

Diseño de un Rotor para Turbina Hidrocinética de Vórtice Gravitacional para Generación de Energía en la Vereda Caño Rasquiña

Johan Sebastián Pérez Arias

Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

Juan Pablo Flórez Mera

Doctor en Ingeniería Mecánica

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Físicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2025

Dedicatoria

A mi papá y mi mamá, por su constante apoyo, por enseñarme el valor del esfuerzo y por estar presentes en cada etapa de este camino académico.

A mi tía Bibiana, por sus palabras de ánimo, por ser una guía cercana y confiable en todo momento.

A mi abuelita, por su cariño, sus enseñanzas y por brindarme siempre un espacio de tranquilidad y comprensión.

Y a mi perro Tom, que con su compañía silenciosa estuvo a mi lado en tantas noches de desvelo, haciéndome sentir que no estaba solo.

Gracias a cada uno por ser parte de este logro.

Tabla de Contenido

Introducción	10
1. Objetivos	11
1.1 Objetivo general.....	11
1.2 Objetivos específicos:	12
2. Marco teórico y estado del arte	12
2.1 Estado del arte.....	12
2.2 Marco teórico	13
3. Metodología	23
3.1 Definición de requisitos de operación.....	23
3.2 Diseño preliminar y ajustes iterativos.....	23
3.3 Análisis paramétrico y generación de planos cad.....	24
3.4 Configuración óptima del rotor.....	25
3.5 Análisis económico del diseño propuesto.....	25
4. Diseño conceptual y desarrollo del prototipo	26
4.1 Parámetros hidráulicos del sitio de instalación.....	26
4.2 Selección de materiales y consideraciones estructurales	26
4.3 Modelado matemático y geométrica del rotor	29

4.4 Diseño 3d del rotor, el eje y rodamiento.....	37
4.5 Análisis paramétrico estructural	39
4.6 Análisis de vibraciones del sistema	53
5. Configuración optima del rotor.....	59
5.1 Rendimientos de las distintas configuraciones del rotor.....	59
5.2 Análisis estadístico de los resultados del rotor	60
5.3 Análisis económico.....	66
6. Ronclusiones.....	68
7. Recomendaciones	70
Referencias bibliográficas.....	71
Apéndice	76

Lista de Tablas

Tabla 1. Rangos de optimización para los parámetros geométricos del rotor.	34
Tabla 2. Parámetros óptimos de diseño	35
Tabla 3. Diseño experimental factorial 2×3	36
Tabla 4. Resultados obtenidos del análisis estático para las diferentes configuraciones evaluadas	52
Tabla 5. Amplitud y frecuencia asociada a cada forma modal por configuración.....	53
Tabla 6. Parámetros de rendimiento para diferentes configuraciones del rotor.....	60
Tabla 7. Datos de las variables de respuesta mecánicas y de rendimiento	61
Tabla 8. Estadísticas descriptivas de las variables de respuesta	61
Tabla 9. Resultados de la regresión lineal múltiple	63
Tabla 10. Cálculo del índice ponderado.....	65
Tabla 11. Costos unitarios de los materiales.....	66

Lista de Figuras

Figura 1. Ubicación geográfica vereda Caño Rasquiña.....	11
Figura 2. Ejemplo de un sistema TVG con sus principales componentes.....	15
Figura 3. Diagrama de flujo algoritmo de optimización para dimensiones del rotor	32
Figura 4. Diseño 3D del rotor	37
Figura 5. Diseño 3D del eje.	38
Figura 6. Diseño 3D del rodamiento.....	38
Figura 7. Diagrama de cuerpo libre del eje en condiciones de operación.	40
Figura 8. Resultados de análisis estático de tensión para las configuraciones analizadas.....	42
Figura 9. Resultados de análisis estático de desplazamientos para las configuraciones analizadas	45
Figura 10. Resultados de análisis estático de deformaciones unitarias para las configuraciones analizadas.....	49
Figura 11. Resultado del análisis de vibraciones para las primeras cinco formas modales	54
Figura 12. Distribución y relaciones entre las variables de respuesta	62
Figura 13. Configuración óptima por variable de respuesta.....	64

Lista de Apéndices

Apéndice A. Código estimación de la geometría del rotor	76
Apéndice B. Propiedades del Acero Inoxidable 304.....	80
Apéndice C. Propiedades del PET	81
Apéndice D. Comparación de desplazamientos entre el PET y el Acero	81
Apéndice E. Código para análisis estadístico	82

Resumen

Título: Diseño de un Rotor para Turbina Hidrocinética de Vórtice Gravitacional para Generación de Energía en la Vereda Caño Rasquiña

Autor: Johan Sebastián Pérez Arias

Palabras clave: Hidrocinética, Rotor, Vórtice, Energía, Rural.

Descripción: El diseño de un rotor para una turbina hidrocinética de vórtice gravitacional (TVG) fue desarrollado con el objetivo de generar 5 kW de potencia en la vereda Caño Rasquiña, una zona rural con acceso limitado a infraestructura eléctrica. A través de un análisis paramétrico y optimización computacional, se determinó que la configuración óptima del rotor corresponde a cinco aspas con un ángulo de ataque de 23° , un diámetro de 0.53 m y material de acero inoxidable 304. Los resultados demostraron que esta configuración maximiza la eficiencia energética, logrando un coeficiente de potencia del 86% y un equilibrio óptimo entre torque, tensión estructural, deformación y desplazamiento. Además, el análisis estadístico permitió identificar la influencia del número de aspas y el ángulo de ataque en el comportamiento mecánico del rotor, destacando su impacto en la estabilidad y durabilidad del sistema.

Los estudios estructurales en SolidWorks validaron la viabilidad del diseño, con factor de seguridad mínimo de 0.5 en las uniones del eje y una frecuencia de operación que evita riesgos de resonancia. La evaluación económica evidenció un ahorro energético estimado de 6'387.500 COP anuales, con un costo del rotor inferior al 0.1% del ahorro proyectado, consolidando su viabilidad financiera. Estos resultados posicionan la turbina como una alternativa eficiente y replicable para la generación de energía renovable en comunidades rurales, aprovechando los recursos hídricos del río Magdalena con mínimo impacto ambiental y promoviendo el acceso equitativo a la energía.

Abstract

Title: Design of a Rotor for a Gravitational Vortex Hydrokinetic Turbine for Energy Generation in the Caño Rasquiña Hamlet

Authors: Johan Sebastián Pérez Arias

Keywords: Hydrokinetics, Rotor, Vortex, Energy, Rural

Abstract: The design of a rotor for a gravitational vortex hydrokinetic turbine (TVG) was developed to generate 5 kW of power in the rural area of Caño Rasquiña, which has limited access to electrical infrastructure. Through parametric analysis and computational optimization, the optimal rotor configuration was determined to consist of five blades with a 23° angle of attack, a diameter of 0.53 m, and stainless steel 304 as the material. The results demonstrated that this configuration maximizes energy efficiency, achieving a power coefficient of 86% and an optimal balance between torque, structural stress, deformation, and displacement. Additionally, statistical analysis identified the influence of the number of blades and the angle of attack on the rotor's mechanical behavior, highlighting their impact on system stability and durability.

Structural studies in SolidWorks validated the feasibility of the design, with a minimum safety factor of 0.5 at the shaft joints and an operating frequency that prevents resonance risks. The economic evaluation estimated an annual energy savings of 6,387,500 COP, with the rotor's cost representing less than 0.1% of the projected savings, reinforcing its financial viability. These results position the turbine as an efficient and replicable alternative for renewable energy generation in rural communities, utilizing the water resources of the Magdalena River with minimal environmental impact while promoting equitable energy access.

Introducción

La generación de energía en zonas rurales ha sido un desafío persistente en múltiples regiones del mundo, especialmente en aquellas con dificultades de acceso a la infraestructura eléctrica convencional. En Colombia, aproximadamente el 5% de la población rural carece de acceso a la electricidad, lo que afecta el desarrollo socioeconómico y la calidad de vida de sus habitantes (UPME, 2022). En respuesta a esta problemática, las tecnologías de generación descentralizada de energía han cobrado relevancia como una alternativa viable para comunidades apartadas.

En este contexto, la energía hidrocínética responde a estas características siendo eficiente y sostenible para el aprovechamiento de los recursos hídricos en zonas donde las condiciones del terreno dificultan la expansión de la red eléctrica convencional. Dentro de estas tecnologías, las turbinas hidrocínéticas de vórtice gravitacional (TVG) se destacan gracias a su capacidad de operar en cursos de agua con bajo caudal y sin necesidad de grandes infraestructuras, minimizando el impacto ambiental y los costos de implementación (Reyes et al., 2023).

El presente trabajo se centra en el diseño del rotor de una turbina hidrocínética de vórtice gravitacional para la generación de 5 kW de potencia en la vereda Caño Rasquiña, ubicada entre los municipios de Yondó, Antioquia y Barrancabermeja, Santander (Figura 1). Esta comunidad no cuenta con suministro eléctrico continuo debido a la inestabilidad de la infraestructura, la caída de tensión en la red de distribución, y fenómenos naturales en épocas de lluvia lo genera pérdidas económicas para sus habitantes y una menor calidad de vida (Alcaldía de Barrancabermeja, 2022). Por esta razón, la alternativa de poder aprovechar el caudal disponible del río Magdalena y sus afluentes mediante una TVG representa una oportunidad para mejorar la autonomía energética de la región.

Figura 1.

Ubicación geográfica vereda Caño Rasquiña



Nota: La imagen presenta la ubicación de la vereda (resaltada en un cuadro rojo), el recorrido del río Magdalena y su afluente más cercano, el río Opón. Adaptado de IDEAM (2025)

Para el diseño del rotor, se analizarán parámetros hidrodinámicos como la velocidad del flujo y el torque generado, empleando modelos matemáticos y herramientas de simulación en software de diseño asistido por computadora (CAD). Asimismo, se realizarán análisis paramétricos para optimizar la geometría del rotor y evaluar su desempeño bajo las condiciones específicas del sitio de implementación. De esta manera, este estudio contribuirá al desarrollo de soluciones energéticas sostenibles adaptadas a las necesidades de comunidades rurales en Colombia.

1. Objetivos

1.1 Objetivo general

Diseñar el rotor de una turbina hidrocínética de vórtice gravitacional (TVG) para generación de energía eléctrica en la vereda Caño Rasquiña.

1.2 Objetivos específicos:

- Definir los requisitos de operación de una turbina hidrocínética para la generación de 5kW con las condiciones del río Magdalena en inmediaciones de la vereda Caño Rasquiña.
- Dimensionar el rotor de la turbina hidrocínética para la generación de 5kW basado en modelos matemáticos hidrodinámicos y de resistencia de materiales disponible en la literatura.
- Realizar análisis paramétrico de la geometría propuesta, elaborar los planos CAD.
- Realizar el reporte de funcionamiento del rotor diseñado, teniendo en cuenta el análisis paramétrico propuesto

2. Marco teórico y estado del arte

2.1 Estado del Arte

El rotor, componente central en los sistemas de turbinas de vórtice gravitacional (TVG), representa un elemento crítico para la conversión eficiente de la energía hidráulica. Su diseño debe permitir el aprovechamiento óptimo de la energía cinética del fluido, transmitiendo el movimiento al eje para su posterior transformación en energía eléctrica. Investigaciones previas han demostrado que la geometría del rotor constituye un parámetro fundamental, debiendo ser diseñada de manera que se extraiga la energía del vórtice sin interrumpir su formación natural.

Estudios como los realizados por R. Dhakal et al. (2017) en donde exploraron diferentes perfiles de aspas, para optimizar el rendimiento de los rotores en sistemas TVG destacan la importancia de la geometría en el desempeño hidrodinámico. Al comparar diseños con perfiles rectos, curvos y retorcidos determinaron que los rotores con aspas curvas pueden alcanzar eficiencias superiores al 80%, significativamente mejores que los diseños tradicionales.

Específicamente, un diseño con un ángulo de 19° entre la pala y el eje central mostró ser la mejor configuración, obteniendo eficiencias validadas experimentalmente cercanas al 71%

De igual manera, Nishi & Inagaki (2017) profundizaron en la comprensión de la dinámica del vórtice, demostrando que la velocidad de rotación del rotor influye significativamente en el área de flujo, observando que, al incrementar la velocidad en la entrada del rotor, el área de flujo principal se expande, mientras que, el área de flujo de recirculación disminuye. Este resultado permite comprender de mejor manera los mecanismos de transferencia de energía en sistemas de vórtice gravitacional.

De manera general, la literatura sugiere que la eficiencia promedio para un sistema de turbina de vórtice gravitacional se sitúa alrededor del 49.5%, aunque investigaciones recientes demuestran el potencial de optimización mediante estrategias como el diseño de geometrías avanzadas, la incorporación de elementos como placas deflectoras o incluso la adición de rotores secundarios. Wichian & Suntivarakorn (2016), por ejemplo, lograron incrementar el par de torsión en un 10.25% mediante la implementación de placas deflectoras en los propulsores, evidenciando que la innovación en el diseño puede mejorar significativamente el rendimiento de estos sistemas.

2.2 Marco Teórico

2.2.1 Turbinas hidrocinéticas y generación de energía

Las turbinas hidrocinéticas constituyen una alternativa eficiente para la generación de energía renovable, aprovechando la energía cinética del flujo de agua sin necesidad de grandes infraestructuras como presas. Estos sistemas convierten la energía del agua en energía mecánica a través de un rotor, que posteriormente es acoplado a un generador eléctrico. A diferencia de las turbinas hidráulicas convencionales, que requieren una diferencia de altura significativa para su operación, las turbinas hidrocinéticas pueden instalarse en ríos, canales o corrientes marinas con

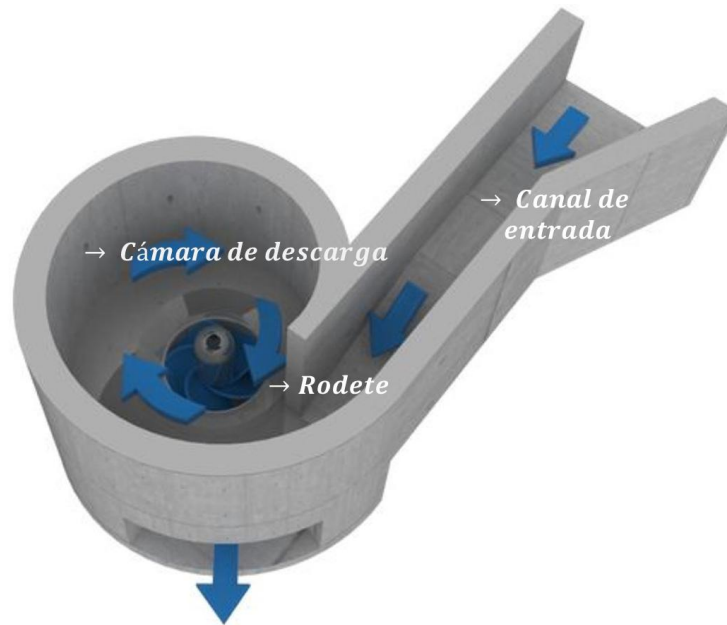
velocidades moderadas, lo que las hace especialmente atractivas para aplicaciones descentralizadas en comunidades rurales con acceso limitado a la red eléctrica (Gunawan et al., 2017).

Las turbinas hidráulicas, en términos generales, pueden clasificarse en dos grandes categorías en función del mecanismo de conversión de energía:

- **Turbinas de acción o impulso:** en estas turbinas, el flujo de agua es canalizado a alta presión a través de una boquilla y dirigido hacia los álabes del rotor, los cuales se ubican en su perímetro. La energía es transferida a través del cambio de momento lineal del fluido, sin que exista una variación de presión significativa dentro del rotor. Este tipo de turbinas es comúnmente empleado en escenarios con caídas de agua superiores a 100 metros y caudales relativamente bajos (Okot, 2013).
- **Turbinas de reacción:** a diferencia de las de impulso, las turbinas de reacción operan mediante la restricción y redirección del flujo a través de sus álabes, generando energía tanto por el cambio de momento como por la variación de presión hidrostática en el fluido. Suelen emplearse en sistemas con alturas de caída entre 30 y 600 metros, siendo altamente eficientes en instalaciones de mediana y gran escala (Okot, 2013).

El sistema de Turbina de Vórtice Gravitacional (TVG) está conformado por tres componentes fundamentales, cada uno con una función específica en el proceso de conversión de energía. En primer lugar, el canal de entrada dirige el flujo de agua hacia la zona de operación, asegurando una captación eficiente del recurso hidráulico. A continuación, la cámara de descarga induce la formación del vórtice, configurando un patrón de circulación que maximiza la transferencia de energía. Finalmente, el rotor interactúa directamente con el vórtice generado, extrayendo su energía y transmitiéndola al generador para su conversión en electricidad.

Figura 2.
Ejemplo de un sistema TVG con sus principales componentes



Nota: Adaptado de amusement logic (2024)

Dentro de este espectro tecnológico, las turbinas de vórtice gravitacional (TVG) han sido estudiadas bajo el principio de las turbinas de impulso, modelando el vórtice de superficie libre como un chorro de agua que impacta el rotor y transfiere momento angular. Investigaciones previas han explorado la optimización del diseño de los álabes para maximizar la captura de energía del flujo, demostrando que la mejor manera de aumentar la eficiencia es mediante ajustes en los ángulos de ataque y la geometría del rotor (S. Dhakal et al., 2014; Kueh et al., 2017).

2.2.2 Principio de funcionamiento de la TVG

Las Turbinas de Vórtice Gravitacional (TVG) representan una innovación dentro de las turbinas hidrocínéticas al aprovechar tanto la energía cinética como la energía potencial gravitacional del agua. Su funcionamiento se basa en la conducción del flujo a través de una geometría circular que induce un vórtice controlado, permitiendo una conversión más eficiente de la energía disponible (Ramos, 2021). A diferencia de las turbinas convencionales, que dependen

del flujo lineal del agua, las TVG optimizan la interacción fluido-estructura mediante un rotor que extrae energía del vórtice generado en la cámara de descarga (Senior et al., 2010). Esta configuración mejora el desempeño energético y la estabilidad operativa del sistema.

El funcionamiento hidrodinámico de una TVG involucra varias etapas claramente definidas. Según las investigaciones de R. Dhakal et al. (2017), el proceso puede describirse secuencialmente:

- **Captación y aceleración:** El agua es dirigida tangencialmente hacia una cámara circular mediante un canal de entrada diseñado para maximizar la componente tangencial de la velocidad.
- **Formación del vórtice:** La geometría circular y la entrada tangencial provocan la formación de un vórtice estable con un núcleo de aire central. Este vórtice presenta una distribución de presiones característica, con un gradiente radial significativo que se expresa como: $\frac{dp}{dr} = \rho \frac{v_t^2}{r}$ Donde dp/dr representa el gradiente de presión radial, ρ la densidad del fluido y v_t la velocidad tangencial (Mulligan & Hull, 2010).
- **Interacción con el rotor:** El rotor de la turbina, generalmente de eje vertical, se posiciona concéntricamente con el vórtice. Las palas del rotor están diseñadas para interceptar eficientemente el flujo rotacional, convirtiendo tanto la energía cinética del movimiento circular como la energía potencial de la caída del agua en energía mecánica rotacional.
- **Descarga controlada:** El agua es evacuada por un orificio inferior, manteniendo la estabilidad del vórtice y optimizando la extracción energética.

La potencia extraída por una TVG depende del caudal y la altura efectiva del fluido, los cuales determinan la cantidad de energía potencial disponible. La relación entre estos parámetros se expresa mediante la ecuación 1:

$$P = \rho g Q h \quad (1)$$

Donde ρ es la densidad del agua, g la aceleración gravitacional, Q el caudal volumétrico y h la altura efectiva (Cengel & Cimbala, 2013). Este principio permite estimar la potencia teórica de salida del sistema, facilitando el diseño y optimización de la turbina para condiciones específicas de operación (Paish, 2002).

A medida que el agua impacta el rotor, se genera una conversión de energía potencial en energía cinética, impulsando la rotación de las palas. La fuerza generada en las palas se modela mediante la ecuación 2:

$$F = Wv(1 - m \cos(\theta)) \quad (2)$$

Donde W representa el peso del agua incidente, v la velocidad relativa del fluido, m un coeficiente de pérdida y θ el ángulo de desviación del flujo de agua al impactar con las aspas del rotor. Esta interacción genera un torque $T = Wvr(1 - m \cos\theta)$, cuyo producto con la velocidad angular ω permite calcular la potencia mecánica entregada al generador (Cengel & Cimbala, 2013; Johnson, 2016).

Para optimizar el desempeño de la TVG, es fundamental controlar la velocidad y dirección del flujo dentro del rotor. La altura del pasaje en la entrada del rotor se expresa como:

$$B = A_1 \pi C_1 D_1 \sin(\theta) \quad (3)$$

Donde A_1 es el área de la sección transversal, C_1 un coeficiente empírico, D_1 el diámetro de entrada y θ el ángulo de ataque de las aspas. Esta parametrización permite maximizar la extracción energética y minimizar las pérdidas asociadas a turbulencias no deseadas (Dick, 2015).

Investigaciones recientes, como las realizadas por Betancour Osorio (2022), han demostrado que las TVG pueden alcanzar eficiencias de conversión superiores al 65% en condiciones hidrodinámicas óptimas, superando significativamente a las turbinas hidrocinéticas convencionales. La combinación de su diseño compacto, alta eficiencia y adaptabilidad a caudales bajos las posiciona como una alternativa viable para la generación de energía renovable en comunidades aisladas.

2.2.3 Clasificación de las TVG según su configuración hidrodinámica

En la literatura científica, las turbinas de vórtice gravitacional (TVG) han sido categorizadas de diversas maneras según su configuración y principio hidrodinámico específico. Franz Zotlöterer, pionero en el desarrollo moderno de estas turbinas, desarrolló una turbina de vórtice gravitacional que aprovecha la formación natural del vórtice sin elementos restrictivos adicionales. Esta turbina se caracteriza por permitir el paso libre del agua, facilitando la formación de un vórtice estable y eficiente (Zotlöterer, 2004).

