

Metodología para la predicción del coeficiente de potencia de una turbina hidrocínética tipo Savonius utilizando dinámica de fluidos computacional

Oscar Rodrigo López Vaca¹, Jesús Antonio Ramírez Pastran², Karen Lorena Chacón Gil³

¹Magister en materiales y procesos, Docente Investigador, Universidad Santo Tomás, Bogotá.

²C.Ph.D en ingeniería Mecánica y mecatrónica, Universidad Santo Tomás, Bogotá - Colombia.

³Ingeniera Mecánica, Estudiante, Universidad Santo Tomás, Bogotá-Colombia.

Resumen

En la búsqueda de fuentes renovables, la tecnología hidrocínética es una buena alternativa de generación que aprovecha la energía de movimiento del agua mediante el uso de turbinas hidrocínéticas. La turbina Savonius, es una turbina de eje vertical que utiliza esta tecnología para producir energía eléctrica a pequeña escala, pero no es tan popular debido a su bajo desempeño. Ya que en la actualidad las investigaciones se han centrado en mejorar el desempeño de estas turbinas, en este trabajo se desarrolló una metodología para predecir el coeficiente de desempeño de una turbina Savonius de perfil helicoidal mediante el uso de dinámica de fluidos computacional (CFD). El presente estudio se divide en dos partes, la primera es una revisión conceptual de la tecnología hidrocínética y de los parámetros de diseño que afectan el desempeño de una turbina tipo Savonius; mientras que la segunda parte es la descripción de las etapas del modelo computacional: Pre-procesamiento, cálculo de la solución y post-procesamiento. Se encontró que el coeficiente de desempeño (Cp.) para una turbina tipo Savonius helicoidal es de 0.135 con un ángulo de torsión de 12.5° para un TSR de 0.9 a una velocidad de corriente de 2 m/s.

Palabras clave: tecnología hidrocínética, rotor Savonius, metodología, CFD, desempeño, TSR.

Tabla de contenido

Resumen	1
1. Introducción	2
2. Clasificación de las turbinas hidrocínéticas	3
3. Caracterización de una turbina hidrocínética Savonius	6
4. Metodología	7
4.1 Geometría del modelo y parámetros de desempeño.....	8
4.2 Modelo Computacional	9
4.2.1 Dominio y volumen de control.....	9
4.2.2 Discretización del dominio y análisis de convergencia.....	10
4.2.3 Modelo de turbulencia.....	12
4.2.4 Material y condiciones de frontera	12
4.3 Procesamiento	13
4.3.1 Inicialización y control de solución.....	13

4.4 Post-procesamiento	14
5. Conclusiones	17
6. Referencias	18

1. Introducción

Con la problemática del cambio climático como consecuencia de la explotación de combustibles fósiles para la generación de energía, surge la necesidad de implementar tecnologías limpias (renovables) que contribuyan al desarrollo sostenible de la sociedad y frenen el cambio climático [1]. Algunas de las energías renovables que han tenido un mayor desarrollo en los últimos años son las que implican el recurso eólico, solar e hidráulico a pequeña escala; ya que no solo disminuyen el uso de combustibles fósiles sino que constituyen una fuente de generación rentable para poblaciones en donde la demanda energética es baja [2]. Se ha demostrado que de todas las fuentes de energías renovables, la generación mediante energía hidráulica a pequeña escala, es una buena opción ya que no impacta el ambiente y a diferencia de la hidroeléctrica convencional, utiliza la energía contenida en un flujo libre [3].

Aprovechar la energía del flujo de agua es lo que se conoce como tecnología hidrocínética, la cual extrae la energía cinética de diferentes corrientes de agua sin que se altere significativamente su curso [4]. Esta tecnología tiene comportamientos muy similares a la energía eólica en cuanto a principios físicos de operación y parámetros de desempeño óptimo. Una de las principales diferencias radica en que la densidad del agua es 835 veces más grande que la densidad del aire, característica que permite a las turbinas hidrocínéticas extraer energía a bajas velocidades de flujo [5]. Sin embargo, la teoría afirma que tanto la generación eólica como la hidrocínética están condicionadas por un valor teórico que impide que se pueda extraer toda la potencia aprovechable del fluido. Este valor se conoce como límite de Betz, el cual establece que la máxima energía extraíble de un flujo libre es de 59,25% del total disponible en el medio [6].

Tanto la tecnología hidrocínética como la eólica, se han desarrollado mediante el uso de técnicas emergentes que han ido evolucionando en los últimos años, convirtiéndose en una alternativa viable para el desarrollo de programas de electrificación rural [2]. La hidrocínética posee algunas ventajas respecto a otras energías renovables. Una de las más destacadas, es que la extracción de energía se puede realizar a partir de dos formas; por medio del movimiento de las olas y corrientes marinas; así como también, a través del flujo de los ríos, arroyos y canales artificiales [7]. Además de lo anterior, la implementación de energía hidrocínética tiene un impacto ambiental bajo, ya que tiene la capacidad de no alterar el medio al utilizar la infraestructura existente[8]. Por último, la disponibilidad del recurso, es otra característica favorable respecto a otras energías limpias ya que el flujo se encuentra presente las 24 horas del día [9].

La generación de energía mediante turbinas hidrocínéticas tiene muchas limitaciones para ser utilizada comercialmente, el principal obstáculo es su baja eficiencia respecto a otras fuentes renovables. Pese a esto, dicha tecnología proporciona un buen potencial a condiciones de baja velocidad [10]. A partir de esta idea, muchos investigadores han realizado diferentes estudios para seleccionar una turbina con un rendimiento óptimo de acuerdo al medio de operación [11],[12],[13],[14]. Ramos e Iglesias [15], presentan un procedimiento para comparar el rendimiento

de dos turbinas en aplicaciones de corrientes marítimas, en su investigación evalúan el desempeño de una turbina tipo Gorlov y con una tipo Evopod, concluyendo que parámetros como la disponibilidad del recurso y la capacidad de máquina influyen a la hora de evaluar la eficiencia de la turbina. En otras investigaciones, Kumar y Sarkar [16] analizan el rendimiento de dos turbinas hidrocínéticas tipo Darrieus configuradas con tres y cuatro álabes mediante una simulación en CFX ANSYS. En este trabajo, los autores además de variar el número de álabes, varían la velocidad del flujo. De su investigación concluyen que el rotor de tres álabes presenta un mejor desempeño con un valor de coeficiente de 0.54 y que tanto el número de alabes como la velocidad influyen en el desempeño de la turbina. Por otra parte, Sarma, Biswas y Misra [17] realizan una investigación de una turbina de agua tipo Savonius de dos álabes rectos mediante un montaje experimental y los resultados son validados computacionalmente. De este trabajo encontraron, un coeficiente de desempeño experimental del 0,3 y lo compararon con el resultado de la simulación computacional obteniendo un error de desviación del 1,9%, concluyendo que el coeficiente de potencia máximo se presenta con un TSR (Tip speed ratio) de 0,7.

En los últimos años, se han realizado diferentes estudios para mejorar el desempeño de una turbina hidrocínética, algunas de estas investigaciones han utilizado pruebas experimentales, lo que implica costos, tiempos y montajes de laboratorio que limitan la posibilidad de variar parámetros instantáneamente [18],[19],[20], [21]. Por lo anterior, se ha recurrido al uso de la dinámica de fluidos computacional (CFD), ya que es una herramienta flexible que permite recrear situaciones reales, siendo en la actualidad la herramienta más utilizada para validar y analizar los parámetros que afectan el desempeño de las turbinas hidrocínéticas [14].

Una de las configuraciones más importantes de las turbinas hidrocínéticas, es la turbina Savonius ya que tiene un enorme potencial para la generación a pequeña escala [22]. Este potencial se puede incrementar al optimizar el diseño del rotor, sin embargo, para lograrlo se requiere entender como los parámetros intervienen en la eficiencia del rotor. Lo anterior motiva a los investigadores a utilizar herramientas computacionales para analizar los parámetros que influyen en el desempeño de las turbinas Savonius [23]. Por esta razón, el objetivo de este artículo es establecer una metodología para la predicción del coeficiente de desempeño de una turbina hidrocínética tipo Savonius de dos alabes helicoidal mediante herramientas de dinámica de fluidos computacional (CFD).

