

## Performance study of different blade profiles of a wind turbine to harness of low speed winds

Estudio de desempeño de distintos perfiles de álabes de una turbina eólica para aprovechar vientos de baja velocidad

**Luis A. Gallo Jaramillo**

**Edwin L. Chica Arrieta**

**Elkin G. Flórez Serrano**

**Como citar este artículo:** Gallo-Jaramillo, L. A., Chica-Arrieta, E. L., Flórez-Serrano, E. G., “*Estudio de desempeño de distintos perfiles de álabes de una turbina eólica para aprovechar vientos de baja velocidad*”, INGENIERÍA, Vol. 27, Num. 1, 2022. doi: <https://doi.org/10.14483/23448393.18127>

Fecha de envío: 10-06-2021

Modificado: 08-09-2021

Fecha de aceptación: 17-09-2021

Editor: Nelson L. Díaz Aldana.

Este documento es la versión final de autor del manuscrito aprobado para publicación, incorporando todas las revisiones surgidas durante el proceso de evaluación por pares. Puede haber diferencias entre esta versión y la versión final diagramada para publicación impresa. Se recomienda consultar la versión publicada si usted desea citar este artículo.

**La publicación final está disponible en:** <https://doi.org/10.14483/23448393.18127>

This document is the author's final manuscript version of the journal article, incorporating any revisions agreed during the peer review. There may be differences between this and the publisher's version. You are advised to consult the publisher's version if you wish to cite from this article.

**The final publication is available at:** <https://doi.org/10.14483/23448393.18127>

Research paper

# Estudio de desempeño de distintos perfiles de álabe de una turbina eólica para aprovechar vientos de baja velocidad

## *Performance study of different blade profiles of a wind turbine to harness of low speed winds*

Luis A. Gallo<sup>\*,1</sup>, Edwin L. Chica<sup>1</sup>, Elkin Flórez<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Universidad de Antioquia (Medellín, Colombia), <sup>2</sup>Universidad de Pamplona (Pamplona, Colombia)

\*Correspondence e-mail: luis.gallo@udea.edu.co

Received: dd-06-2021. Modified: dd-06-2021. Accepted: dd-06-2021

### Resumen

**Contexto:** Las turbinas eólicas de eje vertical y en particular las turbinas de arrastre tipo Savonius aventajan a los otros tipos de turbinas en aplicaciones que comprenden vientos erráticos y de baja velocidad. Si bien su eficiencia está entre las más bajas, esto puede verse compensado con los bajos costos que llegan a representar, convirtiéndolas en una alternativa sostenible que toma interés en este tipo de aplicaciones. En esta investigación se busca seleccionar la geometría para el álabe de una turbina eólica tipo Savonius que presente el mayor rendimiento.

**Método:** Para ello, se analizan numéricamente diversas configuraciones geométricas consultadas en la literatura, empleadas en este tipo de turbinas. Todos los modelos de perfil son estudiados bajo los mismos parámetros y modelos de la dinámica de fluidos computacional a través del software ANSYS Fluent.

**Resultados:** A través de las simulaciones computacionales se estiman las condiciones de óptimo rendimiento de cada una de las geometrías. Dichas condiciones permiten comparar bajo los mismos términos el desempeño de los perfiles, e identificar los de mayor rendimiento. Se determina que el perfil semicircular convencional y el conocido como Bach modificado presentan un coeficiente de potencia de 0,287 y 0,395 respectivamente, lo que representa un aumento en su rendimiento del 37,8 %.

**Conclusiones:** Este resultado superior motiva a un análisis en detalle del perfil Bach modificado que permita encontrar las proporciones geométricas óptimas para su desempeño aerodinámico.

**Palabras clave:** álabe, baja velocidad, CFD, energía eólica, turbina Savonius

**Idioma:** Español.

### Abstract

**Context:** Vertical axis wind turbines, and in particular Savonius type turbines, outstrips the other types of turbines in applications that include erratic and low speed winds. Although its efficiency is among the lowest, this can be compensated by the low costs that come to represent, turning them into a sustainable alternative that takes interest in this type of applications. This research seeks to select the geometry for the blade of a Savonius type wind turbine that presents the highest performance.

**Method:** For this, various geometric configurations consulted in the literature, used in this type of turbines, are numerically analyzed. All the profile models are studied under the same parameters and models of the computational fluid dynamics through the ANSYS Fluent software.

**Results:** Through computational simulations, the optimal performance conditions of each of the geometries are estimated. These conditions allow the performance of the profiles to be compared under the same terms, and to identify the ones with the highest performance. It is determined that the conventional semicircular profile and the one known as modified Bach have a power coefficient of 0,287 and 0,395 respectively, which represents an increase in performance of 37,8 %.

**Conclusions:** This opens the door to a detailed analysis that allows the optimization of the aerodynamic performance of this profile.

**Keywords:** blade, CFD, low speed, Savonius turbine, wind power

**Language:** Spanish.

Open access



© The authors; licensee: Revista INGENIERÍA. ISSN 0121-750X, E-ISSN 2344-8393. Cite this paper as: Gallo, L. A., Chica, E. L., Flórez, E.: Estudio de desempeño de distintos perfiles de álabe de una turbina eólica para aprovechar vientos de baja velocidad. INGENIERÍA, Vol. XX, Num. XX, 2015 pp:pp. doi:10.14483/udistrital.jour.revving.20XX.X.aXX

## Introducción

Los vientos erráticos y de baja velocidad suelen presentarse con mayor frecuencia, por lo que a pesar de su menor densidad energética, el desarrollo de dispositivos que aprovechen efectivamente su potencial toma cada vez más valor debido al continuo aumento en la demanda energética y la ausencia de otros recursos energéticos en muchos sitios [14], [21].

Gracias a su funcionamiento omnidireccional, las turbinas eólicas de eje vertical son capaces de aprovechar vientos que varían frecuentemente su dirección sin requerir sistemas adicionales de alineación. Generalmente pueden representar menores costos en construcción, operación y mantenimiento, y de esta manera logran conseguir una mayor relación entre beneficio y costo [11], [14], [18], [21]. Asimismo, en los últimos años se ha evidenciado que las turbinas eólicas de eje vertical pueden operar a menor distancia entre rotores que las turbinas eólicas de eje horizontal, lo que permite disponer un mayor número de turbinas en una misma área de emplazamiento [14], [34].

