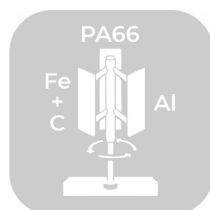


# Estudio de incidencia del flujo en la estructura de turbinas tipo H-Darrieus de tres materiales diferentes vía acoplamiento CFD-FEA



## Colaboración

José Daniel Cardona Cárdenas, Instituto Tecnológico Metropolitano; Juan Gonzalo Ardila Marín; Luis Humberto Martínez Palmeth, Universidad Surcolombiana

Fecha de recepción: 15 de marzo de 2024

Fecha de aceptación: 20 de julio de 2024

**RESUMEN:** Las turbinas hidrocineéticas sirven para el aprovechamiento de la energía hídrica. Son de fácil transporte, y su construcción les permite ser ubicadas fácilmente. También tienen limitaciones, como su baja eficiencia. La turbina H-Darrieus se basa en el principio de funcionamiento de las turbinas eólicas de eje vertical. Tradicionalmente su diseño se ha realizado a través de la experimentación, sin embargo, existen técnicas para reducir costos como el uso de métodos numéricos. En el presente estudio, se llevó a cabo un análisis de la incidencia del flujo en la estructura de turbinas H-Darrieus de tres materiales diferentes vía acoplamiento Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) – Análisis por Elementos Finitos (FEA). Se hizo CFD en FLUENT® en 2D de los modelos simplificados para conocer las presiones sobre los álabes y, a partir de ellas, determinar esfuerzos y deformaciones con Static Structural®. Los materiales utilizados fueron PA66, acero y aluminio. Los valores más bajos de factor de seguridad se presentaron con el polímero, sin representar riesgo de falla, ya que estuvieron entre 26 y 42.

**PALABRAS CLAVE:** Energía Hidráulica, Fuentes Renovables, Mecánica de Fluidos, Resistencia de Materiales, Turbomáquinas.

**ABSTRACT:** Hydrokinetic turbines are an alternative for the use of water energy. They are easy to transport, and their construction allows them to be easily located. They also have limitations, such as low efficiency. The H-Darrieus turbine is based on the operating principle of vertical axis wind turbines. Traditionally, its design has been carried out through experimentation, however, there are techniques to reduce costs such as the use of numerical methods. In the present study, an analysis of the incidence of flow in the H-Darrieus turbine structure of three different materials was carried out via Computational Fluid Dynamics (CFD) – Finite Element Analysis (FEA) coupling. CFD was done in FLUENT® in 2D of the simplified models to know the pressures on the blades and, from them, determine stresses and strains with Static Structural®. The materials used were PA66, steel and aluminum. The lowest safety factor values occurred with the polymer, without representing a risk of failure, since it was between 26 and 42.

**KEYWORDS:** Fluid mechanics, Hydraulic Energy, Renewable Sources, Strength of materials, Turbomachines.

## INTRODUCCIÓN

Las corrientes de agua que fluyen libremente por un canal, rivera o río son una fuente de energía limpia, segura y sostenible que se está convirtiendo en una alternativa muy prometedora para satisfacer la demanda energética actual [1]. Por tal motivo, se requieren dispositivos capaces de transformar este tipo de energía para ser aprovechada en suministrar energía eléctrica a comunidades que se encuentran en áreas alejadas o que no tienen accesos a la red eléctrica, pero cuentan con una fuente hídrica cercana. El séptimo Objetivo de Desarrollo Sostenible (ODS) de la Organización de Naciones Unidas (ONU) propende por garantizar el acceso a una energía asequible, fiable, sostenible y moderna para todos. Las turbinas hidrocineéticas son una alternativa para el aprovechamiento y transformación de la energía hídrica, que

