pueden dar cuenta de mejores aproximaciones entre el comportamiento numérico y el comportamiento experimental de la turbina [65].

En el estudio llevado a cabo por Marturet & Torres (2012) por medio de herramientas de dinámica de fluidos computacional se analiza el comportamiento fluidodinámico para la turbina hidrocínética vertical desarrollada por Mata (2009) [66] en su estudio experimental, cuyas principales dimensiones son 0.5 m de diámetro y 0.6 m de altura. El dominio computacional se discretiza de modo que las zonas propias del fluido tienen un mallado con celdas del tipo cuadrilátero y en las zonas dónde hay interacción fluido turbina se tiene un mallado con celdas del tipo triangular; la turbina está compuesta por 3 álabes espaciados 120° con un perfil simétrico de cuerda de 0.075 m y un perfil del álabe tipo NACA 0020.

Para la simulación numérica se supuso un régimen de trabajo estable en la turbina cuando el fluido se modela en 2-D, se analizaron tres modelos de turbulencia: k- ϵ estándar, k- ϵ RNG y Spallart-Almaras; de los cuales el mejor modelo para la simulación mediante un estudio de convergencia es el modelo de turbulencia k- ϵ estándar con un mallado de 166684 nodos y un error del 0.5%. Se escogieron velocidades de flujo en un rango de 0.25 m/s a 5 m/s para velocidades rotacionales entre 10 RPM y 100 RPM, adicionalmente se define una variable que da cuenta del torque promedio de la turbina cuando este tiene cada ángulo de posición entre 0° y 120° ; como resultados se observa que mientras la velocidad del fluido es menor y la velocidad de rotación de la turbina es mayor, el torque generado tiende a ser menor, lo contrario ocurre cuando se tienen velocidades rotacionales bajas y la velocidad del fluido tiende a ser mayor, esto se evidencia también en el estudio llevado a cabo por Marturet et al. (2015) [63]; para el comportamiento de la potencia generada se encontró que a medida que se incrementa la velocidad del fluido y la velocidad rotacional,

la potencia se hace mayor, lo cual también puede evidenciarse en estudios como los desarrollados por Shiono et al. (2002) [67] [68].

Tunio et al. (2020) analizaron la eficiencia, las cargas debidas al fluido y los esfuerzos inducidos en una turbina hidrocínética tipo Darrieus de álabe recto, mediante el uso de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) y el Método de los Elementos Finitos (FEM); aplican el modelo de turbulencia de transporte de esfuerzo cortante $k-\omega$, para la solución de ecuaciones del tipo RANS; adicionalmente, estos análisis se llevan a cabo cuando la turbina posee y no posee un sistema por ducto aumentado, con el fin de comparar entre sí los resultados obtenidos. El rango establecido de velocidad para el fluido está entre 0.2 y 1.8 m/s. Adicionalmente, para el análisis del desempeño de la turbina se hizo uso del modelo de marco de referencia múltiple (MRF). Las principales características constructivas de la turbina analizada fueron: un perfil del álabe de la turbina NACA0020, diámetro de 1.5 m, altura de 1.5 m y un número de álabes igual a 3. La malla estaba compuesta por elementos tetraédricos y fue generada en ANSYS ICEM, estuvo compuesta por 4483265 celdas con una calidad ortogonal de 0.86. Mediante los estudios llevados a cabo se pudo observar que, para el rango de velocidades utilizado, el sistema de ducto aumentado presentó un incremento del 112% en la potencia generada respecto a la turbina sin ducto. Adicionalmente, los estudios también mostraron que la turbina cuando posee el sistema con ducto aumentado experimentará alrededor de dos veces las cargas hidráulicas respecto a cuándo no tiene el sistema con ducto aumentado; los esfuerzos inducidos estimados para la turbina con ducto aumentado y sin ducto fueron 178.5 MPa y 94.68 MPa respectivamente [69].

En el trabajo elaborado por Dabbagh & Yuce (2019) se analiza el efecto de la solidez para 4 turbinas hidrocínicas helicoidales de flujo cruzado configuradas horizontalmente y con diferentes relaciones de solidez cada una de ellas: 0.15, 0.2, 0.25 y 0.3, bajo diferentes condiciones de flujo con números de Froude: 0.0714, 0.143, 0.214, 0.286 y 0.357; los análisis son llevados a cabo mediante dinámica de fluidos computacional (CFD), utilizando el modelo de turbulencia de transporte de esfuerzo cortante $k-\omega$, para la solución de ecuaciones RANS. Las características constructivas principales para las diferentes turbinas fueron: Perfil del álabe NACA0018, compuestas por 3 álabes, diámetro de 1 m y longitud de 1.5 m. El procedimiento de mallado fue el mismo para las 4 turbinas, la calidad ortogonal del mallado estuvo entre un rango de 0.8 y 0.84 y fueron utilizadas 3 mallas: una gruesa de 148258 elementos, una media de 833925 elementos y una fina de 1462269 elementos, en los resultados pudo observarse que para la malla gruesa se desvían de los resultados experimentales obtenidos por otros autores, mientras que para las mallas media y fina hay concordancia con éstos. Pudo observarse en este estudio que para las turbinas que tenían relaciones de solidez de 0.15 y 0.2 se obtenían mejores eficiencias que para los otros dos casos; adicionalmente, teniendo en cuenta las 5 condiciones de flujo que se mencionan, el peor rendimiento se obtuvo a una relación de velocidad de punta (TSR) de 4.0 [70].

La turbina desarrollada por Gorlov en 1998 de dimensiones: Diámetro – 24 in, Altura (Longitud) – 34 in, perfil de los álabes – NACA-0020 con 7 in de cuerda, relación de solidez – 0.27, alcanzó un coeficiente de potencia aproximado al 35% para la máxima carga y velocidades cercanas a los 5 ft/s. Kirke (2011) para una turbina helicoidal de 3

álabes, diámetro – 1 m, Altura (Longitud) – 1.25 m, perfil de los álabes – NACA-0020, observó que la potencia de salida aumentaba hasta 3 veces más cuando se instalaba un difusor que cuando no se instalaba un difusor [71] [72].

De acuerdo con Niblick (2012), se encontró que una turbina de 4 álabes con relación de solidez de 0.3, y ángulo de inclinación del álabe de 60° , presenta un mejor rendimiento que una turbina de 3 álabes con una relación de solidez de 0.3 y un ángulo de inclinación del álabe de 43.7° ; además cuando los extremos (Tapas) de la turbina tienen una forma de plato circular, se obtienen mayores coeficientes de potencia que cuando éstas tienen forma de radios [72] [64].

En el estudio desarrollado por Han et al. (2013) se proponen dos escenarios: en el I) se presenta una turbina con 3 álabes, diámetro – 2.2 m, Altura – 2.5 m, perfil de los álabes – NACA-0020, longitud de la sección de los álabes – 305 mm, espesor de la sección de los álabes – 61 mm y ángulo de inclinación del álabe – 65.3° ; mientras que el II) presenta una turbina con 3 álabes, diámetro – 3 m, Altura – 3.6 m, perfil de los álabes – NACA-0020, longitud de la sección de los álabes – 440 mm, espesor de la sección de los álabes – 88 mm y ángulo de inclinación del álabe – 66.4° ; para el caso II) se obtiene una eficiencia de 32.9% mientras que para el caso I) se obtiene una del 30%. La potencia nominal en los dos casos fue de 500 kW [72] [73].

De acuerdo con el estudio realizado por Pongduang et al. (2015) para un modelo de turbina helicoidal con las siguientes dimensiones: Diámetro – 0.5m y 0.6 m, Altura (Longitud) – 1.25 m, perfil de los álabes – NACA-0020 con 0.07 m de cuerda y 3 álabes, en los cuales se variaron los ángulos de inclinación del álabe en los siguientes valores:

120°, 135° y 150°, en el cual se concluyó que el ángulo de inclinación influye en la eficiencia de la turbina, mientras que la solidez solo tiene efectos en la velocidad de punta local (TSR: Tip Speed Ratio), se observa que para los dos tipos turbinas (diámetros 0.5m y 0.6m) cuando el ángulo de inclinación del álabe es de 135°, la turbina tiene buenos resultados de eficiencia y un buen comportamiento. Por su parte Bachant et al. (2011) evaluaron una turbina helicoidal tipo Gorlov de 3 álabes y otra helicoidal tipo esférica de 4 álabes, ambas con diámetros similares y el mismo perfil del álabe, producidas por el mismo fabricante, en condiciones similares de operación, se observa que la primera es más efectiva que la segunda capturando la energía cinética del fluido según las condiciones de operación descritas en el estudio, obteniendo un C_p de 0.28 la primera y uno de 0.21 la segunda, también se observa que el pico de eficiencia exergética cinética, es mayor también para la turbina helicoidal tipo Gorlov que para la turbina helicoidal tipo esférica siendo los valores 46% y 35% respectivamente [74].

Durrani et al. (2011) llevaron a cabo un análisis numérico bidimensional de aerogeneradores de eje vertical con perfiles NACA con espesores de 12%, 15%, 18% y 22% (NACA-0012, NACA-0015, NACA-0018 y NACA-0022), en este estudio se observó que los perfiles NACA-0012 y NACA-0015 mejoran solo después que la $TSR = 2$, el perfil NACA-0022 ofrece una potencia de salida mayor en un rango amplio de TSR además de que al compararlo con los otros perfiles, para este se obtiene un mayor rendimiento general, mientras que, para un perfil NACA-0012 se obtienen bajos rendimientos para bajas TSR [75]. Talukdar et al. (2016) también constataron mediante una investigación numérica del efecto del espesor del álabe en el rendimiento de una turbina de álabes helicoidales, qué el

perfil NACA-0022 presenta mejores condiciones de potencia de salida respecto a los perfiles NACA-0018 y NACA-0015, siendo la potencia de salida un 12.24% y un 22.47% mayor en el caso del perfil NACA-0022 que en los perfiles NACA-0018 y NACA-0015 respectivamente [76].

Talukdar et al. (2017) comparan de acuerdo a experimentos llevados a cabo en sitio (Río Brahmaputra), el desempeño entre una turbina hidrocíntrica helicoidal de doble paso con una de paso simple (Ver figura 5-2), ambas compuestas por 3 álabes, las especificaciones de diseño correspondientes son: Diámetro – 0.25 m, Altura (Longitud) – 0.25 m, perfil de los álabes – NACA-0022, ángulo de inclinación del álabes – 43.7° , relación de solidez – 0.2; de acuerdo con lo anterior se concluyó que la turbina de paso simple alcanza mejores coeficientes de potencia respecto a la turbina de doble paso, además de que para obtener mayores potencias a la salida se pueden configurar varios módulos de turbina en un solo eje [22].

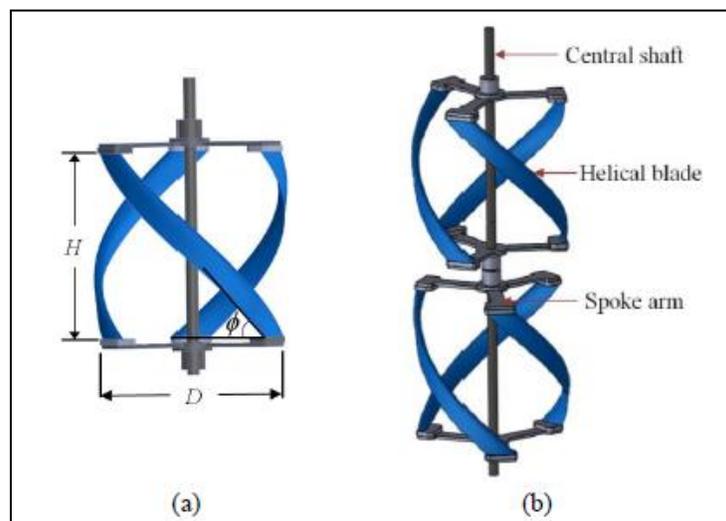


Figura 5-2. Modelos CAD de turbina helicoidal de paso simple (a) y de paso doble (b) [24].

El estudio conducido por Mosbahi et al. (2020) abarca una investigación numérica y experimental del ángulo de barrido del borde de ataque en el coeficiente de potencia de una turbina de álabes delta a partir de una configuración de turbina tipo Gorlov, como resultado de este estudio se encontró que el ángulo de barrido del borde de ataque tiene una gran incidencia en el coeficiente de potencia de la turbina y en las características hidrodinámicas del flujo alrededor de la turbina; el valor máximo del coeficiente de potencia hallado: 0.184 se encontró para una TSR igual a 0.7 [77].

Jayaram y Bavanish (2020) llevaron a cabo una reseña sintetizada acerca de las turbinas hidrocinéticas tipo Gorlov y su posible impacto en la generación de energía en la India, en el cual se recopila información relativa a las diferentes metodologías y enfoques relativos al diseño, operación e instalación de este tipo de turbinas, el artículo desempeña una función de guía para el estudio de este tipo de turbinas de flujo cruzado; como conclusión presentan la viabilidad de estos sistemas para la generación de energía y los principales retos asociados a este tipo de generación, pues como lo hacen saber, la implementación de estas tecnologías en la India no están avanzando a un ritmo deseado [78].

En el estudio llevado a cabo por Wardhana et al. (2021) se realiza un análisis numérico utilizando CFD del rendimiento hidrodinámico de una turbina de eje vertical tipo Gorlov para diferentes configuraciones de ésta variando el número de álabes, el perfil del álabes, el incremento del ángulo de paso o de inclinación y dimensiones geométricas. Adicionalmente, se realizó a validación de los resultados numéricos por medio de estudios experimentales. Como resultados de los estudios conducidos se encontró que una variación

del ángulo de paso incrementa en un 22% la eficiencia de la turbina, mientras que, para un ángulo de paso de 40° se obtiene un incremento del 27% en la eficiencia de la turbina, por otra parte, se observó que para los siguientes números de álabes: 3, 4, 5 y 6 se obtuvieron rendimientos del 20%, 25%, 16% y 13% respectivamente [79].

5.2.3. Parámetros y variables utilizadas en el desarrollo de turbinas Gorlov o Helicoidales.

En este apartado se presentan de manera sintetizada los valores más utilizados en lo que comprende el diseño experimental o numérico de turbinas tipo Gorlov o Helicoidales para las principales características constructivas, se hace extensiva la información tanto para turbinas eólicas como hidrocineéticas. En la figura 5-3, se puede observar un esquema con algunas de las dimensiones genéricas de una turbina tipo Gorlov [22].

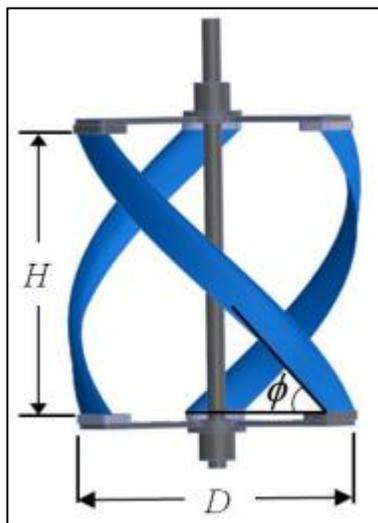


Figura 5-3. Dimensiones genéricas principales de una turbina Tipo Gorlov o Helicoidal [22].

Dónde:

H : Altura o longitud (Cuando es configuración horizontal) de la turbina, D : Diámetro del rotor de la turbina, ϕ : Ángulo de hélice.

Adicionalmente a los presentados en la figura 5-3, otras variables constructivas de una turbina tipo Gorlov son: el perfil del álabe, el número de álabes (n), la relación de solidez (σ) y la relación de aspecto (AR). En la Tabla 1, se presentan los principales parámetros utilizados en los diferentes estudios desarrollados por la comunidad científica internacional para el diseño experimental o numérico de turbinas Helicoidales o Gorlov.