Por otro lado, Zamzami et al. (2025) propusieron una clasificación basada en la dirección predominante del flujo energético en las TVG:

- **TVG axiales:** El flujo principal y la extracción de energía ocurren paralelamente al eje de rotación.
- **TVG radiales:** La energía se extrae principalmente de la componente radial del flujo dentro del vórtice.
- **TVG mixtas:** Combinan ambos principios para maximizar la extracción energética.

Además, las TVG pueden clasificarse según su mecanismo de formación del vórtice:

- **TVG atmosféricas:** Utilizan la presión atmosférica como factor complementario para la formación y estabilización del vórtice. En estas configuraciones, el aire central del

vórtice se conecta con la atmósfera, generando una diferencia de presión que contribuye a la estabilidad del sistema hidrodinámico (Khan et al., 2018).

- **TVG de sumidero:** Operan completamente sumergidas, sin interacción con la atmósfera. El vórtice se forma exclusivamente por la geometría de la estructura y el flujo del agua, manteniendo características similares a los remolinos que se observan en desagües (Wanchat & Suntivarakorn, 2012).
- **TVG de paquetes (confinadas):** Disponen de estructuras de confinamiento que canalizan y controlan estrictamente la formación del vórtice. Estas configuraciones permiten optimizar la extracción energética en condiciones específicas de caudal y altura (Sharif et al., 2023).

2.2.4 Condiciones hidráulicas del río Magdalena

El río Magdalena, considerado la principal arteria fluvial de Colombia, posee una longitud de 1.528 km y un caudal medio de 7.095 m³/s, su ancho varía entre 500 y 750 metros, mientras que su profundidad promedio alcanza los 9 metros. La pendiente de su lámina de agua se encuentra en un rango de $1,2 \times 10^{-5}$ a $6,3 \times 10^{-5}$, y las velocidades del flujo oscilan entre 0,26 y 2,16 m/s, dependiendo de la ubicación y las condiciones estacionales (Bejarano et al., 2015). Estas características influyen directamente en el diseño e implementación de sistemas de generación energética basados en turbinas hidrocinéticas.

El diseño y la implementación de turbinas hidrocinéticas en el río Magdalena deben tener en cuenta factores como la variabilidad del caudal en diferentes momentos de año y la carga de sedimentos en suspensión. Estos aspectos afectan tanto la eficiencia del sistema como los requerimientos de mantenimiento debido a incrustaciones de sedimentos, tensiones excesivas en el material o la posibilidad de no obtener a la potencia requerida (Restrepo & Syvitski, 2006).

El presente estudio no pretende realizar un análisis de ubicación óptima, no obstante, se debe considerar el contexto de la fuente de energía, especialmente para la vereda Caño Rasquiña contemplando las condiciones hidráulicas y meteorológicas locales.

2.2.5 Resistencia de materiales aplicada al rotor

La resistencia de materiales es fundamental a la hora de diseñar rotores para turbinas hidrocinéticas, ya que los diferentes componentes que las constituyen (rotores, alojamiento, ejes) se verán sometidos a diferentes cargas en el desarrollo de su operativa. Dichas cargas comprenden las fuerzas ejercidas por los fluidos (hidrodinámicas), las torsionales, debido a la rotación, así como las cargas por impactos del material sólido en el cauce (rocas, estructuras) que irrumpen violentamente en la zona de trabajo del rotor. El análisis estructural permite, a través del trabajo ingenieril pertinente, determinar las tensiones y deformaciones que el rotor soportará cuando sea sometido a un esfuerzo de esta naturaleza, garantizando que los materiales seleccionados aguanten esa fuerza sin fallar o irremediablemente fracturarse (Cardona Mancilla, 2018).

La implementación de metodologías avanzadas para la evaluación de esfuerzos multiaxiales es necesario en el diseño de turbinas hidrocinéticas, un aspecto que puede ser estudiado de manera asequible mediante avances tecnológicos como la simulación en el diseño asistido por computadora (CAD). Según estudios, el análisis tensional en estos componentes requiere una caracterización de esfuerzos combinados, lo que permite optimizar la distribución de cargas y minimizar la aparición de concentraciones de tensión críticas (Abarca Isuiza, 2023). Por otra parte, estudios también concluyen que los ciclos de carga variable pueden llegar a inducir cambios microestructurales importantes en materiales sujetos a esfuerzos hidrodinámicos cíclicos, destacando la importancia de la resistencia a la fatiga a la hora de seleccionar materiales y de realizar el diseño (Suero & Oller, 1998).

De igual manera, la mecánica de fractura elástica lineal proporciona herramientas fundamentales para predecir la integridad estructural de los rotores. Estudios han demostrado que parámetros como el factor de intensidad de esfuerzos permiten caracterizar con precisión la propagación de discontinuidades estructurales en componentes mecánicos sometidos a cargas dinámicas (Suero & Oller, 1998). Asimismo, se ha profundizado en los mecanismos de falla de materiales en condiciones hidrodinámicas, manifestados en procesos de deformación y ruptura bajo sollicitaciones multiaxiales (Abarca Isuiza, 2023).

2.2.6 Selección de materiales para el rotor

La selección de materiales para este tipo de sistemas debe contemplar propiedades mecánicas como resistencia a la tracción, fatiga y corrosión, así como la densidad y viabilidad del ensamblaje a escala. Un diseño eficiente debe equilibrar las características físico-mecánicas del material, su comportamiento metalúrgico y su factibilidad económica para garantizar un desempeño óptimo y una vida útil prolongada.

Laboratorios especializados como el *National Renewable Energy Laboratory* (NREL) han identificado aleaciones de aluminio, como la 6061-T6 (Sanders, 2001), y compuestos poliméricos reforzados con fibra de carbono como materiales preferentes para estas aplicaciones (Vigo, 2025). De igual manera, se ha evaluado la incorporación de materiales más sofisticados, como aleaciones de titanio, superaleaciones a base de níquel y materiales compuestos nanoestructurados. Estos materiales destacan por su alta relación resistencia-peso y su resistencia a la corrosión, aspectos esenciales en entornos hidrocineéticos.

La correcta selección del material es un paso importante en el diseño al mejorar la resistencia estructural y la eficiencia del rotor, manteniendo una relación óptima en los costos, sostenibilidad y competitividad de los sistemas de generación hidrocineética.

2.2.7 Análisis de vibraciones en ejes rotativos

El análisis de vibraciones en ejes rotatorios se utiliza para evaluar el funcionamiento seguro y eficiente de las máquinas rotativas. El monitorear de vibraciones, logra identificar patrones anómalos como desequilibrios, desalineaciones y otros defectos que pueden provocar fallas mecánicas graves. Esto posibilita tomar medidas correctivas antes de que se produzcan daños significativos (Vishwakarma et al., 2017).

La técnica del análisis de vibraciones permite medir y analizar las oscilaciones del eje en funcionamiento. En términos prácticos, se utilizan sensores para la adquisición de datos de vibración que serán analizados para identificar frecuencias naturales, modos de vibración y resonancias. A partir de ello podemos conocer el comportamiento dinámico del sistema y las irregularidades que nos indiquen que hay algún problema oculto (Dsilva Winfred Rufuss et al., 2016).

2.2.8 Optimización por Evolución Diferencial

La evolución diferencial (ED), es un algoritmo de optimización estocástica basado en poblaciones, la cual fue propuesta por Storn y Price en el año 1995. Entre las características que la hacen destacar es su robustez y su buen funcionamiento en la resolución de problemas de optimización global en los espacios de tipo continuo. La ED trabaja de manera similar a los principios evolutivos, donde hay una población de soluciones candidatas que evolucionan mediante operadores de mutación, cruce y selección. Esto permite una exploración efectiva del espacio de búsqueda, preservando la diversidad entre las soluciones, ya que pueden existir muchas soluciones en un mismo valor objetivo (Storn & Price, 1995).

El origen de la evolución diferencial está constituido por su mecanismo de mutación diferencial de vectores candidatos y se puede definir como el proceso de crear una nueva población

de vectores candidatos sumando la diferencia ponderada entre dos vectores de la nueva población a un tercer vector de la misma población. Este mecanismo evolutivo permite que el algoritmo adapte automáticamente el tamaño y la dirección de los pasos de búsqueda a la forma del espacio de soluciones, lo que lo posiciona como un excelente mecanismo evolutivo para escapar de los óptimos locales y, además, para convergir a soluciones globales de forma eficiente, incluso en problemas complejos con múltiples restricciones y con múltiples variables (Feoktistov, 2006).

3. Metodología

El presente estudio se divide en cinco fases principales: primero se realizó la definición de requisitos de operación, seguido de un diseño preliminar, posteriormente se realizaron análisis paramétricos junto con la creación de planos CAD, se evaluó el funcionamiento del rotor y finalmente se revisó la viabilidad económica del diseño propuesto. A continuación, se detalla cada una de estas fases:

3.1 Definición de requisitos de operación

La determinación de los requisitos de operación se realizó mediante la caracterización hidráulica del río Magdalena en la vereda Caño Rasquiña. Se implementó un protocolo de muestreo simulado para cuantificar variables hidrodinámicas fundamentales, utilizando registros en bases de datos abiertas (OpenSource) como el IDEAM para obtener la caudal y características sedimentológicas durante un período representativo. Así como identificación del afluente más cercano a la vereda como punto de ubicación de la turbina.

3.2 Diseño preliminar y ajustes iterativos

Para el diseño preliminar del rotor se desarrolló mediante un enfoque de modelado matemático y geométrico. En primer lugar, se realizó la selección de materiales a partir de

investigación de los materiales más comunes empleados en rotores para turbinar de vórtice gravitacional (TVG) así como una evaluación preliminar de resistencia.

El proceso de optimización geométrica se estructuró como un método iterativo de análisis paramétrico, utilizando herramientas de programación como Python con el fin de obtener la potencia requerida (5kW), donde variables como ángulo de ataque, geometría de álabes y configuración del rotor fueron sometidas a evaluación sistemática.

La optimización se realizó mediante evolución diferencial, este método trabaja con una población de soluciones candidatas que se actualizan iterativamente mediante operadores de mutación, recombinación y selección, buscando mejorar progresivamente los parámetros de diseño. Cada iteración evaluó criterios de rendimiento hidrodinámico, resistencia estructural y eficiencia de conversión energética, mediante un algoritmo de optimización que converge en una solución para obtener la potencia requerida maximizando la captura de energía.

No obstante, para fortalecer el estudio, se diseñó un experimento factorial 2×3 , en el que se evaluó un nivel adicional del número de aspas y dos ángulos de ataque distintos, uno superior y otro inferior al valor óptimo determinado por el algoritmo de optimización. Esto generó seis combinaciones de diseño, permitiendo analizar la influencia del número de aspas y el ángulo de ataque en variables estructurales y dinámicas que afectan el rendimiento del rotor (torque, tensión, deformación, desplazamiento y resonancia).

3.3 Análisis Paramétrico y Generación de Planos CAD

El análisis paramétrico incluyó estudios estructurales y dinámicos empleando el software SolidWorks Simulation para los seis modelos identificados en el diseño factorial. El análisis estructural se basó en la resistencia de los materiales seleccionados y las cargas existentes, caracterizando las tensiones y deformaciones del rotor en condiciones hidrodinámicas simuladas.

El análisis dinámico se centró en las propiedades de vibración del eje giratorio y determinó los modos de vibración, las frecuencias naturales y las resonancias potenciales. Se crearon dibujos CAD con SolidWorks 3D Experience, documentando las tolerancias dimensionales y las especificaciones técnicas con precisión milimétrica. Los resultados del análisis paramétrico se convirtieron en representaciones gráficas para la fabricación y la validación experimental.

3.4 Configuración óptima del rotor

En esta fase, se realizó un análisis estadístico para evaluar la influencia del número de aspas y el ángulo de ataque sobre las variables de respuesta: torque, tensión de von Mises, deformación, desplazamiento y la primera frecuencia natural.

Para ello, se calcularon estadísticas descriptivas de cada variable, incluyendo media, desviación estándar, valores mínimos y máximos, y cuartiles. Posteriormente, se ajustaron modelos de regresión lineal múltiple para cada variable dependiente, considerando como factores el número de aspas y el ángulo de ataque. A partir de estos modelos, se identificaron las combinaciones óptimas de factores que maximizan o minimizan cada variable de respuesta según los criterios de diseño.

El análisis permitió determinar la configuración más adecuada del rotor para la picogeneración, considerando el compromiso entre desempeño mecánico y estructural en las condiciones de operación simuladas.

3.5 Análisis económico del diseño propuesto

El análisis económico del rotor se realizó mediante una estimación simplificada de costos y beneficios, enfocada en el diseño óptimo identificado. Se cuantificaron los costos de materiales,

fabricación y mantenimiento, considerando referencias de estudios previos sobre turbinas hidrocinéticas.

La evaluación incluyó el cálculo del costo total del rotor, estimaciones de costos de mantenimiento anuales y una aproximación del impacto económico en la generación de energía. Se determinó el período de recuperación con base en el ahorro proyectado por la energía generada, comparando la inversión inicial del rotor con los beneficios obtenidos. De esta manera se obtiene una visión preliminar de la rentabilidad del diseño, permitiendo evaluar su factibilidad dentro del contexto de implementación en la comunidad de Caño Rasquiña.

4. Diseño conceptual y desarrollo del prototipo

4.1 Parámetros hidráulicos del sitio de instalación

El comportamiento hidrológico del río Magdalena se caracteriza por variaciones apreciables en sus registros de caudal y transporte de sedimentos. El caudal fluctúa entre 3100 m³/s y 4200 m³/s. En cuanto al transporte de sedimentos, se registran valores entre 1 y 15 kilotoneladas por día (kTn/d). Se distingue por su imponencia, con una longitud de 1528 km y profundidades que oscilan entre 500 y 750 m (IDEAM, 2025).

El río Magdalena cuenta con múltiples desembocaduras que originan afluentes, entre ellos el río Opón, que atraviesa la vereda Caño Rasquiña. En esta zona se prevé la instalación de la turbina diseñada. A diferencia del Magdalena, el río Opón es más estrecho y menos profundo, con un caudal ecológico promedio de 30 m³/s, lo que facilitará el montaje y operación del sistema hidrocinético (Resolución 0411 de 2021).

4.2 Selección de materiales y consideraciones estructurales

En el diseño del rotor para la turbina hidrocinética, la selección de materiales es un factor clave que impacta la eficiencia, durabilidad y rendimiento estructural del sistema. Dado que la

turbina operará en un entorno acuático con posibles condiciones adversas, se han evaluado diversas opciones de materiales con base en su resistencia mecánica, resistencia a la corrosión y peso. Los materiales considerados incluyen acero inoxidable y plástico (PET), los cuales se analizaron en función de sus propiedades mecánicas y comportamiento en simulaciones estructurales.

4.2.1 Material para la estructura del Eje y Rodamiento

Para la estructura de soporte del rotor, el eje, y la pieza de rodamiento se ha seleccionado el Acero inoxidable 304 caracterizado por su alta resistencia mecánica y a la corrosión, es un material no es magnético y es menos conductor eléctrico y térmico que otros tipos de acero, ideal para disminuir pérdidas de energía por efecto joule antes del generador. Este material presenta un límite elástico de 206,807 N/mm², un límite de tracción de 517,017 N/mm² y un módulo elástico de $1,90 \times 10^5$ N/mm². También se caracteriza por tener una relación costo-beneficio adecuada y características que garantizan una alta rigidez estructural, contribuyendo a la estabilidad del rotor durante la operación lo que lo hace idóneo para esta aplicación.

4.2.2 Material para la estructura del rotor

El rotor se compone por un soporte cilíndrico y aspas soportadas concéntricamente en él, elementos que deben ser ligeros, resistentes y capaces de soportar las cargas hidrodinámicas sin comprometer la eficiencia del sistema. Inicialmente, se consideró el tereftalato de polietileno (PET) para esta aplicación debido a su ligereza, resistencia a la corrosión y bajo costo. Este termoplástico ofrece una buena relación peso-resistencia, lo que potencialmente permitiría reducir la inercia del rotor y mejorar su rendimiento dinámico.

Sin embargo, tras realizar análisis de elementos finitos en SolidWorks, se encontró que el PET presenta limitaciones considerables para esta aplicación específica. Las simulaciones estructurales identificaron desplazamientos excesivos en el rango de 22-50 mm bajo cargas

hidrodinámicas típicas (Apéndice D), lo cual excede los valores aceptables para mantener la integridad estructural y la eficiencia hidrodinámica del sistema. Estas deformaciones se atribuyen principalmente al bajo módulo de elasticidad y límite elástico del PET (aproximadamente 2-2.7 GPa y 55-60 MPa respectivamente) (Ashby & Johnson, 2013).

Por consiguiente, se optó por emplear acero inoxidable 304 también para la estructura del rotor, a pesar de su mayor densidad (7.9 g/cm³ frente a 1.38 g/cm³ del PET). Esta decisión se apoya en el hecho de poseer propiedades mecánicas superiores, ofreciendo un módulo elástico 70 veces mayor que el PET (190 GPa frente a 2.7 GPa) y un límite elástico aproximadamente 4 veces superior (207 MPa frente a 55 MPa) (Handbook, 1990). Los análisis de tensión de von Mises realizados demostraron que, con esta configuración, las tensiones máximas se mantienen predominantemente por debajo del límite elástico del material, excepto en concentradores de tensión muy localizados en las uniones entre componentes.

4.2.3 Consideraciones estructurales

La selección de materiales no solo responde a criterios de resistencia mecánica y corrosión, sino también a factores como la facilidad de manufactura y los costos de producción. El uso de acero inoxidable en la estructura garantiza la estabilidad del rotor y una mayor vida útil en ambientes húmedos o salinos.

Para calcular la cantidad de material necesario, se deben considerar las dimensiones del rotor y sus componentes se pueden calcular los volúmenes aproximados de cada material:

$$\text{Volumen total de las aspas:} \quad V_{aspas} = N \times (\text{alto} \times \text{ancho} \times \text{espesor}) \quad (4)$$

$$\text{Volumen del eje:} \quad V_{eje} = \pi \times \frac{D_{cil}}{2} \times L_{cil} \quad (5)$$

$$\text{Volumen del rodamiento:} \quad V_{rod} = \left(\pi \times \frac{D_{rod} - d_{rod}}{2} \right) \times L_{rod} \quad (6)$$

$$\text{Volumen total aproximado} \quad V_{total} = V_{aspas} + V_{eje} \quad (7)$$

$$\text{Masa:} \quad Masa = V_{total} \times \rho_{material} \quad (8)$$

El volumen del eje se calculó asumiendo un cilindro sólido con un diámetro de 0.04 m y una longitud total de 0.8 m. Para la altura y ancho del aspa, se usó la solución viable arrojada por el programa de optimización, obteniendo un valor de 0.2 m y 0.24 m respectivamente, además de un espesor de 10 mm. La densidad del material se obtiene del módulo de materiales de SolidWorks con un valor de 7300 kg/m³ para el acero inoxidable 304.

Para el rodamiento, se utilizó una pieza de forma anular con un diámetro interior de 40 mm, un diámetro exterior de 50 mm y una longitud (o espesor) de 20 mm. Este corresponde a un rodamiento liso tipo buje, el cual permite la rotación del eje mediante contacto deslizante. Este tipo de rodamiento es adecuado para aplicaciones de baja velocidad y bajo mantenimiento, como es común en turbinas de vórtice gravitacional de baja potencia.

4.3 Modelado matemático y geométrica del rotor

El diseño preliminar del rotor se basó en una revisión detallada de la literatura especializada en turbinas de vórtice gravitacional (TVG), identificando los parámetros geométricos más influyentes sobre la eficiencia del sistema: diámetro del rotor, número de aspas, ángulo de ataque, espesor y altura del aspa. El rotor, elemento central del sistema de generación, se concibió como una estructura compleja compuesta por múltiples elementos interrelacionados que buscan optimizar la conversión de energía cinética del flujo hidráulico en energía mecánica y posteriormente eléctrica.

La ecuación de partida para estimar la potencia hidrocínética disponible en el flujo fue (Kumar & Saini, 2016):

$$P = \frac{1}{2} * \rho * A * v^3 \quad (9)$$

Donde P representa la potencia, ρ la densidad del agua, A el área efectiva total del rotor expuesta al flujo y v la velocidad del flujo. La densidad del agua se tomó a una temperatura de 20 °C (1000 kg/m³), la velocidad del vórtice promedio de 4.5 m/s, teniendo en cuenta las características hidrodinámicas específicas del entorno.

Esta ecuación proviene del análisis clásico de potencia en un flujo uniforme y se aplica comúnmente en estudios de turbinas fluviales y dispositivos hidrocinéticos, incluidos los sistemas basados en vórtices gravitacionales, siempre que se adapte correctamente a la geometría y al régimen de flujo.