convierten la energía cinética del flujo del agua en energía mecánica en su eje y, posteriormente, en energía eléctrica por medio de un generador [2]. Estos dispositivos se encuentran clasificados a partir de su forma constructiva o según sea la forma de posicionamiento frente al flujo. Existen las turbinas de eje horizontal, las cuales operan paralelas al flujo [3], [4], luego se encuentran las turbinas de eje vertical, operando perpendiculares al flujo [5]. Estos dispositivos tienen ventajas respecto a otros dispositivos de transformación de energía y es que son de fácil transporte, ya que su construcción les permite ser reubicadas fácilmente [6]. Aunque también tiene unas limitaciones, como su baja eficiencia y la dificultad de auto-arranque [7]. Una de las turbinas hidrocinéticas más estudiadas durante los últimos años, es la turbina tipo H-Darrieus, la cual se basa en el mismo principio de funcionamiento que tienen las turbinas eólicas de eje vertical [8]. Desde el punto de vista del rendimiento de una turbomáquina, es importante conocer los parámetros de salida globales, como el par en el eje y el campo de flujo a través de la turbina [9]. La medición del desempeño de una turbina Darrieus es un problema no lineal, ya que depende de diversas variables de entrada, incluyendo parámetros de diseño [10]. Tradicionalmente el diseño de este tipo de turbinas se ha realizado a través de la experimentación, lo cual genera un aumento en el costo de los procesos de diseño. Sin embargo, existen otras técnicas para reducir estos costos como el uso de métodos numéricos, los cuales facilitan el desarrollo de estos dispositivos [11].

En el presente estudio, se llevó a cabo un análisis CFD en 2D de los modelos de turbinas tipo H-Darrieus simplificadas, esto con el fin conocer el comportamiento de las presiones ejercidas por el fluido sobre las caras de los álabes. Estos resultados de presión son necesarios para estimar el comportamiento de las cargas mecánicas en la estructura, para determinar los esfuerzos y las deformaciones en el modelo de la turbina simplificada. Por lo tanto, el presente estudio proporciona información sobre la incidencia que tiene el flujo en la estructura y cómo ésta se comporta frente a los esfuerzos y las deformaciones respecto al cambio de material. Los materiales utilizados son PA66, acero inoxidable y aleación de aluminio. El análisis de la interacción fluido-estructura es un sistema que acopla el análisis CFD y el análisis FEA. La solución fluidodinámica es resuelta en FLUENT® y estos resultados son tratados y exportados al módulo de Static Structural® de ANSYS® versión 2021.R1.

## MATERIAL Y MÉTODOS

La metodología del presente estudio se dividió en tres partes, en la primera parte se modelaron los rotores y se realizó el mallado y la discretización del modelo, para la discretización se desarrolló una me-

todología de mallado en dos módulos diferentes de ANSYS®; en ICEM® para las mallas de los cuatro perfiles seleccionados y en MESHING® para las mallas de los dos rotores con solidez de 1.09. En la segunda parte se llevó a cabo el estudio CFD de los rotores modelados y tallados en estado estático. Posteriormente y como última etapa para la ejecución del presente estudio, se trataron y exportaron los resultados de presión dados por CFD para finalmente ser llevados al estudio FEA.