Tabla 1. Parámetros utilizados en el diseño y estudios llevados a cabo en turbinas hidrocineéticas tipo helicoidal o Gorlov.

| Estudio | Tipo de estudio | Altura o longitud (H) | Diámetro (D) | Ángulo de hélice (ϕ) | Número de álabes (n) | Relación de solidez (σ) | Perfil del álabe | Separación entre álabes | Relación de aspecto (AR) | Resultados obtenidos | Información relevante adicional |
|---|-------------------------------------|-----------------------|--------------|-----------------------------|----------------------|----------------------------------|------------------|-------------------------|--------------------------|---|---|
| Talukdar et al. (2017) [22] | Experimental | 0.25 m | 0.25 m | 43.7° | 3 | 0.2 | NACA0022 | No reportado | 1 | Se obtiene una mejor eficiencia para la configuración de paso simple, el C_p máximo obtenido para las configuraciones de paso simple y de paso doble fue 0.16 y 0.14 respectivamente a unas TSR's de 2.82 y 3.90 respectivamente. | Se realiza un estudio comparativo para dos configuraciones de turbina: paso simple y paso doble, las cuales fueron estudiadas a velocidades a la entrada de 1.3 m/s y 1.1. m/s respectivamente. |
| Zamora (2012) | Numérico | 6 m | 5 m | No reportado | 6 | 0.4 | NACA0020 | 60° | 1.2 | Se obtuvo un C_p máximo de 0.0319 para la turbina en cuestión a una TSR igual a 0.78. | Se realizaron análisis 3D numéricos tipo CFD, el modelo de turbulencia aplicado fue el k- ϵ estándar. Se estudiaron diferentes velocidades de flujo comprendidas entre 2 y 5 m/s |
| Gorlov A. (2002) [40], Gorlov A. (1998) [43] | Desarrollo analítico y experimental | 0.8636 m | 0.6096 m | 60° | 3 | 0.27 | NACA0020 | No reportado | 1.4166 | Se obtuvo una potencia generada por la turbina de 2.4 kW, el máximo C_p obtenido fue de 0.35, el cual se encontró para TSR's entre 2.0 y 2.2. | Análisis de la turbina helicoidal o Gorlov y sus aplicaciones, la velocidad máxima medida en sitio fue de 1.6764 m/s. |

| Estudio | Tipo de estudio | Altura o longitud (H) | Diámetro (D) | Ángulo de hélice (ϕ) | Número de álabes (n) | Relación de solidez (σ) | Perfil del álabes | Separación entre álabes | Relación de aspecto (AR) | Resultados obtenidos | Información relevante adicional |
|---|--|-----------------------|--------------|-----------------------------|----------------------|----------------------------------|-------------------|-------------------------|--------------------------|--|--|
| Marturet et al. (2015) [63], Marturet y Torres (2012) [68] | Numérico | 0.6 m | 0.5 m | No reportado | 3 | No reportado | NACA0020 | 120 | 1.2 | Se obtuvo que el mejor modelo para la simulación mediante un estudio de convergencia es el modelo de turbulencia k- ϵ estándar. La potencia en el rotor fue 19.15 W y un C_p máximo de 0.35 | Análisis numérico tipo CFD empleando los modelos de turbulencia: k- ϵ estándar, k- ϵ RNG y Spalart-Allmaras. Se analizaron diferentes velocidades de flujo comprendidas entre 0.25 y 5 m/s |
| Niblick (2012) [64] y Bruce (2014) [65] | Experimental y analítico [64] y validación numérica por medio de CFD[65] | 0.234 m | 0.172 m | No reportado | 4 | 0.03 | NACA0018 | 90° | 1.36 | La turbina fue simulada a una relación de velocidad de punta (TSR) de 1.6 con un ángulo fijo de velocidad y un valor de velocidad a la entrada de 0.7 m/s, en las simulaciones iniciales hubo buenas aproximaciones entre lo experimental y lo numérico. | Para el estudio desarrollado por Niblick (2012) Se analizaron diferentes configuraciones de turbinas, yendo de 1 a 3 y 4 álabes, sin embargo, para efectos de validación, acá solo se tiene en cuenta la turbina de 4 álabes; además, se analizaron diferentes velocidades de flujo comprendidas entre 0.4 y 0.8 m/s. En el estudio llevado a cabo por Bruce (2014) se validó lo elaborado por Niblick (2012) para la configuración descrita, utilizando como modelo de turbulencia el k- ω SST |
| Mata (2009) [66] | Experimental | 0.6 m | 0.5 m | No reportado | 3 | No reportado | NACA0020 | 120° | 1.2 | Diseño de turbina para una potencia generada de aproximadamente 19.15 W y un C_p máximo de aproximadamente 0.35 | Fue la turbina validada numéricamente por Marturet et al. (2015) [63] y Marturet y Torres (2012) [68] |
| Dabbagh & Yuce (2019) [70] | Numérico | 1.5 m | 1 m | | 3 | 0.15, 0.2, 0.25, 0.3 | NACA0018 | 120° | 1.5 | Para las turbinas que tenían relaciones de solidez de 0.15 y 0.2 se obtienen mejores eficiencias que para los otros dos casos; adicionalmente, teniendo en cuenta las 5 condiciones de flujo analizadas, el peor rendimiento | Análisis numérico tipo CFD empleando el modelo de turbulencia k- ω SST. Los análisis se condujeron a diferentes condiciones de flujo, para números de Reynolds entre 5e05 y 2.5e06. |

| Estudio | Tipo de estudio | Altura o longitud (H) | Diámetro (D) | Ángulo de hélice (ϕ) | Número de álabes (n) | Relación de solidez (σ) | Perfil del álabes | Separación entre álabes | Relación de aspecto (AR) | Resultados obtenidos | Información relevante adicional |
|----------------------------|-----------------|--------------------------------|------------------------------|--------------------------------|----------------------|----------------------------------|-----------------------------|-------------------------|-------------------------------|---|--|
| | | | | | | | | | | se obtuvo a una relación de velocidad de punta (TSR) de 4.0. Por otra parte, el máximo C_p obtenido fue de 0.387, para una relación de solidez de 0.15 y a una TSR igual a 2. | |
| Kirke (2011) [71] | Experimental | 1.25 m | 1 m | No reportado | 3 | No reportado | NACA0020 | No reportado | 1.25 | Se realizaron estudios experimentales en Australia y en Canadá. | Experimentos realizados con difusor y sin difusor a la entrada de la turbina. |
| | | | | | | | | | | Se pudo observar que al implementar el difusor la potencia de salida aumentaba en un factor de 3; así mismo, se observó que el difusor aumentaba el C_p pasando de 0.11 (TSR aproximadamente igual a 1.1) a un C_p de 0.36 (TSR aproximadamente igual a 1.6). | Los experimentos fueron conducidos para rangos de velocidades entre 1 y 5 m/s. |
| Han et al. (2013) [73] | Experimental | Caso 1: 2.5 m Caso 2: 3.6 m | Caso 1: 2.2 m Caso 2: 3 m | Caso 1: 65.3° Caso 2: 66.4° | 3 (los dos casos) | Caso 1: Caso 2: | NACA0020 (los dos casos) | No reportado | Caso 1: 1.1364 Caso 2: 1.2 | Se pudo observar que para el caso 2 se obtiene una mayor eficiencia, con un C_p de 0.329, mientras que, en el caso 1 se obtuvo un C_p de 0.3; por otra parte, la potencia nominal en los dos casos fue de 500 kW. | -- |
| Bachant et al. (2011) [81] | Experimental | T1: 1.32 m T2: 0.97 m | T1: 1 m T2: 1.14 m | No reportado | T1: 3 T2: 4 | T1: 0.14 T2: 0.22 | NACA0020 (las dos turbinas) | No reportado | T1: 1.32 T2: 0.851 | Para condiciones similares de operación se pudo observar que la turbina T1 es más efectiva que la turbina T2, obteniéndose un C_p igual a 0.28 para T1 y un C_p igual a 0.21 para T2; por otra parte, también se pudo observar que el pico de | Se evaluaron dos turbinas, T1: Helicoidal tipo Gorlov y T2: Helicoidal tipo Esférica |

| Estudio | Tipo de estudio | Altura o longitud (H) | Diámetro (D) | Ángulo de hélice (ϕ) | Número de álabes (n) | Relación de solidez (σ) | Perfil del álabes | Separación entre álabes | Relación de aspecto (AR) | Resultados obtenidos | Información relevante adicional |
|-----------------------------|-----------------|-----------------------|--------------|-----------------------------|----------------------|----------------------------------|----------------------------------|-------------------------|--------------------------|--|---|
| | | | | | | | | | | eficiencia exergética es mayor también para T1 que para T2, siendo valores del 46% y 35% respectivamente. | |
| Talukdar et al. (2016) [76] | Numérico | No reportado | No reportado | No reportado | No reportado | No reportado | NACA0018 NACA0022 NACA0015 | No reportado | No reportado | Se pudo observar que el perfil NACA0022 presenta mejores condiciones de potencia de salida que los perfiles NACA0018 y NACA0015 siendo la potencia de salida un 12.24% y un 22.47% mayor en el caso del perfil NACA-0022 que en los perfiles NACA-0018 y NACA-0015 respectivamente | Estudio numérico tipo CFD haciendo uso de un solucionador comercial de ecuaciones tipo URANS. Fueron llevadas a cabo simulaciones 3D en estado transitorio. |
| Talukdar et al. (2015) [80] | Experimental | 0.3 m | 0.3 m | 60° | 3 | 0.38 | NACA0020 | No reportado | 1 | Se observó que el máximo C_p obtenido fue de 0.14 a una TSR igual a 1.01 | Los experimentos fueron conducidos a una velocidad del agua de 0.8 m/s. |
| Tsai y F. Chen (2020) | Numérico | 0.8636 m | 0.6096 | No reportado | 3 | 0.27 | NACA0020 | 120° | 1.42 | El trabajo realizado es un diseño conceptual para una planta de generación de energía hidrocínética. Se obtuvo un C_p igual a 0.223 para una TSR igual a 3.65 | Se condujeron estudios numéricos en 3D, el modelo de turbulencia utilizado fue el k- ω SST. |

5.3. Análisis y conclusiones de la información recopilada

De acuerdo con la información recuperada y que tiene relación con los trabajos llevados a cabo por la comunidad científica internacional alrededor del desarrollo de turbinas hidrocínéticas, puede observarse que en los últimos años el tema ha tenido un mayor interés por parte de diferentes investigadores, siendo una muestra la cantidad de estudios realizados en este campo, lo que puede relacionarse con el hecho de que el

desarrollo de turbinas hidrocínicas y en especial el de turbinas tipo Gorlov, es un tema de interés creciente. También puede concluirse que al comparar la cantidad de estudios realizados a turbinas hidrocínicas de eje vertical con la cantidad de estudios llevados a cabo que tienen relación con turbinas hidrocínicas de eje horizontal, este último abarca una mayor parte de las investigaciones llevadas a cabo y reportadas; lo que en gran medida está directamente relacionado en que éstas presentan mejores desempeños y para aplicaciones en Ríos tienden a ser más económicas [19].

Para el desarrollo numérico, se observó que fueron aplicados los siguientes métodos o análisis numéricos en diferentes investigaciones reportadas:

- Método del panel 2-D XFoil
- Método de Newmark-Beta.
- Método de Volúmenes Finitos.
- Método de Elementos Finitos.
- Análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD).
- Algoritmo Genético.
- Esquema Quick.
- Método o enfoque del Marco de Referencia Múltiple (MRF Por sus siglas en inglés).
- Método o enfoque del Marco de Referencia Giratorio (RRF Por sus siglas en inglés).
- Método o modelo del Elemento tipo Álabe (Blade Element Momentum-BEM por sus siglas en inglés).

También se observó que el análisis más utilizado es el análisis por medio de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), para el cual se constató que los modelos de turbulencia utilizados comúnmente eran los siguientes:

- Modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ estándar.
- Modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ RNG.
- Modelo de turbulencia de transporte de esfuerzo cortante $k-\omega$.
- Modelo Spallart-Almaras.

De los estudios conducidos pudo observarse que el modelo de turbulencia de transporte de esfuerzo cortante $k-\omega$ suele utilizarse en más casos que los demás modelos de turbulencia. Adicionalmente, estos modelos de turbulencia fueron utilizados para dar solución a ecuaciones tipo RANS y U-RANS.

En los diferentes estudios expuestos, las principales variables analizadas y que están relacionadas de manera explícita con el desarrollo de turbinas hidrocínicas fueron las siguientes:

- Relación de velocidad de punta (TSR).
- Coeficiente de potencia.
- Coeficiente mínimo de presión.
- Coeficiente de elevación.
- Coeficiente de arrastre.
- Relación elevación/arrastre.
- Relación de bloqueo.
- Helicidad.

- Perfil del álabe.
- Fluctuaciones del torque generado.
- Solidez o relación de solidez.

Como se puede observar previamente, la máxima eficiencia que pueden alcanzar este tipo de turbinas está condicionada al límite de Betz, el cual está establecido en un valor de 0.5926, para el caso de la turbina diseñada por Gorlov, se alcanzó un valor de 0.35 o 35%, además estudios que han sido llevados a cabo demuestran que al modificar algunos parámetros geométricos se puede mejorar tanto la potencia de salida como el coeficiente de potencia de la máquina, según esto se pueden tener como punto de partida las siguientes conclusiones de acuerdo con el estado del arte actual relativo tema en cuestión:

- Extremos de la turbina (Tapas) con forma circular en vez de radios.
- Aumentando parámetros como: el diámetro, la altura, la longitud de la sección de los álabes, el espesor del álabe y el ángulo de inclinación del álabe, manteniendo constante el perfil de los álabes.
- Valores del ángulo de inclinación cercanos a 135° .
- Los perfiles NACA-0022 tienden a presentar mejores características respecto al rendimiento de la turbina y la generación de energía.
- Las turbinas de paso simple alcanzan mejores coeficientes de potencia respecto a las de paso doble.

6. Metodología

En este numeral se presenta de manera detallada la metodología empleada para el desarrollo del proyecto de investigación propuesto, la cual de manera resumida inicialmente la comprenden las siguientes fases:

1) Revisión y recopilación de información disponible en la literatura y desarrollo del estado del arte: En esta etapa se realizaron diferentes búsquedas de información, del tipo simple, como del tipo sistematizadas, adicionalmente, se realizaron procesos de vigilancia tecnológica con la finalidad de garantizar que la información recopilada fuera de alta calidad, así como de fuentes verídicas y de alto prestigio dentro de la comunidad científica internacional. En esta etapa se identificaron y definieron las principales variables de diseño, su incidencia, los valores más usados, las posibles variables a utilizar como variables de entrada y la variable de salida.

2) Desarrollo del análisis de experimentos mediante diferentes simulaciones: En esta etapa se desarrollaron diferentes geometrías CAD, mediante las cuales fueron llevados a cabo un alto número de simulaciones del tipo CFD para diferentes configuraciones de geometría de turbinas Gorlov, en la cual los parámetros que se modificaban para cada nueva configuración fueron: la relación de aspecto, el ángulo de inclinación del álabe y el número de álabes; y, como variable de respuesta se evaluó el coeficiente de Potencia.

En esta etapa se desarrolló un Diseño de Experimentos Central Compuesto Centrado en las caras, mediante el cual se pudo obtener como resultado una ecuación de

segundo orden que optimizó el coeficiente de potencia en términos de los parámetros variables.

Adicionalmente, a la configuración óptima y en la cual el coeficiente de potencia se lograba maximizar, se le realizó un análisis CFD con un acople 6DOF para obtener un comportamiento mucho más aproximado al fenómeno real; a esta configuración también se le realizó un análisis de Interacción Fluido Estructura (FSI por sus siglas en inglés) para verificar la integridad de la turbina cuando se somete a las cargas debidas a los campos de velocidades y de presiones.

Como parte del desarrollo numérico, también fue estudiado un modelo a escala, el cual posteriormente fue manufacturado para las validaciones experimentales, a este modelo se le realizó un análisis 6DOF con la finalidad de obtener el comportamiento del coeficiente de potencia de la turbina a escala, en función de la relación de velocidad de punta (TSR por sus siglas en inglés).

Las diferentes simulaciones realizadas fueron ejecutadas haciendo uso del Software comercial ANSYS-FLUENT y en una Workstation Dell Precisión R5500 de 32 GB de RAM de 6 núcleos.

3) Validación experimental: Con la finalidad de validar los resultados obtenidos de manera numérica, fueron realizados diversos estudios experimentales con un modelo a escala de la Turbina Gorlov óptima y el respectivo montaje para la operación del sistema en un canal de pruebas abierto a la atmósfera, y que se detalla más adelante, en los cuales se pudo constatar que los resultados numéricos obtenidos para el modelo presentaban una aproximación adecuada con respecto a los resultados experimentales obtenidos; lo cual

indicó que también los resultados numéricos para la Turbina óptima son satisfactorios y confiables.

6.1. Principales variables de diseño y metodologías para el desarrollo de turbinas hidrocínéticas tipo Gorlov

A continuación, se presentan y describen las principales variables implícitas junto con las metodologías que pueden utilizarse en el desarrollo de turbinas hidrocínéticas de eje vertical tipo Gorlov.

6.1.1. Variables implícitas en el desarrollo de turbinas hidrocínéticas tipo Gorlov

De acuerdo con la información expuesta en los capítulos para el estado del arte y el marco teórico relacionados con el tema de interés se logran identificar las principales variables físicas que deben ser consideradas al momento de desarrollar una turbina hidrocínética tipo Gorlov, éstas se exponen a continuación en la tabla 2.

Tabla 2. Variables implícitas en el desarrollo de una turbina tipo Gorlov (Fuente: Elaboración propia).

| ítem | Representación | Descripción |
|------|----------------|--------------------------------|
| 1 | P_T | Potencia de la turbina |
| 2 | T | Torque generado por la turbina |
| 3 | n | Número de álabes |
| 5 | V | Velocidad del fluido |
| 5 | AR | Relación de aspecto |
| 6 | ρ | Densidad del fluido |
| 7 | λ | Relación de velocidad de punta |

| ítem | Representación | Descripción |
|------|----------------|--|
| 8 | C_p | Coefficiente de potencia de la turbina |
| 9 | C_t | Coefficiente de torque de la turbina |
| 10 | σ | Relación de solidez o solidez |
| 11 | C | Cuerda del álabe |
| 12 | α | Ángulo de ataque del álabe |
| 13 | C_D | Coefficiente de arrastre |
| 14 | C_L | Coefficiente de levantamiento o sustentación |
| 15 | H | Altura o longitud, dependiendo de la configuración |
| 16 | D | Diámetro |
| 17 | ϕ | Ángulo de hélice |
| 18 | -- | Perfil del álabe |
| 19 | Θ | Separación entre álabes o ángulo de giro (Depende del número de álabes) |
| 20 | ϖ | Relación de envoltura del álabe |

Tal como se expuso en la metodología planteada, se realizó un análisis de experimentos para encontrar la configuración geométrica más adecuada de la turbina y en este análisis se trabajó principalmente con las siguientes 3 variables: La relación de aspecto, el número de álabes y el ángulo de hélice de la turbina con la finalidad de maximizar el coeficiente de potencia a partir de éstas. Se definieron 3 valores para cada

una de estas variables, los cuales fueron seleccionados de la siguiente manera, el valor máximo utilizado, el valor mínimo y el valor medio, utilizados en la literatura disponible.

En la tabla 3, se exponen los valores seleccionados para cada variable.

Tabla 3. Valores de las variables seleccionadas para el diseño de experimentos.

| Variable | Valor máximo | Valor mínimo | Valor medio |
|-----------------|---------------------|---------------------|--------------------|
| n | 6 [37] | 2 [83] | 4 |
| ϕ | 84.8° [49] | 30° [85] | 57.4° |
| AR | 1.5 [84] | 0.5 [84] | 1 |

6.2. Metodologías para el desarrollo numérico de turbinas hidrocínicas tipo Gorlov

La metodología para el desarrollo numérico o computacional de una turbina hidrocínica tipo Gorlov está compuesta principalmente de las fases que se describen a continuación.

6.2.1. Determinación de variables de entrada

En esta etapa se definen las variables de entrada para el diseño de la turbina, partiendo de características que pueden ser conocidas como la densidad del fluido, la velocidad del fluido a la entrada de la turbina, como también características que pueden ser definidas inicialmente como la relación de velocidad de punta, el coeficiente de potencia, el perfil del álabe entre otras, y qué, buscarán optimizarse en el proceso del desarrollo numérico en cuestión. Los siguientes parámetros pueden considerarse como variables de entrada (Ver descripción en tabla 2): P_T , n, V, Perfil del álabe, AR, ρ , λ , C_P , C_L y C_D .