2. Clasificación de las turbinas hidrocínéticas

Las turbinas hidrocínéticas se consideran como una alternativa adecuada para la generación de energía a pequeña escala comparada con la hidroeléctrica convencional. Ya que las turbinas convencionales utilizan la energía potencial del agua, mientras que la turbina hidrocínética extrae la energía de la corriente libre para generar potencia [22]. El principio de funcionamiento de una turbina hidrocínética, se puede observar en el esquema mostrado en la Fig.1, donde los álabes convierten la energía cinética de la corriente de agua en energía rotacional en el eje del rotor; mientras que, el generador convierte la energía rotacional en energía eléctrica [24].

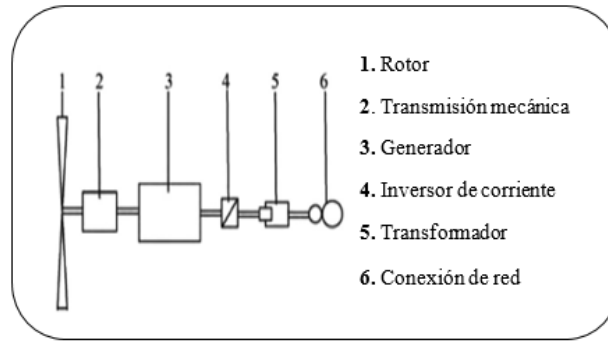


Fig. 1. Esquema general de una turbina hidrocínética: tomado de [24]

Para lograr un desempeño óptimo en una turbina hidrocínética, un factor clave es la elección en la configuración del rotor de la turbina [25], la literatura menciona la existencia de diferentes clases de turbina, que se rigen bajo el mismo concepto de los aerogeneradores eólicos [2],[5],[9],[8],[10]. Basados en la orientación del eje del rotor con respecto a la dirección del flujo se clasifican en dos categorías principales: turbinas de eje horizontal y turbinas de eje vertical tal como se puede ver en el esquema de la Fig. 2. Las turbinas de flujo axial, son utilizadas en la extracción de energía del océano, por su alta eficiencia [15],[27]. Mientras que las turbinas de eje vertical, son utilizadas para la extracción de energía en ríos, siendo la mejor alternativa de electrificación en zonas remotas [26].

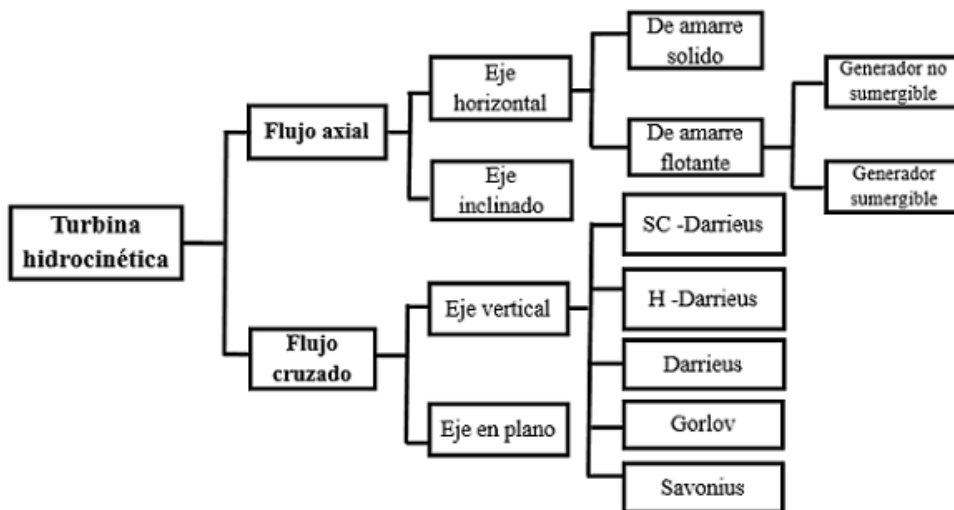


Fig. 2. Clasificación general de la turbina hidrocínética: tomado de [4]

Con respecto a las turbinas de flujo axial, Pham y Member [28] en su investigación afirman que estas turbinas logran un mejor desempeño que las turbinas de flujo cruzado cuando se comparan bajo las mismas condiciones de flujo. Estas turbinas se caracterizan por tener el eje del rotor paralelo a la dirección del flujo de agua y se clasifican en turbinas de eje horizontal e inclinado. Estas turbinas generalmente tienen rotores que se asemejan a las hélices de los aviones, por lo que también se llaman turbinas de hélice, las cuales son impulsadas por una fuerza de elevación que obliga a la turbina a que se mueva en un plano perpendicular a la dirección del movimiento del fluido [9]. La Fig.3, muestra varios esquemas de las configuraciones de una turbina de flujo axial; evidenciando una turbina de eje inclinado en la Fig. 3 (a) , así como también turbinas con estructuras de amarre sólido como se muestra

en la figura 3 (b), la cual requiere que la unidad generadora se coloque cerca del fondo marino o del lecho del río [26]. Finalmente en las figuras 3 (c y d) se muestran la configuración de rotores con mecanismos de amarre flotante, que permiten el uso tanto de un generador sumergido como de uno no sumergido.

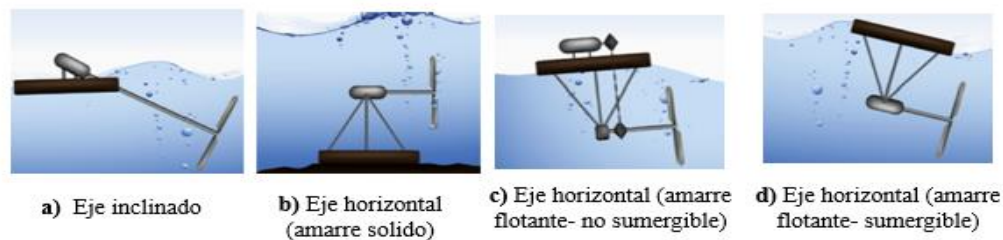


Fig. 3. Ejemplos de la clasificación de turbinas de flujo axial: tomado de [9]

Por otra parte, las turbinas de eje vertical se caracterizan por tener el eje del rotor perpendicular al flujo del agua, estas turbinas emplean fuerzas de arrastre y elevación para el movimiento de los alabes [26]. Según la literatura, las turbinas de eje vertical se pueden agrupar en dos categorías de diseño de acuerdo a su capacidad de elevación o propiedad de arrastre [5]. Turbinas basadas en el diseño Darrieus como se muestra en la Fig.4 (a, b y c) y turbinas basadas en el diseño de Savonius como se observa en la Fig. (d) [2]. Según su principio de funcionamiento, las turbinas Darrieus, están impulsados por una fuerza de elevación creada entre la interacción de flujo que entra con la superficie del alabe. Mientras que las turbinas Savonius, están impulsados por una fuerza de arrastre [28].



Fig. 4. Diseño basado en Darrieus (a, b y c) y diseño en Savonius (d): tomado de [9]

Guney y Kaygusuz [4], realizan una comparación detallada de varios tipos de turbinas hidrocínicas, de su investigación concluyen, que la turbina de eje vertical es más adecuada para los casos donde el caudal de agua es relativamente limitado, además que hay dos ventajas principales sobre las turbinas de eje horizontal, la primera es la independencia en la dirección del flujo y la otra, es el bajo costo de mantenimiento [21]. Debido a estas ventajas, las turbinas de eje vertical han despertado un interés en la investigación impulsado por el desarrollo de modelos con mejores desempeños.