Aunque ofrecen múltiples prestaciones, las turbinas eólicas de eje vertical también presentan considerables limitaciones. La más conocida de ellas es la alta variabilidad en el torque según la posición angular del rotor, debido al continuo cambio de alineación entre el álabe y la dirección del flujo durante el movimiento de la turbina [20], [21].

De acuerdo al principio de operación de la turbina, también se presentan algunas particularidades. La turbina de sustentación o tipo Darrieus llama la atención por su eficiencia superior entre las turbinas de eje vertical, logrando actualmente valores cercanos al 75 % de los obtenidos a partir de las turbinas de eje horizontal. Sin embargo, requiere mayor velocidad de flujo para iniciar su movimiento, lo que limita su uso a emplazamientos con vientos de mayor categoría y en muchos casos exige dispositivos de arranque [1], [11], [20], [30].

Por otro lado, la turbina de arrastre o tipo Savonius presenta bondades en el arranque a velocidades bajas de flujo pero su eficiencia apenas alcanza valores cercanos al 50 % del rendimiento de las turbinas de eje horizontal [4], [12], [13], [28]. Pese a ello, los beneficios de la omnidireccionalidad y la capacidad de autoarranque combinados en un mismo dispositivo pueden hacer viable el aprovechamiento de vientos erráticos y aquellos cuyo contenido energético no es tan elevado.

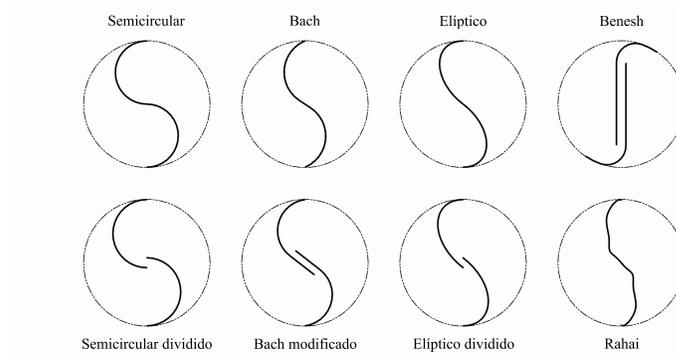
En esta investigación se pretende estudiar numéricamente la geometría del álabe de una turbina eólica de tipo arrastre que permita aprovechar vientos de baja velocidad, vinculando en la mejor medida la eficiencia energética con las prestaciones que caracterizan esta turbina. Para ello, se propone evaluar mediante la simulación de un viento de baja categoría el desempeño de diversos modelos de turbinas de este tipo consultados en la literatura, permitiendo así reconocer las geometrías que presentan el mayor rendimiento bajo tales condiciones y seleccionar finalmente la más adecuada. Estudios similares han sido llevados a cabo, uno de los más representativos es la investigación realizada por Alom y Saha [8], en la que evalúan la influencia del perfil de los álabes en el rendimiento del rotor Savonius. Sin embargo, los rotores son probados a una velocidad de viento de  $6,2 \text{ m/s}$ , la cual corresponde a un viento de mayor categoría. Adicionalmente, aunque los autores manifiestan que las geometrías analizadas son de gran rendimiento, no se consideran todas las configuraciones que son de interés en el presente trabajo.

## Materiales y métodos

### Detalles geométricos de los perfiles de álabe

En la Figura 1 se muestran las geometrías de diferentes perfiles de álabe que serán objeto de estudio en la presente investigación. Estos modelos son seleccionados ya que reportan altos rendimientos en sus respectivos estudios realizados por otros autores. Se toman algunas parejas que corresponden a la versión básica y la versión mejorada de diversos modelos, con el fin de evidenciar la mejora en su rendimiento luego de su modificación.

Se consideran el perfil semicircular convencional y el perfil semicircular dividido con una relación de traslape de  $1/6$  [3], [17], [29]. También es considerado el perfil tipo Bach básico y un perfil desarrollado a partir de este, denominado perfil de Bach modificado [8], [26], [27], [32]. El perfil elíptico y su versión modificada también son analizados [5], [7]. Por último, son considerados los perfiles patentados por Benesh [6], [10] y Rahai [23], [24]. Todas las geometrías están acotadas por un diámetro constante de  $200 \text{ mm}$  ( $D$ ) y construidas considerando un espesor de pared de  $1 \text{ mm}$ .



**Figura 1.** Configuración de los diferentes perfiles de prueba  
Fuente: elaboración propia

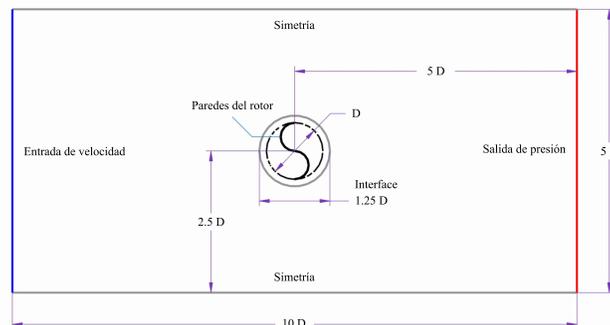
## Especificación del análisis numérico

Los estudios tridimensionales pueden presentar mejores resultados que los estudios bidimensionales al considerar el flujo por encima y por debajo de la turbina. Sin embargo, los estudios bidimensionales pueden capturar las propiedades de flujo con gran precisión si la relación de aspecto de la turbina (altura/diámetro) es mayor o igual a la unidad [2].

En este estudio se analizan las geometrías bajo modelos bidimensionales y en régimen transitorio. Se propone el modelo de turbulencia  $k - \omega SST$  por su buen desempeño en la predicción de flujos libres y de gradientes de presión adversos [9], [22], [25], [33]. Todas las geometrías son analizadas bajo iguales algoritmos, parámetros y modelos de la dinámica de fluidos computacional (CFD por su sigla en inglés) a través del solucionador de volúmenes finitos ANSYS Fluent 19.2.

Similar al estudio realizado por Alom y Saha del mismo tipo de turbina [7], el dominio del análisis consiste en dos partes divididas por una interfaz deslizante: una región circular rotativa y una región rectangular estacionaria (Figura 2). La región circular contiene el perfil estudiado y gira de manera constante a la velocidad establecida para cada simulación.