## Modelado para CFD

Inicialmente se realizó la selección de los perfiles NACA 0018, 0025, 2415 y 4415. Estos perfiles fueron implementados en un rotor de 900 mm de diámetro con un valor de solidez de 0.5. Igualmente, se seleccionó la solidez de 1.09 para modelar un rotor con diámetro de 900 mm y uno de 733.6 mm para el perfil NACA 0025. El esquema en 2D de la turbina está compuesto por un dominio rotacional y un dominio estacionario. Las dimensiones se calcularon a partir del diámetro (D) del rotor. El dominio estacionario tiene 8D de largo y 5D de ancho, compuesto por dos paredes móviles, una entrada y salida del fluido de trabajo, además, de la zona interior del dominio rotacional. El dominio rotacional lo compone el anillo y los tres álabes que se encuentran desfasados entre sí 120°. El diámetro interno es  $2/3 D$  y el diámetro externo es  $4/3 D$ . El rotor fue ubicado a 2250 mm de la entrada del fluido y a 2250 mm respecto a las paredes móviles. Luego, se procedió a realizar el modelamiento 2D del rotor con sus diferentes perfiles en el módulo de SpaceClaim®. Posteriormente, fueron reproducidos varios modelos para modificar la posición del rotor, partiendo desde de la posición de 0° seguido de 30°, 60° hasta llegar a la posición 90°. Con el fin de conocer a partir del estudio numérico las presiones que ejerce el fluido en la estructura en cada una de dichas posiciones. Para el desarrollo del modelo CFD, se configuró la solución de flujo en estado estacionario, luego se seleccionó el modelo de turbulencia k-SST (shear stress transport), el cual describe el movimiento del flujo en este tipo de dispositivos. Posteriormente, se seleccionó el agua como fluido de trabajo a condiciones por defecto, tanto al dominio rotacional como al dominio estacionario. A la entrada del flujo se le asignó una velocidad de 1 m/s, con un porcentaje de turbulencia del 10 %. Además, se configuraron las interfaces que se emplearon entre el dominio rotacional y el estacionario. Para la salida se configuró un valor de presión de 0 Pa, luego se aplicó la condición de paredes móviles al dominio estacionario con el mismo valor que de la velocidad de flujo. Se implementó el método de Time Step automático para 500 iteraciones.

## Modelado para FEA

Una vez realizadas las simulaciones CFD y todos los datos de presión procesados y listos, se procedió

a realizar el análisis estructural. En la primera parte se realizó un modelo 3D simplificado de la turbina en el módulo de Geometry<sup>®</sup> de ANSYS<sup>®</sup>, con los diámetros de rotor anteriormente descritos. Luego de haber modelado los álabes en 2D, se procedió a hacer una extrusión de cada uno de los perfiles con una longitud de 1000 mm. Este dimensionamiento fue replicado en todos los perfiles anteriormente mencionados. Las perforaciones de los abocardados fueron realizadas en los extremos de los álabes, sobre las caras internas. Estas perforaciones se encuentran ubicadas a 250 mm respecto al extremo de la cara interna. El diámetro exterior máximo de la perforación fue de 12.7 mm, el diámetro interior fue de 6 mm y la profundidad de la perforación depende del ancho del perfil. Finalmente, después de tener la turbina modelada, se procedió a nombrar a cada uno de los álabes, al igual que a cada perforación.

### Tratamiento y extrapolación de los datos de presión

Para el tratamiento de los datos de presión alcanzados por cada uno de los rotores simulados en FLUENT<sup>®</sup>, se procedió a exportar estos resultados del módulo de post-procesamiento. Seguidamente se generó una ruta para guardar los archivos generados, los cuales fueron tratados posteriormente de manera individual. Los datos generados fueron separados por columnas, además, se eliminaron los encabezados para no generar conflictos en el módulo de External Data<sup>®</sup>. Así mismo, dentro del archivo exportado se copiaron los datos de X, Y, y presión 11 veces, con el fin de extrapolar los datos sobre toda la longitud de los álabes. Los valores de Z se van aumentando de forma proporcional hasta llegar a 1 m, que corresponde a la altura del álabe modelado. Posteriormente, se realizó este mismo procedimiento en cada uno de los archivos exportados, hasta pegar todos los pares de datos que se generaron. Luego de tener los archivos de presión con los valores de Z calculados, se emplearon tres módulos de External Data<sup>®</sup> de ANSYS<sup>®</sup> para la importación, y se delimitaron por punto y coma, un módulo por cada álabe. Seguidamente, se conectan los módulos con el Static Structural<sup>®</sup>, y se procede a llamar los datos de presión extrapolados para que fueran cargados. Este procedimiento se realizó para cada uno de los álabes que componen la turbina.