Una de las configuraciones más destacadas de las turbinas hidrocínicas de eje vertical es la turbina Savonius por su enorme potencial para la generación a pequeña escala. Sin embargo, estas turbinas no son muy utilizadas debido a su bajo rendimiento [22]. En los últimos años, las investigaciones se han centrado en mejorar el rendimiento del rotor Savonius y en analizar los parámetros que influyen en el desempeño [9].

3. Caracterización de una turbina hidrocínética Savonius

La turbina hidrocínética Savonius, es una turbina de eje vertical, desarrollada por el ingeniero Finlandés Sigurd Savonius en 1931, quien realizó el diseño de una turbina para aplicaciones eólicas con un rotor en forma de “S” y dos alabes semicirculares separadas por un pequeño traslape (overlap)[1]. El principio de funcionamiento del rotor Savonius se basa en la diferencia de la fuerza de arrastre entre las partes cóncava y convexa del alabe cuando el rotor gira alrededor de un eje vertical. La fuerza de arrastre es mayor en la superficie cóncava que en la convexa, por lo tanto, esta fuerza desvía el flujo hacia abajo y la reacción empuja el alabe hacia arriba, generando la rotación producto del arrastre en el lado cóncavo. En la Fig.5 (a), se puede observar un diseño convencional de una turbina tipo Savonius, el rotor se compone de dos semicilindros que giran sobre un eje vertical. La literatura menciona, que la rotación de la turbina es causada por la diferencia de presión entre los álabes de avance y retroceso [22]. Cuando el fluido golpea el alabe se generan dos componentes, la Fuerza de arrastre que actúa perpendicular al alabe y la Fuerza de empuje que actúa a lo largo de la dirección tangencial tal como se muestra en la Fig. 5 (b).

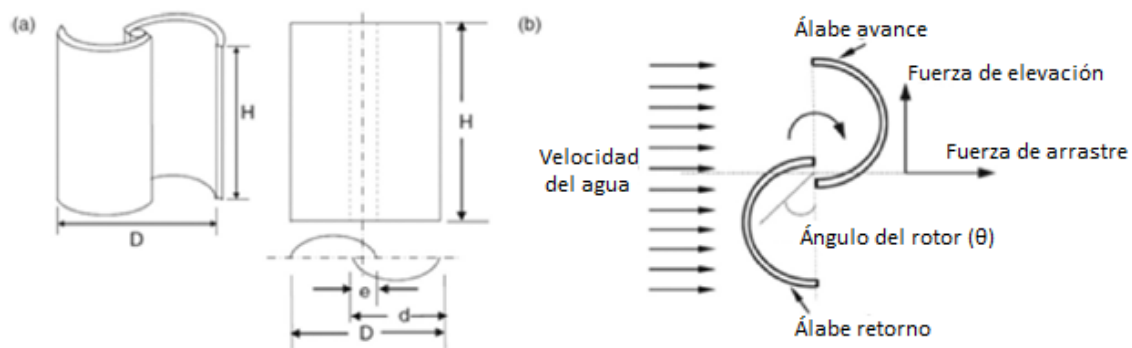


Fig. 5(a). Diseño de un rotor Savonius convencional, se puede observar que la altura del rotor se denota por (H), el diámetro de la turbina se indica como (D), el diámetro del alabe se identifica con (d), mientras que (e) es el valor de “overlap”. **Fig. 5(b).** Representan las fuerzas que actúan sobre el rotor: tomado de [9].

Si bien es cierto que la turbina hidrocínética Savonius es una turbina de baja eficiencia, es importante mencionar, que con los parámetros adecuados de diseño se puede obtener un coeficiente óptimo de desempeño de la turbina [29]. La relación de aspecto (AR) es un parámetro de diseño que juega un rol decisivo al momento de obtener un buen desempeño en la turbina [9] y se define como la relación entre la altura de la turbina (H) y su diámetro (D) [30]. Por otro lado, la relación de superposición (overlap) es otro parámetro importante para mejorar el desempeño del rotor, razón por la que se han realizado numerosos estudios para optimizar este parámetro y analizar la influencia en el comportamiento del flujo dentro del rotor [25],[31],[32]. El efecto de la forma del alabe, es uno de los parámetros de diseño que ha tenido mayor desarrollo en las investigaciones, ya que los estudios demuestran que el perfil semicircular es de muy baja eficiencia [4]. Con base a la idea anterior, Damak, Driss y Abid [33], proponen analizar el desempeño de un rotor helicoidal con un ángulo de giro de 180° instalado en un túnel de viento. De esta experimentación, concluyeron que el coeficiente de potencia es mayor para un perfil helicoidal que para un perfil semicircular. Por otro lado, Kumar y Saini [9] concluyen que no hay un modelo único establecido para mejorar el coeficiente de desempeño en una turbina hidrocínética Savonius ya que este depende de otros parámetros tales como

el número de álabes, el ángulo del rotor, las etapas del rotor, el número de Reynolds (Re) y la relación de velocidad de punta (TSR).

Dados los parámetros de diseño que influyen en el desempeño del coeficiente de potencia de las turbinas Savonius, se selecciona un modelo con perfil helicoidal sin overlap y ángulo de torsión de $12,5^\circ$ para el desarrollo de la metodología computacional

4. Metodología

Para desarrollar una metodología que incluya modelos de dinámica de fluidos computacional, es necesario reconocer que la implementación de este tipo de técnicas consta básicamente de tres etapas: pre-procesamiento, procesamiento y post-procesamiento. Así, a continuación se muestra una explicación del desarrollo de cada una de estas etapas durante el proceso de ejecución de este trabajo. En la Fig. 6 se puede ver un diagrama de flujo con la metodología que se propone para el cálculo del coeficiente de desempeño.

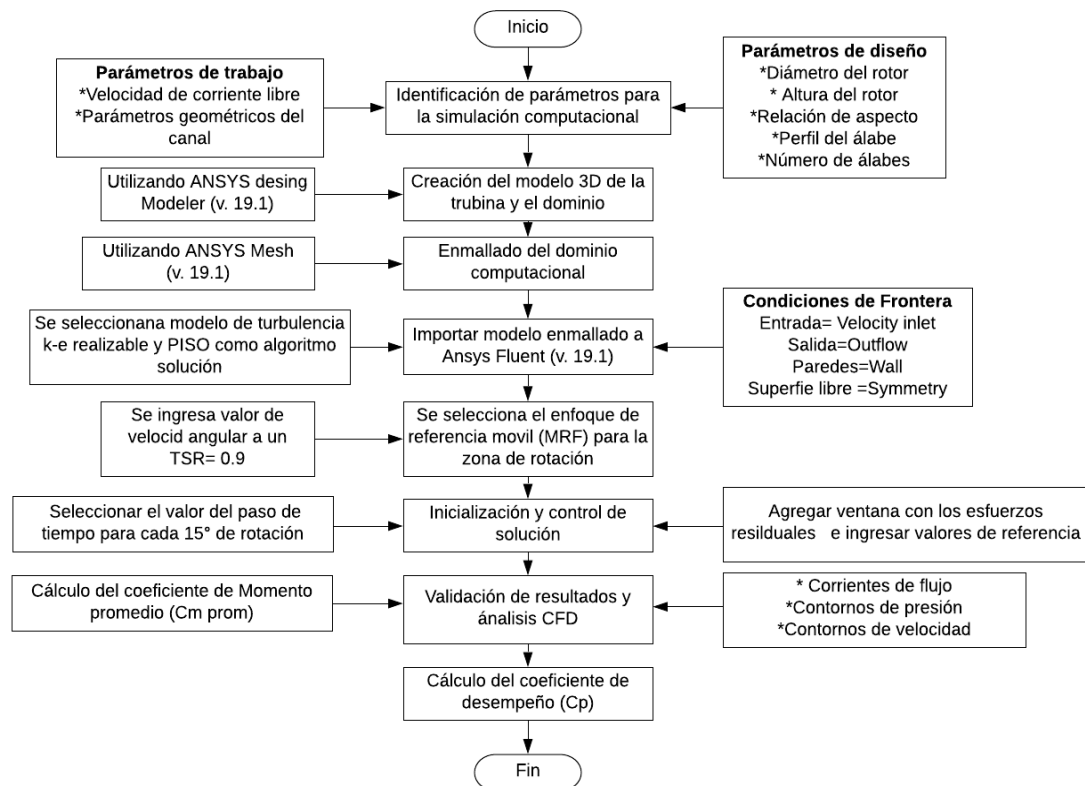


Fig. 6. Diagrama de flujo de la metodología para el cálculo del C_p .