Se fija una entrada de aire a una velocidad de  $4 \text{ m/s}$  (viento de clase 1) [15], correspondiente a un régimen de flujo con un número Reynolds de  $6 \times 10^4$ . De igual manera, se establece una salida a condiciones atmosféricas y el campo lateral se simula bajo condiciones de simetría, ya que allí se presentan gradientes de baja escala [9], [31] (Figura 2).



**Figura 2.** Dominio de análisis y condiciones de frontera  
Fuente: elaboración propia

El desempeño de cada modelo es evaluado en términos de los coeficientes de torque y de potencia en función de la relación de velocidad en la punta del álabe ( $TSR$  por su sigla en inglés). El coeficiente de torque ( $C_T$ ) se estima como la relación entre el torque generado por la turbina en su eje ( $T$ ) y el torque que es posible generar en las condiciones dadas (ecuación 1) [19].

$$C_T = \frac{T_{turbina}}{T_{disponible}} = \frac{T}{\frac{1}{4} \rho A v^2 D} \quad (1)$$

Donde  $\rho$  es la densidad del aire,  $v$  es la velocidad del viento en flujo libre y  $A = DH$  es el área transversal de la turbina, siendo  $H$  la altura de la misma (unitaria en análisis bidimensionales). De manera similar, el coeficiente de potencia ( $C_P$ ) es la relación entre la potencia generada por la turbina y el flujo energético transportado por el fluido (ecuación 2); donde  $\omega$  es la velocidad angular de la turbina [19].

$$C_P = \frac{P_{turbina}}{P_{disponible}} = \frac{T \omega}{\frac{1}{2} \rho A v^3} = \frac{T}{\frac{1}{4} \rho A v^2 D} \frac{\omega D}{2v} \quad (2)$$

Teniendo en cuenta que la  $TSR$  se expresa como se muestra en la ecuación 3, la ecuación 2 puede reescribirse como la ecuación 4 [19].

$$TSR = \frac{\omega D}{2v} \quad (3)$$

$$C_P = C_T \cdot TSR \quad (4)$$

El extraer la energía cinética del viento en su totalidad implica el estancamiento del aire y por lo tanto la inexistencia de un flujo del cual tomar energía. Esto lleva a la idea de un límite máximo en la energía que puede ser captada. Este valor es conocido como el límite de Betz y es el principal referente para la medición del rendimiento de un dispositivo aerogenerador, ya que representa una base cuantificable de la energía disponible [15]. Dicho límite se encuentra descrito en la ecuación 5.

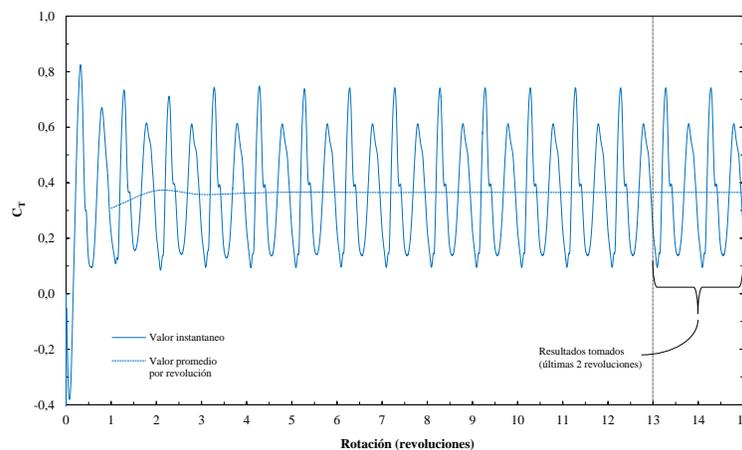
$$C_{P_{max}} = \frac{16}{27} \approx 0,5926 \quad (5)$$

De esta manera, la eficiencia de una turbina eólica puede ser expresada como la proporción entre el  $C_P$  propio del dispositivo y el valor numérico de dicho límite, tal como se muestra en la ecuación 6.

$$\eta = \frac{27}{16} C_P \cdot 100\% \approx \frac{C_P}{0,5926} 100\% \quad (6)$$

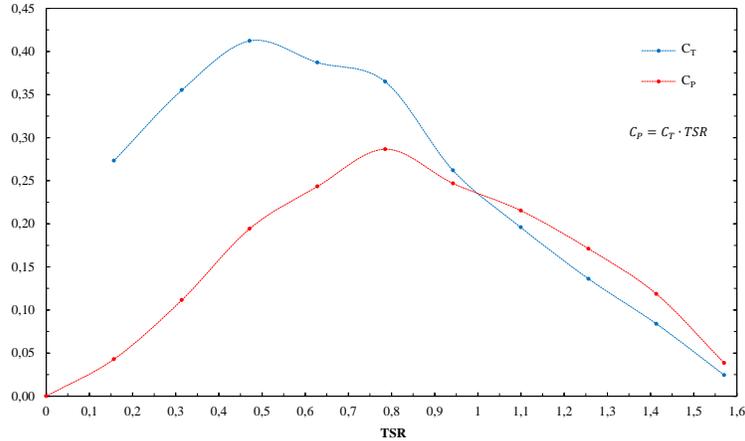
Cada modelo se hace rotar a diferentes velocidades con el propósito de construir las curvas de desempeño de cada uno de ellos. Estas velocidades se establecen en valores enteros entre 1 y 10 *rps* (revoluciones por segundo), con los que se calcula las  $TSR$  correspondientes mediante la ecuación 3.

De las simulaciones se toma como resultado el  $C_T$  generado en el eje del rotor en función de su posición acimutal ( $\theta$ ). Cada simulación se lleva a cabo para 15 revoluciones completas del rotor buscando conseguir un estado cuasi-estable; sin embargo, solo se tienen en cuenta los valores de las últimas dos revoluciones para estimar el  $C_T$  promedio, ya que estos corresponden a los resultados con mayor estabilidad temporal (Figura 3).



**Figura 3.** Resultados obtenidos a través de la simulación del rotor con el perfil semicircular a una velocidad de rotación de 5 *rps* ( $TSR = 0,7854$ )  
Fuente: elaboración propia

De esta manera se obtiene un único valor que representa el  $C_T$  en todas las posiciones angulares del rotor. Este valor de  $C_T$  promedio permite determinar el valor promedio del  $C_P$  a través de la ecuación 4, para cada velocidad de rotación (Figura 4) [16], [18].