### Discretización y Análisis FEA

Una vez que el modelo de la turbina y los datos de presión extrapolados se encuentran en el módulo de Static Structural<sup>®</sup>, se procede a la selección del material, las propiedades mecánicas relevantes de los materiales seleccionados se presentan en la Tabla 1. Posteriormente, se procedió a la ubicación de los puntos fijos para delimitar el movimiento de los álabes, estos soportes fueron ubicados en la cara interna, específicamente en las perforaciones de

los abocardados. Estos cumplen no solo la función de restringir el movimiento, sino que representan a los brazos que van unidos al eje central de la turbina.

Tabla 1. Propiedades de los materiales evaluados.

Propiedades	PA66	Acero inoxidable	Aleación de aluminio
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	1.14E-06	7.75E-06	2.77E-06
Módulo de Young (MPa)	N/A	1.93E+05	71.000
Relación de Poisson	N/A	0.31	0.33
Resistencia última a la tracción (MPa)	64.67	586	310
Resistencia a la tracción (MPa)	57.1	207	280

Fuente: Ansys<sup>®</sup>.

Para el mallado de los álabes se empleó un orden de elementos controlado, para garantizar la acomodación de los elementos en todo el álabe. La Figura 1 presenta el mallado de los tres álabes del modelo de turbina H-Darrieus simplificada.

Para garantizar que los resultados de esfuerzo sean independientes al tamaño del elemento de malla, se realizó un estudio de independencia de malla. Para este estudio se utilizó el material PA66, además, todas las evaluaciones se realizaron en la posición inicial del rotor en 0°. Es así como, para los perfiles NACA 0018 se seleccionó la malla con un tamaño de elemento de 2.5 mm, la cual presentó error relativo de 1.29%, frente a los tamaños de 3.5, 1.5 y 1 mm. Para los perfiles NACA 0025 y solidez de 0.5 se emplearon los tamaños de 2, 1.5, 1.3 y 1.2 mm. Fue seleccionado el tamaño de 1.3 mm para un error relativo de 5.09 %. Mientras que para los perfiles NACA 2414 se emplearon los tamaños para la malla gruesa de 1 mm, malla mediana 0.4 mm, tamaño fino de 0.35 y un tamaño ultrafino de 0.33 mm. Es así como, seleccionó la malla de 0.35 mm con un error relativo de 3.12 %. Seguidamente se seleccionó un tamaño fino de elemento de malla de 0.35 mm para los perfiles NACA 4415, frente a los tamaños de 1, 0.45 y 0.31 mm. De igual forma, se seleccionó el tamaño de elemento de malla de 0.5 mm para los perfiles NACA 0025 para un radio de 450 mm. Finalmente, para el modelo compuesto por el perfil NACA 0025 y radio 366.8 para el rotor, se utilizaron los tamaños de 2.5, 2, 0.75 y 0.46 mm para el elemento de malla. La malla seleccionada fue la del tamaño del elemento de 0.75 mm para un error relativo de 4.85% frente al esfuerzo máximo generado en la malla más fina. Los resultados del estudio de independencia de malla reducen el tiempo y el costo computacional, al evitar el uso de malla mucho más densas.