En este contexto, el área efectiva A no se interpreta como un área frontal circular (como en una turbina eólica o hidrocinética de eje horizontal), sino como la suma del área proyectada de cada aspa expuesta al flujo, ajustada por el ángulo de inclinación del aspa respecto a la dirección del flujo. La proyección efectiva del área de cada aspa se calcula mediante:

$$A_{efectiva_{aspa}} = A_{proyectada_{aspa}} \times \cos(\theta) \quad (10)$$

$$A = A_{efectiva_{aspa}} * N \quad (11)$$

Donde θ es el ángulo de inclinación del aspa respecto al flujo. El uso del coseno de θ proviene de la proyección de superficies inclinadas respecto a una dirección incidente (en este caso, el flujo del agua). Esta aproximación es válida en geometrías planas y aparece con frecuencia en cálculos de proyección de fuerzas, transferencia de calor radiante o flujos sobre superficies inclinadas (Mott et al., 2006). Por ejemplo, con un ancho de 0.2 m, una altura de 0.24 m y un ángulo de ataque de 23°, el área efectiva por aspa es de aproximadamente 0.044 m², lo que da un área total de 0.22 m² para un rotor de 5 espas. Con este valor y aplicando la ecuación (9), se obtiene una potencia bruta estimada de 10 kW.

$$A_{efectiva_{aspa}} = 0.2 \times 0.24 \times \cos(23^\circ) = 0.044 \text{ m}^2$$

$$A = 0.044 \text{ m}^2 * 5 = 0.22 \text{ m}^2$$

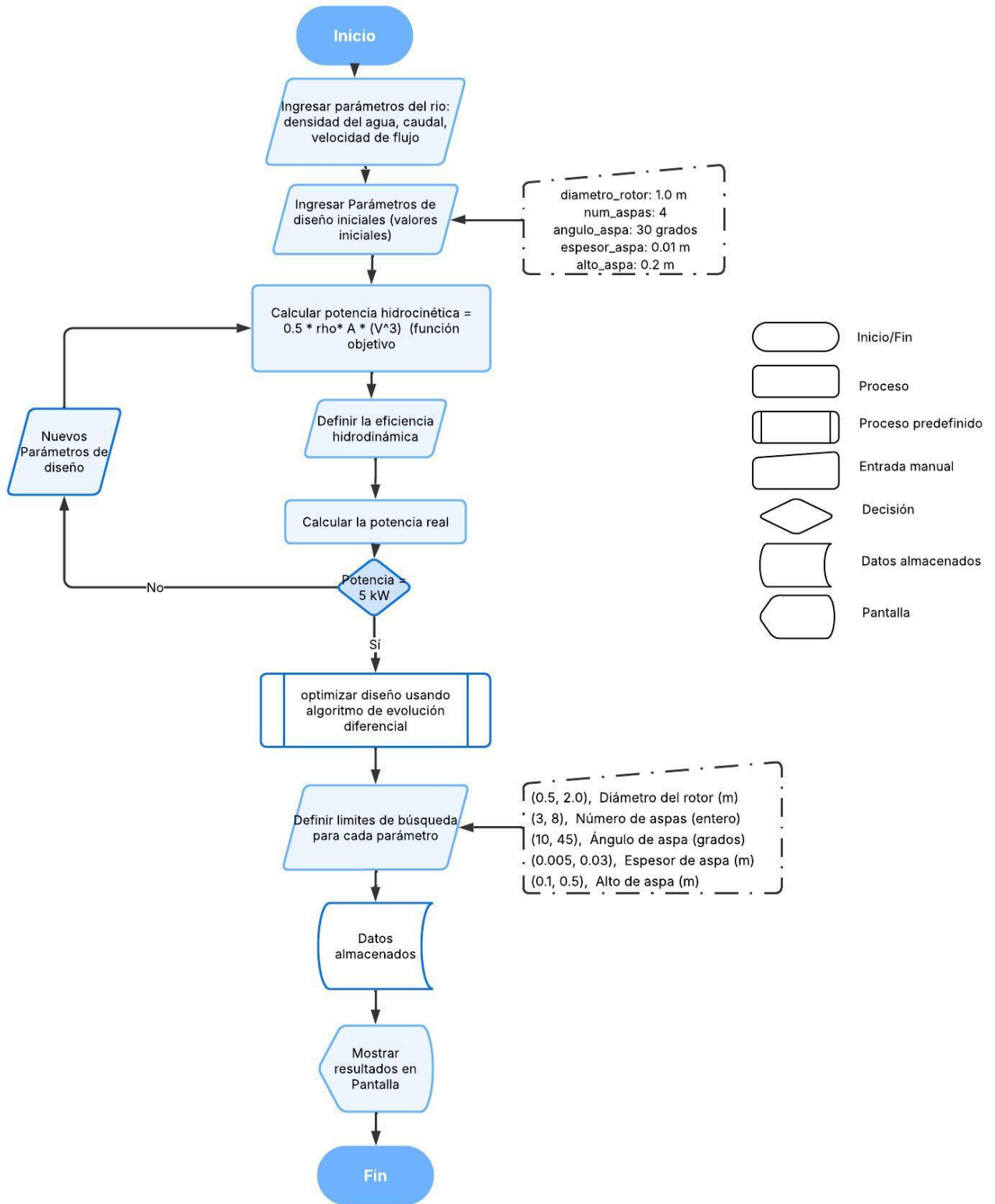
$$P = \frac{1}{2} * 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.22 \text{ m}^2 * \left(4.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^3 = 10066 \text{ W}$$

La metodología de diseño del rotor se estructuró mediante un enfoque sistemático de optimización computacional, con el objetivo de desarrollar una configuración geométrica capaz de generar los 5 kW de potencia establecidos como meta del proyecto. Este diseño consideró las condiciones hidrodinámicas específicas del río Magdalena, en la vereda Caño Rasquiña, y se apoyó en herramientas de programación avanzada en Python, que permitieron explorar múltiples configuraciones posibles.

La base del modelo matemático fue la ecuación de potencia hidrocínética (Ecuación 9), la cual relaciona la potencia disponible en el flujo con el área efectiva del rotor. Esta área, a su vez, depende directamente del número de aspas, el ancho, la altura y el ángulo de ataque de cada una. Al tratarse de un sistema con múltiples variables y una sola ecuación objetivo (la potencia deseada), se genera un problema con múltiples soluciones posibles, lo que justifica la aplicación de un algoritmo de optimización.

Para abordar este problema, se implementó un algoritmo de evolución diferencial, el cual permitió realizar una búsqueda iterativa y dirigida sobre el espacio de diseño, el diagrama de flujo se presenta en la Figura 3. Este algoritmo evaluó combinaciones de los principales parámetros geométricos del rotor —diámetro, número de aspas, ángulo de ataque, alto y espesor de las aspas— con el fin de maximizar la captura de energía del flujo y minimizar las pérdidas por turbulencia. El código fuente del algoritmo se presenta en el Apéndice A.

Figura 3.
Diagrama de flujo algoritmo de optimización para dimensiones del rotor



Dado que el comportamiento del modelo es altamente sensible a los valores iniciales de entrada, fue fundamental definir rangos lógicos y técnicamente viables para cada parámetro, basados en revisión bibliográfica, estos rangos se presentan en la Tabla 1. Por ejemplo, el rango usado para el diámetro del rotor fue de 0.5 m a 2 m; para el número de aspas, de 3 a 8; y para el ángulo de ataque, de 10° a 45° , entre otros. Esto garantizó que las soluciones generadas por el algoritmo fueran físicamente posibles y coherentes con el comportamiento hidráulico del sistema.

Los parámetros iniciales introducidos en el algoritmo tuvieron en cuenta estos rangos: un diámetro del rotor de 1.0 m, 4 aspas, un ángulo de ataque de 30° , espesor de 0.01 m y altura de 0.2 m. Las variables físicas fueron fijadas en función de las condiciones del medio: el agua tiene una densidad de (1000 kg/m^3), la velocidad media del flujo es de (4.5 m/s), el caudal estimado es de ($30 \text{ m}^3/\text{s}$) y la potencia a obtener es de (5000 W). Con estas condiciones, el algoritmo fue capaz de obtener una de las distintas configuraciones geométricas que pueden cumplir con la potencia requerida.

La selección de los valores iniciales se basó en trabajos previos sobre turbinas de vórtice gravitacional y dispositivos hidrocínicos de unas dimensiones comparables. Por ejemplo, el diámetro del rotor, fijado en 1.0 m, está dentro del rango que se puede considerar para turbinas de baja altura de caída y caudales medios, con lo que se logra un equilibrio entre eficiencia energética y posibilidad de construcción.

El número de aspas (4) y el ángulo de ataque (30°) también fueron seleccionados con base en configuraciones recomendadas en la literatura especializada, que han demostrado un buen desempeño en simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD), ya que no es posible estimar el rendimiento del sistema mediante ecuaciones matemáticas simples. Estos parámetros favorecen una conversión energética estable y una adecuada interacción entre el flujo y el perfil

del aspa, minimizando al mismo tiempo la generación de turbulencia. Por su parte, el espesor (0.01 m) y el alto del aspa (0.2 m) fueron definidos considerando criterios estructurales, limitaciones de manufactura y condiciones operativas reales. En conjunto, estos valores iniciales permitieron restringir el espacio de búsqueda del algoritmo a configuraciones físicamente coherentes y técnicamente viables, lo que garantiza la validez de las soluciones generadas.

La Tabla 1 se presentan los rangos típicos para cada uno de estos parámetros, basados en revisión bibliográfica:

Tabla 1.

Rangos de optimización para los parámetros geométricos del rotor.

Parámetro	Rango típico	Rango usado
Diámetro del rotor	0.53 m a 11.75 m, dependiendo de la velocidad del flujo y la potencia deseada	0.5 m a 2 m
Número de álabes	Determinado por la solidez y diseño específico del rotor	3 a 8
Ángulo de ataque	Entre 10° y 30° para minimizar el rozamiento y optimizar el coeficiente de arrastre	10° a 45°
Espesor de los álabes	Aproximadamente 6.55 mm para un rotor de 400 mm de diámetro	0.005 m a 0.02 m
Alto de aspa	Entre 0.4 y 0.7 veces el diámetro del rotor	0.1 m a 0.5 m

Nota: Adaptado de (Betancour Osorio, 2022; Gutiérrez et al., 2017; Wichian & Suntivarakorn, 2016)

El cálculo de la eficiencia del rotor consideró múltiples factores hidrodinámicos. La eficiencia se determinó mediante el coeficiente de potencia, que representa la relación entre la potencia extraída y la potencia total disponible en el flujo. En sistemas de turbina de vórtice

gravitacional, la eficiencia promedio reportada en la literatura se establece en 49.5%, como se detalló en el estado del arte, un valor que sirve como referencia crítica para el diseño propuesto.

La potencia útil se calculó considerando las pérdidas inherentes al sistema, aplicando un factor de conversión que traduce la potencia teórica en potencia efectivamente aprovechable, dando como resultado una potencia útil de 5 kW.

$$P_{\text{útil}} = \eta \cdot P_{\text{híd}} \quad (12)$$

$$P_{\text{útil}} = 0.495 \cdot 10066 \text{ W} = 5033 \text{ W}$$

El modelo computacional desarrollado permitió simular múltiples escenarios, evaluando el rendimiento del rotor bajo diversas configuraciones geométricas. Si bien el sistema admite múltiples soluciones, el objetivo principal fue identificar aquellas que cumplieran con el requerimiento de potencia dentro de parámetros físicamente lógicos. En este contexto, una de las soluciones arrojadas por el algoritmo corresponde a los valores presentados en la Tabla 2.

Tabla 2.
Parámetros óptimos de diseño

Parámetro	Valor
Diámetro del rotor (m)	0.53
Número de aspas	5
Ángulo del aspa (°)	23
Espesor del aspa (m)	0.010
Alto de aspa (m)	0.200
Ancho de aspa (m)	0.240
Potencia final (W)	5000
Potencia objetivo (W)	5000

Finalmente, los resultados del proceso de optimización determinaron que la configuración óptima del rotor corresponde a un diámetro de 53 cm, con 5 aspas, un ángulo de 23° , un espesor de 10 m y un alto de 0.2 m. Esta configuración permitió alcanzar la potencia objetivo de 5 kW, bajo los mecanismos de conversión de energía hidrocínética.

Sin embargo, dado que las variables fueron determinadas mediante el algoritmo de optimización por evolución diferencial pudiendo obtener múltiples soluciones para la potencia objetivo, se implementó un diseño experimental factorial 2×3 para validar que el diseño optimizado garantiza la máxima captura de energía del flujo hidráulico. En este experimento, se evaluaron dos niveles de número de aspas y tres niveles de ángulo de ataque, como se muestra en la Tabla 4. Este análisis experimental permitió cuantificar la influencia de estas variables sobre las variables dependientes; torque, tensión, deformación, desplazamiento y frecuencia de resonancia 1.

Tabla 3.
Diseño experimental factorial 2×3

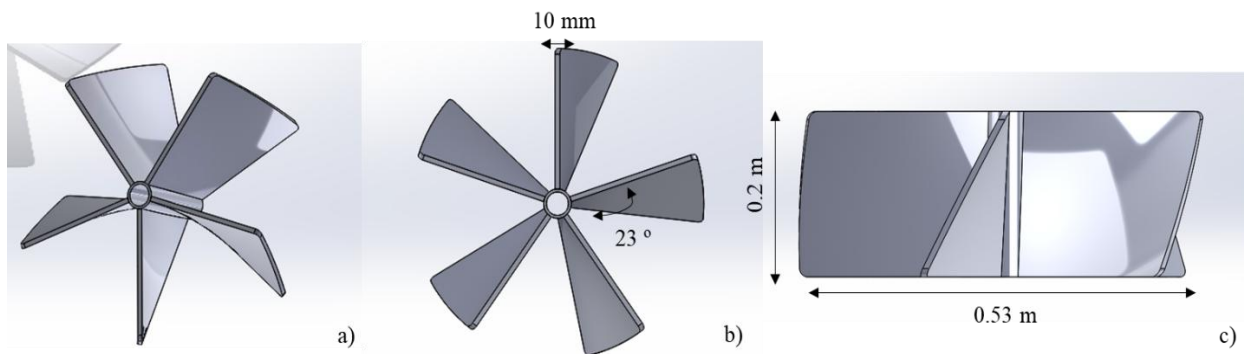
Número de aspas	Ángulo de ataque ($^\circ$)	Tensión			Frecuencia de resonancia nodal	
		Torque (N·m)	Von Mises (MPa)	Deformación (mm)	Desplazamiento (mm)	1 (Hz)
4	10°	T_{10-4}	σ_{10-4}	ϵ_{10-4}	d_{10-4}	f_{10-4}
4	23°	T_{23-4}	σ_{23-4}	ϵ_{23-4}	d_{23-4}	f_{23-4}
4	45°	T_{45-4}	σ_{45-4}	ϵ_{45-4}	d_{45-4}	f_{45-4}
5	10°	T_{10-5}	σ_{10-5}	ϵ_{10-5}	d_{10-5}	f_{10-5}
5	23°	T_{23-5}	σ_{23-5}	ϵ_{23-5}	d_{23-5}	f_{23-5}
5	45°	T_{45-5}	σ_{45-5}	ϵ_{45-5}	d_{45-5}	f_{45-5}

4.4 Diseño 3D del rotor, el eje y rodamiento

El modelo tridimensional del rotor, el eje y el rodamiento fue desarrollado en SolidWorks, siguiendo los parámetros óptimos obtenidos en el proceso de optimización geométrica y las configuraciones adicionales del diseño factorial. Se consideraron aspectos hidrodinámicos y estructurales para garantizar la eficiencia del sistema y su viabilidad mecánica.

El diseño del rotor (Figura 4) consideró seis diseños con un radio uniforme en toda su extensión, manteniendo un diámetro constante de 0.53 m, sin reducción o expansión en los extremos, lo que facilita su manufactura y estabilidad estructural, compuesto por cuatro y cinco aspas con un ángulo de 10° , 23° y 45° , un espesor de 10 mm, y altura de 0.2 m equiespaciadas para optimizar la captura de energía del flujo. Se optó por un diseño de turbina de vórtice gravitacional (TVG) de orientación vertical, donde el flujo de agua induce la rotación del rotor alrededor de su eje central.

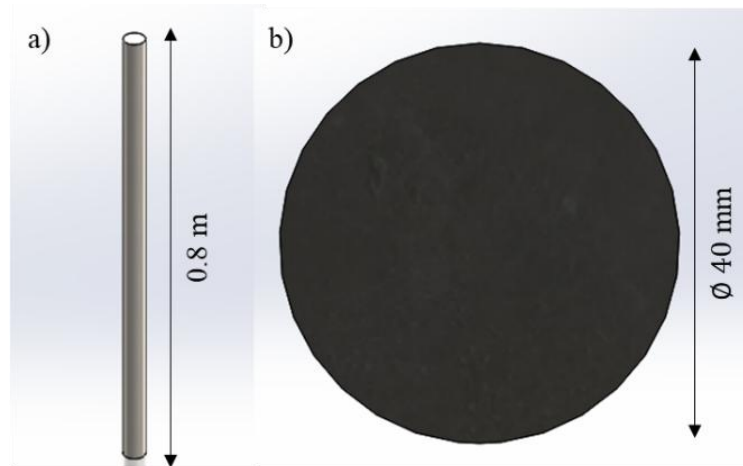
Figura 4.
Diseño 3D del rotor



Nota: La imagen representa el modelo 3D del rotor indicando las dimensiones del diseño original y sus diferentes vistas a) vista isométrica, b) vista frontal, c) vista lateral

El eje (Figura 5) se modeló con un diámetro de 40 mm y largo de 0.8m y se dispuso de manera concéntrica al rotor, garantizando una transmisión eficiente del par mecánico hacia el generador eléctrico.

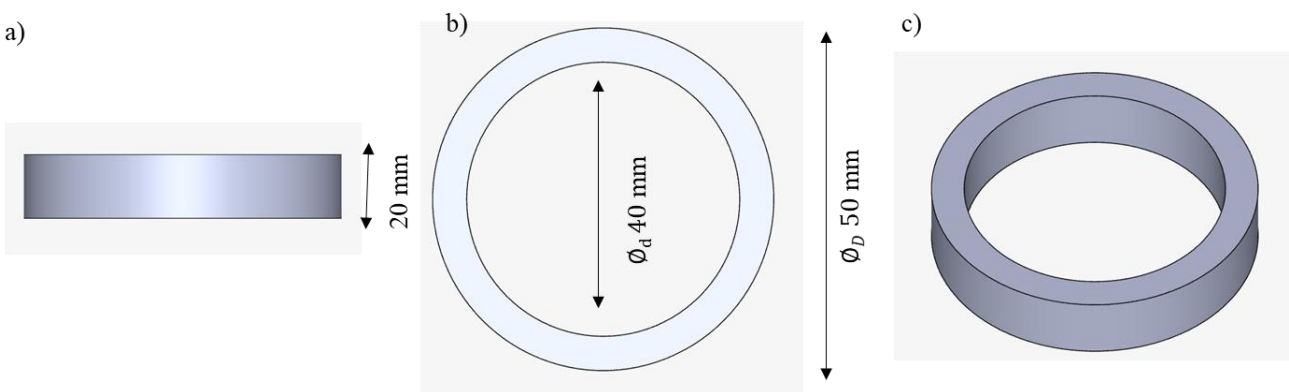
Figura 5.
Diseño 3D del eje.



Nota: La imagen representa el modelo 3D del eje indicando las dimensiones y sus diferentes vistas a) Vista frontal b) Vista superior

El rodamiento (Figura 6) se diseñó como una pieza anular con un diámetro interior de 40 mm, diámetro exterior de 50 mm y una longitud de 20 mm. Su geometría permite alojar el eje de forma precisa, proporcionando soporte y estabilidad al conjunto. Se dispuso de manera coaxial al eje, facilitando un movimiento rotacional suave y reduciendo la fricción mecánica en el sistema de transmisión.

Figura 6.
Diseño 3D del rodamiento.



Nota: La imagen representa el modelo 3D del rodamiento, indicando sus dimensiones y vistas principales: a) Vista frontal b) Vista superior d) Vista isométrica

4.5 Análisis paramétrico estructural

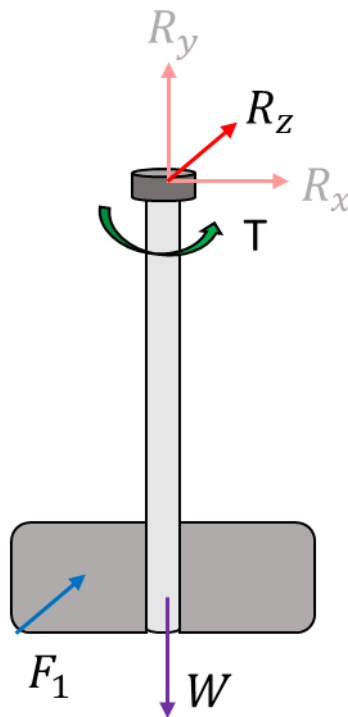
El análisis estructural se realizó utilizando el módulo SolidWorks Simulation. Se definió el material del sólido como Acero 304, con un módulo elástico de $1,900 \times 10^8$ N/m², límite elástico de $2,068 \times 10^8$ N/m² y un límite de tracción de $5,170 \times 10^8$ N/m². Como condición de contorno, se aplicó una sujeción de rodamiento en la cara interna del disco de rodamiento, permitiendo simular el giro producido por el rotor.

El diagrama de cuerpo libre es una herramienta fundamental en el análisis estructural, ya que permite identificar y representar gráficamente todas las fuerzas y momentos que actúan sobre un sistema mecánico en equilibrio. La Figura 7 muestra el diagrama de cuerpo libre del eje de la turbina, en el cual se indican las principales solicitaciones que intervienen en su comportamiento estructural. Se representan el peso total del conjunto rotor-eje (W), actuando axialmente hacia abajo; el momento torsional (T) generado por la fuerza del agua sobre las aspas y transmitido por el eje al generador; y las reacciones del rodamiento tipo buje ubicado en la parte superior, que actúan restringiendo el desplazamiento del eje: reacción horizontal (R_x), reacción transversal (R_y) y reacción axial (R_z).

En condiciones ideales y bajo suposiciones de simetría, las reacciones horizontales (R_x y R_y) contrarrestan las fuerzas hidrodinámicas y no producen desplazamiento neto lateral, mientras que la reacción axial (R_z) soporta completamente el peso del conjunto. Dado que el rodamiento permite la rotación libre del eje, no actúa ningún momento de reacción que impida el giro; por tanto, el sistema queda sometido a un esfuerzo de torsión (T) generado por la fuerza del agua sobre las aspas y una fuerza axial (W) debido al peso propio, siendo esta última completamente equilibrada por la reacción vertical (R_z) en el rodamiento superior.

Figura 7.

Diagrama de cuerpo libre del eje en condiciones de operación.



Nota: El diagrama muestra las principales fuerzas y momentos aplicados sobre el sistema: fuerza hidrodinámica (F_1), peso (W), momento torsional (M_T) y reacciones (R_x , R_y , R_z), producto de la restricción impuesta por el rodamiento tipo buje ubicado en la parte superior del sistema.