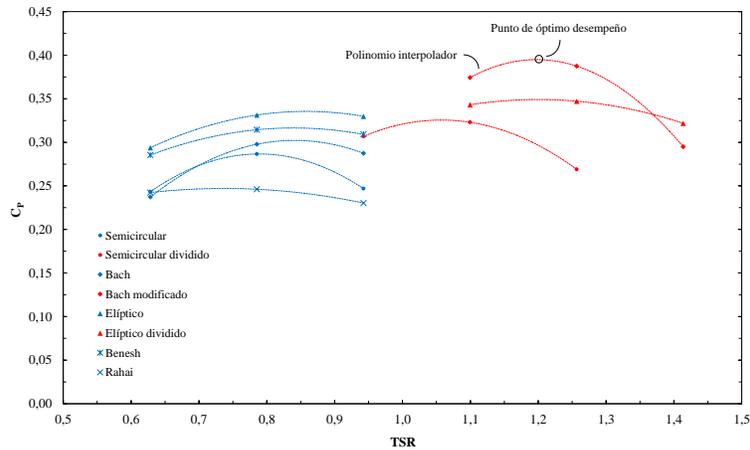


**Figura 4.** Curvas de desempeño del rotor con el perfil semicircular (los valores corresponden a los coeficientes promedio)  
Fuente: elaboración propia

Seguidamente, se ajusta un polinomio interpolador de segundo grado entre los tres puntos consecutivos que describen el pico de mayor rendimiento en la curva de  $C_P$  de cada rotor (ecuación 7) y se calcula el valor en que su derivada se hace cero, ya que este punto de pendiente nula corresponde al de máximo desempeño (ecuación 8) (Figura 5).

$$C_P = P(TSR) = a \cdot TSR^2 + b \cdot TSR + c \tag{7}$$

$$\frac{dC_P}{dTSR} = 2a \cdot TSR + b = 0 \rightarrow TSR_{opt} = -\frac{b}{2a} \rightarrow C_{P_{max}} = P(TSR_{opt}) \tag{8}$$



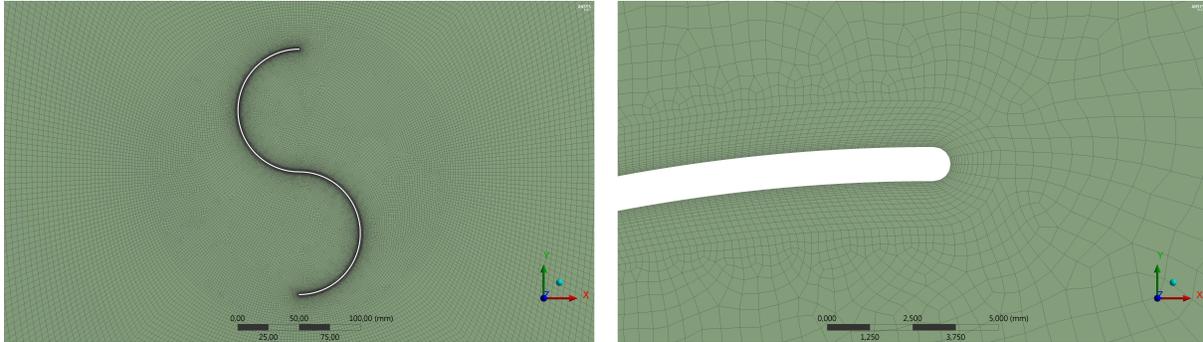
**Figura 5.** Polinomios de interpolación ajustados a los picos de las curvas de rendimiento para cada modelo de rotor  
Fuente: elaboración propia

## Análisis de independencia de discretización

Para obtener el número de particiones en las que se dividió la geometría de análisis de cada simulación y el periodo que se simuló, fue necesario realizar un análisis de independencia para las discretizaciones espacial y temporal, buscando obtener una convergencia en el resultado de manera eficiente.

El análisis de independencia para la discretización espacial se realiza bajo las mismas condiciones con las que se estudian las geometrías en cuestión. Se establece el rotor semicircular como el modelo de prueba y se hace rotar a una velocidad de 5 revoluciones por segundo. Se analizan cinco discretizaciones espaciales (mallados) con la misma estructura, pero con un crecimiento binomial en el número de particiones de cada borde de acuerdo al grado de refinamiento de cada malla. El cuerpo estático que simula el fluido en campo lejano tiene una malla estructurada con

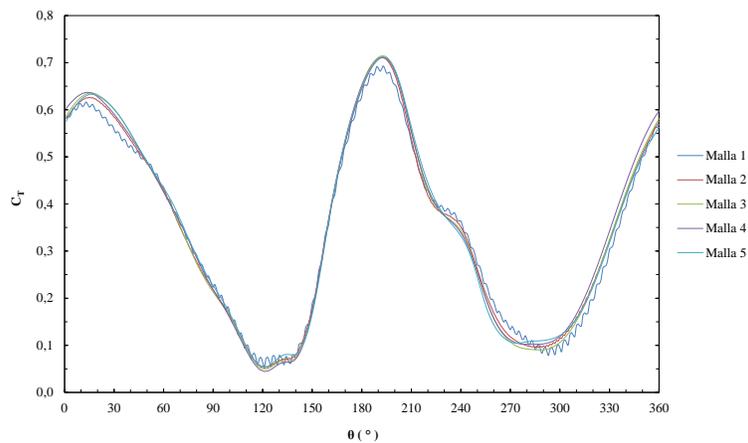
elementos únicamente cuadriláteros, mientras que el cuerpo móvil que simula el campo cercano al rotor posee una malla no estructurada con elementos cuadriláteros predominantes y algunos triangulares para conseguir una mayor adaptabilidad a la geometría (Figura 6 izquierda). El mallado referente a las paredes del rotor está refinado y posee una estructuración por capas perpendiculares (*inflation*) que permiten una mejor predicción del flujo en las condiciones de capa límite (Figura 6 derecha).



**Figura 6.** Estructura general de los mallados (izquierda). Detalle del mallado cerca a las paredes del perfil (derecha)  
Fuente: elaboración propia

Los resultados obtenidos en este análisis para cada mallado describen el comportamiento del  $C_T$  de acuerdo al acimut del rotor (Figura 7). Al estimar el valor promedio del  $C_T$  para cada malla, se observa que su desviación es mínima al ser comparado con el valor correspondiente de la malla más fina, indicando que existe convergencia en el resultado (Tabla I).