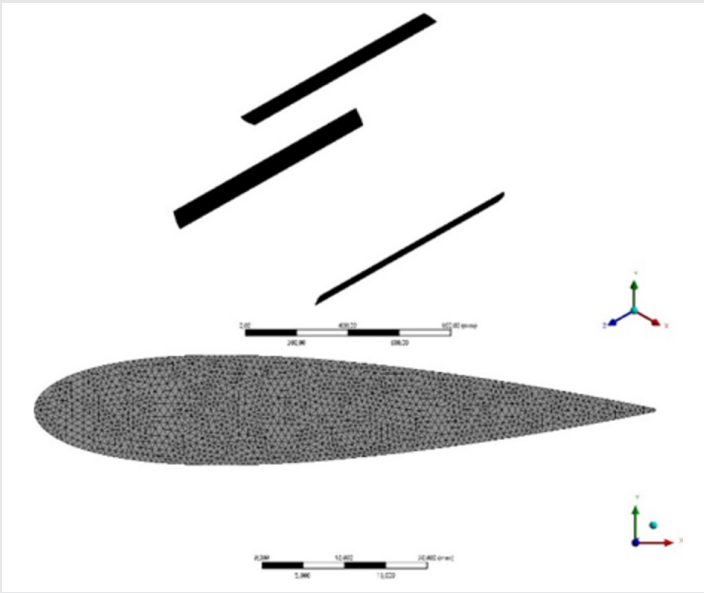


Figura 1: Mallado de la turbina.  
Fuente: Elaboración propia.

## RESULTADOS

La Figura 2 ilustra los contornos de presión generados en cada uno de los álabes en las posiciones de 0°, 30°, 60° y 90° de giro del rotor.

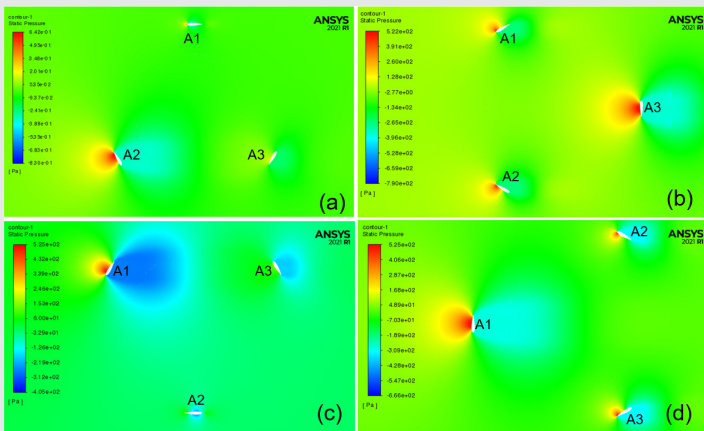


Figura 2: Presión 2D de contorno para cuatro posiciones fijas, (a) 0°, (b) 30°, (c) 60° y (d) 90°.  
Fuente: Elaboración propia.

Posteriormente, en (b) cambia la posición a 30°, donde las presiones máximas se distribuyen en A1 en la entrada del extradós y en A2 en la salida del extradós de una forma casi equitativa, se considera que ambas fuerzas suman a la generación de par en el eje; en esta posición es mayor la presión que actúa sobre el intradós de A3, la fuerza asociada es una fuerza alta que causa una importante inflexión en el eje de la turbina, se considera que en ese instante no afecta la generación de par porque fuerzas perpendiculares al desplazamiento no interactúan con trabajo sobre este. Seguido del posicionamiento del rotor a 60°, como se observa en (c), el álabes A1 presenta mayor presión, ya que es ahí donde se tiene un contac-

to directo entre la entrada de flujo y el extradós del álabes A1, la diferencia de presiones con el intradós es causante de la fuerza de sustentación asociada a la generación del par. Finalmente, en (d), se presentan los contornos de presión en la posición de 90° de desplazamiento del rotor a partir del inicio, allí se observa la mayor presión sobre en álabes A1, de nuevo causando una flexión importante en el eje de la turbina; además se presenta la presión sobre las caras internas de los álabes A2 y A3, en su entrada y salida, respectivamente, son pequeñas fuerzas que se asume que en A2 desfavorece al par mientras que en A3 aún lo favorece, habiendo cierta compensación.