Para calcular el torque se utilizó la ecuación 13:

$$T = \frac{P_{util}}{\omega} \quad (13)$$

Donde ω es la velocidad angular en radianes por segundo, calculada como el cociente entre la velocidad tangencial (velocidad del vórtice, v) y el radio (R):

$$\omega = \frac{v}{R} \quad (14)$$

Considerando una velocidad de vórtice estimada de 4.5 m/s y un radio de 0.265 m (obtenido del diseño optimizado con diámetro de 0.53 m), se obtiene una velocidad angular de aproximadamente 17 rad/s, y un torque de 296 N·m:

$$\omega = \frac{4.5 \text{ m/s}}{\frac{(0.53 \text{ m})}{2}} = 17 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$T = \frac{5033 \text{ W}}{17 \text{ rad/s}} = 296 \text{ N} \cdot \text{m}$$

En cuanto a la carga aplicada, esta se evaluó como la fuerza ejercida por el flujo de agua sobre las aspas, que a su vez es el cociente entre el torque y el radio, calculándose mediante la ecuación:

$$F = \frac{T}{R} \quad (15)$$

Así, se obtiene una carga total aplicada a las 5 aspas de 1118 N:

$$F = \frac{296 \text{ N} \cdot \text{m}}{\frac{(0.53 \text{ m})}{2}} = 1118 \text{ N}$$

Para verificar la capacidad de carga del material, se utilizó la ecuación del factor de seguridad (FS):

$$\text{Factor de seguridad (FS)} = \frac{\text{Limite elástico}}{\sigma_{vm}} \quad (16)$$

En este caso σ_{vm} es la tensión de von mises. Se utilizó una malla sólida para una evaluación precisa del comportamiento estructural, dando como resultado un estudio de tensiones (Figura 7), desplazamientos (Figura 8) y deformaciones (Figura 9) para cada una de las configuraciones, permitiendo determinar la distribución de esfuerzos y deformaciones en las aspas e identificando las regiones críticas.

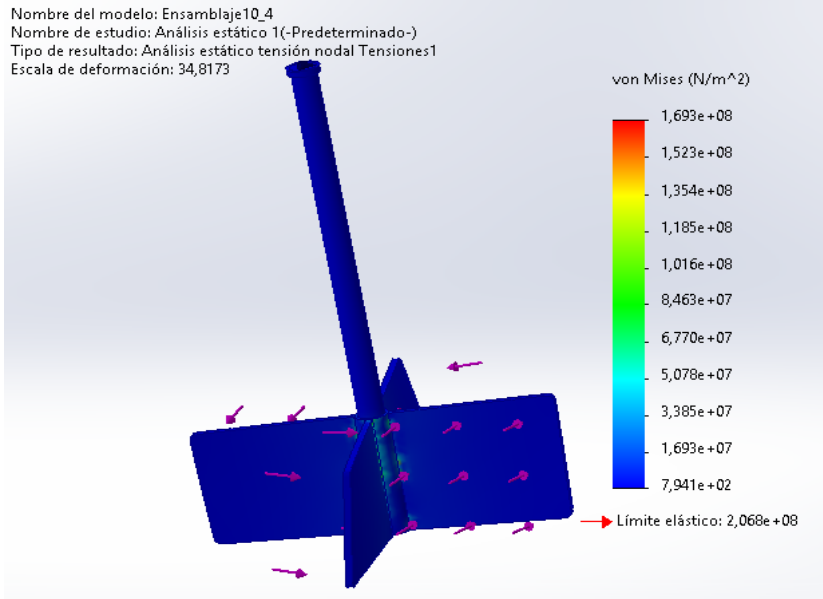
Por ejemplo, para la configuración de 23° de ángulo de ataque y 5 aspas, la máxima tensión de von Mises fue de 1.0267×10^8 Pa. Dado el límite elástico del acero inoxidable 304 (2.07×10^8 Pa), se obtuvo un factor de seguridad de 0.5.

$$\text{Factor de seguridad (FS)} = \frac{2.07 \times 10^8}{1.0267 \times 10^8} = 0.5$$

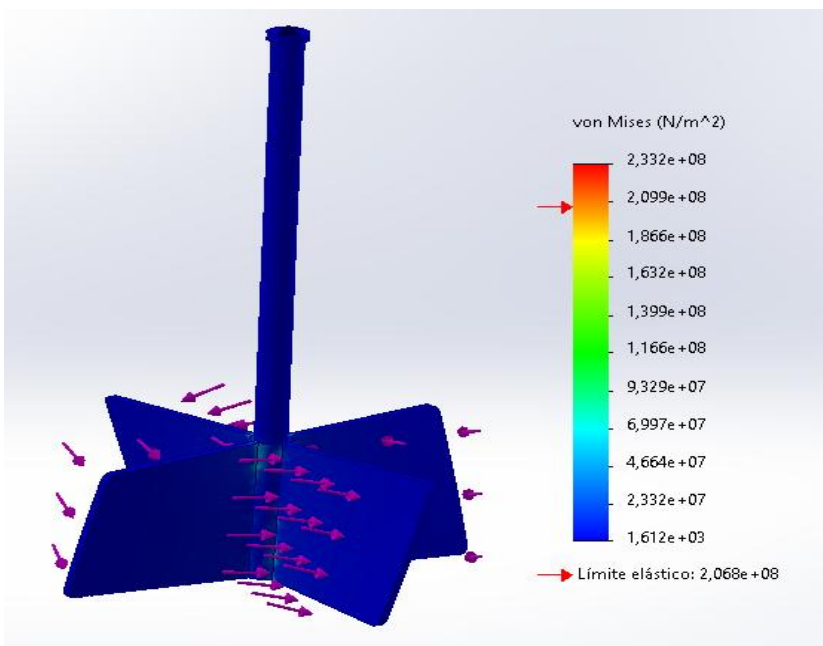
Figura 8.

Resultados de análisis estático de tensión para las configuraciones analizadas

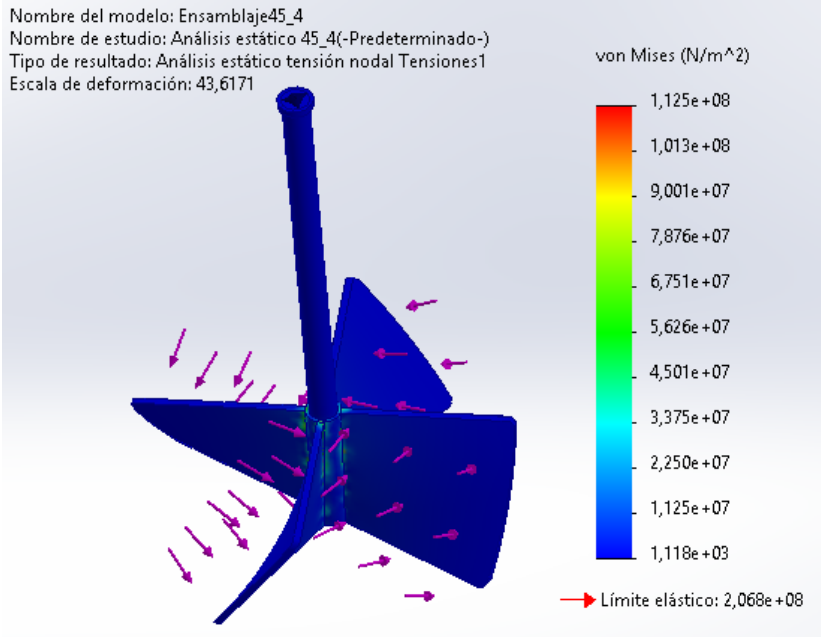
a) Configuración: 10° y 4 aspas



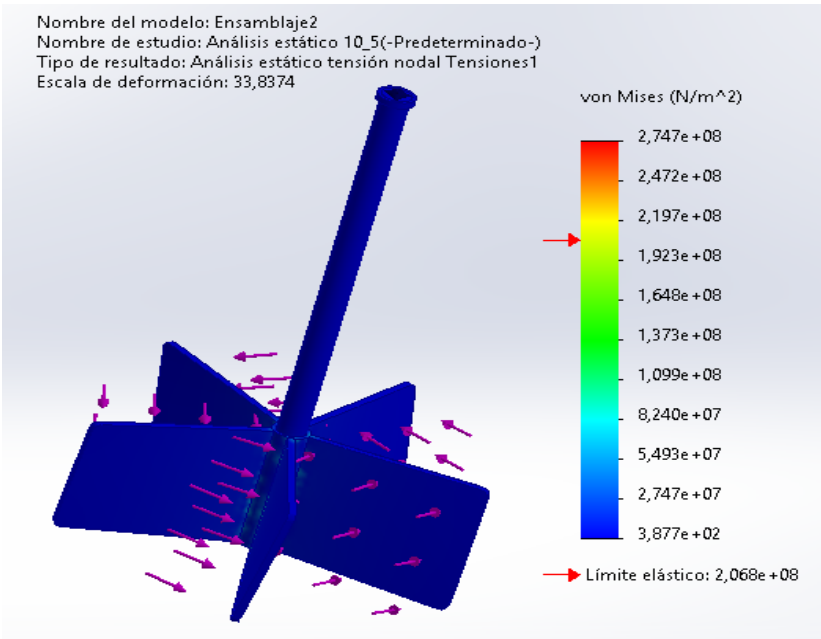
b) Configuración: 23° y 4 aspas



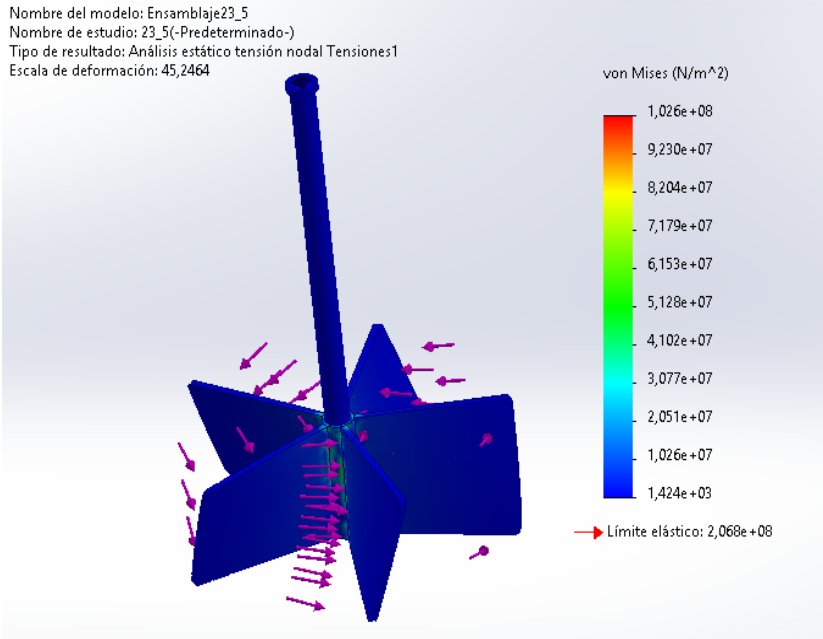
c) Configuración: 45° y 4 aspas



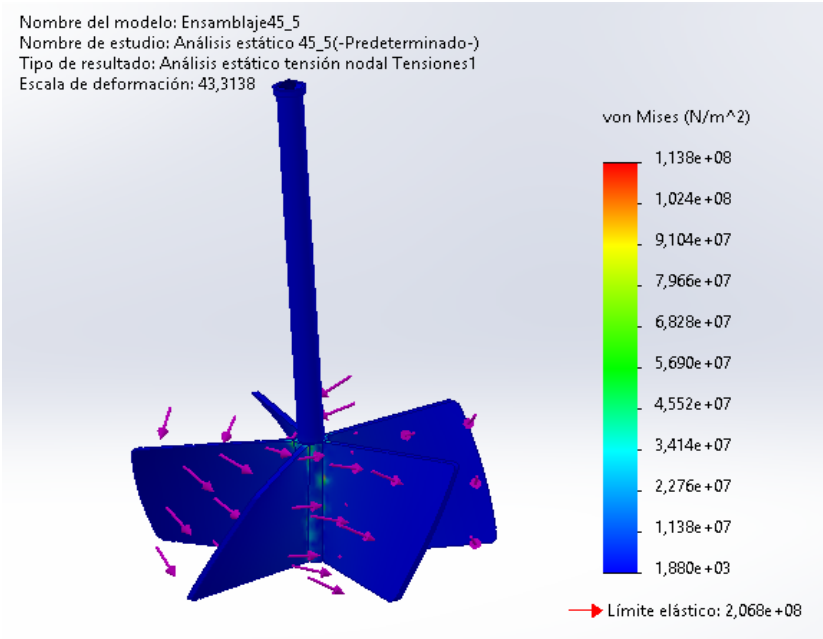
d) Configuración: 10° y 5 aspas



e) Configuración: 23° y 5 aspas



f) Configuración: 45° y 5 aspas

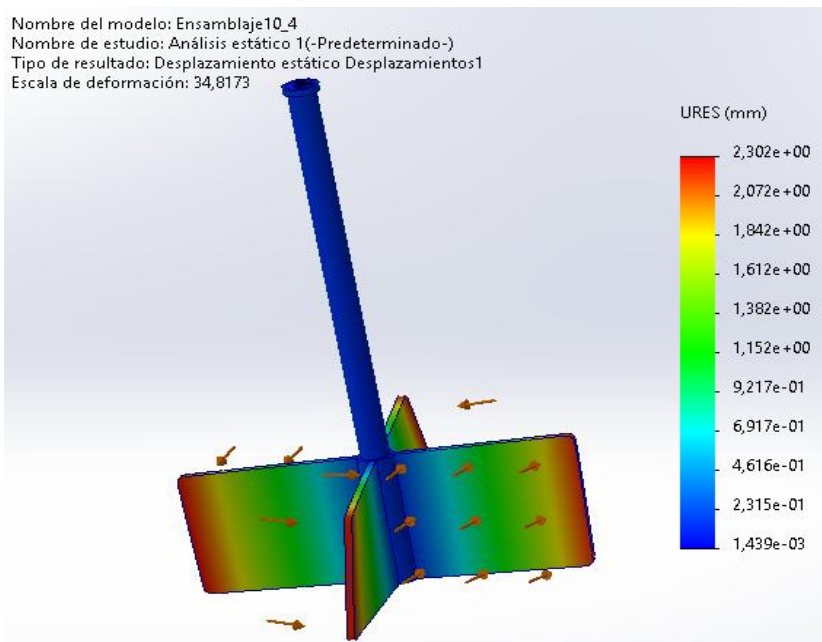


La Figura 8 muestra las tensiones de Von Mises para las seis configuraciones evaluadas del rotor. Se observa que la mayoría del sólido se encuentra en zonas azules, lo que indica tensiones mínimas a lo largo de la estructura. Sin embargo, en las uniones entre las aspas y el eje central se identifican áreas con concentraciones de tensión significativas, representadas por colores que van desde el verde hasta el rojo en la escala cromática. Las configuraciones con 5 aspas y ángulo de ataque de 10° (imagen d) y 4 aspas con 23° (imagen b) presentan las mayores concentraciones de tensión, especialmente en la raíz de las aspas, donde se observan tonalidades rojizas que indican valores críticos. En contraste, las configuraciones con ángulo de 45° (imágenes c y f) muestran una distribución de tensiones más uniforme, aunque con valores máximos localizados en puntos específicos de la unión aspa-eje. Estas zonas de alta tensión representan los puntos críticos donde potencialmente podría iniciarse una falla estructural

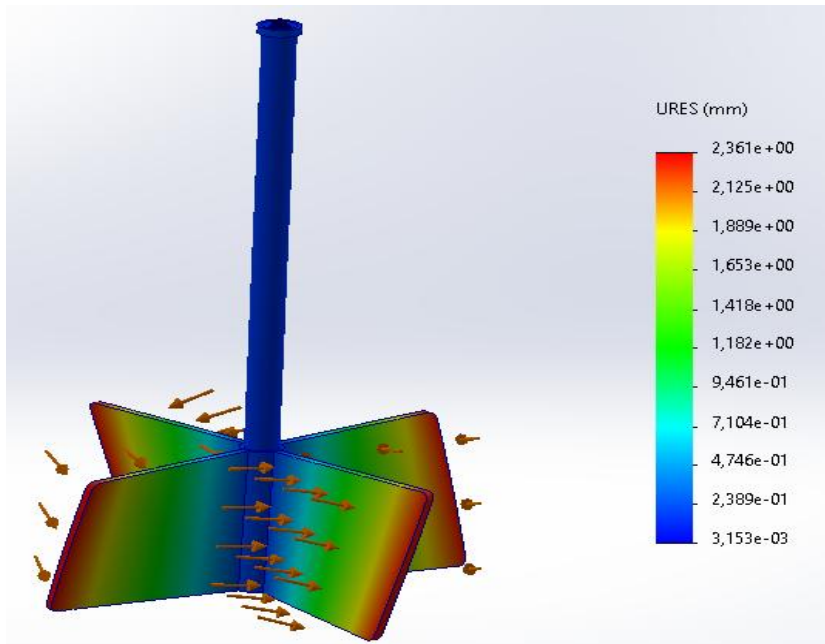
Figura 9.

Resultados de análisis estático de desplazamientos para las configuraciones analizadas

a) Configuración: 10° y 4 aspas

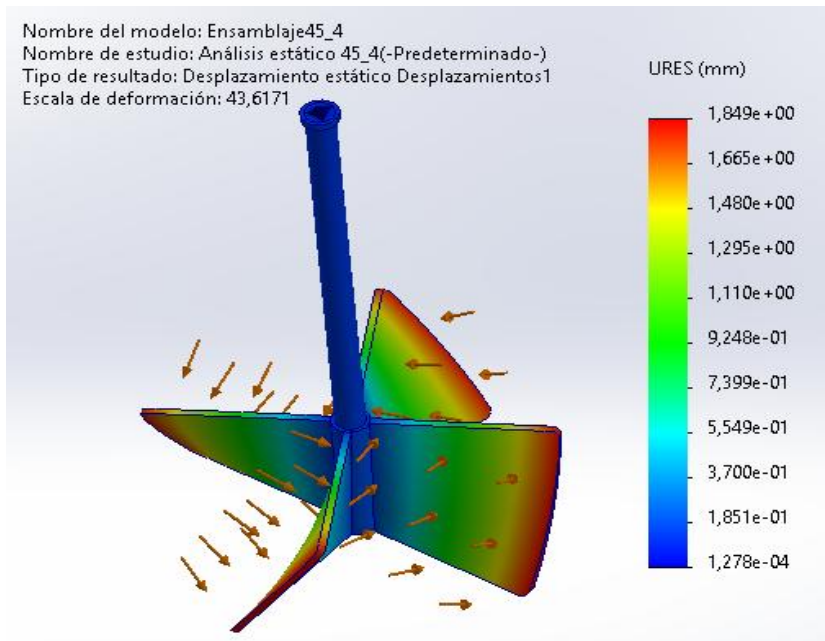


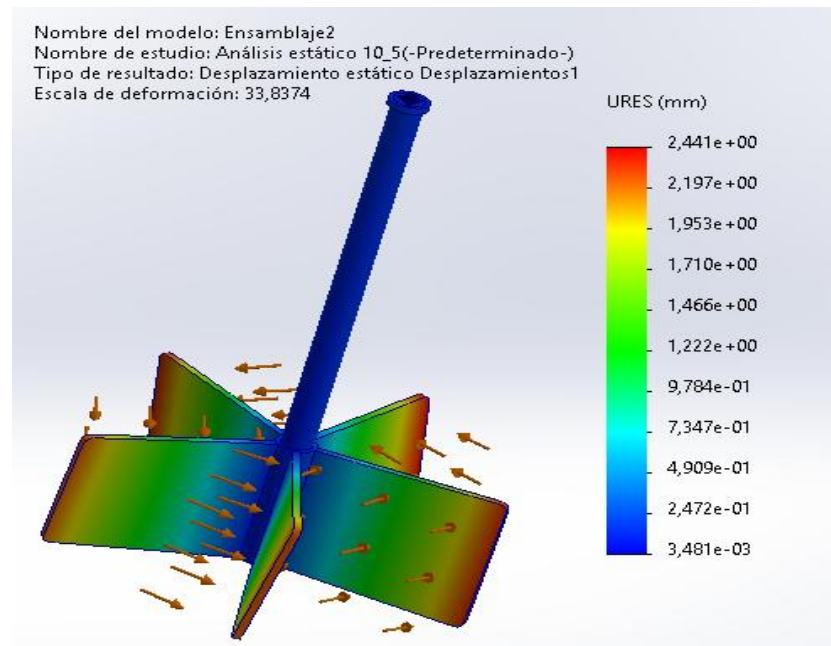
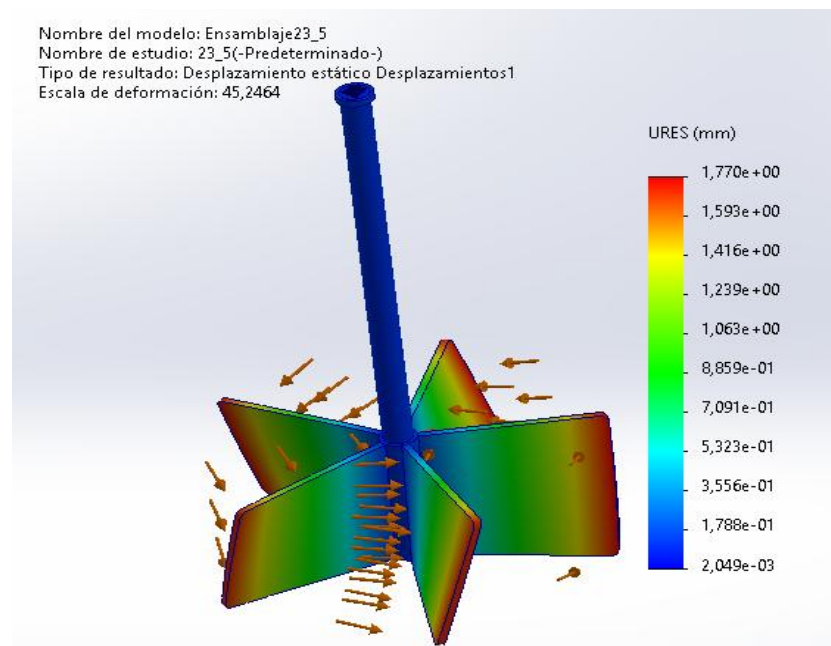
b) Configuración: 23° y 4 aspas