Otro parámetro importante para la selección de la malla es el valor de  $y^+$ , el cual se recomienda inferior a la unidad al utilizar el modelo de turbulencia  $k - \omega SST$ , así se garantizan predicciones adecuadas en el flujo cercano a las paredes [9]. De acuerdo a lo anterior, se selecciona el cuarto mallado y se procede con el análisis de independencia temporal.

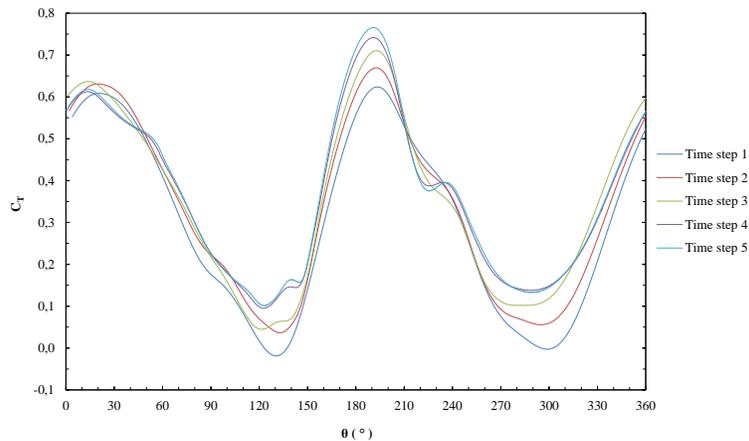


**Figura 7.** Coeficiente de torque ( $C_T$ ) según acimut ( $\theta$ ) para cada mallado  
Fuente: elaboración propia

**Tabla I.** Resultados de la prueba de independencia de mallado

Malla	1	2	3	4	5
Nº Elementos	18.044	45.729	115.224	319.267	998.063
$C_T$ promedio	0,3420	0,3461	0,3458	0,3492	0,3488
Desviación	1,9495 %	0,7705 %	0,8533 %	0,1067 %	
$y^+$	2,9103	1,9137	1,1812	0,6625	0,3642
Tiempo de simulación (horas)	3,6667	4,4333	6,2167	13,8667	40,1000

El análisis de independencia para la discretización temporal se realiza bajo las mismas condiciones y para la misma geometría que el análisis de independencia de mado. Se toman cinco discretizaciones de tiempo generadas al dividir el periodo de revolución del rotor en un número de elementos o pasos de tiempo (*time step*). Similar al análisis de independencia de mado, los resultados obtenidos en este análisis para cada discretización describen el comportamiento del  $C_T$  de acuerdo al ángulo de acimut del rotor (Figura 8). Luego de estimar el valor promedio del  $C_T$  para cada discretización temporal, se observa que su desviación va disminuyendo a medida que la partición se hace más fina, acercándose cada vez más a un valor de convergencia (Tabla II). Se determina entonces una discretización de 720 pasos temporales por revolución, que representa una relación adecuada entre el error admisible y el tiempo de simulación.



**Figura 8.** Coeficiente de torque ( $C_T$ ) según acimut ( $\theta$ ) para cada paso temporal  
Fuente: elaboración propia

Discretización	1	2	3	4	5
Nº Elementos ( <i>ts/rev</i> )	90	180	360	720	1.440
$C_T$ promedio	0,2995	0,3323	0,3492	0,3649	0,3706
Desviación	19,1704 %	10,3153 %	5,7661 %	1,5221 %	
Tiempo de simulación (horas)	4,4000	7,8333	13,8667	25,6333	46,0167

## Resultados

### Análisis de resultados

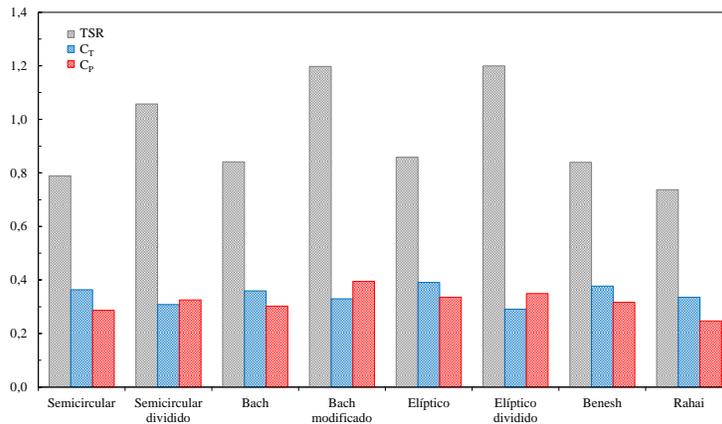
Al estimar el punto de óptimo desempeño de cada modelo de rotor, se identifican los parámetros que se muestran en la Tabla III. La eficiencia de cada perfil se obtiene al relacionar el  $C_P$  con el límite de Betz a través de la ecuación 6 [20].

**Tabla III.** Condiciones óptimas de desempeño para las geometrías analizadas

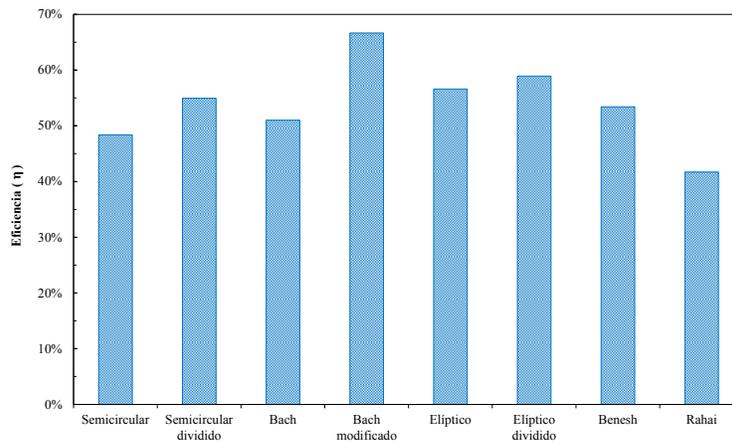
Geometría	$TSR$	$C_T$	$C_P$	$\eta$
Semicircular	0,789	0,363	0,287	48,4 %
Semicircular dividido	1,057	0,308	0,326	54,9 %
Bach	0,841	0,359	0,302	51,0 %
Bach modificado	1,198	0,330	0,395	66,6 %
Elíptico	0,858	0,391	0,335	56,6 %
Elíptico dividido	1,200	0,291	0,349	58,9 %
Benesh	0,840	0,377	0,316	53,4 %
Rahai	0,737	0,335	0,247	41,7 %

Estos parámetros permiten obtener una comparación más objetiva del desempeño de las geometrías, al ser estimados bajo iguales términos y condiciones. En la Figura 9 se puede apreciar gráficamente la magnitud de cada parámetro de

acuerdo a la geometría. Similarmente, en la Figura 10 se detalla la eficiencia obtenida por cada modelo de rotor.