En la Figura 3 se presentan los esfuerzos máximos generados en la posición más crítica, en la cual el modelo simplificado es sometido a las fuerzas de presión más altas ejercidas por el fluido. Además, se presentan los esfuerzos máximos con cada material probado bajo las mismas condiciones iniciales de presión. La Figura ilustra los esfuerzos en cada uno de los álabes, especialmente los esfuerzos que se concentran en los puntos de fijación, coincidente con lo reportado por Tunio et al., (2020) [12] al igual que en los extremos, puntos en los cuales sería propenso a fallar al aumentar la carga de presión en el sistema. La escala de valores se encuentra establecida con un valor máximo de referencia de 4.3952 MPa y un valor mínimo que se identifica con el color azul. Los resultados de esfuerzo máximo con el material PA66 se presentaron en la posición de 30° de rotación del rotor, donde el álabes A3 concentró los mayores esfuerzos por su exposición a las fuerzas de presión sobre su cara interna. Es así como, la turbina de 900 mm y solidez de 0.5 presentó un esfuerzo máximo de todo el sistema de 1.69 MPa, especialmente el A3 a 270° por su desfase de ubicación evidenció las más altas incidencias de las fuerzas de presión ejercidas sobre él. Posteriormente, el rotor con solidez de 1.09 y diámetro de 900 mm alcanzó un esfuerzo máximo de 1.36 MPa, siendo la condición más crítica para el álabes A3. Finalmente, el rotor de 733.6 mm de diámetro presentó un esfuerzo máximo de 2.20 MPa con un factor de seguridad de 26. Para el acero inoxidable, los resultados de esfuerzo máximo de los tres rotores fueron de 1.71, 1.28 y 2.16 MPa. Con factores de seguridad de 121, 162 y 96, las posiciones más críticas del sistema se presentaron a 30° para los rotores de 900 con solidez de 0.5 y 1.09. Mientras que para el rotor de 733.6 mm la posición más crítica fue a 60°, donde la mayor carga de presión se evidenció en el álabes A1. Finalmente, los resultados que se presentaron con la aleación de aluminio se dieron bajo las mismas condiciones de posicionamiento del rotor, con valores de esfuerzos máximos de 1.70, 1.29 y 2.19 MPa. Por tanto, los tres materiales satisfacen los esfuerzos a los que fue sometida la turbina, ya que estos valores son inferiores al valor límite elástico de los materiales.

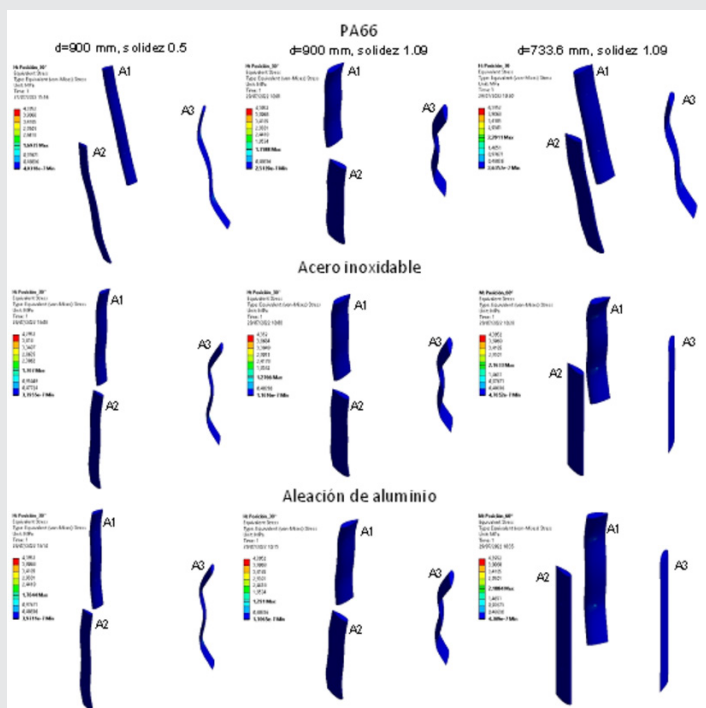


Figura 3. Esfuerzos máximos generados en los rotores con perfil NACA 0025.

Fuente: Elaboración propia.