En la etapa de pre-procesamiento se determinó la geometría del fenómeno a simular, se definió la malla computacional, se establecieron las ecuaciones gobernantes, las condiciones de frontera y los modelos físicos a utilizar en el modelo computacional. Posteriormente, en la etapa de solución se resolvieron las ecuaciones de conservación y constitutivas del modelo, para esto se establecieron los diferentes esquemas de resolución numérica, algoritmos de acople entre la presión y el campo de velocidad, así como los valores de paso de tiempo y número de Courant. Por último, en la etapa de post-procesamiento se obtuvieron y procesaron los resultados para el cálculo del coeficiente de desempeño [34],[35],[36].

4.1 Geometría del modelo y parámetros de desempeño

La literatura menciona la existencia de diferentes diseños de turbina Savonius que se han desarrollado y validado computacionalmente en las últimas décadas. El criterio de selección para escoger una turbina eficiente, es que tenga los parámetros de diseño necesarios para una configuración óptima [9]. Partiendo de este hecho, se seleccionó una turbina con un rotor Savonius de perfil helicoidal ya que presenta un mejor desempeño en términos de eficiencia y capacidad de arranque comparada con la turbina de perfil semi-circular [33].

Particularmente, el fenómeno que se quiere simular se enfoca en el flujo a través de una turbina Savonius Helicoidal con un ángulo de torsión de 12.5° ubicada en un canal abierto con una velocidad de corriente de 2 m/s (Ver Fig.7). Este modelo fue desarrollado por Kumar y Saini [37] en el Instituto de Tecnología de la India y se ha tomado como referencia para el desarrollo del presente trabajo.

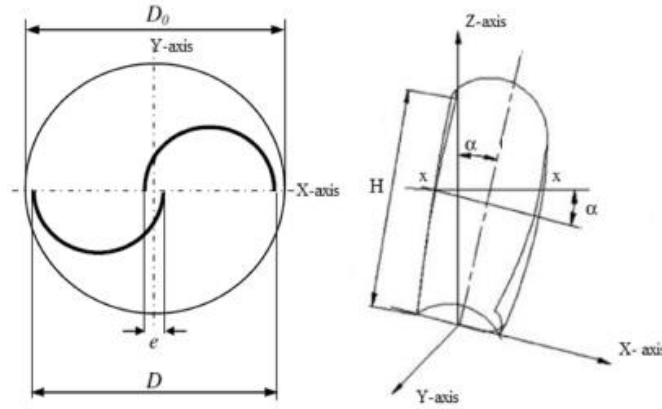


Fig. 7. Esquema turbina helicoidal, modelo de Kumar y Saini: tomado de [17]

Para poder validar una simulación de dinámica de fluidos computacional, es necesario determinar cuáles serán las variables con las cuales se realizará la comparación contra resultados previamente publicados o condiciones de funcionamiento medidas en condiciones reales de operación. En el desarrollo de este trabajo y con la finalidad de desarrollar una metodología coherente con el fenómeno físico estudiado, se consideró el coeficiente de potencia (C_p), el coeficiente de torque (C_m) y el coeficiente de velocidad de punta (λ) como variables a comparar. Matemáticamente el coeficiente de torque (C_m), se calcula utilizando la Eq. (1) mientras que el coeficiente de potencia se calcula con la Eq. (2).

$$C_m = \frac{T}{(1/2)\rho RAV^2} \quad (1)$$

$$C_p = \frac{P}{(1/2)\rho RAV^3} = \frac{T}{(1/2)\rho RAV^2} \frac{R\omega}{V} = C_m \lambda \quad (2)$$

Donde T y P se definen como el torque dinámico y la potencia del rotor respectivamente; ρ representa la densidad del agua, la cual para este trabajo se consideró como 998.2 kg/m^3 ; V se define como la

velocidad del fluido a la entrada, mientras R y A representan el radio de la turbina y el área barrida respectivamente y ω se define como la velocidad angular del rotor [35].

Tanto el coeficiente de torque como el coeficiente de desempeño varían en relación del coeficiente de velocidad (TSR) λ . El TSR es la relación entre la velocidad de punta del álabe y la velocidad a través del álabe, teóricamente se determina por medio de la Eq. (3).

$$\lambda = \frac{V_{rotor}}{V} = \frac{\omega \cdot R}{V} \quad (3)$$

4.2 Modelo Computacional

El análisis del coeficiente de desempeño de la turbina Savonius se realizó por medio del módulo FLUENT del software ANSYS 19.1. Para ello se generó una geometría 3D compuesta por 3 cuerpos, posteriormente se discretizó y solucionó teniendo en cuenta condiciones de frontera y variables de referencia. Como esquema de solución numérica para las ecuaciones de Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) se utilizó el modelo de turbulencia k- ϵ realizable.

4.2.1 Dominio y volumen de control

La turbina seleccionada consta de 2 alabes y un par de tapas. Sus dimensiones pueden evidenciarse en la Fig.8. (a) y los parámetros de diseño se observan en la Tabla 1. Como característica principal de esta configuración se evidencia, que carece de overlap y que el ángulo de torsión de sus alabes es de 12.5° respecto a su eje vertical.

Después de realizado el modelo tridimensional de la turbina, se busca configurar apropiadamente las dimensiones del dominio computacional. Wang y Zhan [35] emplearon en su trabajo un dominio computacional en donde las dimensiones de la zona estacionaria varían respecto al diámetro del rotor. Basado en lo anterior, para esta simulación las dimensiones del canal quedaron definidas de la siguiente manera: 10 diámetros del rotor (10D) aguas arriba, 15 diámetros del rotor (15D) aguas abajo y 7.5 diámetros del rotor (7.5D) en todas las demás direcciones (Ver Fig.8b).

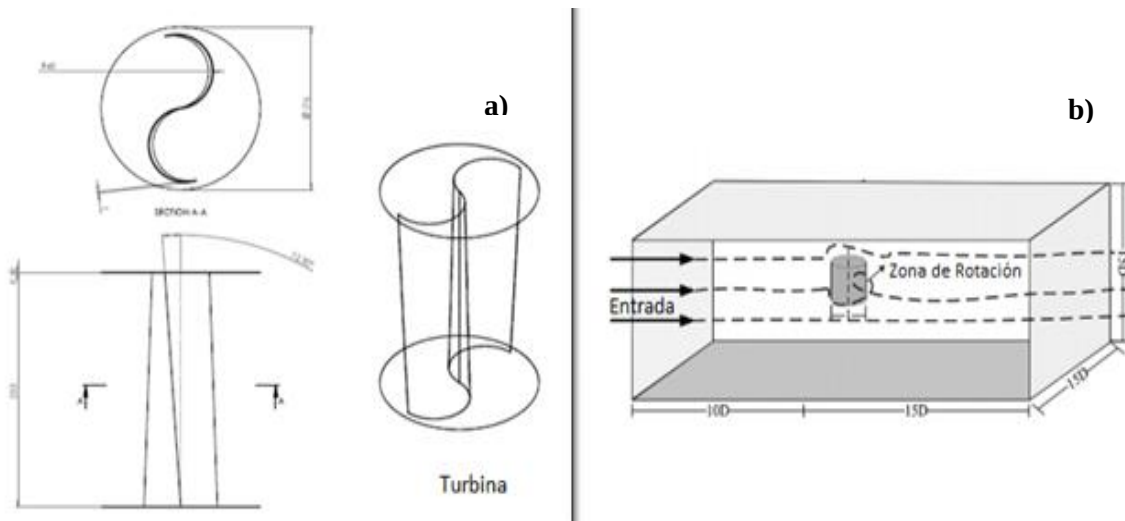


Fig. 8. a) Dimensiones del modelo 3D de la turbina y b) Dimensiones del canal empleado en el modelo computacional