**Figura 9.** Gráfico comparativo de las condiciones óptimas de desempeño para las geometrías analizadas  
Fuente: elaboración propia



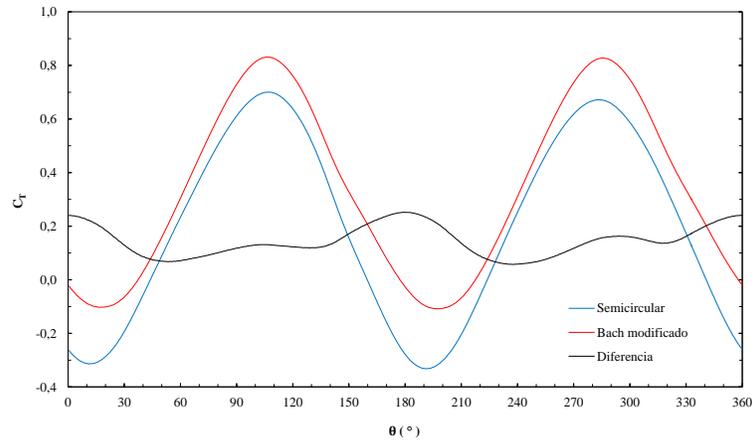
**Figura 10.** Eficiencia máxima de cada geometría con respecto al límite de Betz  
Fuente: elaboración propia

Se puede apreciar que las geometrías que presentan un perfil dividido pueden conseguir un mejor rendimiento a mayores velocidades de rotación, lo que puede verse reflejado en el aumento del  $C_P$  máximo. Los perfiles Bach modificado y elíptico dividido presentan el mayor rendimiento, y lo consiguen en valores de  $TSR$  superiores a la unidad.

Al comparar el perfil semicircular convencional y el perfil Bach modificado en función de su ángulo acimutal (Figura 11), se puede apreciar que el desempeño del segundo rotor es siempre superior al del primero, consiguiendo la mayor diferencia de rendimiento en la alineación de mayor oposición al flujo, es decir a un ángulo de  $0^\circ$  de acuerdo con el sistema de referencia tomado. Esto indica que la mayor ventaja del segundo perfil sobre el primero se encuentra en la optimización de las fuerzas de arrastre.

Del mismo modo, puede observarse en la misma Figura que la posición acimutal de mayor generación de torque para ambos rotores es cercana a  $110^\circ$ , la cual corresponde a una alineación de baja oposición al flujo y por ende de bajo arrastre. Esto evidencia el significativo aporte de la fuerza de sustentación en el desempeño de estos rotores.

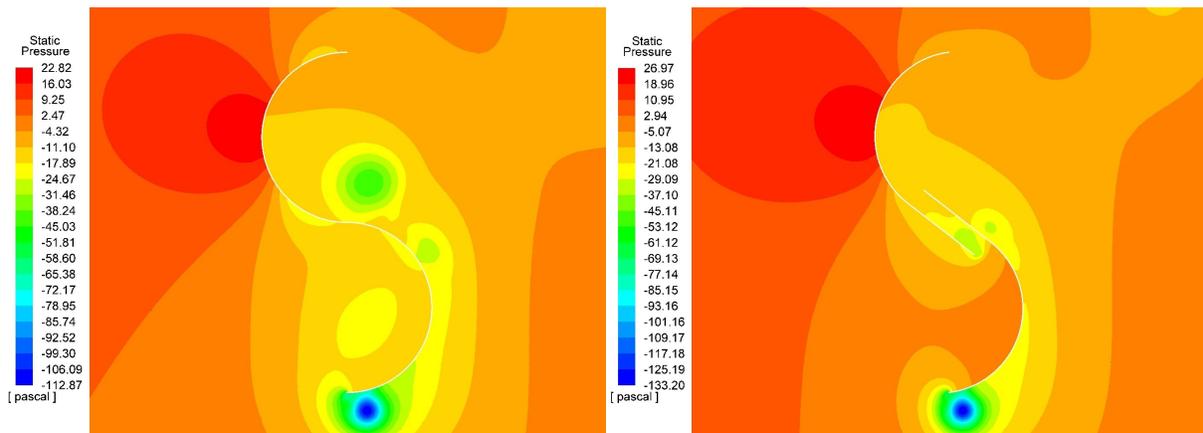
Se evidencia que la menor ventaja en el desempeño entre los dos rotores se presenta en las posiciones cercanas a los  $50^\circ$ , las cuales corresponden a las de mayor solapamiento (sombra) entre los álabes de un mismo rotor.



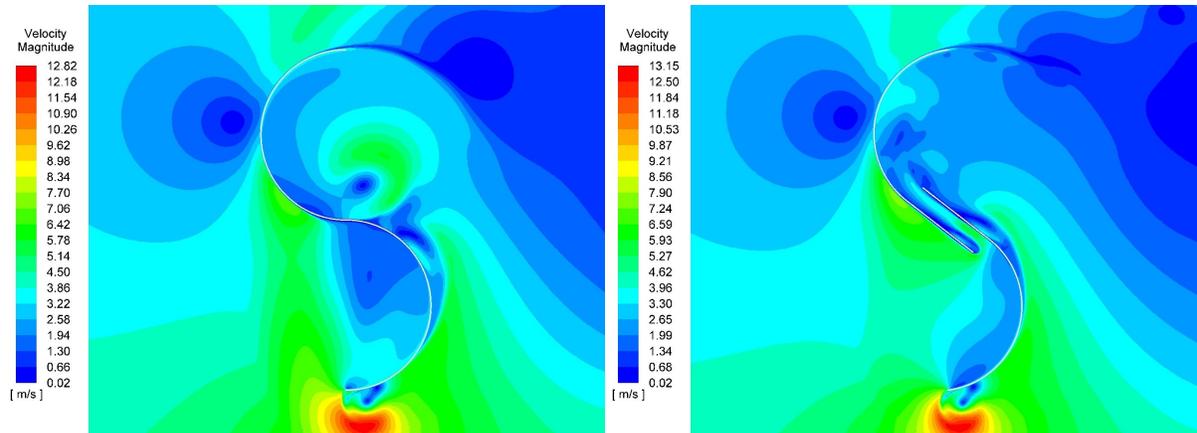
**Figura 11.** Diferencia entre el coeficiente de torque ( $C_T$ ) del perfil semicircular convencional y el Bach modificado, a una  $TSR$  de 1,0996  
Fuente: elaboración propia