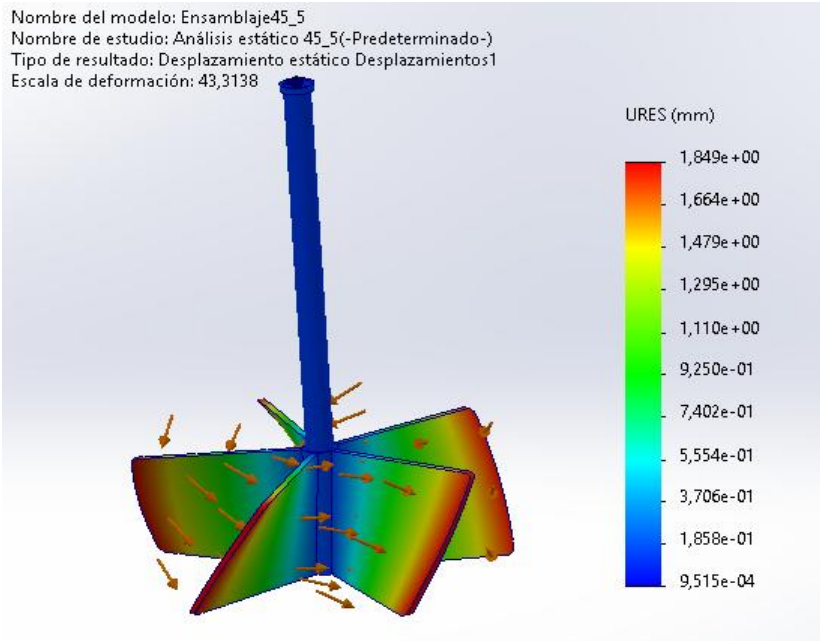


Nota: El termino URES hace referencia a Resultante del Desplazamiento (en inglés: Resultant Displacement), este valor tiene unidades de mm

c) Configuración: 45° y 4 aspas



d) Configuración: 10° y 5 aspas*e) Configuración: 23° y 5 aspas*

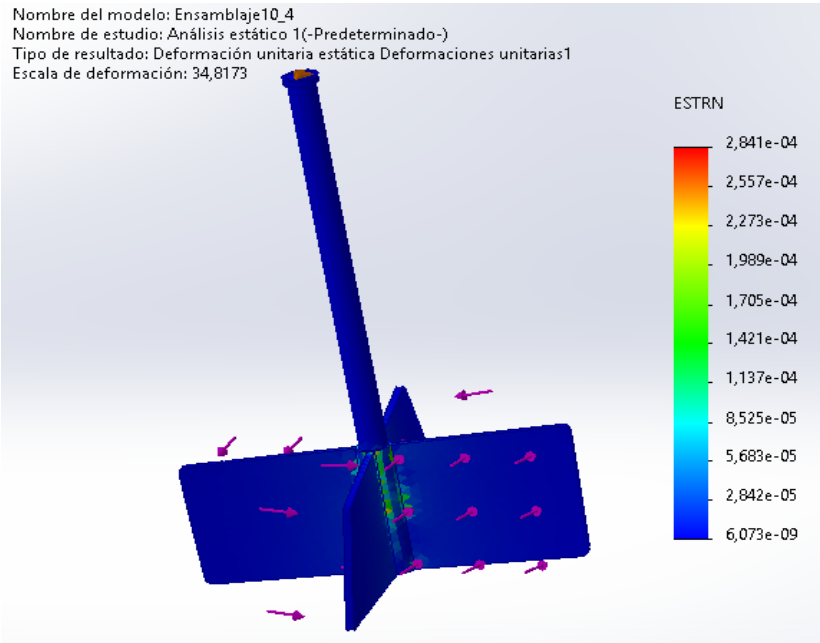
f) Configuración: 45° y 5 aspas

La Figura 9 muestra los desplazamientos estáticos para las seis configuraciones del rotor evaluadas. Se observa que los mayores desplazamientos se concentran en los extremos de las aspas, representados por tonalidades rojizas y amarillas, mientras que las zonas cercanas al eje central presentan desplazamientos mínimos, indicados por colores azules. La configuración con 5 aspas y ángulo de ataque de 10° (imagen d) exhibe el mayor desplazamiento máximo (2,441 mm), seguida por la configuración de 4 aspas con 23° (imagen b) con 2,361 mm. En contraste, las configuraciones con ángulo de 45° (imágenes c y f) muestran desplazamientos más moderados, siendo la configuración de 5 aspas y 23° (imagen e) la que presenta el menor desplazamiento máximo (1,770 mm).

Figura 10.

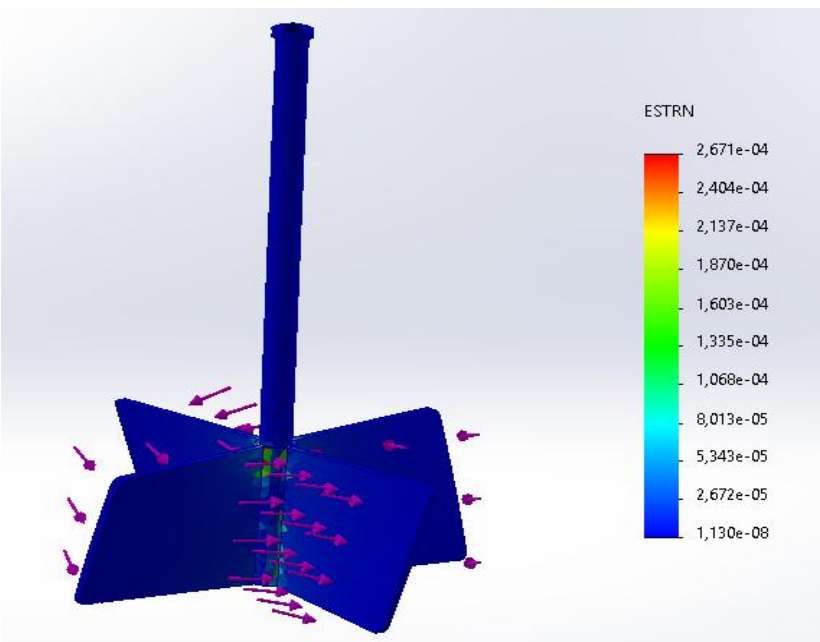
Resultados de análisis estático de deformaciones unitarias para las configuraciones analizadas

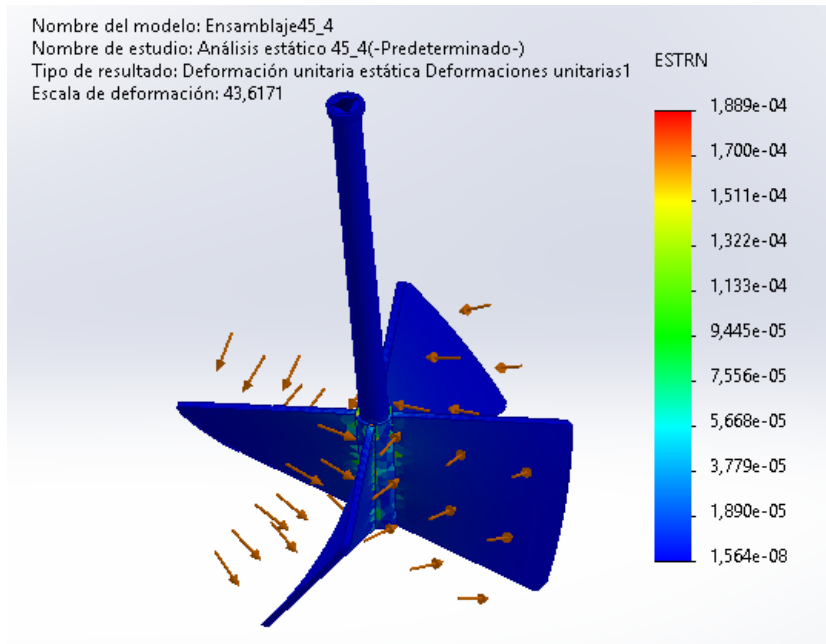
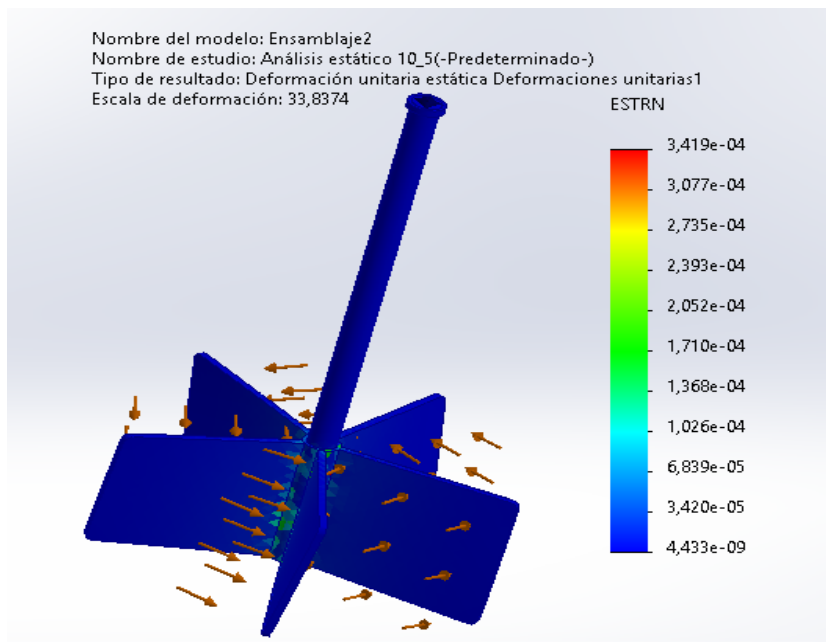
a) Configuración: 10° y 4 aspas



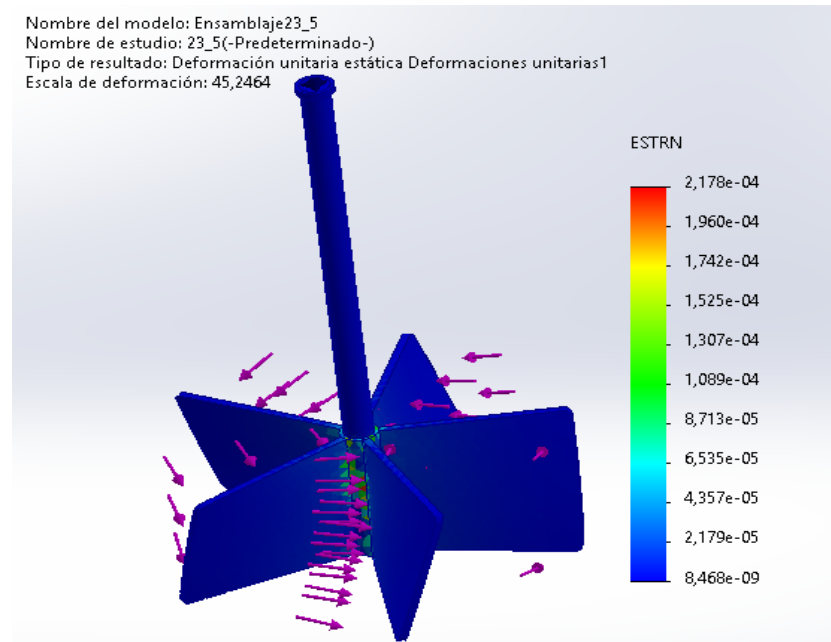
Nota: El término ESTRN hace referencia a Deformación Unitaria (en inglés: Strain), este valor es adimensional, es decir, no tiene unidades, ya que representa el cambio relativo de longitud respecto a la longitud original del material.

b) Configuración: 23° y 4 aspas

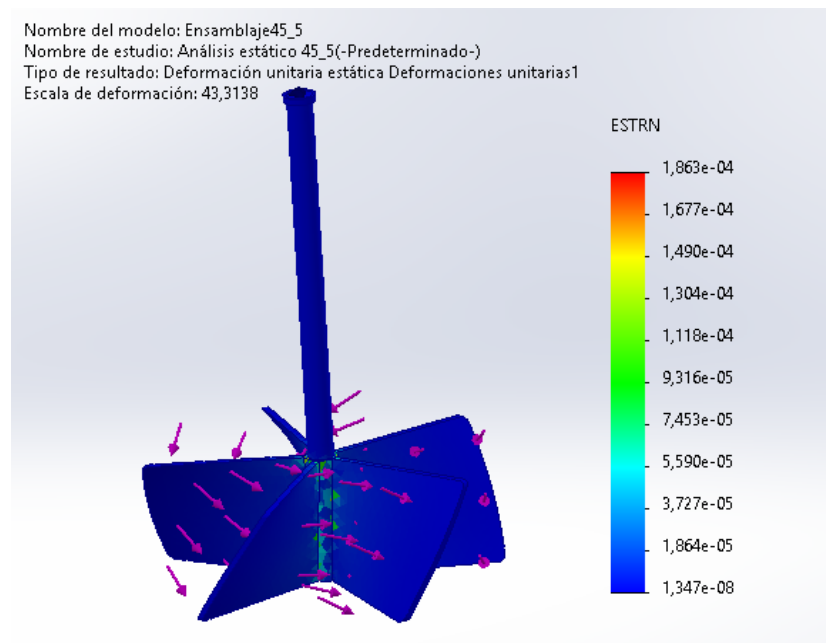


c) Configuración: 45° y 4 aspas*d) Configuración: 10° y 5 aspas*

e) Configuración: 23° y 5 aspas



f) Configuración: 45° y 5 aspas



La Figura 10 presenta las deformaciones unitarias para las seis configuraciones del rotor analizadas. Se observa que la configuración con 5 aspas y ángulo de ataque de 10° (imagen d) exhibe la mayor deformación unitaria máxima ($3,419 \times 10^{-4}$), seguida por la configuración de 4

aspas con 10° (imagen a). Las zonas de mayor deformación, representadas por colores rojizos y amarillos, se concentran principalmente en las uniones entre las aspas y el eje central, coincidiendo con las áreas de mayor concentración de tensiones. En contraste, las configuraciones con ángulo de 45° (imágenes c y f) presentan deformaciones unitarias más moderadas, con valores máximos de aproximadamente $1,889 \times 10^{-4}$ y $1,863 \times 10^{-4}$ respectivamente. La distribución de las deformaciones sigue patrones similares en todas las configuraciones, con valores mínimos (azul) en la mayor parte del cuerpo del rotor y valores máximos localizados en puntos específicos de las uniones estructurales.

Tabla 4.

Resultados obtenidos del análisis estático para las diferentes configuraciones evaluadas

Número de aspas	Ángulo de ataque ($^\circ$)	Tensión Von Mises (MPa)	Deformación	Desplazamiento (mm)	Factor de seguridad (FS)
4	10	1,693E+08	2,841E-04	2,302	0,819
4	23	2,332E+08	2,671E-04	2,361	1,128
4	45	1,125E+08	1,889E-04	1,849	0,544
5	10	2,747E+08	3,419E-04	2,441	1,328
5	23	1,027E+08	2,178E-04	1,770	0,496
5	45	1,139E+08	1,863E-04	1,849	0,551

La Tabla 4 resume los resultados obtenidos del análisis estático para las diferentes configuraciones evaluadas. Los datos evidencian que la configuración con 5 aspas y ángulo de ataque de 10° presentó la mayor tensión de Von Mises ($2,747 \times 10^8$ MPa) y el mayor factor de seguridad (1,328), mientras que la configuración con 5 aspas y 23° de ángulo de ataque mostró el menor factor de seguridad (0,496). Se observa una tendencia donde los ángulos extremos (10° y 45°) generan comportamientos distintos en función del número de aspas, siendo particularmente

notable que la configuración de 4 aspas y 23° presentó un factor de seguridad favorable (1,128), sugiriendo un buen equilibrio entre resistencia estructural y carga aplicada. Los desplazamientos más significativos se presentaron en las configuraciones con 5 aspas y 10° (2,441 mm) y 4 aspas y 23° (2,361 mm), lo que indica zonas de posible concentración de esfuerzos.

4.6 Análisis de vibraciones del sistema

Para evaluar el comportamiento dinámico del rotor diseñado, se realizó un análisis de frecuencias utilizando el módulo SolidWorks Simulation. En este estudio, se determinaron los modos de vibración y sus primeras frecuencias naturales para identificar posibles resonancias que pudieran comprometer la integridad estructural del sistema.

Se mantuvieron las fijaciones definidas en el análisis estático previo y, por lo tanto, se garantizó una buena representación del funcionamiento del rotor. Del mismo modo, se utilizó un mallado sólido para detectar con mayor precisión posibles resonancias en regiones críticas. Este análisis se realizó con la finalidad de comprobar que la frecuencia del rotor no concuerde con ninguna de las frecuencias naturales obtenidas y evitar así una posible resonancia, defecto que podría incrementar las vibraciones y originar fallos prematuros en la estructura.

Tabla 5.
Amplitud y frecuencia asociada a cada forma modal por configuración.

Número de aspas	Ángulo de ataque (°)	Forma modal	1	2	3	4
		Amplitud	0.260	0.260	0.427	0.398
4	10	frecuencia	11.932	12.873	32.166	101.300
		Amplitud	0.265	0.265	0.426	0.391
4	23	frecuencia	10.220	12.191	30.337	101.190
		Amplitud	0.265	0.265	0.426	0.440
4	45	frecuencia	10.233	10.476	29.346	100.730
5	10	Amplitud	0.242	0.243	0.382	0.411

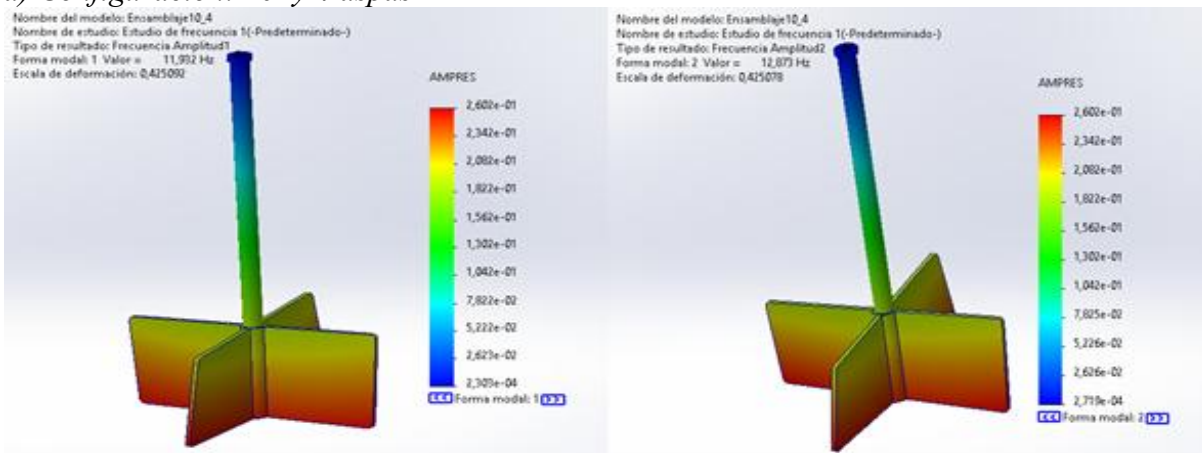
		frecuencia	9.774	11.024	31.761	94.909
		Amplitud	0.243	0.243	0.385	0.414
5	23	frecuencia	11.193	15.053	35.236	94.795
		Amplitud	0.243	0.242	0.380	0.415
5	45	frecuencia	9.246	10.695	29.229	94.356

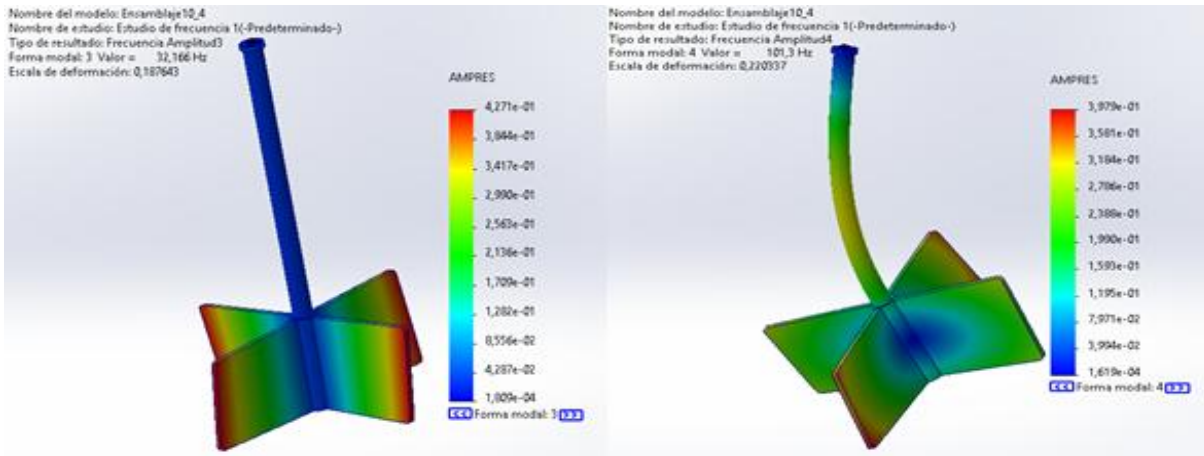
La Tabla 5 resume las cuatro primeras frecuencias naturales y sus correspondientes amplitudes para las diferentes configuraciones del rotor analizadas. La frecuencia de operación del rotor es de 17 rad/s (2.71 Hz), lo que representa un valor significativamente menor que la primera frecuencia natural de los sistemas evaluados, que oscilan entre 9.24 Hz y 11.93 Hz. Esta diferencia asegura que el rotor operará lejos de condiciones de resonancia, evitando así fenómenos de amplificación dinámica que podrían comprometer la integridad estructural. Se observa que las configuraciones con 5 aspas tienden a presentar frecuencias naturales ligeramente más bajas que sus equivalentes con 4 aspas, particularmente evidente en la configuración de 10° donde la primera frecuencia natural disminuye de 11.93 Hz a 9.77 Hz al aumentar el número de aspas. Las amplitudes máximas se registran en los modos superiores (3 y 4), indicando patrones de vibración más complejos a frecuencias más elevadas.

Figura 11.