Parámetros geométricos Turbina Savonius		
Parámetro	Valor	
Número de alabes	2	-
Diámetro del Rotor (D)	0,160	m
Altura del Rotor (H)	0,253	m
Relación de aspecto (H/D)	1,580	-
Radio de la turbina (r)	0,080	m
Diámetro del plato (Do)	0,176	m
Relación de traslape (e)	0	-
Rango ángulo de torsión (α)	12,5	°
Rango Velocidad del fluido (V)	2	m/s
Velocidad angular (ω)	22,5	rad/s
Coefficiente de velocidad TSR (λ)	0,9	-

Tabla 1. Parámetros geométricos turbina

Parámetros geométricos del dominio		
Parámetro	Valor	
Diámetro zona de rotación	0,186	m
Altura zona de rotación	0,264	m
Altura del canal	2,4	m
Ancho del canal	2,4	m
Longitud del canal aguas arriba	1,6	m
Longitud del canal aguas abajo	2,4	m

Tabla 2. Parámetros geométricos dominio computacional

Además de la zona estacionaria, el dominio computacional se compone de una zona de rotación. Estas regiones se establecieron mediante dos operaciones denominadas “enclosure” una de ellas en forma cilíndrica y la otra rectangular. Las dimensiones de estas operaciones pueden observarse en la Tabla 2. Se formaron en total tres cuerpos, los cuales fueron nombrados como: turbina Savonius, zona de rotación y canal. El siguiente paso fue la generación de dos operaciones booleanas de sustracción, para la primera se utilizó como herramienta de corte la turbina y como objetivo la zona de rotación. La operación deja un vacío sobre la zona de rotación con la forma de la turbina, lo que permite eliminar el sólido de la zona de rotación. La siguiente operación booleana, se realizó entre la zona de rotación y el canal, esta se realizó con el fin de eliminar la sobre posición.

4.2.2 Discretización del dominio y análisis de convergencia

El dominio es transferido al módulo ANSYS ICEM CFD, allí se seleccionó la función “Named selections” y se crearon todas las superficies del volumen de control tal y como se muestra en la Fig.9.

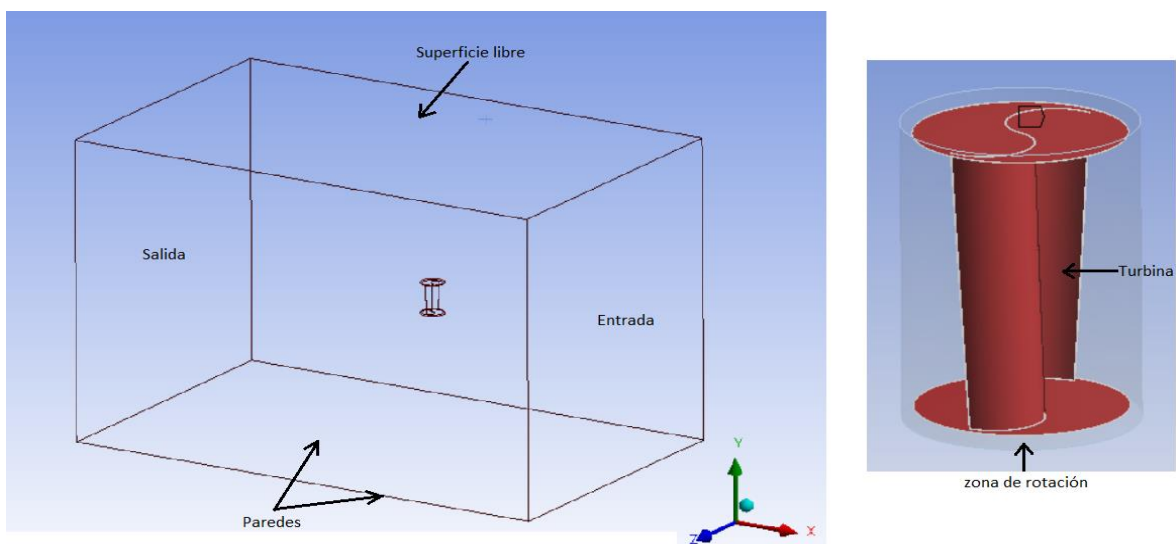


Fig. 9. Dominio computacional mostrando la zona estacionaria y la zona de rotación

Dichas áreas establecen la presencia de una condición de frontera, las cuales fueron de utilidad durante el refinamiento de malla.

Ansys Fluent emplea el método de los volúmenes finitos (FVM) para la discretización numérica del dominio, calculando el valor de las variables en cada uno de los centroides de estos volúmenes [34]. Es decir que el espacio físico se divide en celdas tridimensionales, las cuales se configuran como tetraédricas para este trabajo y, que generan una red de comunicación entre sí generando lo que comúnmente se conoce como malla computacional [38]. Con la finalidad de mejorar la calidad de la malla en la zona de rotación, se configuró una serie de métodos de mallado diferentes. Particularmente, se utilizó el comando “Inflation”, para ello prescribieron 10 capas sobre todas las superficies de la turbina y un “Face Sizing” sobre todas las caras existentes, estableciendo así un tamaño mínimo de elemento de 3 mm.

Respecto a las variables globales de los parámetros de malla, se utilizó un “Relevance Center” de tipo fino y unos valores de “Max size”, “Max Face Size” y “Min Size” de 68.0 mm, 50.0 mm y 0.250 mm respectivamente; en la Fig.10 se muestra la configuración de malla seleccionada para la solución del modelo. Por otra parte, los parámetros de tamaño previamente descritos fueron definidos mediante un análisis de convergencia, el cual consistió en solucionar el modelo computacional bajo un distinto número de nodos y elementos, con el fin de encontrar un rango adecuado bajo los cuales los valores de coeficiente de torque (C_m) no varíen significativamente. La variación de nodos y elementos se estableció en la Tabla 3, considerando los valores máximos, mínimos y el rango promedio del torque.

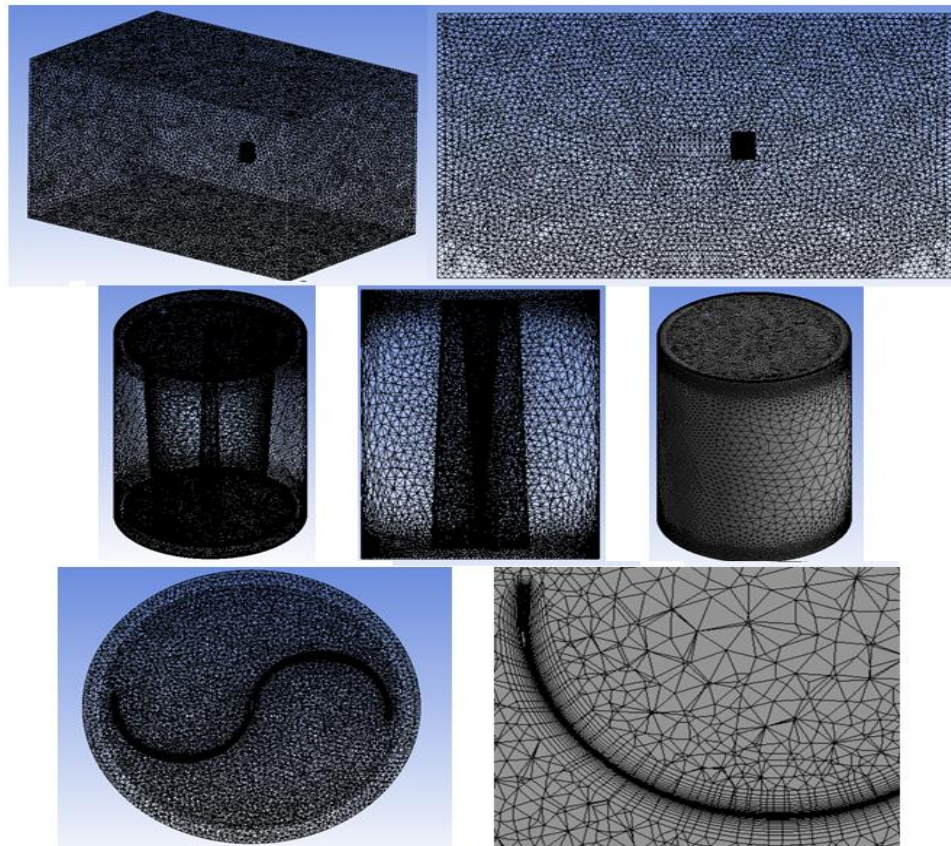


Fig. 10. Configuración de la malla empleada en la zona de rotación y en la zona estacionaria