## Contornos de presión y velocidad

Al comparar los gráficos de contornos de presión de la Figura 12, puede evidenciarse que la presión en el lado cóncavo del álabe que avanza es superior para el perfil dividido (perfil Bach modificado) que para el perfil integral (perfil semicircular convencional). Esto se debe a que el flujo existente a través de la abertura generada por la división del perfil (Figura 13) evita la despresurización temprana de dicha región, y de manera consecuente aumenta el momento producido en el eje del rotor, reflejándose en un rendimiento superior y en la posibilidad de girar a una mayor velocidad.



**Figura 12.** Contornos de presión para el perfil semicircular convencional (izquierda) y el perfil Bach modificado (derecha) a una  $TSR$  de 1,0996  
Fuente: elaboración propia



**Figura 13.** Contornos de velocidad para el perfil semicircular convencional (izquierda) y el perfil Bach modificado (derecha) a una  $TSR$  de 1,0996  
Fuente: elaboración propia

Por otro lado, puede observarse una mayor velocidad y turbulencia en el flujo desprendido de la punta del álabo del perfil dividido (Figura 13), lo que demuestra un mayor contenido energético en el fluido adyacente a la superficie. Esta energía es proveniente en su mayoría del flujo a través de la abertura y evita la separación temprana de la capa límite de fluido, lo que para bajos números de Reynolds puede representar una disminución en la resistencia por arrastre [12], [26].

## Conclusiones

En la presente investigación se ha estudiado de forma numérica el efecto de la geometría del álabo en el rendimiento de una turbina eólica de arrastre. Las simulaciones se llevaron a cabo para los perfiles semicircular convencional, semicircular dividido, Bach, Bach modificado, elíptico, elíptico dividido, Benesh y Rahai. El perfil Bach modificado presentó el mejor desempeño entre las geometrías evaluadas, con un  $C_P$  máximo de 0,395 a una  $TSR$  de 1,2 y a un régimen de flujo correspondiente a un viento de baja categoría (con un número Reynolds de  $6 \times 10^4$ ), lo que representa una eficiencia de 66,6 % con referencia al límite de Betz y un aumento del 37,8 % con respecto al desempeño del perfil semicircular convencional.

Las condiciones de máximo desempeño para el perfil Bach modificado, entre algunos otros perfiles, se encuentran en relaciones de velocidad de punta ( $TSR$ ) superiores a la unidad, esto permite determinar que algunas geometrías favorecen en mayor medida la existencia de fuerzas distintas al arrastre aerodinámico para la producción del torque, en este caso, la fuerza de sustentación. Esto abre las puertas a un análisis en detalle del perfil Bach modificado, que permita encontrar las proporciones geométricas óptimas para su desempeño, estimar el aporte de los coeficientes aerodinámicos en la obtención del  $C_T$  y evaluar el efecto que tiene un álabo sobre el otro en un mismo rotor.

Si bien el objetivo del estudio es seleccionar un perfil para aprovechar vientos de baja velocidad, es necesario evaluar en futuros trabajos el comportamiento del perfil seleccionado a velocidades de viento superiores, con el fin de predecir su desempeño en tales condiciones y compararlo con las turbinas eólicas convencionales de eje horizontal.

## Agradecimientos

Los autores agradecen al Programa Colombia científica como fuente de financiación, en el marco de las convocatorias Ecosistema científico [Contrato No. FP44842-218-2018].

## Referencias

- [1] Ali M Abdelsalam, MA Kotb, Khaled Yousef, and IM Sakr. Performance study on a modified hybrid wind turbine with twisted Savonius blades. *Energy Conversion and Management*, 241, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114317>.
- [2] JP Abraham, GS Mowry, BP Plourde, EM Sparrow, and WJ Minkowycz. Numerical simulation of fluid flow around a vertical-axis turbine. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 3(3), 2011. <https://doi.org/10.1063/1.3588037>.