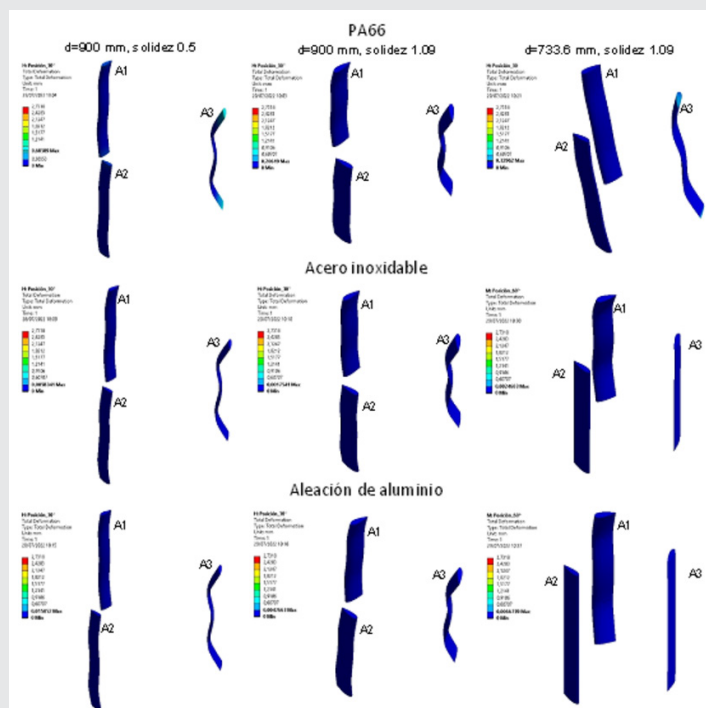


Figura 4. Deformaciones máximas generadas en los rotores con perfil NACA 0025.

Fuente: Elaboración propia.

La Figura 4 presenta los resultados numéricos de la deformación a la que se ve sometida la turbina, por las condiciones de presión en el sistema dado a partir del cambio de posiciones de 0°, 30°, 60° y 90° respectivamente. Se encontró un valor máximo de 2.7318 mm y un valor mínimo entregado por defecto por el sistema de solución FEA. La Figura presenta las deformaciones máximas, las cuales se presentaron con el material PA66 con valores de 0.69, 0.21 y 0.33 mm. Como se puede observar es sobre el álabe A3 donde se presentan las mayores deformaciones, por tanto, se convierte en una posición crítica para el sistema. El cambio de material se ve reflejado en la capacidad de deformación que genera la presión del flujo sobre el sistema, es por ello, que para los materiales como el acero inoxidable y la aleación de aluminio las deformaciones máximas del sistema fueron menores.

Es así como, para el acero inoxidable, los valores máximos de deformación fueron 0.01 mm para el rotor de solidez de 0.5, para el rotor de solidez de 1.09 el valor de deformación es de 0.0018 mm, para el rotor de 733.6 mm fue de 0.0024 en la posición de 60° del álabe A1. Finalmente, los resultados de deformación máxima alcanzados por la turbina simplificada con el material de aleación de aluminio fueron de 0.016, 0.005 y 0.0067 mm.

## CONCLUSIONES

El presente estudio, estimó los esfuerzos y las deformaciones de la turbina H-Darrieus utilizando FEA, donde se logra evidenciar como los esfuerzos y las deformaciones máximas, se presentan en los puntos de soporte (abocardados) y en los extremos de los álabes. Mostrando así la concentración de esfuerzos y deformaciones de la turbina en diferentes posiciones. Los valores más bajos del factor de seguridad se presentaron con el material PA66, esto no representa un riesgo de falla, ya que los valores de seguridad para los tres rotores fueron de 34, 42 y 26. Estos valores ilustran que los tres rotores con un material PA66, son seguros desde el punto de vista de la resistencia. Ya que los valores de factor de seguridad para una turbina en estado estático están entre 6 a 8. Los resultados indican que los materiales probados tienen la capacidad de resistir las presiones ejercidas por el flujo en diferentes posiciones del rotor. Además, se concluye que los tres materiales evaluados cumplen con el factor de seguridad, evidenciando así que la turbina puede ser construida bajo los parámetros de diseño establecidos.