Análisis de Convergencia de malla							
Modelo	Nodos	Elementos	Cm max	Cm min	% Variación	Cm prom	% Variación
1	112851	413926	0,4711	-0,2143	2,5%	0,1299	2,5%
2	180249	713758	0,4778	-0,2089	2,0%	0,1347	2,0%
3	254355	1016166	0,4798	-0,2038	1,5%	0,1399	1,5%
4	328197	1305424	0,4838	-0,1998	1,1%	0,1436	1,1%
5	414721	1615754	0,4899	-0,1978	0,9%	0,1467	0,8%
6	503795	1929661	0,4921	-0,1932	0,4%	0,1497	0,5%
7	582972	2204651	0,4944	-0,1921	0,3%	0,1512	0,3%
8	672622	2540618	0,4969	-0,1891	---	0,1545	---

Tabla 3. Variación de elementos para la convergencia de malla

Como se puede observar en la Tabla 3, aquellos modelos con mayor número de elementos, establecen valores de coeficientes de momento muchos mayores, mientras que a valores menores de elementos, el Cm se torna más sobre valores negativos. Por la razón anterior, se recomienda que el modelo computacional tenga como mínimo la selección de dos millones de elementos.

4.2.3 Modelo de turbulencia

Para lograr modelar un fluido en movimiento que se aproxime a la situación real es importante la elección de un modelo de turbulencia. Estos modelos se pueden agrupar en: Modelos promediados de Reynolds de las ecuaciones Navier-Stokes (RANS), Modelos de Simulación de Grandes Remolinos (LES) y Modelos de Simulación Numérica Directa (DNS) [39]. Muchos modelos están disponibles en la literatura y el criterio de selección depende del número de Reynolds y de la geometría del flujo [40]. Mohamed et [41] compara las mallas generadas en el software GAMBIT y en el módulo de enmallado de Ansys Fluent con el modelo de turbulencia Realizable k- ϵ y el SST k- ω para una turbina tipo Darrieus. De esta investigación se concluye que el modelo k- ϵ realizable es el más apropiado para la predicción de la velocidad de flujos que involucren rotación. En consecuencia, el modelo que se seleccionó para esta metodología, es el modelo **k- ϵ realizable** ya que es el modelo que mejor se adapta cuando se quiere simular el comportamiento rotativo de los alabes de la turbina helicoidal.

4.2.4 Material y condiciones de frontera

Una vez seleccionado el modelo de turbulencia es necesario definir apropiadamente las condiciones reales físicas del comportamiento del fluido para recrear la representación física de la situación a estudiar. En primer lugar, en la sección de materiales se seleccionó agua como fluido de la simulación, asumiendo un fluido incomprensible con una densidad constante.

Luego, se estableció las características de las zonas en el volumen de control. La primera de ellas (zona de rotación) se estableció con un movimiento rotacional en donde se asignó una velocidad angular. La malla se adapta a los diferentes cambios de posición acorde al paso del tiempo, esto se

dio mediante la selección del parámetro Mesh Motion. La segunda se estableció como una zona estacionarla, dejando simplemente las opciones por defecto.

En el siguiente paso, se estableció las condiciones de frontera, lo cual se hace sobre las superficies anteriormente nombradas como “Named Selection”. Las condiciones reales dan como valor de entrada la velocidad del fluido por lo que se estableció una condición llamada *Velocity-Inlet*, el desconocimiento de velocidad o presión de salida hizo necesario una condición de salida conocida como *Outflow*. El canal es abierto a la atmosfera por lo que la superficie libre de fluido fue marcada con la condición *Symetry*. Una condición de *Wall – No slip* (condición de no deslizamiento) fue adaptada a las paredes por donde se conduce el fluido, asumiendo que no existe fricción. Por último, en la zona de rotación se estableció una condición de *Moving Wall – Rotational*, dejando su movimiento relativo a las celdas adyacentes. Dichas condiciones y sus valores se pueden observar en la Tabla 4.

Condiciones de Frontera análisis computacional		
Nombre	Tipo Condición	Condición Frontera
Entrada	Velocity Inlet	2 m/s - uniform
Salida	Outflow	Outflow
Superficie Libre	Symmetry	Symmetry
Paredes	Free slip wall	Stationary
Turbina	No slip wall	Rotation

Tabla 4. Condiciones de frontera para la simulación computacional

4.3 Procesamiento

En esta etapa, se resolvieron las ecuaciones de conservación y constitutivas del modelo, para esto se establecieron los diferentes esquemas de la solución numérica, además se definió el algoritmo de acople entre la presión y el campo de velocidad, así como los valores de referencia y el valor del paso de tiempo

4.3.1 Inicialización y control de solución

La simulación se llevó a cabo en un estado transitorio, tomando como esquema de solución el algoritmo PISO (Pressure implicit with splitting of operator), este es un procedimiento de cálculo de presión-velocidad que resuelve y ofrece una estabilidad en los resultados para modelos turbulentos. Con el fin de obtener una solución más precisa, se seleccionó el modo second order upwind para la discretización espacial del momento, energía cinética de turbulencia y la tasa de disipación turbulenta. En el gradiente, se utilizó el esquema de aproximación numérico Least Squares Cell Based, para poder garantizar la confiabilidad de los resultados. Por último, la formulación de segundo orden fue impuesta para el modelo transitorio.

Para monitorear la solución, se introdujo la visualización en tiempo real de los esfuerzos residuales sobre las ecuaciones de momento, continuidad y turbulencia. El proceso de simulación converge cuando la magnitud de todas las líneas en el monitor de esfuerzos residuales se encuentra por debajo de 1×10^{-3} para cada uno de los pasos de tiempo. Se estableció también la visualización del coeficiente de momento a lo largo de todo el tiempo de simulación. Cabe mencionar que un buen cálculo del momento promedio depende de los valores de referencia seleccionados, tales como el

área, la densidad, la longitud y la velocidad; para esta simulación los valores seleccionados se indican en la Tabla 5.

Valores de referencia Simulación			
Parámetro de referencia		Valor	
Longitud	Radio turbina (r)	0,080	m
Área	Área de arrastre (a)	0,040	m ²
Velocidad	V. del fluido (Vo)	2,0	m/s
Densidad	Densidad flujo (δ)	998,2	kg/m ³
Viscosidad	V. Dinámica (μ)	0.001003	kg/m-s

Tabla 5. Valores de referencia para el cálculo del C_m

El último paso a tener en cuenta antes de la solución, es la selección del valor del paso de tiempo empleado en la simulación. Algunas investigaciones [35] mencionan que el paso de tiempo afecta considerablemente el proceso numérico iterativo, ya que con un valor muy alto se producen resultados físicos erróneos, mientras que con valores pequeños la exactitud aumenta. Para el cálculo del valor del paso de tiempo, es necesario tener en cuenta la velocidad de entrada del fluido, el coeficiente de velocidad de punta (TSR), el radio del alabe y el ángulo de giro en cada paso de tiempo. Para esta simulación se obtiene un paso de tiempo de 0.012 (s) rotando la turbina cada 15 grados, de esta forma para completar una revolución, el rotor necesitó 24 pasos de tiempo. En total se tomaron 150 pasos de tiempo con el objetivo de computar el C_m promedio a lo largo de 6 giros completos de la turbina

Una vez concluido el modelo computacional, se guardó el proyecto y el último paso de la metodología fue analizar los resultados en el módulo de post-procesamiento de ANSYS FLUENT, el cual se puede observar detalladamente en la siguiente sección.