6.2.2. Cálculo de variables constructivas

Luego de haber definido las respectivas variables de entrada, el paso siguiente consiste en calcular las variables constructivas de la turbina, tales variables pueden ser las siguientes (Ver descripción en tabla 2): D , H , C y σ .

6.2.3. Simulación CFD

Esta es la última etapa del desarrollo numérico de la turbina, está compuesta por las siguientes fases cada una en el orden que se presenta:

- Creación de la geometría.
- Generación del mallado a la geometría y al volumen de control para el análisis.
- Definición de las condiciones físicas del modelo, las condiciones de contorno y el modelo de turbulencia a utilizar en la simulación.
- Selección del método de solución apropiado para el cálculo numérico.
- Revisión de criterios de convergencia, independencia de mallado y tiempo. Si la revisión es satisfactoria se continúa con el siguiente paso, en caso contrario se retoma desde el paso anterior a éste modificando parámetros de solución o mallado.
- Evaluación de resultados
- Obtención de variables de salida: P_T , T y C_P ,

Concluyendo de este modo con el desarrollo numérico de la turbina, que para este trabajo es una turbina hidrocínética de eje vertical tipo Gorlov. En la figura 6-1 se puede

observar esquemáticamente la metodología para el desarrollo numérico de este tipo de turbinas.

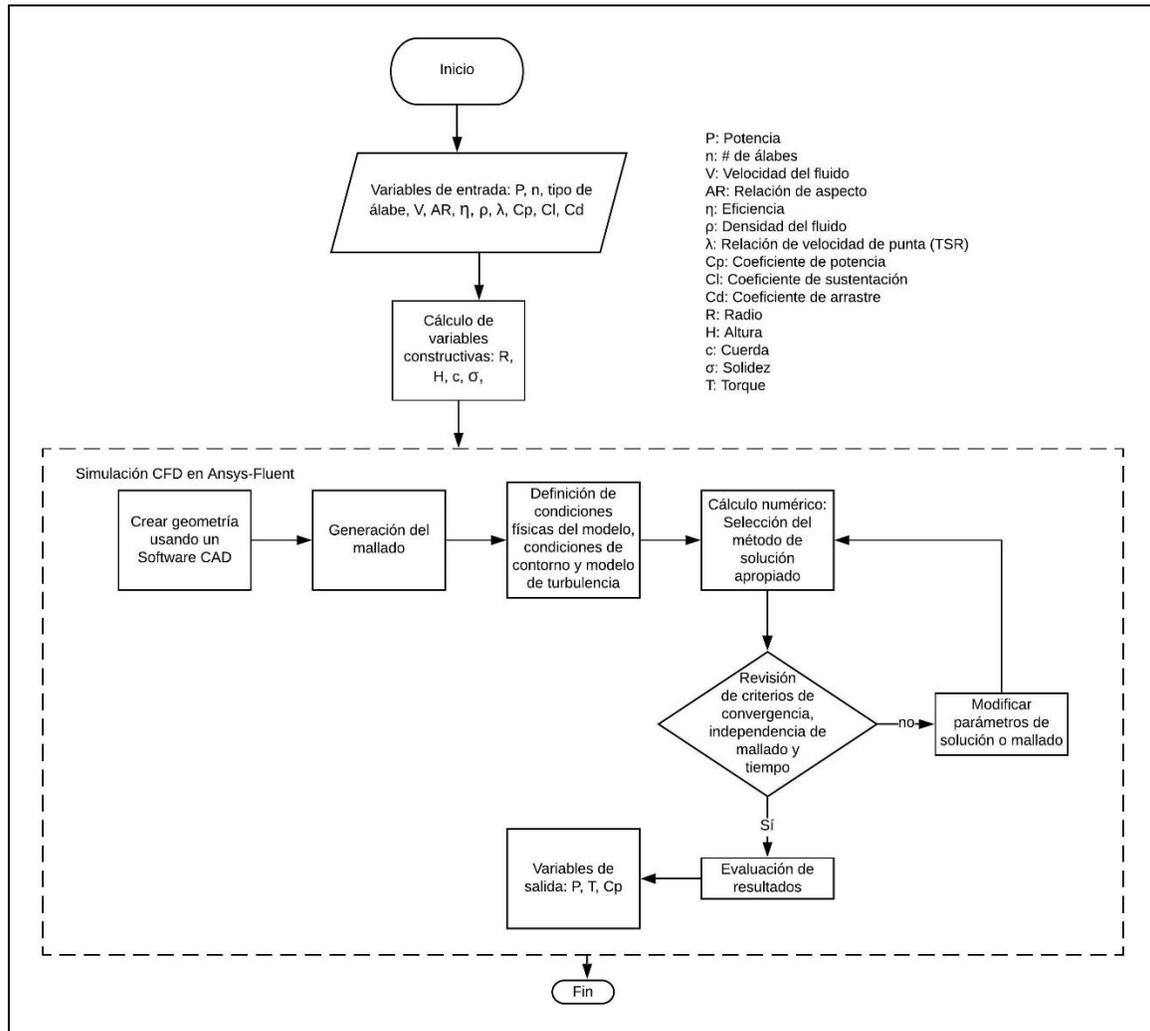


Figura 6-1. Metodología para el desarrollo numérico de una turbina hidrocínética [86].

6.3. Metodología para el análisis experimental de turbinas hidrocínéticas tipo Gorlov

El análisis experimental de una turbina hidrocínética de eje vertical tipo Gorlov puede llevarse a cabo mediante la metodología que se describe a continuación, siguiendo el orden que se presenta:

- Manufactura del prototipo de turbina y del banco de pruebas compuesto generalmente por: motor eléctrico, bomba acoplada al motor para la impulsión del fluido, válvula de ingreso del fluido al canal de pruebas, canal de pruebas, puerta de ingreso al canal de pruebas, medidor del torque rotacional, vertedero y tanque de almacenamiento [87].
- Instalación de la turbina en el banco de pruebas, lo ideal es ubicar el prototipo a una distancia en la cual el flujo se encuentre completamente desarrollado, de acuerdo con los experimentos que se deseen llevar a cabo, esta ubicación puede permanecer siempre constante o variar [87].
- Variación de la velocidad del fluido a la entrada de la turbina, se logra usando un medidor de flujo que permite variar o controlar el flujo que la bomba puede enviar al canal de pruebas [87], de este modo se pueden obtener variaciones para la relación de velocidad de punta y el comportamiento del torque generado en función de ésta, esta velocidad del fluido puede medirse en varias posiciones en el canal aguas arriba de la turbina y promediar el valor de los datos obtenidos para cada variación.
- De acuerdo con los parámetros a analizar y su incidencia en el rendimiento de la turbina, estos parámetros pueden variarse en las mediciones para obtener un comportamiento del desempeño de la turbina en función de éstos.
- Cálculo de la potencia generada por la turbina, esta se obtiene a partir de cada torque y velocidad angular obtenidos en cada medición por medio de un torquímetro o medidor de torque rotacional acoplado al banco de pruebas.

6.4. Desarrollo numérico de la turbina hidrocínética tipo Gorlov

Se presenta a continuación en este numeral el desarrollo numérico de la turbina hidrocínética tipo Gorlov planteada.

6.4.1. Variables de entrada

Se establecen como variables de entrada la potencia generada por la turbina y la velocidad del fluido; se desea que la turbina tipo Gorlov a desarrollar genere una potencia de salida de 500 Watts y la velocidad del fluido se define en un valor de 1.5 m/s, se toma este valor al analizar el estudio llevado a cabo por (Torres et al. 2006) [87] en el cual la velocidad promedio de las mediciones llevadas a cabo para el Río Magdalena es 1.302 m/s, se analiza también el estudio realizado por (Gomez y Galindo., 2017) [88] en el cual la velocidad promedio de las mediciones llevadas a cabo para el Río Cauca es de 1.63 m/s; siendo los datos para los dos afluentes hídricos más importantes del país; por lo cual para establecer un valor se realiza un promedio entre los dos datos medios y se obtiene un valor de 1.466 m/s que al aproximar se lleva a un valor de 1.5 m/s el cual es el valor seleccionado para la turbina en cuestión.

Se asume como coeficiente de potencia de entrada un valor igual a 0.3 (el cual será el coeficiente deseable para la turbina a desarrollar), éste adicionalmente, servirá de punto de partida para establecer las dimensiones principales de las turbinas a estudiar. Conociendo la anterior variable de entrada se puede hacer uso de la ecuación (2) y de este modo obtener el área de barrido de la turbina como se muestra a continuación

$$A = \frac{2P_T}{\rho C_p V^3} = \frac{2 * 500 W}{997 \frac{kg}{m^3} * 0.3 * \left(1.5 \frac{m}{s}\right)^3} = 0.9906 = HD \quad (49)$$

Conociendo el área de barrido de la turbina se pueden obtener el diámetro y la altura de ésta, definiendo una relación de aspecto; debido a que se realizará un análisis de experimentos en el cual la relación de aspecto tendrá 3 posibles valores: 0.5, 1 y 1.5, teniendo en cuenta la ecuación (11) y la ecuación (50) se calculan entonces las dimensiones de la turbina para cada uno de estos 3 casos y se presentan en la tabla 4.

Conociendo los diámetros de la turbina, la TSR y la velocidad del fluido; además, haciendo uso de la ecuación (9), se calcularon las velocidades angulares de la turbina para los 3 diámetros, estos valores se presentan también en la tabla 4. Adicionalmente, teniendo como base lo planteado por (Chica & Rubio., 2019) [86] para el análisis de experimentos se selecciona un valor fijo para la cuerda igual a 0.33 m.

Tabla 4. Dimensiones de la turbina para los valores de la relación de aspecto (Fuente: Elaboración propia).

| AR | D [m] | H [m] | ω [RPM] |
|-----------|--------------|--------------|----------------------------------|
| 0.5 | 1.407 | 0.704 | 94 |
| 1 | 0.995 | 0.995 | 132 |
| 1.5 | 0.813 | 1.22 | 162 |

6.4.2. Selección del perfil del álabe

Teniendo en cuenta el estado del arte expuesto en el numeral 5, se encuentra que, de acuerdo con los estudios llevados a cabo, los perfiles que presentan una mejor incidencia en el desempeño de la turbina son los siguientes:

- NACA 0022.
- NACA 0020.
- NACA 0018

Tomando un perfil genérico NACA abcd y como se presenta posteriormente, se seleccionó un perfil NACA 0018, teniendo como principal criterio de selección la mayor relación $\frac{C_L}{C_D}$ máxima para cada tipo de perfil; por otra parte, teniendo en cuenta la nomenclatura para perfiles NACA de 4 dígitos, se puede extraer la siguiente información de las designaciones NACA:

- a: Ordenada máxima de la línea media en porcentaje de la cuerda.
- b: Posición de la ordenada máxima en décimas de la cuerda.
- cd: Espesor máximo del perfil en porcentaje de la cuerda.

Para una mayor contextualización se presenta la figura 6-2 en dónde puede observarse un perfil NACA mediante el método de combinación de líneas medias y formas básicas de espesor.

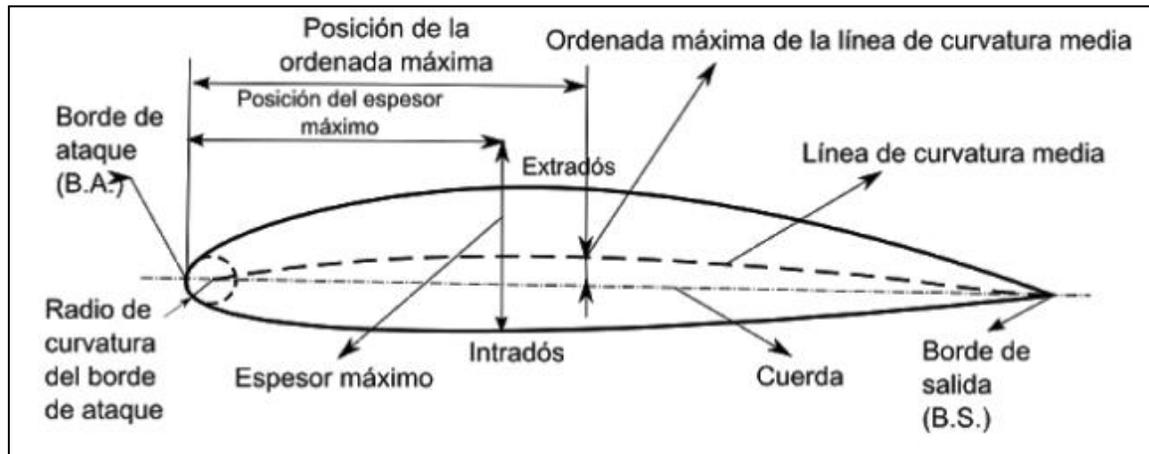


Figura 6-2. Perfil NACA mediante el método de combinación de líneas medias y formas básicas de espesor

[89].

Para las series NACA simétricas los valores de a y b son iguales a cero. Como se expone en el marco teórico una mejor relación $\frac{C_L}{C_D}$ da cuenta de un mejor aprovechamiento de la energía disponible en el fluido, de tal modo y con la ayuda de herramientas computacionales como AirfoilTools y JavaFoil se selecciona el perfil del álabe cuya relación $\frac{C_L}{C_D}$, para lo cual se hace necesario también conocer el número de Reynolds para las condiciones que se tienen y que viene dado por la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho V C}{\mu} \quad (1)$$

Dónde:

$\rho = 997 \frac{kg}{m^3}$: Densidad del fluido a temperatura ambiente.

$V = 1.5 \frac{m}{s}$: Velocidad del fluido.

$C = 0.33 \text{ m}$: Cuerda del álabe.

$\mu = 0.001002 \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$: Viscosidad dinámica del agua a temperatura ambiente.

De acuerdo con lo anterior se obtiene que el número de Reynolds es igual a 492,529.9401.

Para determinar cuál de los 3 perfiles de álabe tiene una mejor relación $\frac{C_L}{C_D}$ se hace uso del software JavaFoil, en el cual se ingresa el número de Reynolds obtenido para las condiciones físicas planteadas y se tienen en cuenta las propiedades físicas relativas al tipo de fluido y acabado superficial a las que estará expuesto el álabe cuando la turbina se encuentra en operación.

Tabla 5. Valores de C_L/C_D máximos obtenidos por medio de AirfoilTools (Fuente: Elaboración propia).

| Perfil | Ángulo de ataque [°] | Relación C_L/C_D Máx | C_L | C_D |
|------------------|----------------------|------------------------|--------------|----------------|
| NACA 0022 | 9.75 | 28.374 | 1.175 | 0.04142 |
| NACA 0020 | 9.75 | 29.885 | 1.161 | 0.03886 |
| NACA 0018 | 9.5 | 30.619 | 1.118 | 0.03651 |

Teniendo como base el análisis anterior se selecciona el perfil tipo NACA 0018 con un ángulo de ataque igual a 9.5° y una cuerda de 0.33 m.

6.4.3. Análisis de experimentos

Con la finalidad de maximizar la eficiencia de la turbina y teniendo en cuenta las variables (factores) definidas en la tabla 3, se lleva a cabo un diseño de experimentos

Central Compuesto Centrado en las Caras por medio del cual se definen las simulaciones y el orden teniendo en cuenta la aleatoriedad asociada. Con ayuda del software estadístico R, se obtienen el número de simulaciones a realizar, así como el orden en el cual deberán ser ejecutadas éstas, adicionalmente, se presenta el valor obtenido para la variable que se desea maximizar la cual es la eficiencia de la turbina; esta información se puede observar en la tabla 6. Se realizaron 3 estudios de independencia: de dominio, de mallado y de paso temporal, los cuales se describen posteriormente.

Para todas las simulaciones realizadas, se calcularon los espesores de la capa límite laminar y de la capa límite turbulenta δ , teniendo en cuenta las aproximaciones para la solución de éste parámetro planteadas por Blassius y Howarth y lo descrito en la ecuación de von Karman para la cantidad de movimiento lineal, adicionalmente de los parámetros geométricos que inciden y del número de Reynolds obtenido previamente; de este modo se obtienen los siguientes valores para el espesor de las capas límites laminar y turbulenta respectivamente: 2.33 mm y 9 mm. Las cuales se tuvieron en cuenta en los diferentes análisis CFD ejecutados.

Debido a que cerca de las paredes se hace importante conocer el comportamiento del fluido, se realizaron mallas finas de modo que se cumpliera con el criterio del y^+ , de acuerdo con la teoría asociada con el concepto de capa límite o capa fronteriza de un fluido y las condiciones para este estudio tales como la velocidad del fluido a la entrada a la turbina, la longitud característica (en este caso la cuerda), se establece la distancia mínima “y” que debe tener la primera celda entre los álabes y el fluido, el valor hallado para ésta fue 0.015 mm.

Adicionalmente, en las simulaciones también fueron chequeados parámetros de calidad del mallado como la relación de aspecto (RA) < 10 , oblicuidad (O) < 0.85 , calidad ortogonal (CO) > 0.25 y el crecimiento (C) en zonas dónde hay refinamientos debería ser menor o igual a 1.2. Más adelante se detalla cómo fueron obtenidos los valores del coeficiente de potencia reportados en la tabla 6.

Tabla 6. Diseño de experimentos Central Compuesto Centrado en las Caras para el desarrollo de la turbina hidrocínética tipo Gorlov (Fuente: Elaboración propia).

| Número de simulación | n | ϕ [°] | AR |
|-----------------------------|----------|------------------------------|-----------|
| 1 | 2 | 84.8 | 0.5 |
| 2 | 4 | 57.4 | 1 |
| 3 | 2 | 30 | 0.5 |
| 4 | 6 | 57.4 | 1 |
| 5 | 6 | 30 | 1.5 |
| 6 | 2 | 57.4 | 1 |
| 7 | 6 | 84.8 | 0.5 |
| 8 | 4 | 57.4 | 0.5 |
| 9 | 4 | 57.4 | 1 |
| 10 | 2 | 30 | 1.5 |
| 11 | 4 | 84.8 | 1 |
| 12 | 4 | 30 | 1 |
| 13 | 6 | 30 | 0.5 |
| 14 | 4 | 57.4 | 1.5 |

| Número de simulación | n | ϕ [°] | AR |
|-----------------------------|----------|------------------------------|-----------|
| 15 | 2 | 84.8 | 1.5 |
| 16 | 6 | 84.8 | 1.5 |
| 17 | 4 | 57.4 | 1 |

6.4.3.1. Independencia del dominio computacional.

Debido a que en el análisis de experimentos se contemplan 17 simulaciones, con la finalidad de seleccionar un dominio computacional adecuado, se estudiaron 4 posibles configuraciones para éste, en los cuales con una malla definida se observó cómo se comportaban los resultados y de acuerdo con esto se seleccionó el dominio adecuado; este estudio se llevó a cabo para la primera simulación solamente, con la finalidad de establecerlo de manera previa y aplicar éste en las demás 15 simulaciones.