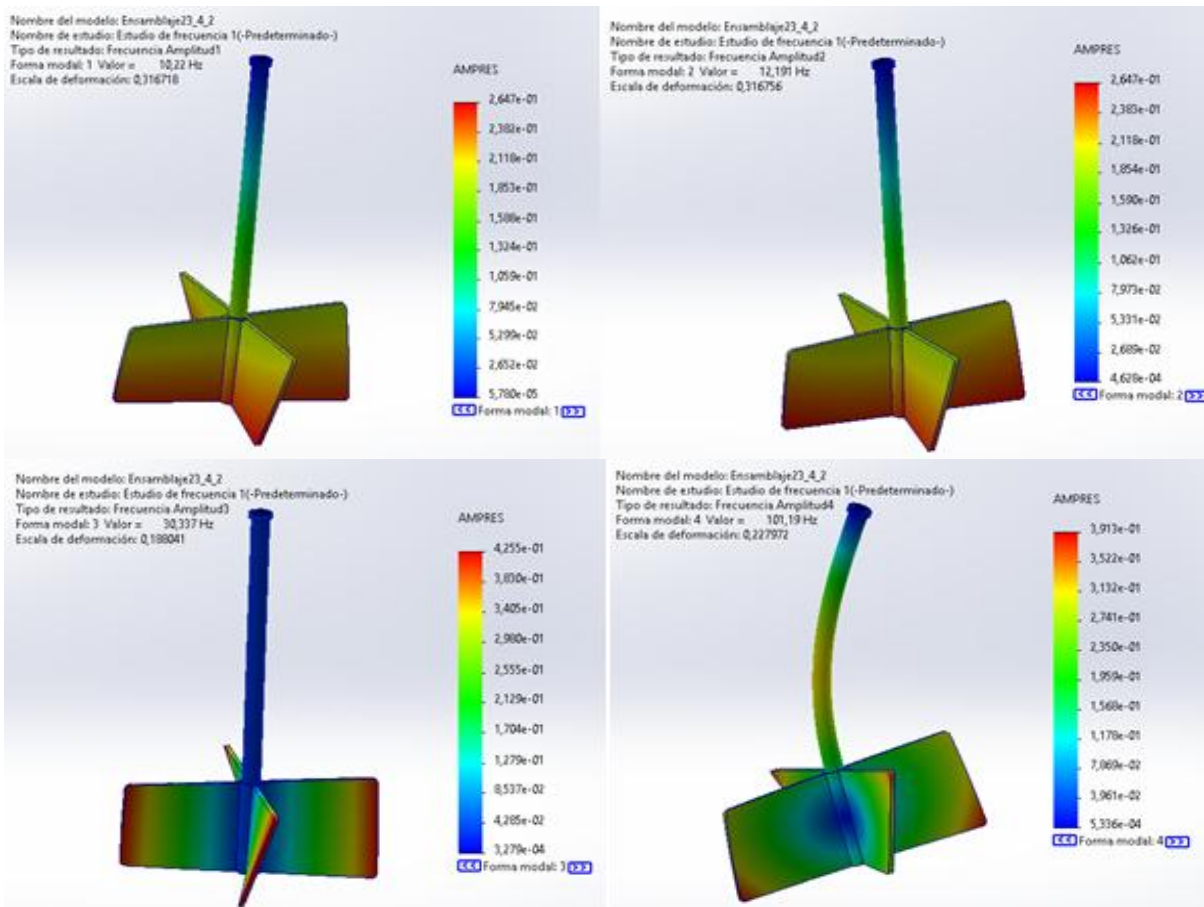
Resultado del análisis de vibraciones para las primeras cinco formas modales

a) Configuración: 10° y 4 aspas

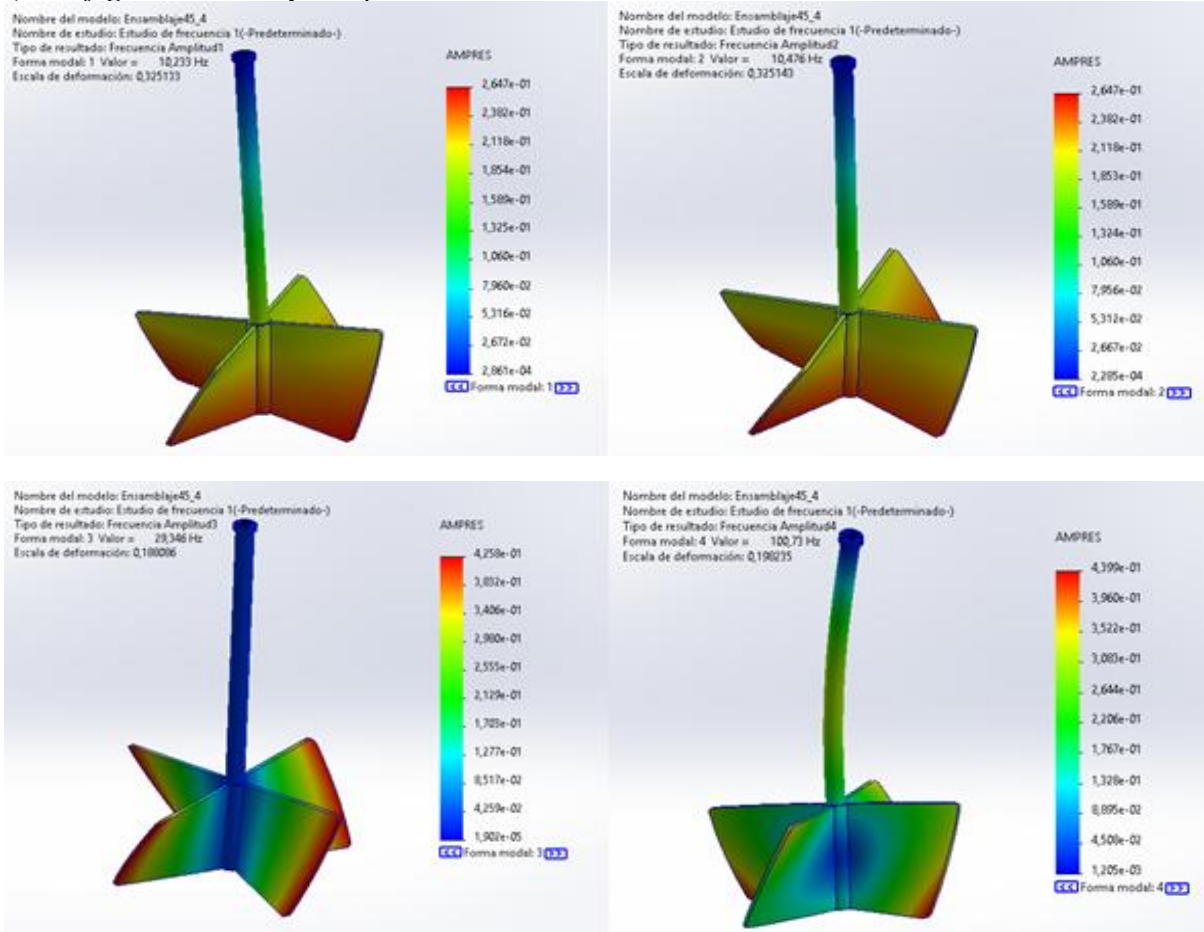




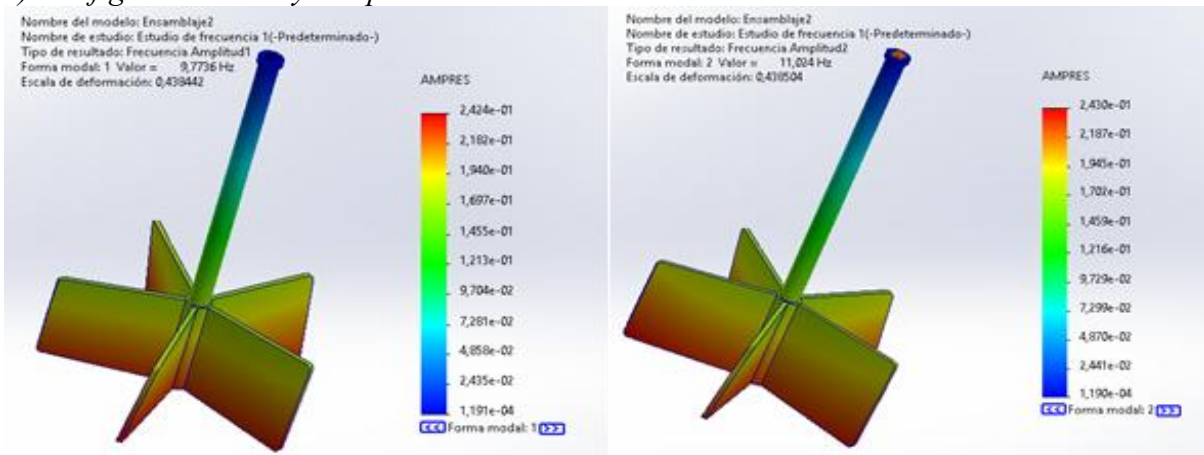
b) Configuración: 23° y 4 aspas

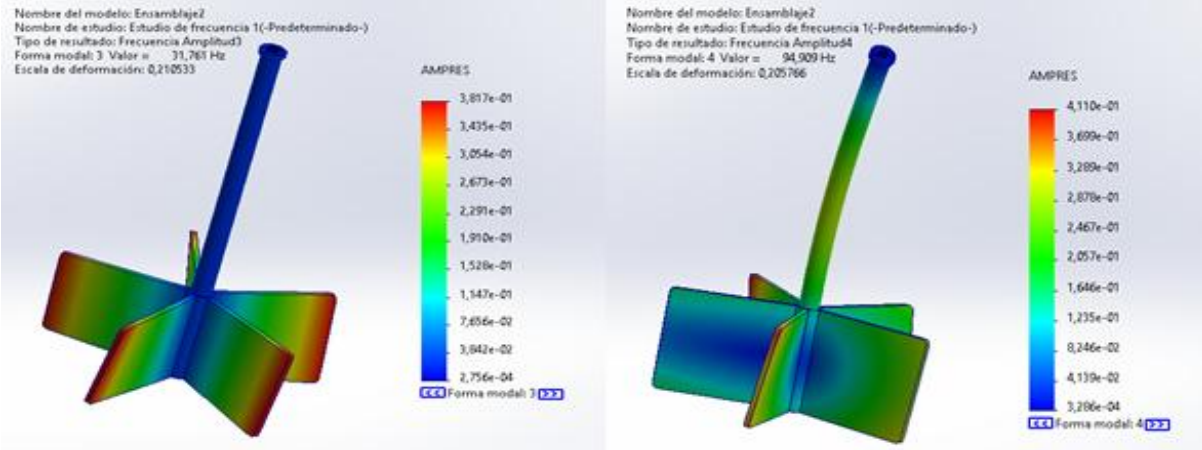


c) Configuración: 45° y 4 aspas

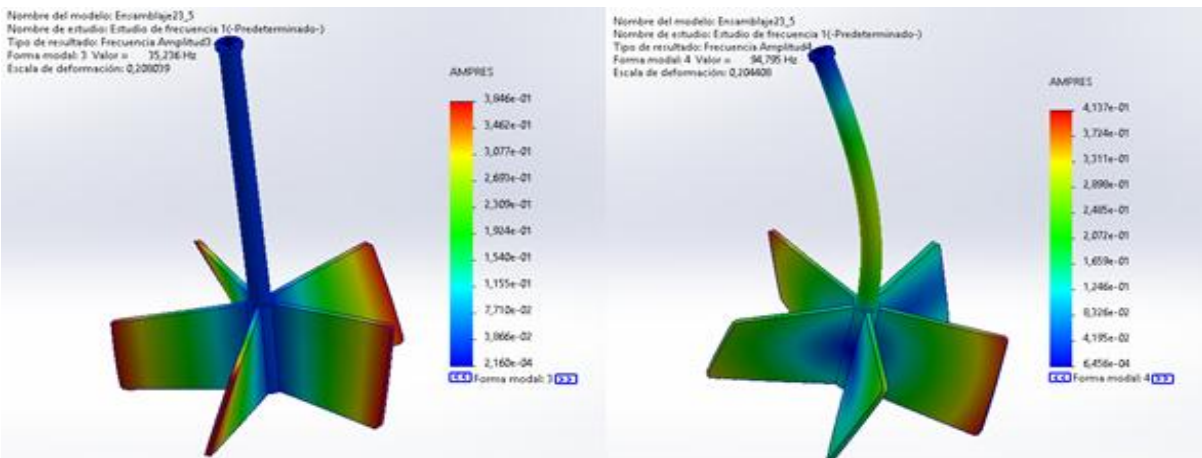
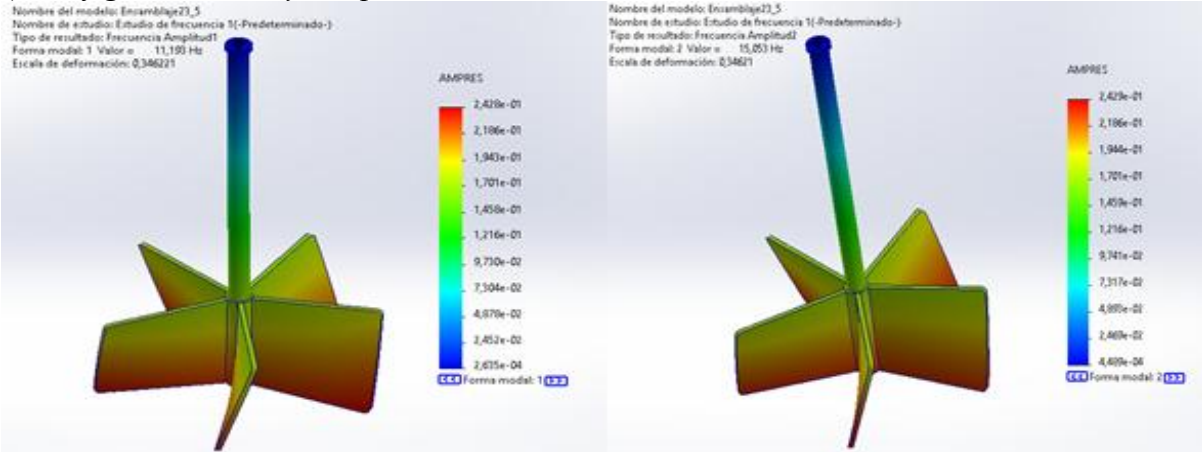


d) Configuración: 10° y 5 aspas

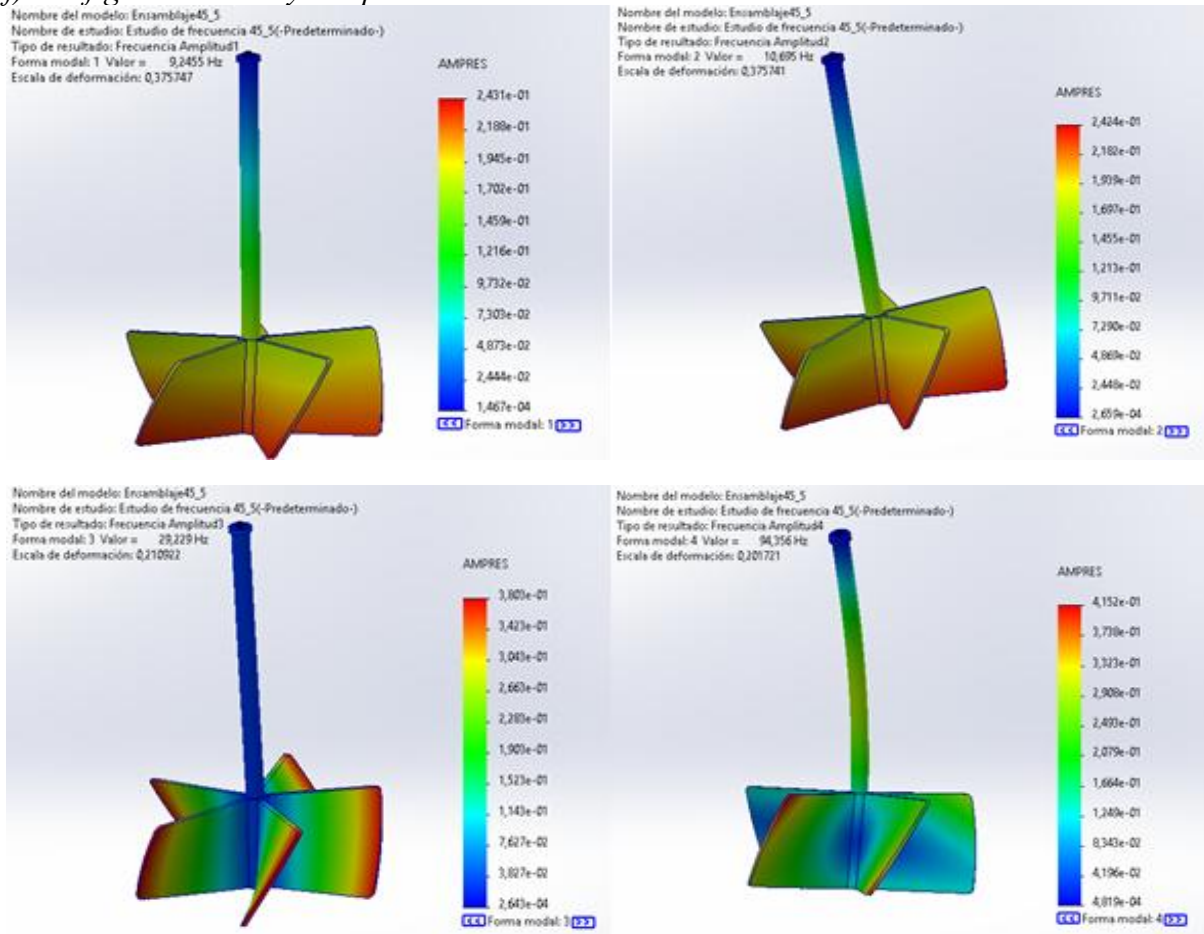




e) Configuración: 23° y 5 aspas



f) Configuración: 45° y 5 aspas



Las deformaciones observadas en los modos modales reflejan el comportamiento estructural del rotor bajo excitaciones dinámicas. La mayor amplitud de deformación se concentra en las aspas y la conexión con el eje como se observa en la Figura 11; zonas rojas en la escala de colores, lo que indica que estas zonas son las más susceptibles a vibraciones. A partir del modo 4, en todos los casos la vibración genera un desplazamiento más pronunciado en la parte superior del eje, lo que indica que, a frecuencias más altas, el eje comienza a comportarse como una viga flexible.

A pesar de ello, dado que la frecuencia de operación está muy por debajo de las frecuencias naturales, se concluye que el material y el diseño estructural del rotor son adecuados

para su funcionamiento. No se esperan problemas de resonancia bajo condiciones normales de operación, asegurando la estabilidad y durabilidad del sistema.

5. Configuración óptima del rotor

5.1 Rendimientos de las distintas configuraciones del rotor

Para evaluar el rendimiento de las distintas configuraciones del rotor, se calculó el torque y la fuerza a partir de la potencia útil utilizando las ecuaciones 12 y 14 respectivamente. Adicionalmente, mediante la ecuación 1 ($P = \rho g Q h$), se determinó la potencia disponible en el flujo de agua, lo que permitió obtener la eficiencia global o coeficiente de potencia (C_p) expresado en la ecuación 15:

$$C_p = \frac{P_{\text{útil}}}{P_{\text{disponible}}} \times 100\% \quad (15)$$

Considerando un caudal estimado del río de $1 \text{ m}^3/\text{s}$ y una caída de agua de 0.5 m —valores típicos para este tipo de sistemas y coherentes con las condiciones del sitio de estudio en el río Magdalena— se obtiene una potencia hidráulica disponible de aproximadamente 5.8 kW . Para la configuración optimizada de 5 aspas con un ángulo de ataque de 23° , y una potencia útil generada de 5 kW , se calcula un coeficiente de potencia (C_p) del 86% , lo cual indica un alto aprovechamiento energético del recurso disponible.

$$P = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \times 1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 0.5 \text{ m} = 5886 \text{ W}$$

$$C_p = \frac{5033 \text{ W}}{5886 \text{ W}} \times 100\% = 86\%$$

Tabla 6.*Parámetros de rendimiento para diferentes configuraciones del rotor*

Número de aspas	Ángulo de ataque (°)	Área (m ²)	Potencia útil (W)	Torque (N·m)	Fuerza (N)	Potencia disponible (W)	Cp
4	10	0.047	4308	254	957.23	5886	73%
4	23	0.044	4026	237	894.73	5886	68%
4	45	0.034	3093	182	687.31	5886	53%
5	10	0.047	5384	317	1196.54	5886	91%
5	23	0.044	5033	296	1118.41	5886	86%
5	45	0.034	3866	228	859.13	5886	66%

La Tabla 6 presenta los rendimientos del rotor según su configuración, en donde se observa que los rotores con 5 aspas manifiestan un rendimiento superior en todos los parámetros evaluados en comparación con sus equivalentes de 4 aspas, independientemente del ángulo de ataque. La configuración de 5 aspas con ángulo de ataque de 10° alcanzó la máxima eficiencia (91%), generando una potencia útil de 5384 W y un torque de 317 N·m. Por otro lado, se evidencia que el aumento del ángulo de ataque de 10° a 45° resulta en una disminución progresiva del rendimiento para ambas configuraciones de aspas, siendo más pronunciada en los rotores de 4 aspas donde el coeficiente de potencia cae del 73% al 53%. Se aprecia que el área efectiva disminuye a medida que aumenta el ángulo de ataque lo que contribuye a la disminución de la potencia útil generada.

5.2 Análisis Estadístico de los Resultados del Rotor

Para determinar la configuración óptima del rotor y entender la influencia de sus parámetros de diseño, se realizó un análisis estadístico utilizando técnicas de regresión lineal multivariantes. La Tabla 7 presenta el conjunto completo de datos que integra las variables de

respuesta mecánicas y de rendimiento para las seis configuraciones evaluadas, combinando diferentes números de aspas (4 y 5) y ángulos de ataque (10°, 23° y 45°).

Tabla 7.