4.4 Post-procesamiento

Una vez solucionado el modelo computacional, se determina el coeficiente de desempeño de la turbina Savonius y se visualiza el comportamiento de la velocidad y la presión que ejerce el flujo sobre la turbina.

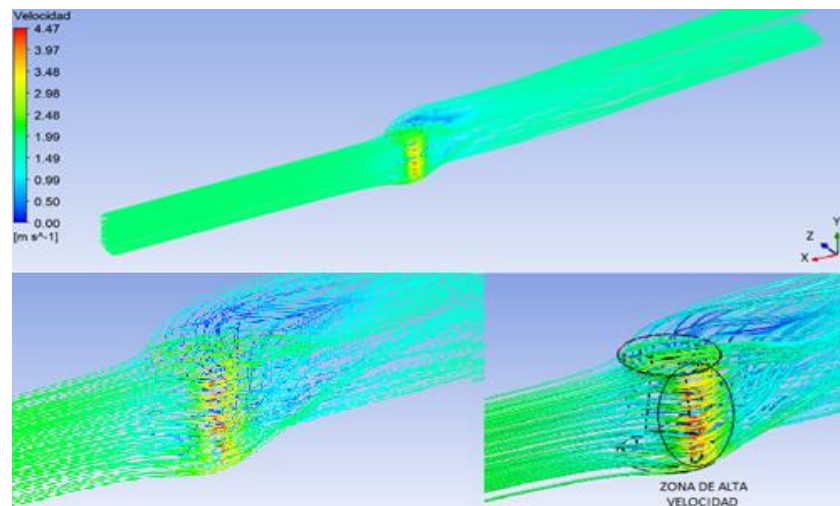


Fig. 11. Líneas de corriente de agua sobre plano horizontal

En la Fig. 11. se muestran las líneas de corriente del agua a una velocidad inicial de 2 m/s y un coeficiente de velocidad de punta (TSR) de 0,9. Se puede observar que la velocidad en la entrada del dominio computacional corresponde con la condición de frontera de velocidad aplicada en la entrada; así como también se puede observar una reducción de velocidad cuando el fluido choca con la superficie de los álabes de la turbina.

Los contornos de velocidad permiten ver la variación del patrón de velocidad del flujo en zonas cercanas a los álabes dentro de la zona de rotación. Una forma de validar que el patrón de velocidad alrededor del rotor del modelo tenga el comportamiento correcto, es comparándolo con el patrón de velocidad desarrollado en la investigación de Kumar y Saini [37], tal y como se ve en la Fig.12. (a). Por otro lado, en la Fig. 12. (b), se puede visualizar que hay dos zonas, una de alta velocidad en la punta del alabe y otra de baja velocidad también denominada zona de estela (“Wake zone”) detrás de los álabes. Los valores máximos y mínimos se indican con rojo y azul respectivamente en las figuras.

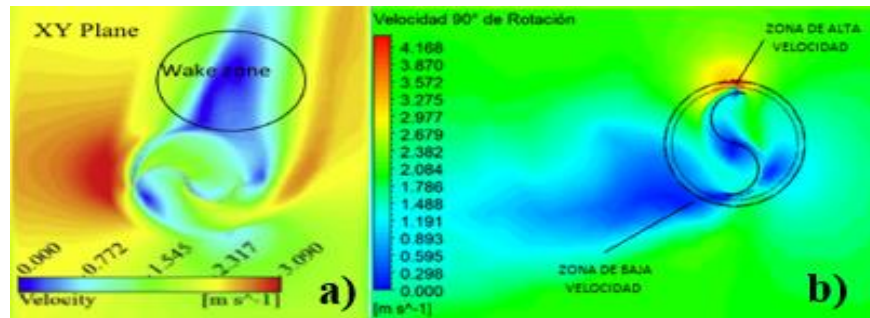


Fig. 12. Comparación patrones de velocidad. a) Contornos de velocidad dado por Kumar y Saini tomado de [36] y b) Contornos de velocidad modelo

Por otra parte, en la Fig. 13 (a, b, c y d) se muestra la distribución de velocidad alrededor de la zona de rotación en diferentes ángulos del rotor (0, 45, 90 y 135°). La turbina al girar en cada paso de tiempo crea una estela en la zona de baja velocidad, así como también se forma una zona de alta velocidad, que se va separando del rotor gradualmente al cambio de posición.

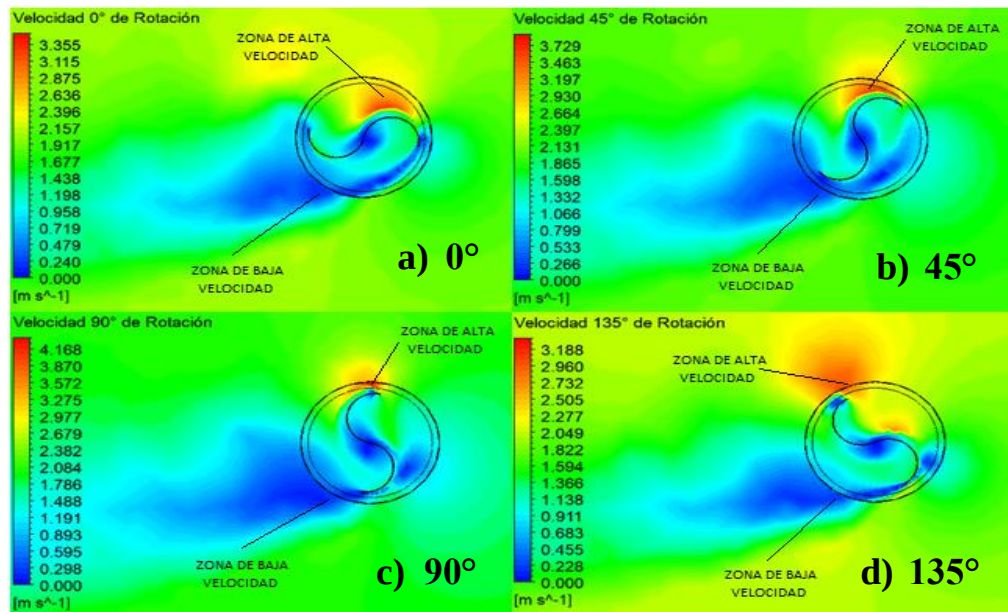


Fig. 13. Distribución de velocidad del flujo en la zona de rotación a diferentes ángulos del rotor

Como se puede observar en la Fig.13, el flujo que entra crea una fuerza de arrastre en el álabe convexo, mientras que el flujo en la parte cóncava crea una fuerza de arrastre en la dirección contraria incrementando el torque negativo. Para las cuatro posiciones se evidencia la existencia de una zona de alta velocidad ubicada en la parte superior de la turbina. El valor de velocidad máximo obtenido es de 4.168 m/s cuando el rotor se encuentra a una posición de 90° (Fig.13 c).