En cada caso se estableció un dominio computacional compuesto por dos subdominios: uno rotacional (Cilindro) y el otro estacionario. Las dimensiones principales en términos del diámetro D y de la altura H de ambos dominios para los 3 casos propuestos se presentan a continuación en la tabla 7, adicionalmente, en la figura 6-3 se esquematiza el dominio computacional seleccionado. El tipo de mallado utilizado fue un mallado híbrido compuesto por un mallado estructurado en el subdominio estacionario y un mallado no estructurado en el subdominio rotacional.

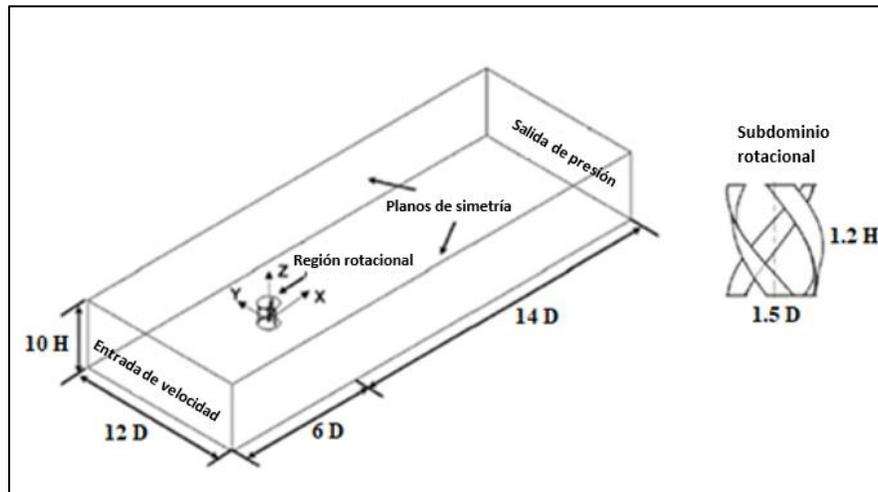


Figura 6-3. Dominio computacional seleccionado para cada simulación.

Tabla 7. Dominios computacionales estudiados (Fuente: Elaboración propia).

| Dominio computacional | Ancho | Alto | Distancia aguas arriba | Distancia aguas abajo | Diámetro rotacional | Altura rotacional |
|-----------------------|-------|-------|------------------------|-----------------------|---------------------|-------------------|
| A | 4D | 3.33H | 2D | 4D | 1.5D | 1.2H |
| B | 8D | 7H | 4D | 8D | 1.5D | 1.2H |
| C | 12D | 10H | 6D | 14D | 1.5D | 1.2H |
| D | 16D | 10H | 8D | 20D | 1.5D | 1.2H |

Debido a que para el estudio de independencia del dominio se hace necesario establecer una variable de control para los efectos comparativos entre los dominios computacionales planteados, se selecciona como variable de control el coeficiente de potencia hallado para una TSR dada, en este caso, para los efectos comparativos entre cada dominio, se asumió una TSR igual 1.5 para cada uno de los 3 dominios computacionales; en la tabla 8 se presentan los valores de los errores relativos encontrados para cada dominio

computacional respecto al dominio computacional siguiente, yendo del menor dominio computacional al mayor dominio computacional.

Tabla 8. Errores relativos para cada dominio computacional estudiado (Fuente: Elaboración propia).

| Dominio computacional | Parámetros de calidad de malla | Número de elementos | Variable de control Cp | Error relativo (%) |
|------------------------------|---|----------------------------|-------------------------------|---------------------------|
| A | RA: 1.8571, O: 0.22681, CO: 0.77176, C:1.2 | 456,872 | 0.04773213 | 6.3906 |
| B | RA: 1.8562, O: 0.22672, CO: 0.77185, C:1.2 | 465,920 | 0.04486499 | 1.2134 |
| C | RA: 1.8541, O: 0.22658, CO: 0.77199, C:1.2 | 475,285 | 0.04432712 | 0.6028 |
| D | RA: 1.8569, O: 0.22737, CO: 0.77121, C:1.2 | 468,429 | 0.04406152 | -- |

Se selecciona el dominio C, como dominio computacional para los análisis de CFD; en la tabla 7 se presentaron anteriormente sus dimensiones generales. Adicionalmente, en la figura 6-4 se presentan imágenes del dominio computacional seleccionado.

Dentro de todos los análisis realizados se aplicaron métodos de densificación del mallado en las regiones aledañas a la pared de los álabes, estos métodos tuvieron en cuenta los valores para el espesor de las capas límites laminar y turbulenta los cuales eran: 2.33 mm y 9 mm respectivamente, para la primera distancia mínima “y” que debe tener la primera celda entre los álabes y el fluido, tal como se describió anteriormente y teniendo

en cuenta el criterio del y^+ , el valor hallado fue 0.015 mm, para las capas que le siguen a ésta se utilizó un factor de crecimiento igual a 1.2 hasta llegar a cubrir totalmente la capa turbulenta.

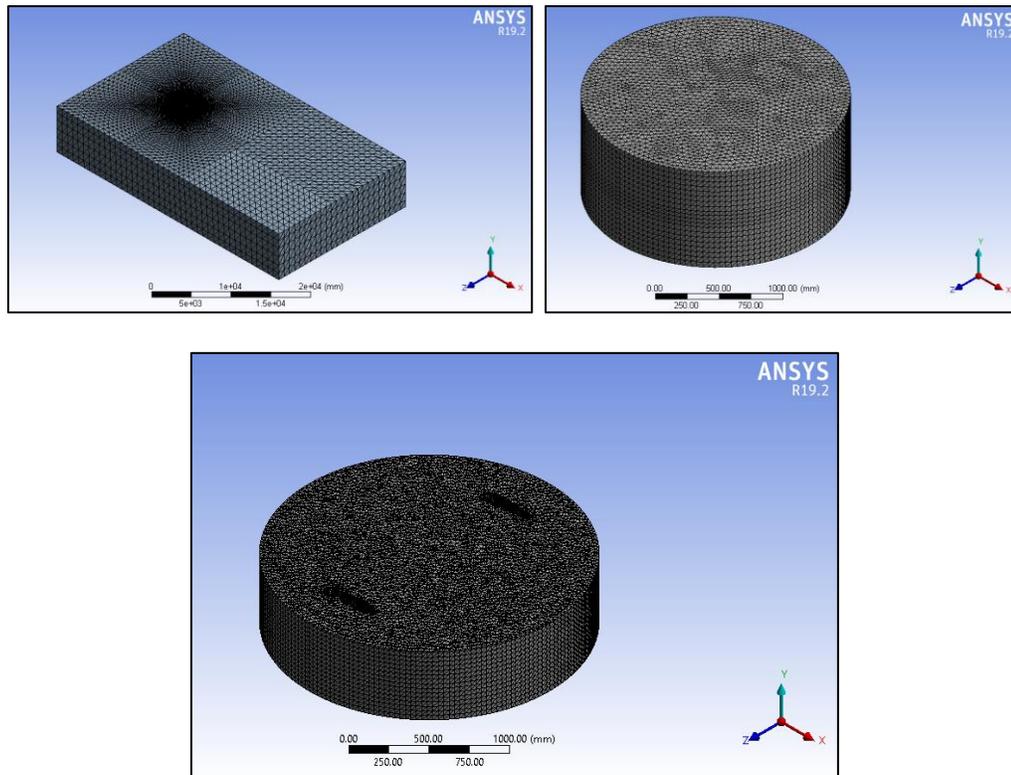


Figura 6-4. Detalle del dominio computacional y el mallado seleccionados (Fuente: Elaboración propia).

6.4.3.2. Independencia de mallado.

Siguiendo el mismo procedimiento utilizado para la independencia del dominio computacional realizada, y utilizando el dominio seleccionado en el paso anterior, se lleva a cabo un estudio de independencia de malla, en el cual se analizan 4 mallas diferentes, con distintas cantidades de elementos cada una, utilizando un paso temporal definido en 0.002728531 s, este valor fue seleccionado con la finalidad de evitar que el tamaño del paso temporal sea desmedido en el momento de recopilar las propiedades o características

espaciales del flujo de fluido, adicionalmente, a medida que se desarrolló el estudio de independencia de mallado, de manera paralela se realizaron estudios de independencia del paso temporal y como se presenta en el siguiente numeral, se constató que el paso temporal óptimo era el valor descrito anteriormente.

Teniendo en cuenta lo anterior, a continuación, en la tabla 9 se presentan los resultados del estudio de independencia de malla llevado a cabo.

Tabla 9. Errores relativos para cada malla estudiada (Fuente: Elaboración propia).

| Mallado | Parámetros de calidad de malla | Número de elementos | Variable de control Cp | Error relativo (%) |
|----------------|--|----------------------------|-------------------------------|---------------------------|
| A | RA: 1.8724, O: 0.23204, CO: 0.76656, C:1.2 | 436,053 | 0.04269687 | 35.2197 |
| B | RA: 1.9311, O: 0.25292, CO: 0.74576, C:1.2 | 707,804 | 0.06591032 | 2.9550 |
| C | RA: 1.891, O: 0.23902, CO: 0.75964, C:1.2 | 923,945 | 0.06401859 | 0.8731 |
| D | RA: 1.8889, O: 0.23817, CO: 0.76048, C:1.2 | 1,017,205 | 0.06346448 | -- |

Cómo puede observarse, para mallados con cantidad de elementos mayores a 900,000 se obtienen resultados independientes y confiables, por lo cual, se selecciona como mallado para las simulaciones, el mallado C. En la figura 6-4 se presentó un detalle del mallado seleccionado según el estudio de independencia de malla llevado a cabo.

6.4.3.3. Independencia de paso temporal.

Siguiendo el mismo procedimiento utilizado para la independencia del dominio computacional realizada y la independencia de mallado, y con el dominio computacional establecido y la malla seleccionada, se lleva a cabo un estudio de independencia de paso temporal, en el cual se analizan 4 pasos temporales diferentes, estos valores fueron seleccionados tal como se describió anteriormente con la finalidad de evitar que el tamaño del paso temporal sea desmedido en el momento de recopilar las propiedades o características espaciales del flujo de fluido.

Siguiendo lo descrito anteriormente y con la finalidad de asegurar que cada nuevo paso temporal a analizar era menor que el anterior, se estableció que cada nuevo paso temporal debía ser la mitad del paso temporal anterior analizado; en la tabla 10 se presentan los resultados del estudio de independencia de paso temporal llevado a cabo.

Tabla 10. Errores relativos para cada paso temporal estudiado (Fuente: Elaboración propia).

| Paso temporal | Valor (s) | Variable de control Cp | Error relativo (%) |
|----------------------|------------------|-------------------------------|---------------------------|
| A | 0.010914126 | 0.070046184 | 2.5919 |
| B | 0.005457063 | 0.068276551 | 6.6511 |
| C | 0.002728531 | 0.064018591 | 0.0070 |
| D | 0.001364266 | 0.064023066 | -- |

6.4.3.4. Simulaciones CFD para los experimentos virtuales.

Al establecer el dominio computacional, la malla óptima y el paso temporal adecuados, se procedió a realizar las 17 simulaciones de la siguiente manera, con la finalidad de obtener los valores para el coeficiente de potencia reportado en la tabla 6; para los estudios de independencia, se tuvo en cuenta también lo descrito a continuación:

Se utilizó como modelo de turbulencia para cada simulación el $k - \omega$ SST, se tuvo en cuenta el criterio del y^+ , como se presentó anteriormente, adicionalmente como se pudo evidenciar en el estado del arte para este tipo de turbinas es más conveniente el uso de este modelo computacional a pesar de los mayores costos computacionales requeridos, adicionalmente, debido a la geometría de la turbina, es posible que se generen gradientes de presión considerables, los cuales se pueden predecir con mayor exactitud utilizando este modelo. Como fluido se seleccionó agua y como material de la turbina, una aleación de aluminio. Las fronteras establecidas se presentan en la figura 6-5.

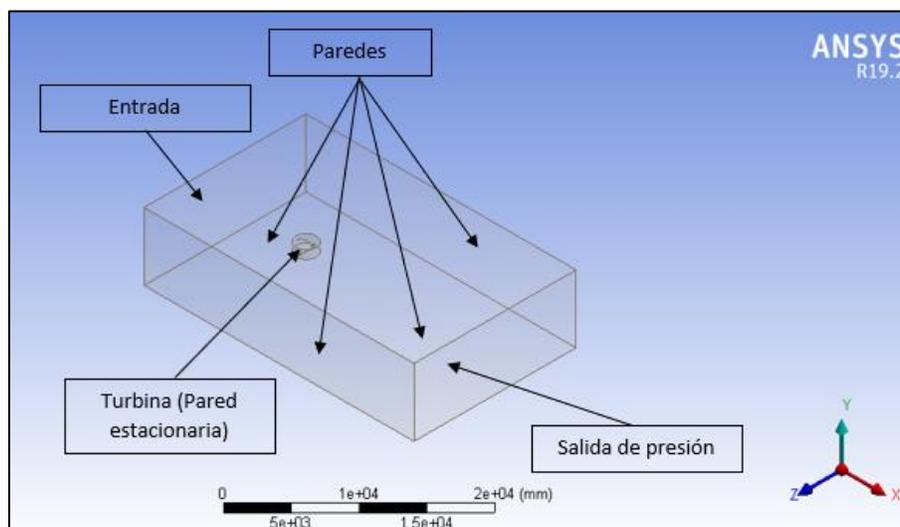


Figura 6-5. Fronteras (Fuente: Elaboración propia).

Para la entrada se estableció una velocidad de $1.5 \frac{m}{s}$, a las paredes se les estableció una condición de paredes estacionarias, al igual que a los componentes de la turbina y la salida, se estableció como una salida de presión con una intensidad turbulenta de reflujo de 5% y una relación de viscosidad turbulenta de 10. Adicionalmente, para la configuración de la pared cilíndrica que rodea el dominio de la turbina (pared del dominio rotacional) se establecieron dos condiciones de interfase entre los dos dominios el estacionario y rotacional, en el cual en el primer caso, se excluyó el dominio estacionario y se estableció la primera interfase, luego, se procedió a excluir el dominio rotacional y desde el dominio estacionario, en el agujero, a esta pared se le asignó la condición de segunda interfase, las dos interfaces se establecieron como paredes estacionarias y se configuró en el solucionador del Software ANSYS-FLUENT la opción de comunicación entre las dos interfaces de modo que las condiciones entre los dos dominios estuvieran acopladas y así garantizar la convergencia de los resultados.

Se realizaron las simulaciones para estados transitorios, con un solucionador basado en la presión. Los métodos de solución se establecieron para el acople de presión-velocidad, un esquema acoplado, para la discretización espacial en cuanto a gradiente de celdas basadas en mínimos cuadrados, en cuanto a la presión se estableció una formulación de segundo orden al igual que para el momento, para la energía cinética turbulenta y la rata de disipación específica una formulación de primer orden para ambas. En cuanto a la formulación del transitorio se estableció implícito de primer orden.

Los coeficientes de potencia fueron hallados para diferentes valores de TSR, indicando en la turbina una velocidad rotacional dispuesta según la TSR analizada, luego se obtuvieron los resultados para los coeficientes de potencia dejando la turbina girar en cada simulación al menos dos vueltas, para su estabilización, así, se promedió para todos los valores de la última vuelta el valor del coeficiente de torque que entrega el Software Ansys y el coeficiente de potencia relativo a la TSR que se estaba analizando, se obtuvo mediante el uso de la ecuación 5; luego conociendo el comportamiento con los puntos tomados para diferentes TSR, se estableció el máximo coeficiente para cada simulación, el cual es reportado en la tabla 13.

6.4.4. Simulación 6 DOF Configuración Óptima de la turbina

Habiendo obtenido la configuración óptima de la turbina por medio de la metodología de superficie de respuesta con el experimento virtual, se procedió a analizar numéricamente por medio de CFD con un acople a un modelo de seis (6) grados de libertad (6 DOF por sus siglas en inglés) el comportamiento del Coeficiente de potencia versus la relación de velocidad de punta. Para este análisis se tuvieron en cuenta los resultados obtenidos en los diferentes estudios de independencia realizados anteriormente (Independencia de dominio, independencia de mallado e independencia de paso temporal)

Con la finalidad de simular la rotación del cuerpo rígido (Turbina óptima) en el fluido, se realizó el acople entre el método 6 DOF y las simulaciones CFD, de la siguiente manera [90]:

1) El campo del fluido es simulado en el paso temporal “i” basado en la solución a ecuaciones del tipo RANS. Se enfatiza nuevamente lo descrito en anteriores numerales: el modelo de turbulencia utilizado fue el $k - \omega$ SST.

2) El torque generado por la turbina se obtiene por medio de ANSYS que implícitamente resuelve la siguiente ecuación:

$$T = J \frac{d\omega}{dt}$$

Dónde J es el momento de inercia de la turbina.

3) La velocidad de rotación en el instante “i+1” se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\omega_{i+1} = \frac{\theta_{i+1} - \theta_i}{t_{i+1} - t_i} = \frac{\Delta\theta}{\Delta t}$$

Dónde Θ es la posición angular de la turbina, estos valores se obtienen por medio de los resultados que se reportan en la malla dinámica gracias al método 6 DOF.

4) Se realizan las simulaciones para cada paso temporal, basados en lo anterior.

5) Se debe repetir el anterior procedimiento hasta que la velocidad de rotación de la turbina alcanza un valor constante o fluctúa alrededor de un valor constante de manera periódica.

Una vez el comportamiento de la turbina es determinado, la potencia mecánica generada por la turbina para cada instante de las simulaciones se obtiene por medio de la siguiente expresión:

$$P_T = T\bar{\omega}$$

Dónde $\bar{\omega}$ es la velocidad rotacional promedio de la turbina en el periodo cuando ésta alcanza un valor constante o fluctúa alrededor de un valor constante de manera periódica.