## AGRADECIMIENTOS

Al Instituto Tecnológico Metropolitano y a la Universidad Surcolombiana.

## BIBLIOGRAFÍA

[1] W. I. Ibrahim, M. R. Mohamed, R. M. T. R. Ismail, P. K. Leung, W. W. Xing, and A. A. Shah, "Hydro-

- kinetic energy harnessing technologies: A review,” *Energy Reports*, vol. 7. Elsevier Ltd, pp. 2021–2042, Nov. 01, 2021, doi: 10.1016/j.egyr.2021.04.003.
- [2] R. Velichkova et al., “Harnessing the Energy of Moving Water to Generate Electricity in Bulgaria,” in *Circular Economy for Renewable Energy*, V. Koval and P. Olczak, Eds. Cham: Springer Nature Switzerland, 2023, pp. 129–164.
- [3] A. H. Elbatran, O. B. Yaakob, Y. M. Ahmed, and A. S. Shehata, “Numerical and experimental investigations on efficient design and performance of hydrokinetic Banki cross flow turbine for rural areas,” *Ocean Eng.*, vol. 159, no. April, pp. 437–456, 2018, doi: 10.1016/j.oceaneng.2018.04.042.
- [4] A. H. Elbatran, B. Yaakob, Y. M. Ahmed, and M. R. Jalal, “Novel approach of bidirectional diffuser-augmented channels system for enhancing hydrokinetic power generation in channels,” *Renew. Energy*, vol. 83, pp. 809–819, 2015, doi: 10.1016/j.renene.2015.05.038.
- [5] F. Behrouzi, M. Nakisa, A. Maimun, and Y. M. Ahmed, “Renewable energy potential in Malaysia: Hydrokinetic river/marine technology,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 62, pp. 1270–1281, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2016.05.020.
- [6] J. P. Küppers, T. Reinicke, and J. Wieland, “Design and experimental analysis of a linear hydrokinetic turbine,” *Renew. Energy*, vol. 223, no. February 2023, p. 119580, 2024, doi: 10.1016/j.renene.2023.119580.
- [7] P. K. Yadav, A. Kumar, and S. Jaiswal, “A critical review of technologies for harnessing the power from flowing water using a hydrokinetic turbine to fulfill the energy need,” *Energy Reports*, vol. 9, pp. 2102–2117, 2023, doi: 10.1016/j.egyr.2023.01.033.
- [8] T. J. Rezek, R. G. R. Camacho, N. M. Filho, and E. J. Limacher, “Design of a Hydrokinetic Turbine Diffuser Based on Optimization and Computational Fluid Dynamics,” *Appl. Ocean Res.*, vol. 107, no. October 2020, p. 102484, 2021, doi: 10.1016/j.apor.2020.102484.
- [9] G. Li, G. Wu, L. Tan, and H. Fan, “A Review: Design and Optimization Approaches of the Darrieus Water Turbine,” *Sustain.*, vol. 15, no. 14, 2023, doi: 10.3390/su151411308.
- [10] R. Ansaf, H. S. Abdelhameed, I. Hashem, and Z. Harun, “Efficiency-based design optimization of the H-type Darrieus wind turbine with fixed guiding-walls,” *Energy Reports*, vol. 9, pp. 3576–3592, 2023, doi: 10.1016/j.egyr.2023.01.117.
- [11] D. Velasco, O. López Mejía, and S. Laín, “Numerical simulations of active flow control with synthetic jets in a Darrieus turbine,” *Renew. Energy*, vol. 113, pp. 129–140, 2017, doi: 10.1016/j.renene.2017.05.075.
- [12] I. A. Tunio, M. A. Shah, T. Hussain, K. Harijan, N. H. Mirjat, and A. H. Memon, “Investigation of duct augmented system effect on the overall performance of straight blade Darrieus hydrokinetic turbine,” *Renew. Energy*, vol. 153, pp. 143–154, 2020, doi: 10.1016/j.renene.2020.02.012.