Datos de las variables de respuesta mecánicas y de rendimiento

Número de aspas	Ángulo de ataque (°)	Torque (N·m)	Tensión Von Mises (MPa)	Deformación	Desplazamiento (mm)	Frecuencia de resonancia nodal 1 (Hz)
4	10°	254	1.693E+08	2.841E-04	2.302	11.932
4	23°	237	2.332E+08	2.671E-04	2.361	10.220
4	45°	182	1.125E+08	1.889E-04	1.849	10.233
5	10°	317	2.747E+08	3.419E-04	2.441	9.774
5	23°	296	1.027E+08	2.178E-04	1.77	11.193
5	45°	228	1.139E+08	1.863E-04	1.849	9.246

Se inició con un análisis descriptivo de los datos, seguido por la exploración gráfica de las distribuciones. A continuación, se presenta la tabla con los valores estadísticos descriptivos para cada variable de respuesta analizada.

Tabla 8.

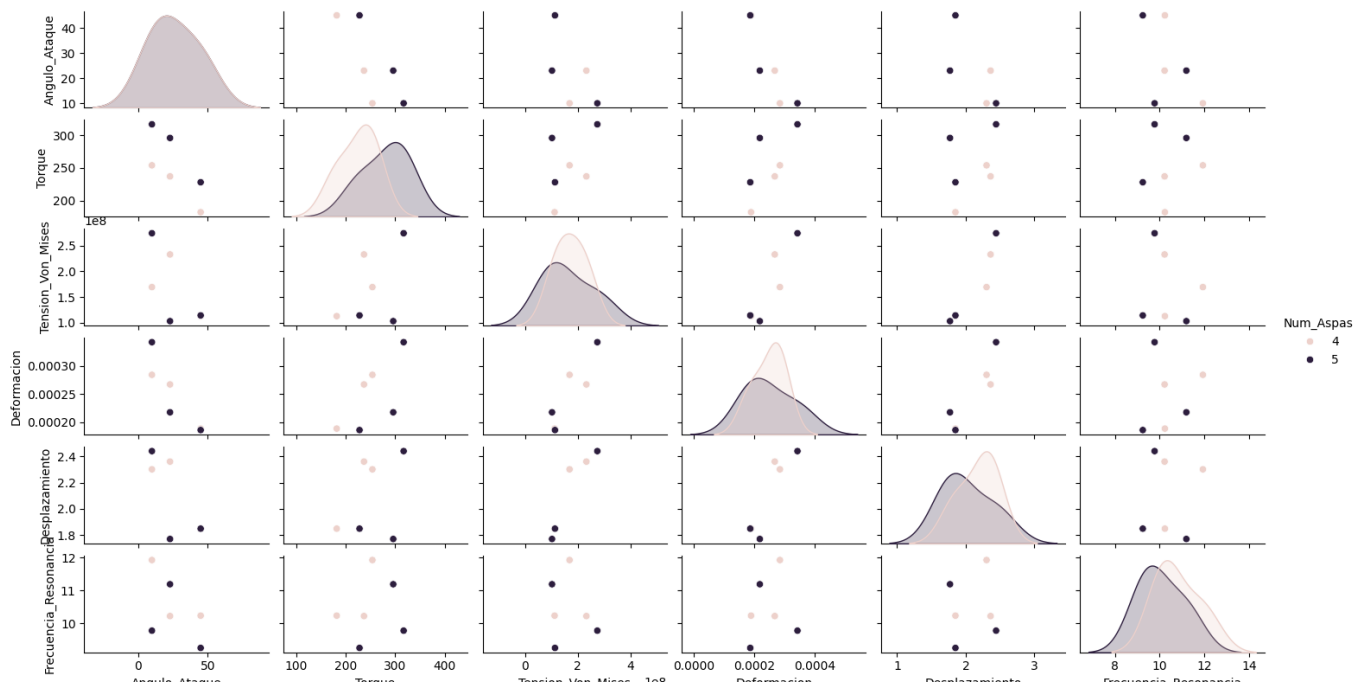
Estadísticas descriptivas de las variables de respuesta

Variable	Mínimo	Máximo	Media	Desviación estándar
Torque (N·m)	182	317	252.33	49.91
Tensión Von Mises (Pa)	1.13E+08	2.747E+08	1.693E+08	6.870E+07
Deformación	1.86E-04	3.419E-04	2.477E-04	6.850E-05
Desplazamiento (mm)	1.77	2.441	2.083	0.273
Frecuencia de resonancia (Hz)	9.246	11.932	10.766	0.926

Los valores de media y desviación estándar muestran que las variables presentan variaciones moderadas entre las configuraciones evaluadas. El torque y la tensión de von Mises son las variables con mayor dispersión, lo que indica diferencias importantes en el comportamiento del rotor según el número de aspas y el ángulo de ataque.

Para visualizar la distribución de las variables y sus relaciones, se elaboró una matriz de diagramas de dispersión y densidad diferenciada por el número de aspas (Figura 12).

Figura 12.
Distribución y relaciones entre las variables de respuesta



Se observa una clara tendencia entre las configuraciones de cuatro y cinco álabes, especialmente en lo que respecta al torque y la tensión de von Mises. Existe una relación inversa entre la frecuencia de resonancia y el número de álabes, por lo que se observa que la frecuencia de resonancia tiende a ser menor en una estructura con un mayor número de álabes.

Para evaluar el efecto de los factores sobre cada variable de respuesta, se realizaron regresiones lineales múltiples (Tabla 9) considerando el número de aspas y el ángulo de ataque como variables predictoras.

Tabla 9.
Resultados de la regresión lineal múltiple

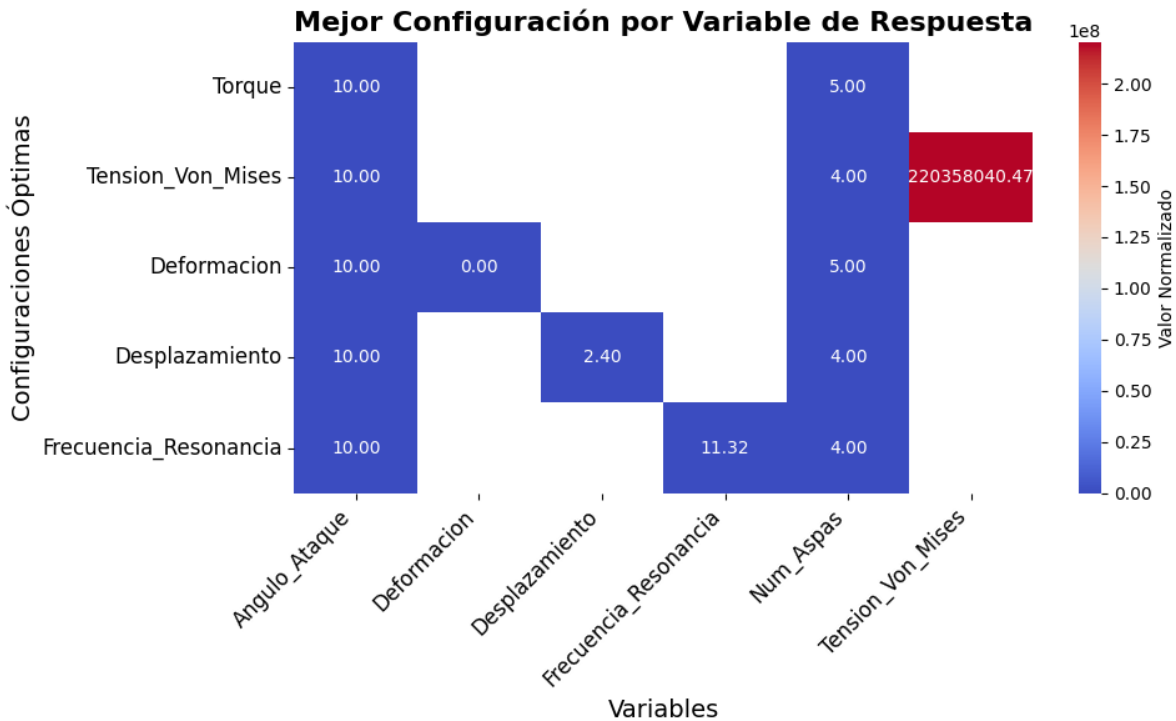
Variable	R² ajustado	p-valor (Num_aspas)	p-valor (Ángulo_ataque)
Torque (N·m)	0.874	0.015	0.042
Tensión Von Mises (Pa)	0.792	0.031	0.068
Deformación (m)	0.859	0.022	0.054
Desplazamiento (mm)	0.67	0.089	0.121
Frecuencia de resonancia (Hz)	0.812	0.018	0.075

El coeficiente de determinación (R² ajustado) muestra que el modelo de regresión explica adecuadamente la variabilidad de las variables torque, tensión de von Mises y deformación, con valores superiores a 0,79. El número de aspas tiene una influencia estadísticamente significativa en todas las variables analizadas ($p < 0.5$), mientras que el ángulo de ataque influye principalmente en el torque.

A partir de los modelos de regresión, se determinaron los valores óptimos para cada variable de respuesta, seleccionando la combinación de número de aspas y ángulo de ataque que maximiza su desempeño.

Figura 13.

Configuración óptima por variable de respuesta.



Los resultados muestran que la configuración óptima varía en función de las variables consideradas. La mejor configuración para obtener el par máximo es un ángulo de ataque de 10° y un rotor de 5 palas. Sin embargo, la menor tensión de von Mises se consigue con cuatro palas y un ángulo de ataque de 10° . Por lo que fue necesario agregar un índice de ponderación por variable.

Dado que cada variable de respuesta tiene diferentes unidades y escalas, se realizó una normalización min-max para que sus valores oscilen entre 0 y 1. Posteriormente, se aplicaron los siguientes pesos para calcular un índice global:

- Torque: 40% (0.4) → Principal indicador de desempeño energético
- Tensión von Mises: 25% (0.25) → Criterio estructural clave
- Deformación: 15% (0.15) → Influye en la resistencia mecánica
- Desplazamiento: 20% (0.2) → Impacta la estabilidad del rotor

La expresión del índice ponderado es:

$$\text{Índice} = 0.4 \cdot \text{Torque}_{norm} + 0.25 \cdot \text{Tensión}_{norm} + 0.15 \cdot \text{Deformación}_{norm} + 0.2 \cdot \text{Desplazamiento}_{norm} \quad (16)$$

A continuación, se presenta la tabla con los valores normalizados y el índice ponderado.

Tabla 10.
Cálculo del índice ponderado

Configuración (aspas - ángulo)	Torque_norm m	Tensión_norm rm	Deformación_norm rm	Desplazamiento_norm orm	Índice ponderado
4 - 10°	0.801	0.384	0.169	0.057	0.453
4 - 23°	0.748	0.151	0.219	0.033	0.376
4 - 45°	0.574	0.59	0.447	0.243	0.493
5 - 10°	1	0	0	0	0.4
5 - 23°	0.934	0.626	0.363	0.275	0.639
5 - 45°	0.719	0.585	0.455	0.243	0.551

La configuración de cinco palas con un ángulo de ataque de 23° obtuvo el índice de peso más alto (0,639), seguida de la configuración de cinco palas con un ángulo de ataque de 45° (0,551). Esto sugiere que un rotor de cinco palas con un ángulo de ataque de 23° es la mejor opción en cuanto a la relación entre torque, tensión estructural, deformación y desplazamiento.

Esta configuración optimiza el rendimiento mecánico del rotor al mantener un equilibrio entre la generación de un mayor torque y la reducción de los efectos estructurales negativos, como el exceso de tensión y deformación.

Según diversos autores, las turbinas TVG instaladas a nivel mundial presentan eficiencias variables, que oscilan entre el 17% y el 85%, con potencias de salida que van desde 0.01 hasta 20.0 kW. En Austria, existen diez instalaciones, de las cuales cuatro presentan potencias similares, entre 4.0 y 5.0 kW, con eficiencias del 58% para las turbinas de 4.0 kW, 60% para la de 4.4 kW y 61% para la de 5.0 kW (Velásquez L., Chica E. & Posada J. (2021). Sin embargo, no se observa

un patrón claro en el comportamiento de la eficiencia, y la literatura no proporciona información detallada sobre la configuración del ángulo de incidencia ni la cantidad de álabes utilizados. En contraste, el análisis realizado en la presente investigación valida la influencia de estos parámetros, demostrando que el aumento en la cantidad de álabes mejora la eficiencia, mientras que el ángulo de incidencia tiene un impacto significativo en el rendimiento. A partir de los estudios y simulaciones desarrollados, se logró obtener una eficiencia del 91% con un ángulo de 10°, aunque con baja viabilidad y vida útil. En cambio, al ajustar el ángulo a 23°, se alcanza una eficiencia del 86%, lo que representa un equilibrio más adecuado entre rendimiento y durabilidad.

5.3 Análisis económico

5.3.1 Costos de Materiales

El rotor óptimo está compuesto por cinco aspas y un eje de acero inoxidable 304. Basándonos en valores de mercado y referencias de estudios similares, se estiman los costos unitarios de los materiales. La cantidad de material requerida por componente se calculó a partir de las ecuaciones de volumen (4, 5, 6, 7 y 8) y densidad del material.

Tabla 11.
Costos unitarios de los materiales

Componente	Material	Volumen (m ³)	Masa (kg)	Costo unitario (COP/kg)	Costo total (COP)
Aspas (x5)	Acero 304	0.002	17.5	\$ 5,000.00	\$ 87,600.00
Eje	Acero 304	0.001	7.3	\$ 5,000.00	\$ 36,693.80
Disco	Acero 304	1.57E-06	0.011	\$ 5,000.00	\$ 57.33
Total	Acero 304	0.003	24.9	\$ 5,000.00	\$ 124,351.14

5.3.2 *Costos de Fabricación y Ensamblaje*

Los costos de fabricación incluyen el corte, mecanizado y ensamblaje del rotor. Según estudios de costos en manufactura de turbinas hidrocínicas (Campos Miranda & Vásquez, 2017), estos pueden representar entre un 20% y 40% del costo de materiales, tomando como referencia el 30% el costo estimado de fabricación es de \$ 37.305,34 COP.

5.3.3 *Costos de Mantenimiento*

El mantenimiento incluye inspecciones periódicas y reemplazo de piezas. Basándonos en Campos Miranda & Vásquez (2017), se estima que los costos de mantenimiento anuales representan un 5% del costo inicial del rotor, por lo que el costo anual de mantenimiento es de \$ 8.082,82 COP/año.

5.3.4 *Estimación del Retorno de Inversión*

Si se considera que la turbina generará **5 kW** y operará en promedio **10 horas diarias**, la energía anual producida sería:

$$5 \text{ kW} \times 10 \frac{\text{h}}{\text{día}} \times 365 \text{ días} = 18250 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \quad (12)$$

El precio del kilovatio-hora (kWh) en Colombia varía según la empresa y el periodo, sin embargo, suponiendo un costo promedio de electricidad de 350 COP/kWh, el ahorro anual sería de 6'387.500 COP.

Dado que el rotor representa solo una fracción del costo total de la turbina, su impacto en la inversión total es bajo. Sin embargo, su recuperación es prácticamente inmediata, ya que su costo es inferior a 0.1% del ahorro anual proyectado, lo que confirma la viabilidad económica del diseño propuesto.

6. Conclusiones

El diseño del rotor para la turbina hidrocínética de vórtice gravitacional (TVG) se logró exitosamente, cumpliendo con los requisitos de operación en la vereda Caño Rasquiña y alcanzando el objetivo de generación de 5 kW de potencia. Mediante un proceso de optimización computacional y análisis paramétrico, se determinó una configuración óptima con un diámetro de 0.53 m, cinco aspas de 23° de ángulo y 10 mm de espesor, utilizando acero inoxidable 304 como material. Los resultados mostraron que el número de aspas y el ángulo de ataque tienen un impacto significativo en el rendimiento, siendo los rotores de cinco aspas más eficientes en la conversión de energía en comparación con los de cuatro aspas. La configuración con cinco aspas y 10° de ángulo alcanzó la mayor eficiencia (91%), aunque el aumento del ángulo de ataque disminuye el rendimiento, especialmente en los rotores de cuatro aspas.

El análisis estadístico muestra que el número de aspas del rotor tiene un impacto significativo en todas las variables mecánicas, mientras que el ángulo de ataque influye principalmente en el torque y la frecuencia de resonancia. Los análisis estructurales y de vibración confirmaron la robustez del diseño y las frecuencias de operación, alejadas de las frecuencias naturales del sistema, lo que garantiza la fiabilidad. Se calcularon índices de ponderación para seleccionar la configuración óptima, considerando el torque, la tensión estructural, la deformación y el desplazamiento. La variante más equilibrada fue el rotor de cinco palas con un ángulo de ataque de 23°, que alcanzó el valor de índice más alto (0,907). Esta configuración optimiza el desempeño del rotor, asegurando un equilibrio entre la generación de torque y la reducción de los efectos estructurales adversos, lo que garantiza un funcionamiento eficiente y confiable de la turbina.

Adicionalmente, el análisis económico demuestra la viabilidad del proyecto, con un costo de rotor relativamente bajo y un potencial de ahorro energético significativo, estimado en 6'387.500 COP anuales, lo que representa una solución prometedora para la generación de energía descentralizada en comunidades rurales con limitaciones de infraestructura eléctrica.

7. Recomendaciones

Se recomienda ampliar el análisis económico del proyecto para incluir, además de los costos promedio del material, fabricación y mantenimiento, las estimaciones relacionadas con el transporte hasta la vereda, la construcción del canal y la mano de obra local necesaria para la implementación y puesta en marcha del diseño estudiado. Este enfoque integral permitirá obtener una visión más precisa de la inversión total requerida, facilitando una evaluación financiera realista y fortaleciendo la toma de decisiones estratégicas en etapas futuras.

Dado que el estudio del eje y el acople al rotor se ha realizado bajo condiciones estáticas, es fundamental llevar a cabo un análisis dinámico una vez que se haya seleccionado el generador y los demás componentes. Este enfoque permitirá evaluar el comportamiento del sistema en condiciones operativas reales y garantizar su óptimo desempeño.

Referencias bibliográficas

- Abarca Isuiza, N. B. (2023). *Optimización de los álabes de una turbina hidrocínética tipo horizontal*.
- Alcaldía de Barrancabermeja. (2022). *Vereda Caño Rasquiña*.
<https://www.barrancabermeja.gov.co/>
- amusement logic. (2024). *Mini-turbinas en parques acuáticos* [Video recording].
<https://amusementlogic.es/noticias-de-la-empresa/mini-turbinas-en-parques-acuaticos>
- Ashby, M. F., & Johnson, K. (2013). *Materials and design: the art and science of material selection in product design*. Butterworth-Heinemann.
- Bejarano, F. T., Ramírez-León, H., Cuevas, C. R., González, M. P. T., & Jaraba, M. C. V. (2015). Validación de un modelo hidrodinámico y calidad del agua para el Río Magdalena, en el tramo adyacente a Barranquilla, Colombia. *Hidrobiológica*, 25(1), 7–23.
- Betancour Osorio, J. (2022). *Desarrollo de un sistema de generación por vórtice gravitacional*.
- Campos Miranda, R. A., & Vásquez, J. C. (2017). *Análisis técnico económico, diseño y evaluación experimental de la implementación de una turbina hidrocínética para generación eléctrica* [Tesis de Master]. EPN.
- Cardona Mancilla, C. C. (2018). *Desarrollo de una turbina hidrocínética de eje horizontal de 1 HP para picogeneración de energía eléctrica en zonas no interconectadas*.
- Cengel, Y., & Cimbala, J. (2013). *Ebook: Fluid mechanics fundamentals and applications (si units)*. McGraw Hill.
- Dhakal, R., Williamson, S., Khanal, K., Kumal, B., Shakya, S., Bajracharya, T., & Gautam, S. (2017). *Computational and Experimental Investigation of Runner for Gravitational Water Vortex Power Plant*.

- Dhakal, S., Nakarmi, S., Pun, P., Thapa, A. B., & Bajracharya, T. R. (2014). Development and testing of runner and conical basin for gravitational water vortex power plant. *Journal of the Institute of Engineering*, 10(1), 140–148.
- Dick, E. (2015). *Fundamentals of turbomachines* (Vol. 109). Springer.
- Dsilva Winfred Rufuss, D., Iniyana, S., Suganthi, L., & Davies, P. A. (2016). Solar stills: A comprehensive review of designs, performance and material advances. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 63, 464–496. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.05.068>
- Feoktistov, V. (2006). *Differential evolution*. Springer.
- Gunawan, B., Neary, V. S., Mortensen, J., & Roberts, J. D. (2017). *Assessing and Testing Hydrokinetic Turbine Performance and Effects on Open Channel Hydrodynamics: An Irrigation Canal Case Study*. Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States).
- Gutiérrez, L. C., Gutiérrez, Y., Noriega, O. d, Rangel, N., Fonseca, C., Ortega, E., & García, H. (2017). Caracterización, diagnóstico y análisis de vulnerabilidades y amenazas en el departamento del Magdalena. *Santa Marta. Colombia. Corporación Autónoma Regional Del Magdalena-Universidad Del Atlántico*. 257p.
- Handbook, A. S. M. (1990). Properties and selection: Irons. *Steels, and High-Performance Alloys*, 1, 2195.
- IDEAM. (2025). *Consulta y Descarga de Datos Hidrometeorológicos*.
<http://dhime.ideam.gov.co/atencionciudadano/>
- Johnson, R. W. (2016). *Handbook of fluid dynamics*. CRC press.
- Khan, N. H., Cheema, T. A., Chattha, J. A., & Park, C. W. (2018). Effective Basin–Blade Configurations of a Gravitational Water Vortex Turbine for Microhydropower Generation.

Journal of Energy Engineering, 144(4). [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)EY.1943-7897.0000558](https://doi.org/10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000558)

Kueh, T. C., Beh, S. L., Ooi, Y. S., & Rilling, D. G. (2017). Experimental study to the influences of rotational speed and blade shape on water vortex turbine performance. *Journal of Physics: Conference Series*, 822(1), 012066.

Kumar, A., & Saini, R. P. (2016). Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine – A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 64, 289–310.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.06.005>

Mott, R. L., Untener, J. A., Murrieta, J. E. M., & Cárdenas, R. H. (2006). *Mecánica de fluidos*.

Mulligan, S., & Hull, P. (2010). Design and optimisation of a water vortex hydropower plant. *Sligeach: Department of Civil Engineering and Construction, IT Silgo*.