Por otra parte, el coeficiente de potencia obtenido para cada instante de las simulaciones es obtenido mediante la Ecuación (5) presentada en numerales anteriores. Para este análisis se conservaron las condiciones de contorno y la malla se estableció como una malla dinámica, los demás parámetros para el solucionador también fueron conservados.

Los parámetros o especificaciones principales de la turbina Gorlov óptima y necesarios para la realización del respectivo análisis CFD con el acople al método 6 DOF se presentan a continuación en la tabla 11.

Tabla 11. Especificaciones de la turbina Gorlov óptima para el análisis 6 DOF (Fuente: Elaboración propia).

| Parámetro | Valor o descripción |
|--------------------|----------------------------|
| Material | Aluminio 6061 |
| Momento de inercia | 48.44 Kg m ² |

| Parámetro | Valor o descripción |
|---------------------------|---------------------------------------|
| Centro de masa inicial | Centroide (coordenadas x, y, z=0,0,0) |
| Velocidad angular inicial | 0 rad/s |

6.4.5. Simulación 6 DOF Modelo a escala de la Turbina Gorlov óptima

Tal como se mencionó, se procedió a desarrollar un modelo a escala reducida (1:7.53) de la Turbina Gorlov Óptima, para el cual fueron conducidos los respectivos análisis numéricos con la finalidad de obtener el Coeficiente de Potencia para ésta en función de la TSR, las dimensiones de este modelo a escala fueron definidas respetando la misma configuración de la turbina óptima (5 álabes, un ángulo de inclinación igual a 78° y una relación de aspecto igual a 0.6), además se tuvo en cuenta que el modelo a escala si pueda ser analizado experimentalmente en el canal de pruebas de turbinas hidrocínicas con el que cuenta el grupo GEA. Por otra parte, para este canal de pruebas se tiene una limitante de una velocidad máxima de 0.6 m/s; por lo cual, para el análisis numérico, las simulaciones 6 DOF fueron llevadas a cabo estableciendo este valor de velocidad como valor de la velocidad del fluido en la entrada.

Así mismo, el procedimiento para el análisis CFD acoplado al método 6 DOF del modelo a escala, fue el mismo que se llevó a cabo para el análisis de la turbina óptima, el cual fue descrito en el numeral inmediatamente anterior. Los parámetros o especificaciones principales del modelo a escala y necesarios para la realización del respectivo análisis CFD con el acople al método 6 DOF se presentan a continuación en la tabla 12.

Tabla 12. Especificaciones de la turbina Gorlov óptima para el análisis 6 DOF (Fuente: Elaboración propia).

| Parámetro | Valor o descripción |
|---------------------------|---------------------------------------|
| Material | ABS |
| Momento de inercia | 0.000961 Kg m ² |
| Centro de masa inicial | Centroide (coordenadas x, y, z=0,0,0) |
| Velocidad angular inicial | 0 rad/s |

6.4.6. Simulación de Interacción Fluido-Estructura (FSI) Turbina Gorlov Óptima

Con la finalidad de evaluar la integridad estructural de la Turbina Gorlov Óptima obtenida por medio del análisis DOE, se realizó un análisis de Interacción Fluido-Estructura (FSI). El tipo de acople utilizado fue un acople FSI de una sola vía, en donde la simulación CFD fue realizada en estado estacionario y la velocidad de rotación se estableció en la velocidad de rotación que alcanza la turbina cuando se estabiliza la cual es aproximadamente 3.34 rad/s; las demás condiciones establecidas fueron descritas en numerales anteriores, por otra parte, se empleó el mismo modelo de turbulencia que se utilizó en las anteriores simulaciones llevadas a cabo. Los resultados obtenidos en el análisis CFD fueron exportados e importados a un módulo de análisis estructural estático en el cual se pudieron obtener los resultados para esfuerzos y deformaciones en la estructura.

6.4.7. Análisis experimental del Modelo a escala de la Turbina Gorlov óptima

Con la finalidad de constatar los resultados numéricos obtenidos y presentados en numerales anteriores, por medio de impresión 3D fue construido un modelo a escala idéntico al descrito en el numeral: “6.4.6. Simulación 6 DOF Modelo a escala de la Turbina Gorlov óptima”. Debido a que la rugosidad del modelo impreso en 3D podría influir negativamente en los resultados a obtener, el modelo fue posteriormente acondicionado por medio de un tratamiento superficial que consistió en la aplicación de diferentes capas de pintura e imprimante, el cual mejoró considerablemente la rugosidad final de la turbina. A continuación, en la figura 6-6 se presenta el modelo final para las respectivas pruebas experimentales.

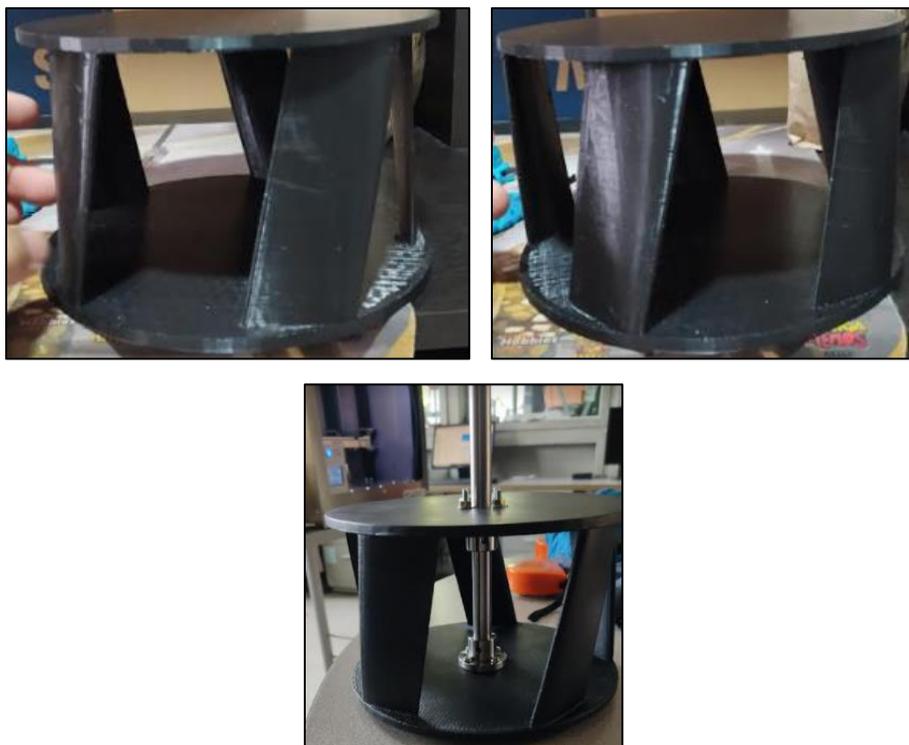


Figura 6-6 Modelo a escala de la turbina Gorlov óptima realizado en impresión 3D con su respectivo tratamiento superficial (Elaboración propia).

El modelo a escala de la turbina Gorlov óptima fue instalado en un banco de pruebas hidráulicas, constituido principalmente por un canal abierto a la atmósfera de pendiente variable, las paredes y el fondo de este canal son de vidrio; por otra parte, este tiene una longitud de 7.92 m y las dimensiones de la sección transversal son: 0.3 m de ancho por 0.47 m de alto. La impulsión y control del flujo de agua se logran por medio de una bomba de la marca Hidromac, modelo GB2A acoplada a un motor Siemens de 9 HP.

Para la obtención de los datos necesarios para el cálculo del coeficiente de potencia en términos de la TSR, fueron adaptados un sensor rotativo de torque de la marca Futek y referencia TRS605 junto a un motor de 300 rpm con un voltaje de 6 V, para desempeñar la función de freno de la turbina, para la toma y adquisición de los diferentes datos requeridos. Los datos son recopilados mediante el software del sensor que pasa a través de un display ihh 500, el cual a su vez se encuentra conectado al computador, en dónde se realiza la recopilación final de la información. El motor se encontraba conectado eléctricamente a un sistema de control PWM, el cual se encargaba de regular la carga de salida de manera porcentual y progresiva hasta que la salida alcanzara el valor nominal entregado por la fuente, la regulación iniciaba en un 1% y cada que transcurría un periodo de 6 s, aumentaba un 0.6%. Un esquema que contextualiza el montaje experimental se muestra a continuación, en la figura 6-7, adicionalmente, en la figura 6-8 se presenta el montaje experimental realizado para las pruebas llevadas a cabo.

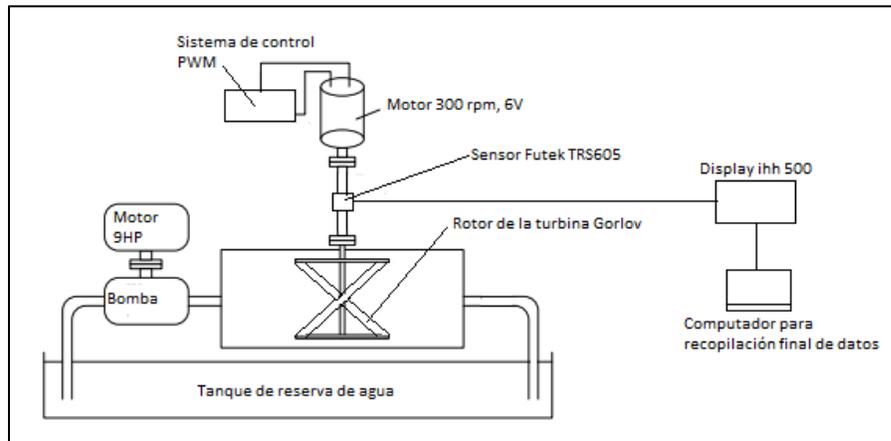


Figura 6-7 Esquema del montaje para la adquisición de datos experimentales (Elaboración propia).

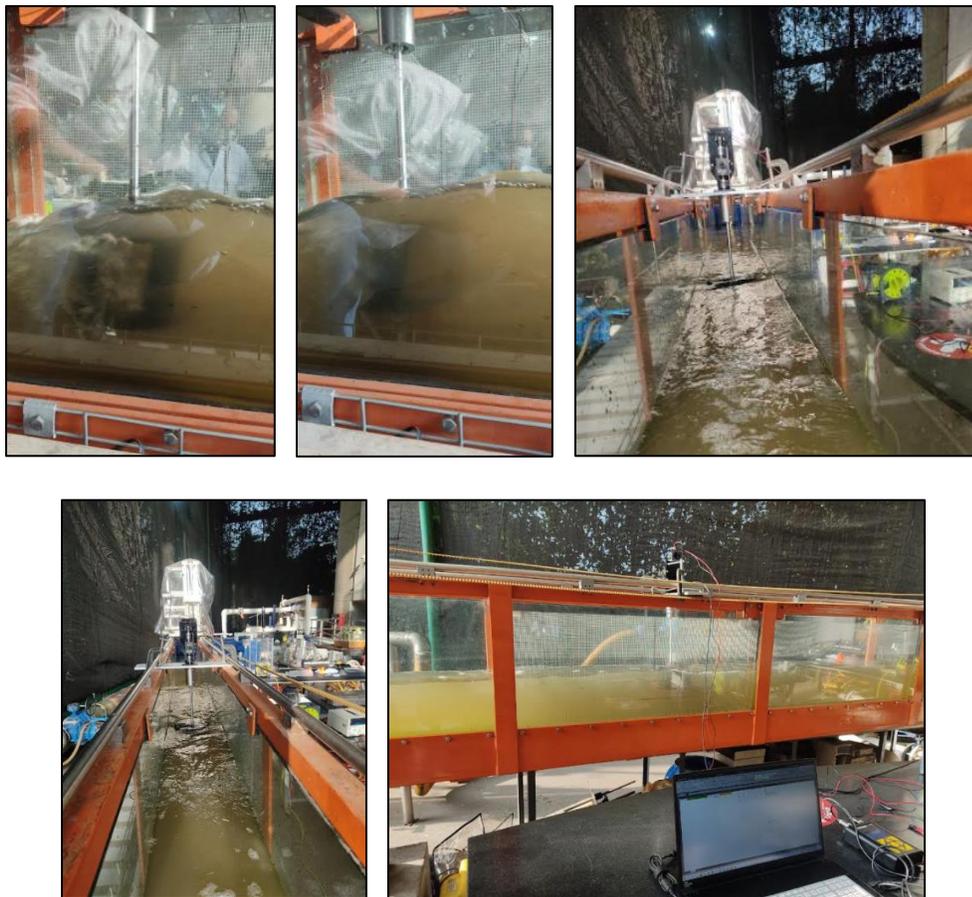


Figura 6-8 Montaje y pruebas experimentales Modelo a escala de la Turbina Gorlov óptima (Fuente:

Elaboración propia).

7. Resultados

De acuerdo con lo descrito en el capítulo inmediatamente anterior, se presentan en este capítulo los diferentes resultados obtenidos y las debidas discusiones de éstos de acuerdo con el trabajo llevado a cabo y los objetivos planteados en este documento.

7.1. Resultados de los experimentos virtuales.

Para el diseño de experimentos llevado a cabo y cuyas pruebas se presentan en la tabla 6, eligiendo una regresión cuadrática, se obtuvieron los siguientes resultados:

A continuación, se presenta en la tabla 13 la matriz para el diseño de experimentos en cuestión y los resultados obtenidos para la variable de respuesta:

Tabla 13. Matriz para el diseño de experimentos y resultados obtenidos (Fuente: Elaboración propia).

| Número de simulación | n | ϕ [°] | AR | C_p CFD | TSR |
|----------------------|---|------------|-----|-------------|-----|
| 1 | 2 | 84.8 | 0.5 | 0.25873631 | 2.3 |
| 2 | 4 | 57.4 | 1 | 0.26032155 | 2.3 |
| 3 | 2 | 30 | 0.5 | 0.19631116 | 2.3 |
| 4 | 6 | 57.4 | 1 | 0.222559323 | 2.1 |
| 5 | 6 | 30 | 1.5 | 0.21105673 | 2.3 |
| 6 | 2 | 57.4 | 1 | 0.11666 | 2.3 |
| 7 | 6 | 84.8 | 0.5 | 0.26409911 | 1.6 |
| 8 | 4 | 57.4 | 0.5 | 0.2844863 | 2.2 |
| 9 | 4 | 57.4 | 1 | 0.26032155 | 2.3 |

| Número de simulación | n | ϕ [°] | AR | C_p CFD | TSR |
|-----------------------------|----------|------------------------------|-----------|-----------------------------|------------|
| 10 | 2 | 30 | 1.5 | 0.10133454 | 2.3 |
| 11 | 4 | 84.8 | 1 | 0.29827242 | 2.3 |
| 12 | 4 | 30 | 1 | 0.26640515 | 2.3 |
| 13 | 6 | 30 | 0.5 | 0.26862503 | 1.9 |
| 14 | 4 | 57.4 | 1.5 | 0.2034172 | 2.3 |
| 15 | 2 | 84.8 | 1.5 | 0.09464184 | 2.3 |
| 16 | 6 | 84.8 | 1.5 | 0.09172661 | 1.6 |
| 17 | 4 | 57.4 | 1 | 0.26032155 | 2.3 |

Se presenta a continuación en la tabla 14 el análisis de varianza ANOVA realizado y obtenido para el diseño de experimentos en cuestión:

Tabla 14. Análisis de varianza ANOVA para el diseño de experimentos (Fuente: Elaboración propia).

| Fuente | Suma de cuadrados | Grados de libertad | Cuadrado medio | Razón-F | Valor-p |
|---------------|--------------------------|---------------------------|-----------------------|----------------|----------------|
| n | 0.00843 | 1 | 0.00843 | 17.552 | 0.004088 |
| ϕ | 0.00013 | 1 | 0.00013 | 0.274 | 0.617053 |
| AR | 0.0325 | 1 | 0.0325 | 67.65 | 7.63E-05 |
| n^2 | 0.02593 | 1 | 0.02593 | 53.982 | 0.000156 |
| ϕ^2 | 0.00147 | 1 | 0.00147 | 3.061 | 0.123656 |
| AR^2 | 0.0004 | 1 | 0.0004 | 0.831 | 0.392336 |
| $n\phi$ | 0.00403 | 1 | 0.00403 | 8.392 | 0.023089 |

| Fuente | Suma de cuadrados | Grados de libertad | Cuadrado medio | Razón-F | Valor-p |
|---------------|--------------------------|---------------------------|-----------------------|----------------|----------------|
| nAR | 0.00011 | 1 | 0.00011 | 0.221 | 0.65272 |
| ϕ AR | 0.00423 | 1 | 0.00423 | 8.802 | 0.020903 |
| Residuales | 0.00336 | 7 | 0.00048 | -- | -- |

De la tabla 14 se puede concluir que los factores o variables que mayor incidencia tienen en el coeficiente de potencia de la turbina son el número de álabes y la relación de aspecto, debido a los valores de la razón F y del valor p, obtenidos para éstos. El valor del R^2 múltiple obtenido fue de 95.83% y el valor del R^2 ajustado fue de 90.46%, de acuerdo con el valor obtenido para el R^2 múltiple se puede argumentar que el ajuste del modelo a la variable que pretende explicar (coeficiente de potencia) es alto y adecuado indicando así que los resultados obtenidos poseen un buen ajuste respecto al coeficiente de potencia; adicionalmente, teniendo en cuenta el valor del R^2 ajustado se puede argumentar que las variables definidas como independientes (relación de aspecto, ángulo de hélice y número de álabes) en el modelo poseen una alta efectividad en lo concerniente a explicar el coeficiente de potencia (definido como variable dependiente).

Por otra parte, el valor p del modelo fue de 0.0004926, el cual es menor a 0.05 e indica que el modelo es adecuado. Sin embargo, con la finalidad de obtener un mejor R^2 , se procedió a reducir la matriz eliminando un factor que no tiene mucho peso en los resultados del coeficiente de potencia, este factor que se eliminó fue AR²; al eliminar este factor, se obtiene un nuevo análisis de varianza reducido ANOVA, el cual se presenta en la tabla 15.