- [3] Joao Vicente Akwa, Gilmar Alves da Silva Júnior, and Adriane Prisco Petry. Discussion on the verification of the overlap ratio influence on performance coefficients of a Savonius wind rotor using computational fluid dynamics. *Renewable Energy*, 38(1):141-149, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.07.013>.
- [4] Hussain H Al-Kayiem, Bilawal A Bhayo, and Mohsen Assadi. Comparative critique on the design parameters and their effect on the performance of S-rotors. *Renewable Energy*, 99:1306-1317, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.07.015>.
- [5] Nur Alom. Influence of curtain plates on the aerodynamic performance of an elliptical bladed Savonius rotor (S-rotor). *Energy Systems*, pages 1-16, 2021. <https://doi.org/10.1007/s12667-021-00428-w>.
- [6] Nur Alom, Bastav Borah, and Ujjwal K Saha. An insight into the drag and lift characteristics of modified Bach and Benesh profiles of Savonius rotor. *Energy Procedia*, 144:50-56, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.06.007>.
- [7] Nur Alom and Ujjwal K Saha. Arriving at the optimum overlap ratio for an elliptical-bladed Savonius rotor. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, volume 50961, page V009T49A012. American Society of Mechanical Engineers, 2017. <https://doi.org/10.1115/GT2017-64137>.
- [8] Nur Alom and Ujjwal K Saha. Influence of blade profiles on Savonius rotor performance: Numerical simulation and experimental validation. *Energy Conversion and Management*, 186:267-277, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.058>.
- [9] Bengt Andersson, Ronnie Andersson, Love Haakansson, Mikael Mortensen, Rahman Sudiyo, and Berend Van Wachem. *Computational Fluid Dynamics for Engineers*. Cambridge University Press, 2011.
- [10] Alvin H Benesh. Wind turbine with Savonius-type rotor, 1996. US Patent 5,494,407.
- [11] Muhammad Mahmood Aslam Bhutta, Nasir Hayat, Ahmed Uzair Farooq, Zain Ali, Sh Rehan Jamil, and Zahid Hussain. Vertical axis wind turbine - A review of various configurations and design techniques. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(4):1926-1939, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.12.004>.
- [12] YA Cengel and JM Cimbala. *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. McGraw-Hill Education, 2018.
- [13] Liu Chen, Jian Chen, and Zhouzhou Zhang. Review of the Savonius rotor's blade profile and its performance. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 10(1), 2018. <https://doi.org/10.1063/1.5012024>.
- [14] Joachim Toftegaard Hansen, Mahak Mahak, and Iakovos Tzanakis. Numerical modelling and optimization of vertical axis wind turbine pairs: A scale up approach. *Renewable Energy*, 171:1371-1381, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.03.001>.
- [15] Pramod Jain. *Wind Energy Engineering*. McGraw-Hill, 2011.
- [16] Emeel Kerikous and Dominique Thévenin. Optimal shape of thick blades for a hydraulic Savonius turbine. *Renewable Energy*, 134:629-638, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.11.037>.
- [17] Anuj Kumar and RP Saini. Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 64:289-310, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.06.005>.
- [18] Ivo Marinić-Kragić, Damir Vučina, and Zoran Milas. Numerical workflow for 3D shape optimization and synthesis of vertical-axis wind turbines for specified operating regimes. *Renewable Energy*, 115:113-127, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.08.030>.
- [19] Sathyajith Mathew. *Wind Energy: Fundamentals, Resource Analysis and Economics*. Springer, 2006.
- [20] John W Mitchell. *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics*. John Wiley & Sons, 2020.
- [21] Amin A Mohammed, Hassen M Ouakad, Ahmet Z Sahin, and Haitham Bahaidarah. Vertical axis wind turbine aerodynamics: Summary and review of momentum models. *Journal of Energy Resources Technology*, 141(5), 2019. <https://doi.org/10.1115/1.4042643>.
- [22] MH Pranta, MS Rabbi, and MM Roshid. A computational study on the aerodynamic performance of modified Savonius wind turbine. *Results in Engineering*, 10, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2021.100237>.
- [23] Hamid R Rahai and H Hefazi. Development of optimum design configuration and performance for vertical axis wind turbine. *Feasibility Analysis Report*, 2005.
- [24] Hamid R Rahai and Hamid Hefazi. Vertical axis wind turbine with optimized blade profile, 2008. US Patent 7,393,177.
- [25] AFP Ribeiro, AM Awruch, and HM Gomes. An airfoil optimization technique for wind turbines. *Applied Mathematical Modelling*, 36(10):4898-4907, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.12.026>.
- [26] Sukanta Roy, Prasenjit Mukherjee, and Ujjwal K Saha. Aerodynamic performance evaluation of a novel Savonius-style wind turbine under an oriented jet. In *Gas Turbine India Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2014. <https://doi.org/10.1115/GTINDIA2014-8152>.
- [27] Sukanta Roy and Ujjwal K Saha. Numerical investigation to assess an optimal blade profile for the drag based vertical axis wind turbine. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers, 2013. <https://doi.org/10.1115/IMECE2013-64001>.
- [28] S. J. Savonius. Vertical axis wind turbine, 1929. US Patent 1,697,574.
- [29] Sigard J Savonius. The S-rotor and its applications. *Mechanical Engineering*, 53(5):333-338, 1931.
- [30] Shikha, TS Bhatti, and DP Kothari. Early development of modern vertical and horizontal axis wind turbines: A review. *Wind Engineering*, 29(3):287-299, 2005. <https://doi.org/10.1260/030952405774354859>.
- [31] Henk Kaarle Versteeg and Weeratunge Malalasekera. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Pearson Education, 2007.
- [32] Lu Wang and Ronald W Yeung. On the performance of a micro-scale Bach-type turbine as predicted by discrete-vortex simulations. *Applied Energy*, 183:823-836, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.08.185>.
- [33] M Niyat Zadeh, M Pourfallah, S Safari Sabet, M Gholinia, S Mooloodi, and A Taheri Ahangar. Performance assessment and optimization of a helical Savonius wind turbine by modifying the Bach's section. *SN Applied Sciences*, 3(8), 2021. <https://doi.org/10.1007/s42452-021-04731-0>.
- [34] Baoshou Zhang, Baowei Song, Zhaoyong Mao, and Wenlong Tian. A novel wake energy reuse method to optimize the layout for Savonius-type vertical axis wind turbines. *Energy*, 121:341-355, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.01.004>.

---

### **Luis Antonio Gallo Jaramillo**



Ingeniero Mecánico de la Universidad de Antioquia, Candidato a Magíster en Ingeniería Mecánica de la misma universidad. Forma parte del Grupo de Investigación Energía Alternativa de la Universidad de Antioquia. Docente de Cátedra en la Universidad de Pamplona. Correo electrónico: [luis.gallo@udea.edu.co](mailto:luis.gallo@udea.edu.co).

---

### **Edwin Lenin Chica Arrieta**



Doctor en Ingeniería de la Universidad de Valladolid (España). Magíster en Ingeniería y Especialista en Diseño Mecánico de la Universidad Eafit (Colombia). Ingeniero Mecánico de la Universidad de Antioquia (Colombia). Docente de la Universidad de Antioquia y líder del Grupo de Investigación Energía Alternativa de la Universidad de Antioquia. Correo electrónico: [edwin.chica@udea.edu.co](mailto:edwin.chica@udea.edu.co)

---

### **Elkin Gregorio Flórez Serrano**



Ingeniero Mecánico de la Universidad Francisco de Paula Santander sede Cúcuta. Magíster en Ingeniería Mecánica de la Universidad de los Andes y Magíster en Ingeniería Química y de Procesos en la Universidad Rovira i Virgili, sede Tarragona (España). Doctor en Ingeniería Mecánica en la Universidad Politécnica de Cataluña en Barcelona (España). Profesor titular del programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Pamplona. Director del grupo de Investigación de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Pamplona (GIMUP). Correo electrónico: [eflorez@unipamplona.edu.co](mailto:eflorez@unipamplona.edu.co)