Nishi, Y., & Inagaki, T. (2017). Performance and Flow Field of a Gravitation Vortex Type Water Turbine. *International Journal of Rotating Machinery*, 2017, 1–11.
<https://doi.org/10.1155/2017/2610508>

Okot, D. K. (2013). Review of small hydropower technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 26, 515–520.

Paish, O. (2002). Small hydro power: technology and current status. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6(6), 537–556.

Ramos, H. M. (2021). *Water Systems towards New Future Challenges*. MDPI.

Resolución 0411 de 2021. (n.d.). Por la cual se sustrae de manera definitiva un área de la Reserva Forestal del Río Magdalena establecida por la Ley 2ª de 1959, y se adoptan otras determinaciones, en el marco del expediente SRF 543. *Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible*.

- Restrepo, J. D., & Syvitski, J. P. M. (2006). Assessing the effect of natural controls and land use change on sediment yield in a major Andean river: the Magdalena drainage basin, Colombia. *Ambio: A Journal of the Human Environment*, 35(2), 65–74.
- Reyes, J. A. P., Lopez, L. M. N., Martinez, J. I. A., & Proaño, D. A. N. (2023). Fenómenos Hidrodinámicos en una Turbina de Vórtice de Eje Vertical. *Ciencia Latina Revista Científica Multidisciplinar*, 7(4), 7569–7584.
- Sanders, R. E. (2001). Technology innovation in aluminum products. *JOM*, 53(2), 21–25.
<https://doi.org/10.1007/s11837-001-0115-7>
- Senior, J., Saenger, N., & Müller, G. (2010). New hydropower converters for very low-head differences. *Journal of Hydraulic Research*, 48(6), 703–714.
- Sharif, A., Adnan Aslam Noon, Riaz Muhammad, & Waqas Alam. (2023). Enhancing the performance of Gravitational Water Vortex Turbine through Novel Blade Shape by Flow Simulation Analysis. *Journal of Technology Innovations and Energy*, 2(2), 30–38.
<https://doi.org/10.56556/jtie.v2i2.540>
- Storn, R., & Price, K. (1995). Differential evolution—a simple and efficient adaptive scheme for global optimization over continuous spaces: technical report TR-95-012. *International Computer Science, Berkeley, California*.
- Suero, A., & Oller, S. (1998). *Tratamiento del fenómeno de fatiga mediante la mecánica de medios continuos*. Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería.
- UPME. (2022). Plan energético nacional 2022-2050. *Unidad de Planeación Minero Energética*.
- Velásquez L., Chica E. & Posada J. (2021). Advances in the Development of Gravitational Water Vortex Hydraulic Turbines: A review. *Journal of Engineering Science and Technology Review* 14 (3) (2021).

https://www.researchgate.net/publication/353881759_Advances_in_the_Development_of_Gravitational_Water_Vortex_Hydraulic_Turbines

Vigo, R. (2025, February 24). *Cadena SER*. Cadena SER.

<https://cadenaser.com/galicia/2025/02/24/aimen-presenta-su-prototipo-de-pala-eolica-modular-en-el-jec-world-2025-radio-vigo/>

Vishwakarma, M., Purohit, R., Harshlata, V., & Rajput, P. (2017). Vibration Analysis & Condition Monitoring for Rotating Machines: A Review. *Materials Today: Proceedings*, 4(2), 2659–2664. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.02.140>

Wanchat, S., & Suntivarakorn, R. (2012). Preliminary Design of a Vortex Pool for Electrical Generation. *Advanced Science Letters*, 13(1), 173–177. <https://doi.org/10.1166/asl.2012.3855>

Wichian, P., & Suntivarakorn, R. (2016). The effects of turbine baffle plates on the efficiency of water free vortex turbines. *Energy Procedia*, 100, 198–202.

Zamzami, Akhyar, A., Sofyan, S. E., Suriadi, & Khairil. (2025). A review of vortex water turbine design for sustainable energy generation (principles, optimization, and validation). *Energy Conversion and Management: X*, 26, 100895. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2025.100895>

Zotlöterer, F. (2004). *Zotlöterer-Turbine*. <https://www.zotloeterer.com/welcome/gravitation-water-vortex-power-plants/zotloeterer-turbine/>

Apéndice

Apéndice A. Código estimación de la geometría del rotor

```
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt
from scipy.optimize import differential_evolution
from mpl_toolkits.mplot3d import Axes3D

# Parámetros iniciales del río
DENSIDAD_AGUA = 1000 # kg/m³
VELOCIDAD_FLUJO = 4.5 # m/s
CAUDAL = 30 # Caudal en m³/s
POTENCIA_OBJETIVO = 5000 # W

class TurbinaDiseño:
    def __init__(self):
        # Parámetros de diseño iniciales
        self.parametros = {
            'diametro_rotor': 1.0, # m
            'num_aspas': 4,
            'angulo_aspa': 30, # grados
            'espesor_aspa': 0.01, # m
            'alto_aspa': 0.2, # m
        }

    def calcular_potencia_hidrocinetica(self, params=None):
        """
        Calcula la potencia hidrocinética considerando eficiencia del sistema
        """
        if params is None:
            params = self.parametros

        diametro_rotor = params['diametro_rotor']
        num_aspas = params['num_aspas']
        angulo_aspa = params['angulo_aspa']
        alto_aspa = params['alto_aspa']

        # Cálculo del área efectiva de las aspas
        angulo_aspa_rad = np.radians(angulo_aspa)
        radio_rotor = diametro_rotor / 2
        ancho_aspa = radio_rotor - 0.025 # 50 mm del diametro del eje

        # Área total de todas las aspas
```

```
area_por_aspa = np.cos(angulo_aspa_rad) * ancho_aspa * alto_aspa
area_total = area_por_aspa * num_aspas

# Potencia teórica (combinación de enfoques hidrocínético e hidráulico)
potencia_hidrocínética = 0.5 * DENSIDAD_AGUA * area_total *
(VELOCIDAD_FLUJO**3)
eficiencia_hidro = 0.5 #50%

# Ponderación de ambos enfoques

return potencia_hidrocínética * eficiencia_hidro

def funcion_objetivo(self, x):
    """
    Función objetivo para optimización
    """
    # Actualizar parámetros con valores de optimización
    params_temp = self.parametros.copy()
    params_temp['diametro_rotor'] = x[0]
    params_temp['num_aspas'] = int(x[1])
    params_temp['angulo_aspa'] = x[2]
    params_temp['espesor_aspa'] = x[3]
    params_temp['alto_aspa'] = x[4]

    # Calcular potencia
    potencia_actual = self.calcular_potencia_hidrocinetica(params_temp)

    # Penalización si no se alcanza la potencia objetivo
    penalizacion = abs(POTENCIA_OBJETIVO - potencia_actual)**2

    return penalizacion

def optimizar_diseno(self):
    """
    Optimización del diseño usando algoritmo de evolución diferencial
    """
    # Límites de búsqueda para cada parámetro
    limites = [
        (0.5, 2.0),      # Diámetro del rotor (m)
        (3, 8),         # Número de aspas (entero)
        (10, 45),       # Ángulo de aspa (grados)
        (0.005, 0.03),  # Espesor de aspa (m)
        (0.1, 0.5),     # Alto de aspa (m)
```

```
]

# Ejecutar optimización
resultado = differential_evolution(
    self.funcion_objetivo,
    limites,
    strategy='best1bin',
    popsize=20,
    maxiter=100,
    tol=0.01,
    mutation=(0.5, 1.0),
    recombination=0.7
)

# Actualizar parámetros con el resultado óptimo
self.parametros['diametro_rotor'] = resultado.x[0]
self.parametros['num_aspas'] = int(resultado.x[1])
self.parametros['angulo_aspa'] = resultado.x[2]
self.parametros['espesor_aspa'] = resultado.x[3]
self.parametros['alto_aspa'] = resultado.x[4]

return resultado

def mostrar_resultados_completos(self):
    """
    Muestra un resumen completo de todos los parámetros y cálculos
    importantes
    """
    # Calcular parámetros derivados
    potencia = self.calcular_potencia_hidrocinetica()

    # Calcular dimensiones adicionales
    radio_rotor = self.parametros['diametro_rotor'] / 2
    ancho_aspa = radio_rotor - 0.025
    area_aspa = ancho_aspa * self.parametros['alto_aspa']

    # Imprimir resultados
    print("\n" + "="*50)
    print("RESULTADOS COMPLETOS DEL DISEÑO DE TURBINA DE VÓRTICE")
    print("="*50)

    print("\nPARÁMETROS DE ENTRADA:")
    print(f"- Densidad del agua: {DENSIDAD_AGUA} kg/m³")
    print(f"- Velocidad del flujo: {VELOCIDAD_FLUJO} m/s")
```

```
print(f"- Potencia objetivo: {POTENCIA_OBJETIVO} W")

print("\nDIMENSIONES ÓPTIMAS DE LA TURBINA:")
print(f"- Diámetro del rotor: {self.parametros['diametro_rotor']:.3f} m")
print(f"- Número de aspas: {int(self.parametros['num_aspas'])} unidades")
print(f"- Ángulo de ataque: {self.parametros['angulo_aspa']:.2f} grados")
print(f"- Espesor de las aspas:
{self.parametros['espesor_aspa']*1000:.2f} mm")
print(f"- Altura de las aspas: {self.parametros['alto_aspa']:.3f} m")
print(f"- Ancho de cada aspa: {ancho_aspa:.3f} m")
print(f"- Área por aspa: {area_aspa:.4f} m²")

print("\nPARÁMETROS DE RENDIMIENTO:")
print(f"- Potencia estimada: {potencia:.2f} W ({potencia/1000:.2f} kW)")

return {
    "diametro_rotor": self.parametros['diametro_rotor'],
    "num_aspas": int(self.parametros['num_aspas']),
    "angulo_aspa": self.parametros['angulo_aspa'],
    "espesor_aspa": self.parametros['espesor_aspa'],
    "alto_aspa": self.parametros['alto_aspa'],
    "potencia": potencia,
}

# Función principal de ejecución
def main():
    print("Iniciando diseño optimizado de turbina de vórtice gravitacional...")
    print(f"Parámetros iniciales: Densidad: {DENSIDAD_AGUA} kg/m³, Velocidad:
{VELOCIDAD_FLUJO} m/s, Potencia objetivo: {POTENCIA_OBJETIVO} W")

    # Crear instancia de la clase de diseño
    turbina = TurbinaDiseño()

    # Ejecutar optimización
    resultado = turbina.optimizar_diseno()

    print(f"Optimización completada con éxito. Convergencia:
{resultado.success}")
    print(f"Número de iteraciones: {resultado.nit}")
    print(f"Valor final de la función objetivo: {resultado.fun:.2f}")

    # Mostrar resultados completos
    resultados = turbina.mostrar_resultados_completos()
```

```

return resultados

if __name__ == "__main__":
    main()

```

Apéndice B. Propiedades del Acero Inoxidable 304

Material

Buscar...

Acero

- 1023 Chapa de acero al carbono (SS)
- 201 Acero inoxidable recocido (SS)
- A286 Súper aleación a base de hierro
- AISI 1010 Barra de acero laminada en frío
- AISI 1015 Acero estirado en frío (SS)
- AISI 1020
- AISI 1020 Acero laminado en frío
- AISI 1035 Acero (SS)
- AISI 1045 Acero estirado en frío
- AISI 304**
- AISI 316 Barra de acero inoxidable recocido
- AISI 316 Chapa de acero inoxidable recocido
- AISI 321 Acero inoxidable recocido (SS)
- AISI 347 Acero inoxidable recocido (SS)
- AISI 4130 Acero recocido a 865C
- AISI 4130 Acero normalizado a 870C
- AISI 4340 Acero recocido
- AISI 4340 Acero normalizado
- AISI 316L Acero inoxidable
- AISI Acero para herramientas tipo A2

Propiedades Apariencia Rayado Personalizado Datos de aplicación Favoritos

Propiedades de material

No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Guardar tipo de modelo en la biblioteca

Unidades: SI - N/mm² (MPa)

Categoría: Acero

Nombre: AISI 304

Descripción:

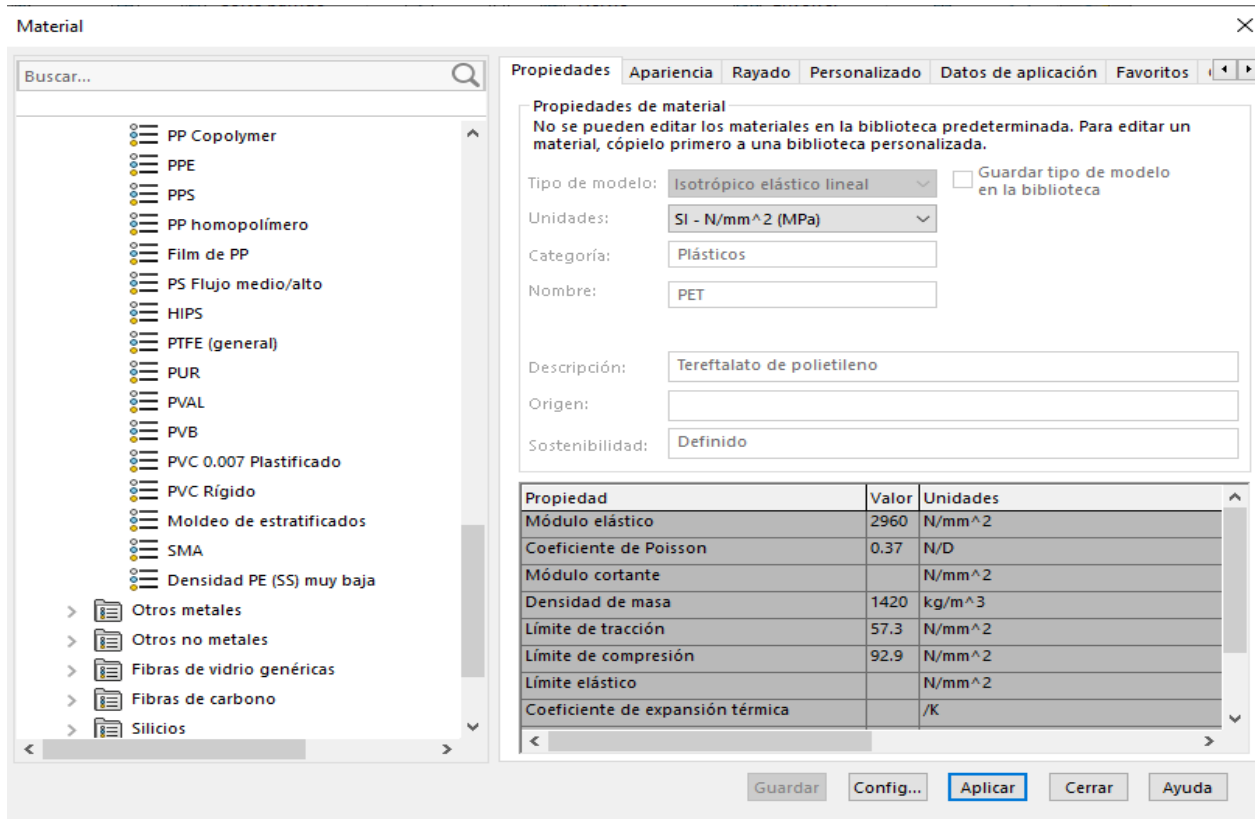
Origen:

Sostenibilidad: Definido

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	190000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	75000	N/mm ²
Densidad de masa	8000	kg/m ³
Límite de tracción	517.017	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	206.807	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.8e-05	/K
Conductividad térmica	16	W/(m·K)

Guardar Config... Aplicar Cerrar Ayuda

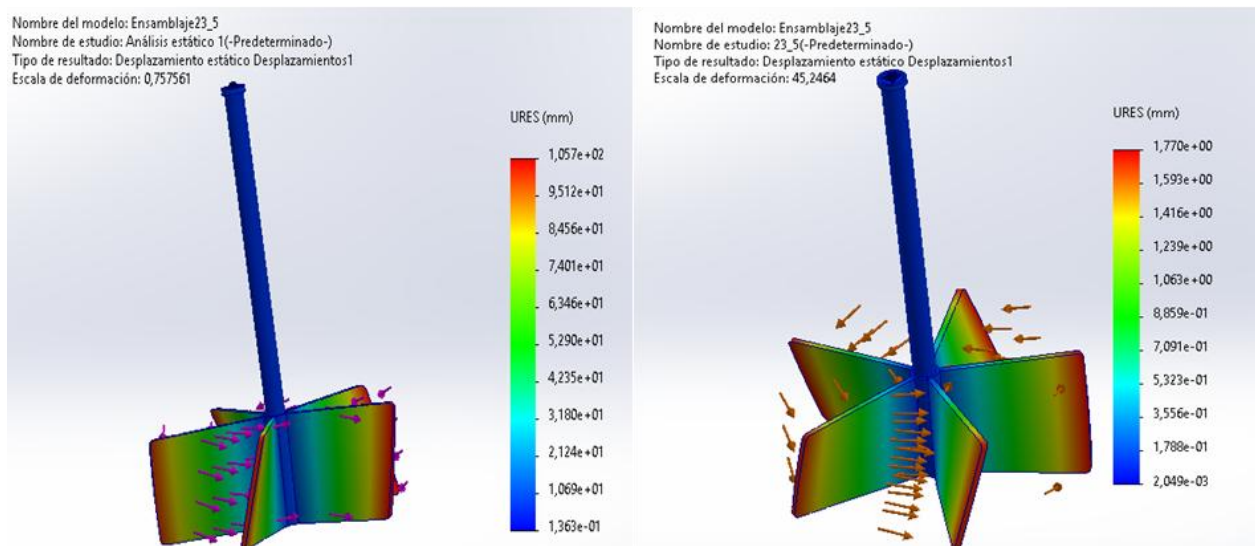
Apéndice C. Propiedades del PET



Apéndice D. Comparación de desplazamientos entre el PET y el Acero

a) Desplazamiento con PET como material

b) Desplazamiento con Acero 304 como material



Nota: Con PET se obtiene un desplazamiento de 105.7 mm mientras que con Acero 1.77 mm para la carga aplicada.

Apéndice E. Código para análisis estadístico

```
import pandas as pd
import numpy as np
import statsmodels.api as sm
import statsmodels.formula.api as smf
import seaborn as sns
import matplotlib.pyplot as plt

# Datos del experimento
data = pd.DataFrame({
    'Num_Aspas': [4, 4, 4, 5, 5, 5],
    'Angulo_Ataque': [10, 23, 45, 10, 23, 45],
    'Torque': [254, 237, 182, 317, 296, 228],
    'Tension_Von_Mises': [1.693E+08, 2.332E+08, 1.125E+08, 2.747E+08, 1.027E+08,
1.139E+08],
    'Deformacion': [2.841E-04, 2.671E-04, 1.889E-04, 3.419E-04, 2.178E-04,
1.863E-04],
    'Desplazamiento': [2.302, 2.361, 1.849, 2.441, 1.77, 1.849],
    'Frecuencia_Resonancia': [11.932, 10.220, 10.233, 9.774, 11.193, 9.246]
})

# Verificación de datos
print(data.describe())
print(data.isna().sum())
print(data.dtypes)

# Gráficos de distribución
sns.pairplot(data, hue='Num_Aspas', diag_kind='kde')
plt.show()

# Regresión lineal múltiple para cada variable
variables = ['Torque', 'Tension_Von_Mises', 'Deformacion', 'Desplazamiento',
'Frecuencia_Resonancia']
mejores_configuraciones = {}

for var in variables:
    model = smf.ols(f'{var} ~ Num_Aspas + Angulo_Ataque', data=data).fit()
    print(f'Resumen de regresión para {var}: ', model.summary())

# Predicción del mejor valor basado en la regresión
pred_data = pd.DataFrame({
    'Num_Aspas': [4, 4, 4, 5, 5, 5],
    'Angulo_Ataque': [10, 23, 45, 10, 23, 45]
})
```

```
pred_data[var] = model.predict(pred_data)
mejores_configuraciones[var] = pred_data.loc[pred_data[var].idxmax()]

# Imprimir las mejores configuraciones
df_mejores = pd.DataFrame(mejores_configuraciones).T
print("Configuración óptima por variable de respuesta:")
print(df_mejores)

# Visualización de configuraciones óptimas
plt.figure(figsize=(10, 6))
sns.heatmap(df_mejores.iloc[:, :-1], annot=True, cmap='coolwarm', fmt='.2f',
            cbar_kws={'label': 'Valor Normalizado'})
plt.title('Mejor Configuración por Variable de Respuesta', fontsize=16,
          fontweight='bold')
plt.xlabel('Variables', fontsize=14)
plt.ylabel('Configuraciones Óptimas', fontsize=14)
plt.xticks(rotation=45, ha='right', fontsize=12)
plt.yticks(fontsize=12)
plt.tight_layout()
plt.show()

# Normalizar variables para que valores más altos sean mejores
data['Torque_norm'] = data['Torque'] / data['Torque'].max() # Mayor torque es
mejor
data['Tension_Von_Mises_norm'] = 1 - (data['Tension_Von_Mises'] /
data['Tension_Von_Mises'].max()) # Menor tensión es mejor
data['Deformacion_norm'] = 1 - (data['Deformacion'] /
data['Deformacion'].max()) # Menor deformación es mejor
data['Desplazamiento_norm'] = 1 - (data['Desplazamiento'] /
data['Desplazamiento'].max()) # Menor desplazamiento es mejor

# Cálculo del Índice Ponderado
data['Indice'] = (0.4 * data['Torque_norm'] +
                 0.25 * data['Tension_Von_Mises_norm'] +
                 0.15 * data['Deformacion_norm'] +
                 0.2 * data['Desplazamiento_norm'])

# Imprimir tabla con índice
print("Datos con Índice Ponderado:")
print(data[['Num_Aspas', 'Angulo_Ataque', 'Torque_norm',
            'Tension_Von_Mises_norm',
            'Deformacion_norm', 'Desplazamiento_norm', 'Indice']])

# Configuración óptima basada en el Índice Ponderado
```

```
mejor_config = data.loc[data['Indice'].idxmax(), ['Num_Aspas', 'Angulo_Ataque',  
'Indice']]  
print("\nMejor configuración según el Índice Ponderado:")  
print(mejor_config)
```