Tabla 15. Análisis de varianza ANOVA reducido sin AR^2 para el diseño de experimentos (Fuente: Elaboración propia).

| Fuente | Suma de cuadrados | Grados de libertad | Cuadrado medio | Razón-F | Valor-p |
|------------|-------------------|--------------------|----------------|---------|----------|
| n | 0.00843 | 1 | 0.00843 | 17.931 | 0.00286 |
| ϕ | 0.00013 | 1 | 0.00013 | 0.28 | 0.61135 |
| AR | 0.0325 | 1 | 0.0325 | 69.111 | 3.31E-05 |
| n^2 | 0.02593 | 1 | 0.02593 | 55.148 | 7.43E-05 |
| ϕ^2 | 0.00147 | 1 | 0.00147 | 3.127 | 0.11496 |
| $n\phi$ | 0.00403 | 1 | 0.00403 | 8.573 | 0.01906 |
| nAR | 0.00011 | 1 | 0.00011 | 0.226 | 0.64753 |
| ϕ AR | 0.00423 | 1 | 0.00423 | 8.992 | 0.01711 |
| Residuales | 0.00376 | 8 | 0.00047 | | |

Así como en la tabla 14, para el análisis de varianza ANOVA reducido, los factores que mayor incidencia tienen en el coeficiente de potencia de la turbina son el número de álabes y la relación de aspecto. Los valores del R^2 múltiple y del R^2 ajustado fueron 95.33% y 90.66% respectivamente. Por otra parte, el valor p del modelo fue de 0.0001483, el cual es menor a 0.05 e indica que el modelo reducido también es adecuado, por lo cual se validará el modelo reducido a continuación.

Validación del modelo reducido: La validación del modelo reducido se llevará a cabo realizando 3 supuestos los cuales son los siguientes:

1) Independencia: Este supuesto se realiza por medio de la prueba Durbin-Watson, como hipótesis nula (H_0) se establece que los residuales son independientes, para el modelo reducido se obtuvo un valor p de 0.8586 el cual es mayor al nivel de significancia que es 0.05; por lo tanto, se acepta la hipótesis nula y se verifica que los residuales son independientes.

2) Normalidad: Para validar este supuesto se realizaron diversas pruebas de normalidad, cuyos valores obtenidos se presentan en la tabla 14. Como hipótesis nula (H_0) se establece que los residuales son normales, el nivel de significancia es 0.05.

Tabla 16. Resumen pruebas de normalidad realizadas (Fuente: Elaboración propia).

| Nombre de la prueba | Valor p obtenido | Decisión |
|----------------------------|-------------------------|--------------------------|
| Shapiro-Wilk | 0.3833 | Se acepta hipótesis nula |
| Kolmogorov-Smirnov | 0.06636 | Se acepta hipótesis nula |
| Anderson-Darling | 0.181 | Se acepta hipótesis nula |
| Cramer-von Mises | 0.1097 | Se acepta hipótesis nula |
| Pearson Chi cuadrado | 0.08736 | Se acepta hipótesis nula |
| Shapiro-Francia | 0.3347 | Se acepta hipótesis nula |
| Frosini | 0.202 | Se acepta hipótesis nula |
| Geary | 0.9365 | Se acepta hipótesis nula |
| Jarque-Bera | 0.9515 | Se acepta hipótesis nula |

Como puede observarse en la tabla 16, todas las pruebas de normalidad indican aceptarse la hipótesis nula, lo cual indica que los residuales son normales.

3) Varianza constante: Este supuesto fue validado por medio de las pruebas Bartlett, Levene y Bresch-Pagan (Studentized), la hipótesis nula (H_0) establecida fue: Las varianzas de los tratamientos son iguales y como resultados se obtuvieron los siguientes valores en cada prueba:

Bartlett: valores p obtenidos: 0.8673 y 0.7224; lo cual indica que se acepta la hipótesis nula.

Levene: valores F y $Pr > F$ obtenidos: $F = 0.0488$, $Pr = 0.9525$ y $F = 0.1411$, $Pr = 0.8697$; según lo cual se puede inferir que se acepta la hipótesis nula planteada.

Breusch-Pagan (Studentized): valor p obtenido: 0.7042, lo cual indica que se acepta la hipótesis nula planteada.

Según lo anterior, se concluye que el modelo es adecuado para los datos que representa y la expresión para la regresión para el coeficiente de potencia del modelo ajustado es:

$$C_p = -0.1227 + 0.2158n - 0.0001852\phi - 0.03226AR - 0.02267n^2 + 0.0000294\phi^2 \\ - 0.0004097n\phi + 0.003641nAR - 0.001678\phi AR$$

La combinación de factores o variables independientes con la cual se alcanza el punto óptimo para el coeficiente de potencia es una configuración de turbina con 5 álabes, un ángulo de inclinación igual a 78° y una relación de aspecto igual a 0.6 con la cual se obtendría un coeficiente de potencia igual a 0.3072276 según el modelo ajustado. De

acuerdo con lo anterior, se presenta a continuación en la tabla 17 el complemento de la tabla 13, en la cual se pueden observar los valores para C_p Predicho y que fueron hallados al aplicar la expresión anterior para la regresión del coeficiente de potencia del modelo ajustado; adicionalmente, se incluye la columna Error, en la cual se presenta el error relativo entre el C_p Predicho y el C_p hallado en las simulaciones CFD.

Tabla 17. Matriz para el diseño de experimentos con resultados y predicciones (Fuente: Elaboración propia).

| Número de simulación | n | ϕ [°] | AR | C_p CFD | C_p Predicho | Error |
|-----------------------------|----------|------------------------------|-----------|-----------------------------|----------------------------------|--------------|
| 1 | 2 | 84.8 | 0.5 | 0.25873631 | 0.260810296 | 0.80% |
| 2 | 4 | 57.4 | 1 | 0.26032155 | 0.255935144 | 1.68% |
| 3 | 2 | 30 | 0.5 | 0.19631116 | 0.176883 | 9.90% |
| 4 | 6 | 57.4 | 1 | 0.222559323 | 0.194383584 | 12.66% |
| 5 | 6 | 30 | 1.5 | 0.21105673 | 0.212007 | 0.45% |
| 6 | 2 | 57.4 | 1 | 0.11666 | 0.136126704 | 16.69% |
| 7 | 6 | 84.8 | 0.5 | 0.26409911 | 0.266882056 | 1.05% |
| 8 | 4 | 57.4 | 0.5 | 0.2844863 | 0.312941744 | 10.00% |
| 9 | 4 | 57.4 | 1 | 0.26032155 | 0.255935144 | 1.68% |
| 10 | 2 | 30 | 1.5 | 0.10133454 | 0.101565 | 0.23% |
| 11 | 4 | 84.8 | 1 | 0.29827242 | 0.274530976 | 7.96% |
| 12 | 4 | 30 | 1 | 0.26640515 | 0.281484 | 5.66% |
| 13 | 6 | 30 | 0.5 | 0.26862503 | 0.272761 | 1.54% |

| Número de simulación | n | ϕ [°] | AR | C_p CFD | C_p Predicho | Error |
|----------------------|---|------------|-----|------------|----------------|--------|
| 14 | 4 | 57.4 | 1.5 | 0.2034172 | 0.198928544 | 2.21% |
| 15 | 2 | 84.8 | 1.5 | 0.09464184 | 0.093537896 | 1.17% |
| 16 | 6 | 84.8 | 1.5 | 0.09172661 | 0.114173656 | 24.47% |
| 17 | 4 | 57.4 | 1 | 0.26032155 | 0.255935144 | 1.68% |

Superficies de respuesta: Como parte de la optimización del modelo de acuerdo con la información obtenida anteriormente, se generaron las curvas de superficies de respuesta para el Coeficiente de potencia (C_p) versus las diferentes interacciones entre los factores analizados. En la figura 7-1 se presenta el gráfico de superficie de respuesta obtenida para el Coeficiente de potencia (C_p) versus la interacción entre el número de álabes (n) y el ángulo de hélice (ϕ).

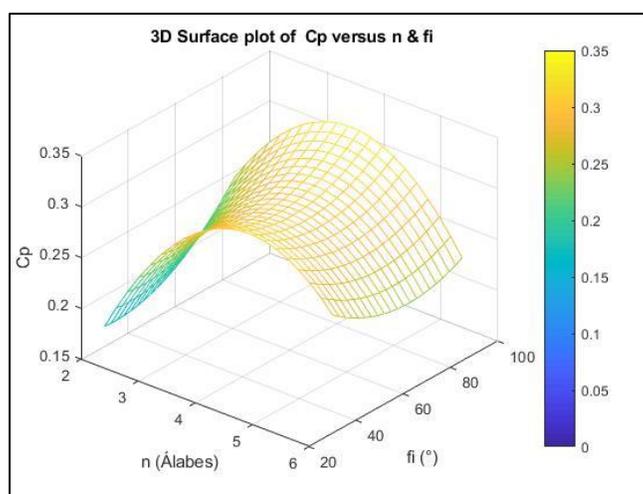


Figura 7-1. Superficie de respuesta C_p versus n y ϕ (Fuente: Elaboración propia).

De acuerdo con la figura 7-1 se puede observar que para cuando se analiza el comportamiento obtenido para el coeficiente de potencia en función del número de álabes y el ángulo de hélice, el coeficiente de potencia presenta valores bajos para cuando se tiene un menor número de álabes y a su vez para cuando el ángulo de hélice es menor; por otra parte, puede observarse que el coeficiente de potencia en función de estas dos variables tiende a maximizarse para cantidades intermedias del número de álabes y valores altos del ángulo de hélice; adicionalmente, cuando se tiene una alta cantidad de álabes y el ángulo de hélice se encuentra entre valores intermedios y altos, el coeficiente de potencia tiende a disminuir.

En la figura 7-2 se presenta el gráfico de superficie de respuesta obtenido para el Coeficiente de potencia (C_p) versus la interacción entre el número de álabes (n) y la relación de aspecto (AR).

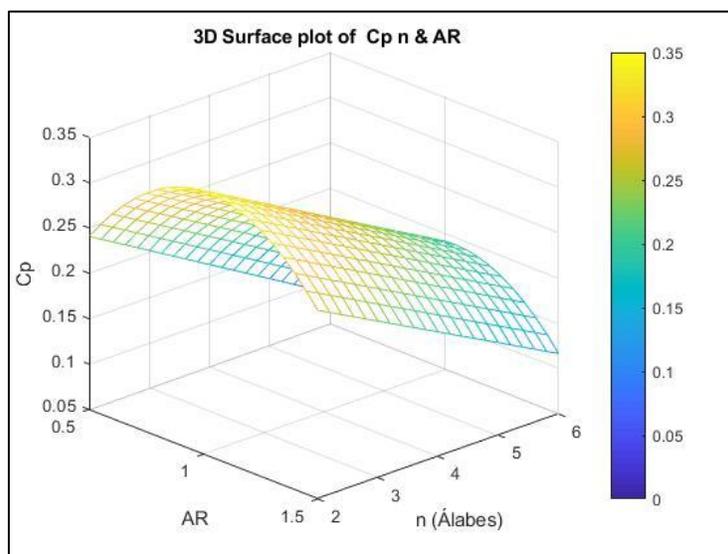


Figura 7-2. Superficie de respuesta C_p versus n y AR (Fuente: Elaboración propia).

De acuerdo con la figura 7-2 se puede observar que para cuando se analiza el comportamiento obtenido para el coeficiente de potencia en función de la relación de aspecto y el número de álabes, el coeficiente de potencia presenta valores bajos para cuando se tiene un mayor número de álabes y a su vez para cuando la relación de aspecto se ubica en los valores extremos (valor mínimo y valor máximo); por otra parte, puede observarse que el coeficiente de potencia en función de estas dos variables tiende a incrementar a medida que se reduce la cantidad de álabes de la turbina sin importar el valor de la relación de aspecto y alcanza su punto máximo cuando la cantidad de álabes se aproxima al valor inferior definido y la relación de aspecto se encuentra comprendida en valores cercanos al límite inferior establecido para ésta.

En la figura 7-3 se presenta el gráfico de superficie de respuesta obtenido para el Coeficiente de potencia (C_p) versus la interacción entre el ángulo de hélice (ϕ) y la relación de aspecto (AR).

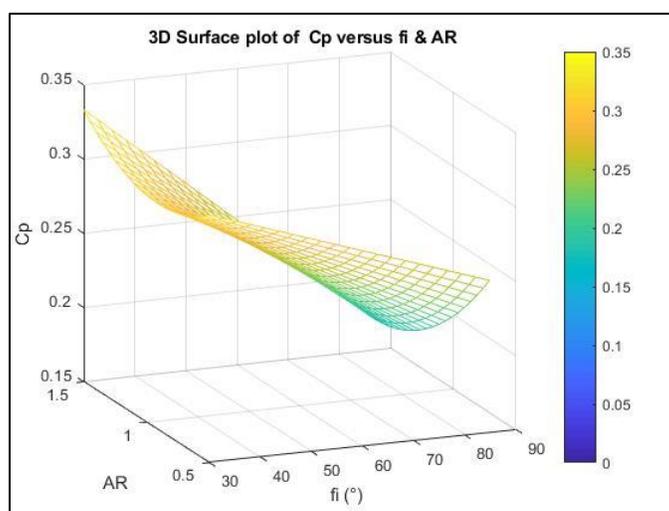


Figura 7-3. Superficie de respuesta C_p versus ϕ y AR (Fuente: Elaboración propia).

De acuerdo con la figura 7-3 se puede observar que para cuando se analiza el comportamiento obtenido para el coeficiente de potencia en función de la relación de aspecto y el ángulo de hélice, el coeficiente de potencia presenta valores bajos para cuando se tienen ángulos de hélice cercanos a 70° y a su vez para cuando la relación de aspecto se acerca disminuye progresivamente; por otra parte, puede observarse que el coeficiente de potencia en función de estas dos variables tiende a incrementar a medida que se reduce el ángulo de hélice de la turbina y la relación de aspecto incrementa y alcanza su punto máximo cuando la relación de aspecto se acerca a sus valores más altos y el ángulo de hélice se acerca a sus valores más bajos.

7.2. Resultados simulación 6 DOF Configuración Óptima de la turbina

Los resultados obtenidos para el coeficiente de potencia se graficaron versus la TSR, cuyo valor para cada instante de tiempo puede obtenerse mediante la Ecuación (8) reportada en numerales anteriores. Estos valores se reportan a continuación en la figura 7-4.

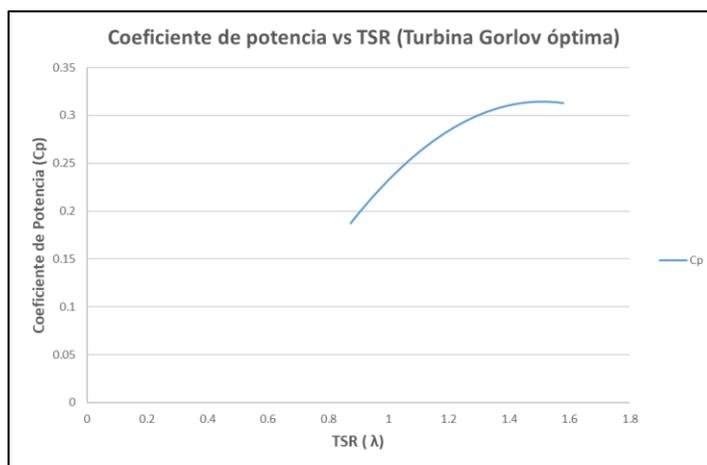


Figura 7-4 C_p versus TSR (λ) numéricos de la turbina Gorlov óptima (Fuente: Elaboración propia).

Como puede observarse el coeficiente de potencia de la turbina Gorlov óptima inicia con un comportamiento creciente a medida que la TSR aumenta, luego alcanza su valor máximo el cual es 0.31455268 para una TSR de 1.509499947.

Con la finalidad de realizar una validación de resultados con análisis experimentales, se procedió a realizar un análisis numérico 6 DOF para un modelo a escala de la configuración óptima de la turbina Gorlov desarrollada, el análisis numérico se presenta en el siguiente numeral.

7.3. Resultados simulación 6 DOF Modelo a escala de la Turbina Gorlov óptima

Los resultados obtenidos para el coeficiente de potencia se graficaron versus la TSR, cuyo valor para cada instante de tiempo puede obtenerse mediante la Ecuación (8) reportada en numerales anteriores. Estos valores se reportan a continuación en la figura 7-5.

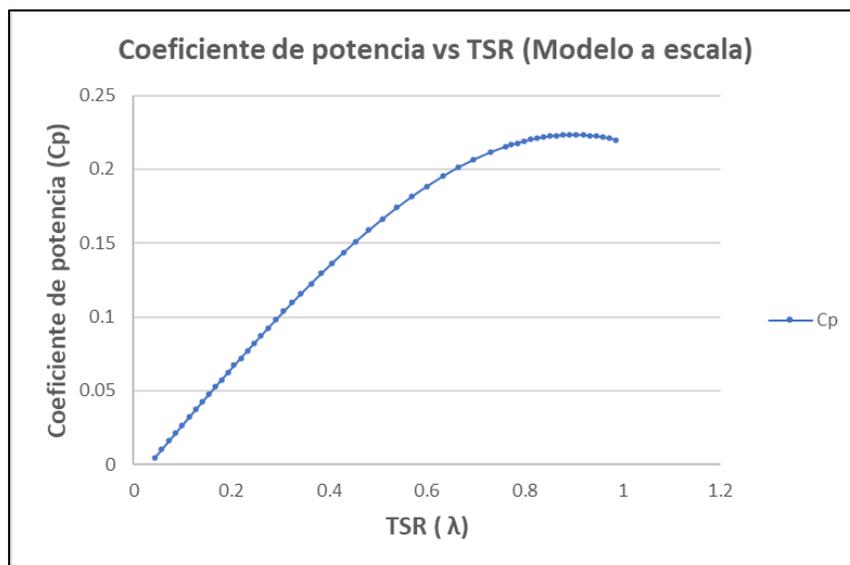


Figura 7-5 C_p versus $TSR (\lambda)$ numéricos del modelo a escala (Fuente: Elaboración propia).

Como puede observarse el coeficiente de potencia de la turbina Gorlov óptima inicia con un comportamiento creciente a medida que la TSR aumenta, luego alcanza su valor máximo el cual es 0.223371802 para una TSR de 0.904990251.

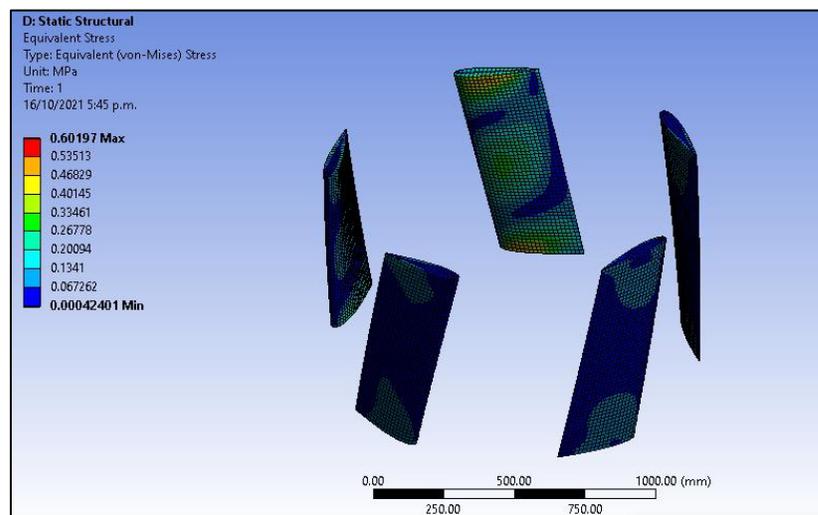
Los cambios en la velocidad tenida en cuenta para el análisis numérico del modelo a escala están relacionados directamente con el coeficiente de potencia obtenido, como pudo observarse para la turbina desarrollada los análisis fueron conducidos a una velocidad mayor y el coeficiente de potencia obtenido es mayor para ésta que el obtenido para el modelo a escala; por otra parte, la diferencia en las proporciones y el material de la turbina desarrollada y el modelo a escala analizado también inciden directamente en los resultados obtenidos, pues, por una parte variables como la masa de la turbina y el momento de inercia que tienen una incidencia en los resultados obtenidos, son diferentes en los casos analizados, teniendo en cuenta que si bien en el modelo a escala tienden a ser menores, en la turbina desarrollada también se debe tener en cuenta que sus mayores proporciones están orientadas a aumentar la efectividad con la cual ésta transforma la energía del fluido en energía debida al movimiento rotacional; por otra parte, los cambios en el material seleccionado en los análisis para la turbina desarrollada y el modelo a escala también pueden generar algunas diferencias entre los resultados obtenidos, pues la manera como el fluido interactúa con un material tiene directamente relación con las propiedades de éste, generando así diferencias que pueden explicar los valores de los coeficientes de potencia obtenidos para los casos estudiados.

Si bien el análisis numérico del modelo a escala brinda la posibilidad de tener una comparación con los resultados experimentales y los resultados numéricos de éste pueden

extrapolarse a la turbina desarrollada, se recomienda llevar a cabo un análisis experimental para un modelo de turbina que posea las características de la turbina desarrollada, lo cual puede resultar de gran utilidad para realizar una validación experimental más detallada en la cual se comparen directamente los estudios numéricos y experimentales para el caso de la turbina optimizada.

7.4. Resultados simulación de Interacción Fluido-Estructura (FSI) Turbina Gorlov Óptima

Los resultados obtenidos para esfuerzos y deformaciones en la estructura de acuerdo con el análisis FSI descrito en la metodología los resultados, se presentan a continuación en la figura 7-6.



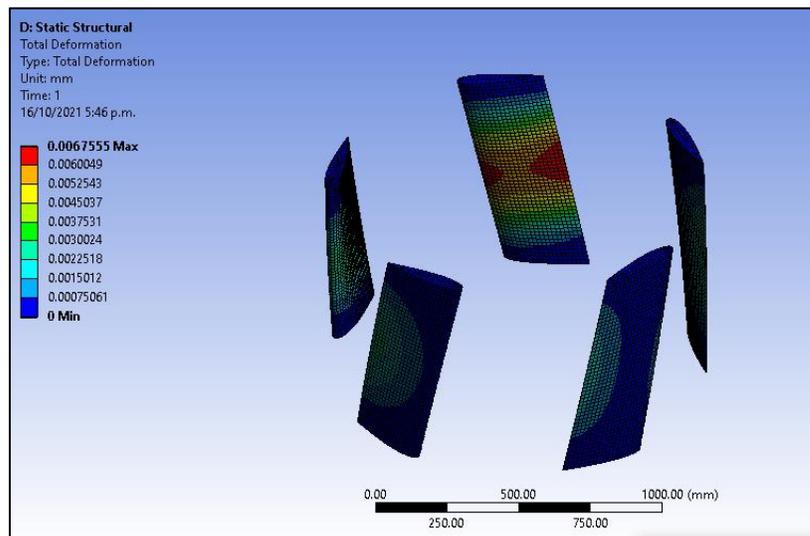


Figura 7-6 Esfuerzos (Superior) y deformaciones (Inferior) en la Turbina Gorlov Optimizada. (Fuente: Elaboración propia).

Como puede observarse en la figura 7-6, los esfuerzos que se obtienen en la operación de la Turbina Gorlov Optimizada son mucho menores al esfuerzo de fluencia del material, siendo el máximo esfuerzo obtenido en la operación de la turbina igual a 0.60197 MPa y el esfuerzo de fluencia del material 55.2 MPa (para turbinas o elementos rotativos usualmente el esfuerzo admisible para condiciones normales de operación según normativas internacionales es del 50% del valor del límite de fluencia) lo que evidencia que respecto a los posibles esfuerzos admisibles de la turbina, el prototipo se comporta de manera adecuada. Para el caso en el cual el esfuerzo admisible es el 50% del valor del límite de fluencia, el factor de seguridad obtenido es de aproximadamente 45, lo cual puede inducir a que se podrían reducir dimensiones en la turbina sin afectar su integridad estructural.

Por otra parte, los valores de las deformaciones obtenidas se encuentran dentro de los valores permisibles, la máxima deformación obtenida es igual 0.0067555 mm; para sistemas de este tipo usualmente la máxima deformación admisible suele ser el 2% del diámetro externo, en este caso el valor de la deformación máxima admisible sería igual a 0.0256 mm; para este caso se obtendría un valor del factor de seguridad relativo a la deformación máxima igual a 3.79.

De acuerdo con lo anterior se puede concluir que para condiciones normales de operación de la turbina desarrollada se garantiza su integridad estructural en la operación.

7.5. Resultados del análisis experimental del Modelo a escala de la Turbina Gorlov óptima

Los resultados obtenidos de manera experimental, para el coeficiente de potencia del modelo a escala de la turbina Gorlov óptima se presentan a continuación en la figura 7-7, donde también se presentan los resultados del modelo CFD acoplado al modelo 6DOF. Estos resultados fueron obtenidos mediante diferentes pruebas realizadas en el banco hidráulico mostrado en los cuales fueron recopilados distintos valores de la potencia generada en el eje a partir del sensor Futek TRS605 para diferentes valores de la velocidad rotacional de la turbina, teniendo en cuenta los valores promedio de la potencia generada y las velocidades rotacionales para cada giro de la turbina; haciendo uso de la expresión (1) fue obtenida la potencia disponible del fluido, luego haciendo uso de la expresión (5) y con el resultado de la potencia disponible del fluido fue posible hallar los diferentes valores para el coeficiente de potencia y para los valores de las TSR's respectivas para cada

coeficiente de potencia se empleó la expresión (8); obteniéndose de este modo los resultados que se presentan en la figura 7-7.

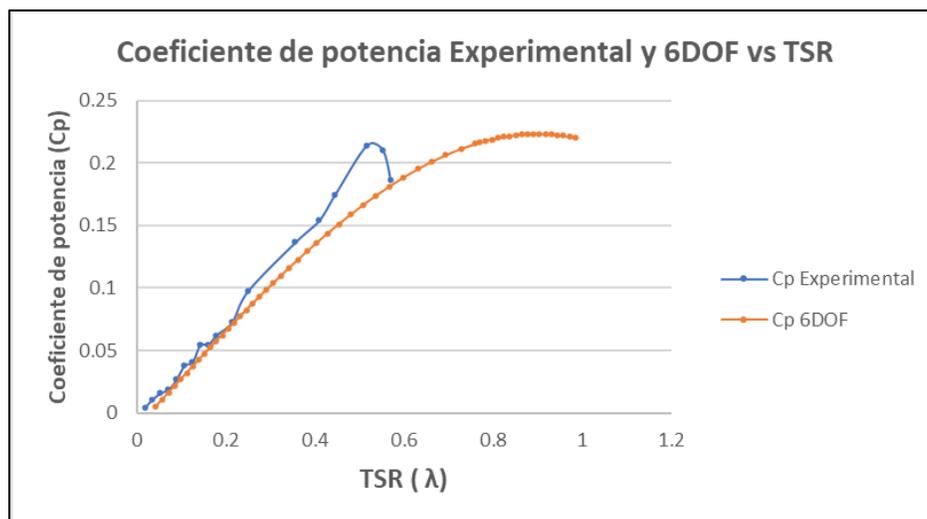


Figura 7-7 Cp Experimental y 6DOF versus TSR (λ) experimentales del modelo a escala (Fuente: Elaboración propia).

Como se puede observar en la figura anterior, para el modelo de turbina Gorlov construido, el máximo valor obtenido experimentalmente para el Coeficiente de Potencia es aproximadamente 0.214159142 a una TSR de 0.516268393.

Los resultados numéricos obtenidos para el modelo a escala, respecto al Coeficiente de Potencia máximo, presentan un error relativo del 4.302%; lo cual indica que los resultados numéricos presentan una buena aproximación respecto a los resultados experimentales; si bien, se obtuvo una buena aproximación entre los resultados numéricos y experimentales, se debe tener en cuenta que estas diferencias tienen relación también con lo que se describe a continuación:

- En la modelación numérica se presentaron simplificaciones como lo son las pérdidas por transferencia de calor presentes en el proceso de generación, las cuales están presentes en las pruebas experimentales realizadas.
- La rugosidad relativa final de la turbina fabricada también tiene incidencia en los resultados obtenidos experimentalmente, dado que en la modelación numérica las superficies tienden a asumirse sin las imperfecciones que se obtienen en un proceso normal de fabricación por impresión 3D, pues ésta genera que haya fenómenos de turbulencia que pueden hacer que el coeficiente de potencia se reduzca en los datos experimentales cuando se compara con los datos del modelo 6DOF.
- En el análisis numérico se asumen como despreciables las pérdidas mecánicas por los acoples en el eje de la turbina, las cuales en los análisis experimentales si están presentes.
- Hay una diferencia entre las TSR's para las cuales se obtienen los coeficientes de potencia máximos, siendo para el análisis numérico una TSR igual a 0.904990251 mientras que para los resultados experimentales la TSR es igual a 0.516268393, el cual es otro factor que puede ser determinante a la hora de obtener y comparar los coeficientes de potencia máximos obtenidos.

De acuerdo con expuesto anteriormente, los resultados obtenidos entre la comparación numérica y experimental del modelo a escala pueden extrapolarse a la turbina

desarrollada, sin embargo, esta extrapolación tiene asociados también diferentes incertidumbres, pues no se tiene una turbina experimental igual a la desarrollada, por lo cual una recomendación viable que puede llevar a un análisis comparativo entre los resultados numéricos y experimentales de la turbina original que arroje resultados mucho más confiables, es el desarrollo de un modelo de turbina con las características iguales a la turbina original, el cual sería de gran utilidad para efectos comparativos que posean una menor incertidumbre y una mayor precisión.

8. Conclusiones

Mediante la metodología de optimización de superficie de respuesta por medio de un Diseño de Experimentos fue posible encontrar una configuración óptima para una Turbina hidrocínética tipo Gorlov, a partir del estudio numérico de diferentes configuraciones en las cuales la relación de aspecto, el número de álabes y el ángulo de inclinación del álabe fueron variados con la finalidad de conocer su incidencia en el comportamiento del coeficiente de potencia el cual fue definido como la variable de respuesta del estudio.

La Turbina tipo Gorlov óptima obtenida a partir del Diseño de Experimentos contaba con una relación de aspecto de 0.6, 5 álabes y un ángulo de inclinación de 78° , para la cual se pudo obtener de manera numérica un coeficiente de potencia máximo igual a 0.31455268.

Como parte de la validación de los resultados numéricos se construyó un modelo a escala (1:7.53) de diámetro igual a 0.17 m y altura igual a 0.102 m y se realizó el montaje en un canal de pruebas hidráulico, el modelo contaba con las mismas características como la relación de aspecto, el número de álabes y el ángulo de inclinación del álabe de la Turbina óptima.

El coeficiente de potencia máximo para el modelo a escala fue de 0.223371802 a una TSR igual a 0.904990251 mientras que, el coeficiente de potencia máximo según las pruebas experimentales fue de 0.214159142 a una TSR igual a 0.516268393; obteniéndose

de este modo un error relativo del 4.302% entre los resultados numéricos y los resultados experimentales, lo cual indica que los resultados numéricos poseen una buena aproximación con los resultados experimentales. La diferencia en las TSR's también influye en los errores encontrados entre los análisis numéricos y experimentales.

Con la finalidad de garantizar la integridad de la Turbina óptima se realizó un análisis FSI, en el cual pudo observarse que los esfuerzos y deformaciones a nivel estructural provocados por los campos de velocidades y presiones, se encuentran dentro de los valores admisibles y, los factores de seguridad encontrados respecto a los esfuerzos y deformaciones máximas admisibles, garantizan que la turbina no presente fallas ni comportamientos inadecuados durante condiciones normales de operación.

El hecho de que el máximo coeficiente de potencia hallado experimentalmente fuera menor al obtenido en la simulación 6DOF para el modelo se debe principalmente a las siguientes posibles fuentes de desviación:

- ✓ Pérdidas mecánicas que no se tuvieron en cuenta durante la simulación, que pueden existir en la transmisión, por los rodamientos.
- ✓ La rugosidad relativa del modelo también influye en los resultados obtenidos, pues ésta genera que haya fenómenos de turbulencia que pueden hacer que el coeficiente de potencia se reduzca en los datos experimentales cuando se compara con los datos del modelo 6DOF.
- ✓ Pérdidas por transferencia de calor que no fueron tenidas en cuenta en las simulaciones 6DOF.

9. Referencias

[1] Unidad de Planeación Minero Energética (UPME). (2015). *Plan Energético Nacional Colombia: Ideario Energético 2050* (p. 11). Bogotá. Ministerio de Minas y Energía.

[2] Cortés, S., & Arango Londoño, A. (2017). Energías renovables en Colombia: una aproximación desde la economía. *Revista Ciencias Estratégicas*, 25(38), 4, 7. doi: rces.v25n38.a7

[3] Ministerio de Minas y Energía - Unidad de Planeación Minero Energética (2017). *Informe de Rendición de Cuentas UPME 2016-2017*. Bogotá, p.15, 17.

[4] Instituto de Planificación y Promoción de Soluciones Energéticas para las Zonas No Interconectadas (IPSE). (2014). *Soluciones Energéticas para las Zonas No Interconectadas de Colombia* (p. 7). Bogotá: Ministerio de Minas y Energía.

[5] Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios, "Zonas No Interconectadas - ZNI Diagnóstico de la Prestación del Servicio de Energía Eléctrica 2018", Bogotá, 2018.

[6] P. Talukdar, V. Kulkarni and U. Saha, "Field-testing of model helical-bladed hydrokinetic turbines for small-scale power generation", *Renewable Energy*, vol. 127, pp. 158-167, 2018. Available: 10.1016/j.renene.2018.04.052.

[7] E. Chica, E. Torres and J. Arbeláez, "Manufacture and experimental evaluation of a hydrokinetic turbine for remote communities in Colombia", *Renewable Energy and Power Quality Journal*, vol. 1, pp. 82-87, 2018. Available: 10.24084/repqj16.217.

[8] N. Laws and B. Epps, "Hydrokinetic energy conversion: Technology, research, and outlook", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 57, pp. 1245-1259, 2016. Available: 10.1016/j.rser.2015.12.189.

[9] M. Khan, G. Bhuyan, M. Iqbal and J. Quaicoe, "Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review", *Applied Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 1823-1835, 2009. Available: 10.1016/j.apenergy.2009.02.017.

[10] REN21. (2021). *RENEWABLES 2021 GLOBAL STATUS REPORT*. Paris: Lisa Mastny, James Glave (Glave Communications).

[11] Mastropietro, P., Rodilla, P., Rangel, L., & Batlle, C. (2020). Reforming the colombian electricity market for an efficient integration of renewables: A proposal. *Energy Policy*, 139, 111346. doi: 10.1016/j.enpol.2020.111346

[12] Renovables, el revolcón energético. (2020). Dinero. Retrieved from <https://www.dinero.com/pais/articulo/cual-es-el-impacto-de-las-energias-renovables/279010>

[13] Pupo-Roncallo, O., Campillo, J., Ingham, D., Hughes, K., & Pourkashanian, M. (2020). Renewable energy production and demand dataset for the energy system of Colombia. *Data In Brief*, 28, 105084. doi: 10.1016/j.dib.2019.105084

[14] Sánchez, C. (2016). Turbinas Hidrocinéticas una alternativa para Generación Eléctrica. *Desarrollo Tecnológico e Innovación Empresarial*, 2(5).

[15] Fernandes, A., & Bakhshandeh Rostami, A. (2015). Hydrokinetic energy harvesting by an innovative vertical axis current turbine. *Renewable Energy*, 81, 694-706. doi: 10.1016/j.renene.2015.03.084

[16] Rourke, F., Boyle, F., & Reynolds, A. (2010). Marine current energy devices: Current status and possible future applications in Ireland. *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 14(3), 1026-1036. doi: 10.1016/j.rser.2009.11.012

[17] Behrouzi, F., Maimun, A., & Nakisa, M. (2014). Review of Various Designs and Development in Hydropower Turbines. *World Academy Of Science, Engineering And Technology International Journal Of Mechanical And Mechatronics Engineering*, 8(2). doi: doi.org/10.5281/zenodo.1090689

[18] Patel, V., Eldho, T., & Prabhu, S. (2018). Theoretical study on the prediction of the hydrodynamic performance of a Savonius turbine based on stagnation pressure and impulse momentum principle. *Energy Conversion And Management*, 168, 545-563. doi: 10.1016/j.enconman.2018.04.065

[19] Daskiran, C., Riglin, J., Schleicher, W., & Oztekin, A. (2017). Transient analysis of micro-hydrokinetic turbines for river applications. *Ocean Engineering*, 129, 291-300. doi: 10.1016/j.oceaneng.2016.11.020

[20] Chen, B., Su, S., Viola, I., & Greated, C. (2018). Numerical investigation of vertical-axis tidal turbines with sinusoidal pitching blades. *Ocean Engineering*, 155, 75-87. doi: 10.1016/j.oceaneng.2018.02.038

[21] Schleicher, W., Riglin, J., & Oztekin, A. (2015). Numerical characterization of a preliminary portable micro-hydrokinetic turbine rotor design. *Renewable Energy*, 76, 234-241. doi: 10.1016/j.renene.2014.11.032

[22] P.K. Talukdar, V. Kulkarni, A.K. Das, S.K. Dwivedy, S.K. Kakoti, P. Mahanta, U.K. Saha, In-situ experiments to estimate the performance characteristics of a double-step helical bladed hydrokinetic turbine. Paper No. GTINDIA 2017- 4572, in: ASME Gas Turbine India Conference, 2017. December 07-08, Bangalore, India.

[23] Yuce, M., & Muratoglu, A. (2015). Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review. *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 43, 72-82. doi: 10.1016/j.rser.2014.10.037

[24] Kumar, D., & Sarkar, S. (2016). A review on the technology, performance, design optimization, reliability, techno-economics and environmental impacts of hydrokinetic energy conversion systems. *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 58, 796-813. doi: 10.1016/j.rser.2015.12.247

[25] Alvarez Alvarez, E., Rico-Secades, M., Corominas, E., Huerta-Medina, N., & Soler Guitart, J. (2018). Design and control strategies for a modular hydroKinetic smart grid. *International Journal Of Electrical Power & Energy Systems*, 95, 137-145. doi: 10.1016/j.ijepes.2017.08.019

[26] Y. Wang, Y. Gu and J. Liu, "A domain-decomposition generalized finite difference method for stress analysis in three-dimensional composite materials", *Applied Mathematics Letters*, vol. 104, p. 106226, 2020. Available: 10.1016/j.aml.2020.106226.

[27] Y. Gu, W. Qu, W. Chen, L. Song and C. Zhang, "The generalized finite difference method for long-time dynamic modeling of three-dimensional coupled thermoelasticity problems", *Journal of Computational Physics*, vol. 384, pp. 42-59, 2019. Available: 10.1016/j.jcp.2019.01.027.

[28] S. Chen, W. Wang and X. Zhao, "An interpolating element-free Galerkin scaled boundary method applied to structural dynamic analysis", *Applied Mathematical Modelling*, vol. 75, pp. 494-505, 2019. Available: 10.1016/j.apm.2019.05.041.

[29] J. Fe Marqués, "Aplicación del método de volúmenes finitos a la resolución numérica de las ecuaciones de aguas someras con incorporación de los esfuerzos debidos a la turbulencia", Doctorado, Universidade da Coruña, 2005.

[30] K. Bathe, *Finite element procedures*, 2nd ed. 2014.

[31] P. González Cordero, "Una introducción al método de elementos de contorno", 2014.

[32] L. Wrobel and M. Aliabadi, *The Boundary Element Method*. 2002.

[33] H. Versteeg and W. Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics*, 2nd ed. Harlow, England: Pearson Education Ltd., 2007.

[34] Ansys Fluent Software. ANSYS, 2009.

[35] Richmond, G. (2019). Modelos de turbulencia introductorio. Provincia de Cartago, Costa Rica. Retrieved from <http://DOI: 10.13140/RG.2.2.21060.17289>

[36] Hansen M. *Aerodynamics of Wind Turbines*. Earthscan, 2008.

[37] Zamora Zapata, M. (2012). Análisis fluidodinámico en una turbina helicoidal GHT para generación de energía mareo-motriz (Ingeniera Civil Mecánica). Universidad de Chile.

[38] Wächter M. Schematic diagramm of lift under static and dynamic changes in the angle of attack.

[39] Beri, H., & Yao, Y. (2011). Double Multiple Streamtube Model and Numerical Analysis of Vertical Axis Wind Turbine. *Energy And Power Engineering*, 03(03), 262-270. doi: 10.4236/epe.2011.33033

[40] Gorlov A. The helical turbine and its application for hydropower without dams. Annual ASME Congress, 2002.

[41] Elbatran, A., Yaakob, O., Ahmed, Y., & Shabara, H. (2015). Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas: A review. *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 43, 40-50. doi: 10.1016/j.rser.2014.11.045

[42] Lago, L., Ponta, F., & Chen, L. (2010). Advances and trends in hydrokinetic turbine systems. *Energy For Sustainable Development*, 14(4), 287-296. doi: 10.1016/j.esd.2010.09.004

[43] Gorlov, A. M., 1998, "Development of the helical reaction hydraulic turbine," Final technical report (DE-FGO1-96EE 15669), DOE/EE/15669-TI.

[44] Superintendencia de Servicios Públicos Domiciliarios. (2018). Zonas No Interconectadas - ZNI Diagnóstico de la Prestación del Servicio de Energía Eléctrica 2018 (p. 5). Bogotá.

[45] Talukdar, P., Kulkarni, V., & Saha, U. (2018). Field-testing of model helical-bladed hydrokinetic turbines for small-scale power generation. *Renewable Energy*, 127, 158-167. doi: 10.1016/j.renene.2018.04.052

[46] Laws, N., & Epps, B. (2016). Hydrokinetic energy conversion: Technology, research, and outlook. *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 57, 1245-1259. doi: 10.1016/j.rser.2015.12.189

[47] J. Goundar, M. Ahmed and Y. Lee, "Numerical and experimental studies on hydrofoils for marine current turbines", *Renewable Energy*, vol. 42, pp. 173-179, 2012. Available: 10.1016/j.renene.2011.07.048.

[48] E. Arrieta et al., "Experimental Investigations and CFD Simulations of the Blade Section Pitch Angle Effect on the Performance of a Horizontal-Axis Hydrokinetic Turbine", *Engineering Journal*, vol. 22, no. 5, pp. 141-154, 2018. Available: 10.4186/ej.2018.22.5.141.

[49] P. Marsh, D. Ranmuthugala, I. Penesis and G. Thomas, "Numerical investigation of the influence of blade helicity on the performance characteristics of vertical axis tidal turbines", *Renewable Energy*, vol. 81, pp. 926-935, 2015. Available: 10.1016/j.renene.2015.03.083.

[50] J. Riglin, W. Schleicher and A. Oztekin, "Numerical analysis of a shrouded micro-hydrokinetic turbine unit", *Journal of Hydraulic Research*, vol. 53, no. 4, pp. 525-531, 2015. Available: 10.1080/00221686.2015.1032375.

[51] A. Muratoglu and M. Yuce, "Design of a River Hydrokinetic Turbine Using Optimization and CFD Simulations", *Journal of Energy Engineering*, vol. 143, no. 4, p. 04017009, 2017. Available: [10.1061/\(asce\)ey.1943-7897.0000438](https://doi.org/10.1061/(asce)ey.1943-7897.0000438).

[52] T. Javaherchi, N. Stelzenmuller and A. Aliseda, "Experimental and numerical analysis of the performance and wake of a scale–model horizontal axis marine hydrokinetic turbine", *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 9, no. 4, p. 044504, 2017. Available: [10.1063/1.4999600](https://doi.org/10.1063/1.4999600).

[53] C. Daskiran, J. Riglin and A. Oztekin, "Numerical Analysis of Blockage Ratio Effect on a Portable Hydrokinetic Turbine", in *Proceedings of the ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Phoenix, Arizona, USA, 2016.

[54] I. Badea, M. Cojocaru, M. Pricop and A. Bobonea, "Design procedure and numerical analysis of a small horizontal-axis hydrokinetic turbine", *UPB Scientific Bulletin*, vol. 76, pp. 163-172, 2014. [Accessed 10 September 2019].

[55] Y. Kyojuka, "An Experimental Study on the Darrieus-Savonius Turbine for the Tidal Current Power Generation", *Journal of Fluid Science and Technology*, vol. 3, no. 3, pp. 439-449, 2008. Available: [10.1299/jfst.3.439](https://doi.org/10.1299/jfst.3.439).

[56] K. Sahim, K. Ihtisan, D. Santoso and R. Sipahutar, "Experimental Study of Darrieus-Savonius Water Turbine with Deflector: Effect of Deflector on the Performance", *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2014, pp. 1-6, 2014. Available: [10.1155/2014/203108](https://doi.org/10.1155/2014/203108).

[57] M. Mohamed, "Performance investigation of H-rotor Darrieus turbine with new airfoil shapes", *Energy*, vol. 47, no. 1, pp. 522-530, 2012. Available: 10.1016/j.energy.2012.08.044.

[58] X. Liang, S. Fu, B. Ou, C. Wu, C. Chao and K. Pi, "A computational study of the effects of the radius ratio and attachment angle on the performance of a Darrieus-Savonius combined wind turbine", *Renewable Energy*, vol. 113, pp. 329-334, 2017. Available: 10.1016/j.renene.2017.04.071.

[59] G. Saini and R. Saini, "A numerical analysis to study the effect of radius ratio and attachment angle on hybrid hydrokinetic turbine performance", *Energy for Sustainable Development*, vol. 47, pp. 94-106, 2018. Available: 10.1016/j.esd.2018.09.005.

[60] R. Soenoko, P. Hadi Setyarini and F. Gapsari, "Numerical Modeling and Investigation of Hydrokinetic Turbine with Additional Steering Blade Using CFD", *Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 13, no. 22, pp. 8589-8598, 2018. [Accessed 11 September 2019].

[61] M. Castelli and E. Benini, "Effect of Blade Inclination Angle on a Darrieus Wind Turbine", *Journal of Turbomachinery*, vol. 134, no. 3, 2011. Available: 10.1115/1.4003212.

[62] G. Marturet, "Análisis numérico para la determinación de eficiencias hidráulicas en turbinas de flujo libre. Ingeniería y Ciencias Aplicadas: Modelos Matemáticos y Computacionales", in *Memorias del XII Congreso Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería y Ciencias Aplicadas*, 2014.

[63] G. Marturet, E. Gutiérrez and S. Caraballo, "Series de fourier para la modelación de potenciales energéticos en turbinas helicoidales", Universidad Ciencia y Tecnología, vol. 19, no. 76, 2015.

[64] Niblick, A. (2012). Experimental and analytical study of helical cross-flow turbines for a tidal micropower generation system, (Master of science). University of Washington.

[65] E. Bruce, "Numerical Modelling of a Gorlov Cross Flow Tidal Turbine", in 3rd Oxford Tidal Energy Workshop (OTE), Oxford, UK, 2014.

[66] A. Mata, "Diseño de una turbina hidrocínética para la realización de pruebas en un canal de ensayos hidráulicos, por el centro de investigaciones aplicadas (CIAP) de EDELCA", Trabajo de grado de Ingeniería Mecánica, UNEXPO, Puerto Ordaz, 2009.

[67] M. Shiono, K. Suzuki and S. Kiho, "Output Characteristics of Darrieus Water Turbine With Helical Blades For Tidal Current Generations", Kitakyushu, Japan, 2002.

[68] G. Marturet and C. Torres, "Modelación numérica 2D en flujo estable en una turbina Gorlov", in IX Congreso Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Isla de Margarita, Venezuela.

[69] I. Tunio, M. Shah, T. Hussain, K. Harijan, N. Mirjat and A. Memon, "Investigation of duct augmented system effect on the overall performance of straight blade Darrieus hydrokinetic turbine", *Renewable Energy*, vol. 153, pp. 143-154, 2020. Available: [10.1016/j.renene.2020.02.012](https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.02.012).

[70] M. Al-Dabbagh and M. Yuce, "Numerical evaluation of helical hydrokinetic turbines with different solidities under different flow conditions", *International Journal of*

Environmental Science and Technology, vol. 16, no. 8, pp. 4001-4012, 2018. Available: 10.1007/s13762-018-1987-1.

[71] Kirke, B. (2011). Tests on ducted and bare helical and straight blade Darrieus hydrokinetic turbines. *Renewable Energy*, 36(11), 3013-3022. doi: 10.1016/j.renene.2011.03.036

[72] Talukdar, P., Kulkarni, V., Das, A., Dwivedy, S., Kakoty, S., Mahanta, P., & Saha, U. (2017). In-situ Experiments to Estimate the Performance Characteristics of a Double-step Helical-bladed Hydrokinetic Turbine. Presentation, Bangalore, India.

[73] Han, S., Park, J., Lee, K., Park, W., & Yi, J. (2013). Evaluation of vertical axis turbine characteristics for tidal current power plant based on in situ experiment. *Ocean Engineering*, 65, 83-89. doi: 10.1016/j.oceaneng.2013.03.005

[74] Experimental Investigation of Helical Cross-Flow Axis Hydrokinetic Turbines, Including Effects of Waves and Turbulence. (2019). ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference, 1, 1895-1906. doi: 10.1115/AJK2011-07020

[75] Durrani N., Hameed, H., Rahman H., and Chaudhry S.C., 2011, "A detailed Aerodynamic Design and analysis of a 2D vertical-axis wind turbine using sliding mesh in CFD," 49th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, January 4–7, Orlando, Florida.

[76] Talukdar, P. K., Medhi, D., Kulkarni, V., and Saha U. K., 2016, "Parametric analysis of a hydrokinetic helical turbine through numerical simulation," Asian Congress on Gas Turbines Conference, Paper No. ACGT 2016-95, November 14–16, Indian Institute of Technology Bombay, Mumbai, India.

[77] Mosbahi, M., Ayadi, A., Chouaibi, Y., Driss, Z., & Tucciarelli, T. (2020). Experimental and numerical investigation of the leading edge sweep angle effect on the performance of a delta blades hydrokinetic turbine. *Renewable Energy*, 162, 1087-1103. doi: 10.1016/j.renene.2020.08.105

[78] Jayaram, V., & Bavanish, B. (202). A brief review on the Gorlov helical turbine and its possible impact on power generation in India. *Materials Today: Proceedings*, 37, 3343-3351. doi: 10.1016/j.matpr.2020.09.203

[79] Wardhana, W., Keniraras, N., Pratama, R., & Rahmawati, S. (2021). Hydrodynamics Performance Analysis of Vertical Axis Water Turbine (VAWT) Gorlov Type Using Computational Fluid Dynamics (CFD) Approach. *IOP Conference Series: Earth And Environmental Science*, 698(1), 012022. doi: 10.1088/1755-1315/698/1/012022

[80] Talukdar P. K., Kumar S., Kulkarni V., Das A. K., and Saha U. K., 2015, "Onsite testing of a zero head verticalaxis helical water turbine for power generation," Paper No. GTINDIA 2015-1230, ASME 2015 Gas Turbine India Conference, December 2–3, Hyderabad, India.

[81] P. Bachant and M. Wosnik, "Performance measurements of cylindrical- and spherical-helical cross-flow marine hydrokinetic turbines, with estimates of exergy efficiency", *Renewable Energy*, vol. 74, pp. 318-325, 2015. Available: 10.1016/j.renene.2014.07.049.

[82] J. Tsai and F. Chen, "The Conceptual Design of a Tidal Power Plant in Taiwan", *Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 2, no. 2, pp. 506-533, 2014. Available: 10.3390/jmse2020506.

- [83] Alexander Gorlov “Helical Turbine and Fish Safety” Pages 3-11, 2010
- [84] Khan, M., Iqbal, M., & Quaiocoe, J. (2006). Design Considerations of a Straight Bladed Darrieus Rotor for River Current Turbines. 2006 IEEE International Symposium on Industrial Electronics. doi: 10.1109/isie.2006.295835
- [85] Pongduang, S., Kayankannavee, C., & Tiaple, Y. (2015). Experimental Investigation of Helical Tidal Turbine Characteristics with Different Twists. *Energy Procedia*, 79, 409-414. doi: 10.1016/j.egypro.2015.11.511
- [86] Chica, E., & Rubio, A. (2019). Computational Fluid Dynamic Simulation of Vertical Axis Hydrokinetic Turbines. In *Computational Fluid Dynamics Simulations*. Intechopen.
- [87] Torres, E., Munárriz, G., & Villazón, D. (2006). Determinación de caudal, tiempos de tránsito, velocidad y coeficiente de dispersión en el Río Bogotá, frío y Magdalena utilizando técnicas nucleares. *Avances: Investigación En Ingeniería*, 5, 21-31.
- [88] Gómez, J., & Galindo, J. (2017). Caracterización hidrológica de 10 puntos de monitoreo del Río Cauca en su cuenca baja. Universidad Católica de Colombia.
- [89] Aboth, I., Von Doenhoff, A., & Stivers Jr, L. (1945). Summary of airfoil data. Retrieved from <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19930090976.pdf>
- [90] Wang, X., Luo, X., Zhuang, B., Yu, W., & Xu, H. (2011). 6-DOF Numerical Simulation of the Vertical-Axis Water Turbine. *ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference: Volume 1, Symposia – Parts A, B, C, And D*. doi: 10.1115/ajk2011-22035

Vita

Ingeniero Mecánico, Especialista en Gerencia de Proyectos, Estudiante de Maestría en Ingeniería Mecánica y de Maestría en Ciencias Naturales y Matemáticas, actualmente desempeñando el cargo de Profesional Proyectos e Ingeniería en la Compañía Empresas Públicas de Medellín E.S.P.

Experiencia profesional en: gestión de proyectos, diseño, interventoría, seguimiento y control de sistemas electromecánicos (Turbinas, sistemas hidráulicos y de intercambio de calor, equipos hidromecánicos, tuberías, sistemas de aire comprimido y aire acondicionado y unidades de potencia hidráulica), para generación de energía, así como experiencia en análisis numérico por medio de técnicas CFD y FEM para sistemas mecánicos implicados en el proceso de generación de energía.

Algunos reconocimientos académicos como Mejor Graduado Ingeniería Mecánica Promoción 2017-1 de la Universidad de Antioquia, Universidad de Antioquia: Matrícula de honor 2016-1 Ingeniería Mecánica, Universidad de Antioquia: Monitor-Becario Cátedra: Expresión Gráfica para Ingeniería.

Apasionado por el Arte, la Literatura, la Historia, las Ciencias Exactas y la Filosofía.