Mediante los contornos de presión, se pudo visualizar las variaciones de presión en la zona de rotación, respecto al cambio de posición del rotor en cada instante de tiempo, como se muestra en la Fig. 14. A 0°, se puede observar un área de alta presión en el lado cóncavo del álabe Fig. 14(a), a 45°, la distribución de presión es similar a la posición anterior (Fig.14b), donde se genera una alta presión en el lado cóncavo y una baja presión en el lado convexo. Por otro lado, cuando la turbina está a una posición de 90° (Fig. 14c) se forma un área de baja presión mayor en la punta del álabe que avanza; contrario a lo que pasa cuando la posición está a 135° ya que el área de baja presión formada en la posición anterior, se separa de la punta del alabe (Fig. 14d). A partir de lo que se muestra en los contornos de presión, se puede decir que los valores de presión aumentan cuanto el flujo está aguas arriba mientras que la presión disminuye aguas abajo. Tanto la zona de alta presión como la zona de baja presión se presentan en la zona de rotación. La presión máxima se da cuando el rotor está a una posición de 90°, su valor es de 3371.13 Pa. (Fig.14 c)

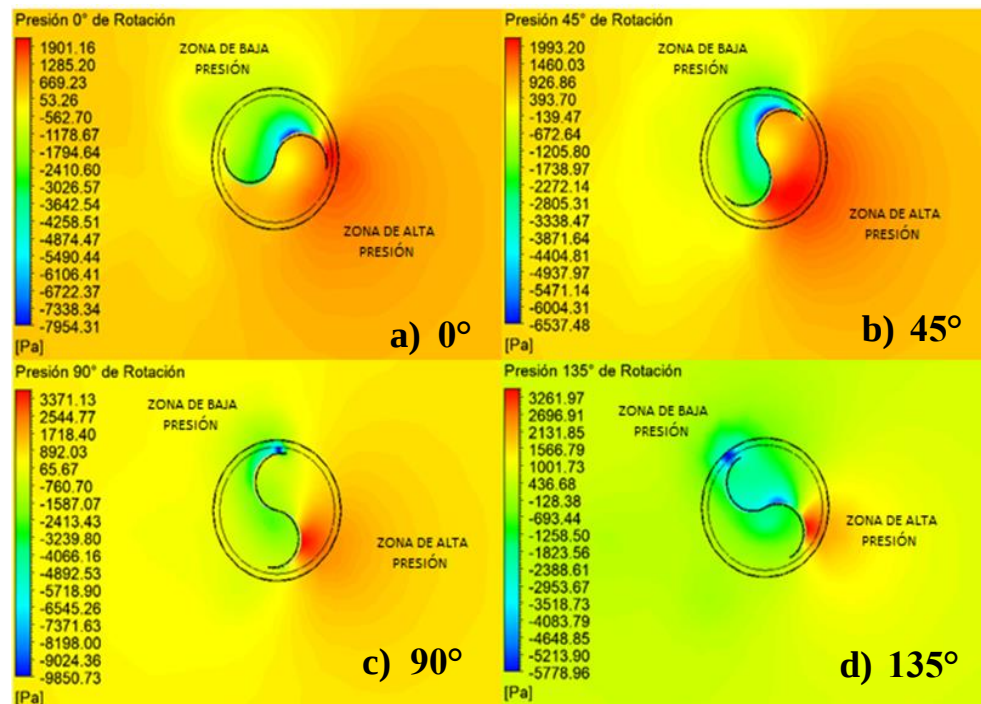


Fig. 14. Distribución de presión en la zona de rotación a diferentes ángulos del rotor

Finalmente para el cálculo del coeficiente de desempeño se tuvo en cuenta el valor del coeficiente de torque promedio y el coeficiente de velocidad de punta (TSR). El torque producido por el rotor Savonius, depende de la velocidad angular y de las condiciones de entrada del flujo que varían cíclicamente durante el periodo de rotación de la simulación. La gráfica que se muestra en la Fig. 15, es la representación de la estabilización de los valores de torque obtenidos de la simulación computacional.

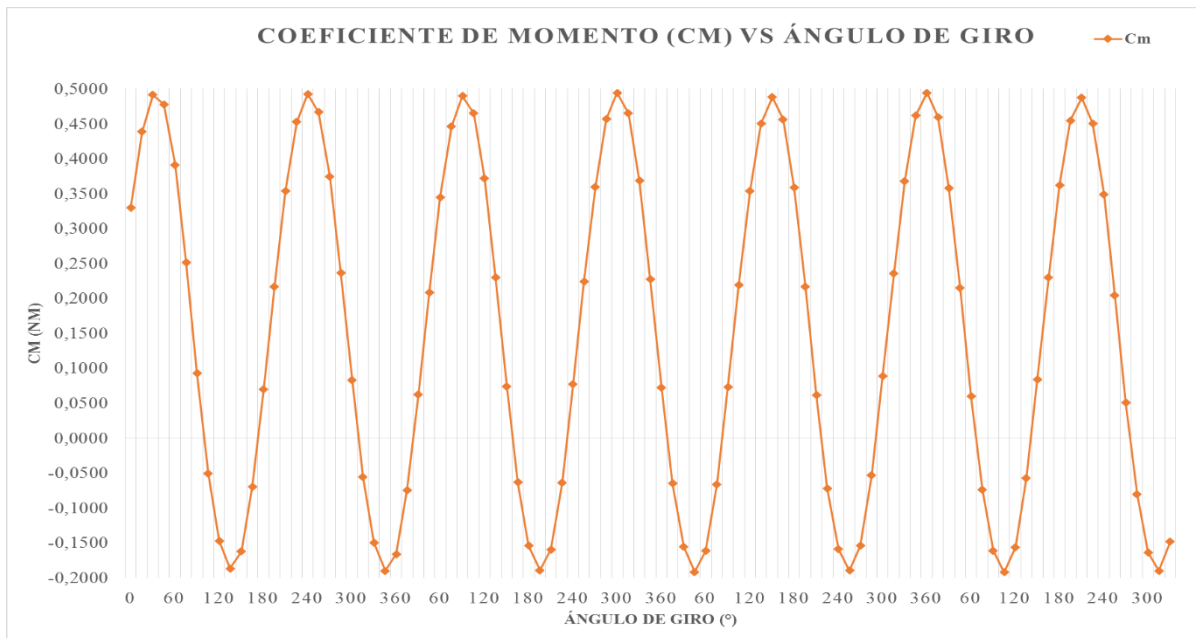


Fig. 15. Gráfica del coeficiente de momento respecto a la variación del ángulo es cada instante de tiempo, al momento de estabilizarse la simulación

De los valores obtenidos de la gráfica del coeficiente de momento respecto al ángulo de giro, se determinó un valor promedio (C_m prom.) de 0,151. El coeficiente de potencia se obtiene mediante la multiplicación del C_m prom anteriormente calculado y el TSR. Como resultado se obtuvo un coeficiente de potencia (C_p) de 0,135.

5. Conclusiones

El estudio de turbinas hidrocínéticas mediante el uso de modelos computacionales es un campo de investigación en auge en la actualidad. Gracias a la flexibilidad de estos modelos, es posible recrear situaciones cercanas a las reales de funcionamiento, además de permitir variar parámetros instantáneamente.

Para una buena simulación de fluidos computacional es necesario conocer el fenómeno físico que se quiere recrear; así como también es importante establecer las características del modelo y los resultados que se buscan, para así, poder determinar el nivel de precisión requerido y estimar el tiempo de computo que tendrá la obtención de la solución.

Independientemente del modelo a recrear, para todas las simulaciones de dinámica de fluidos computacional, la adecuada discretización del dominio es un aspecto a tener en cuenta para lograr un resultado cercano al modelo real. Así, los niveles de precisión del modelo, están relacionados con el nivel de refinamiento de la malla computacional. Al respecto, es importante hacer énfasis en que mayores niveles de refinamiento implican mayor costo computacional en las simulaciones.

El modelo de turbulencia k-e realizable presentó un comportamiento adecuado en la simulación de una turbina hidrocínética tipo Savonius de perfil helicoidal. Particularmente, el uso de este modelo luce como una buena alternativa para simular flujos con comportamiento rotativo. Así mismo, este

modelo además de tener un consumo de recursos computacionales moderado, también tiene una tendencia a converger rápidamente en simulaciones de origen transitorio.

La elección del esquema de acoplamiento entre la presión y el campo de velocidades para flujos incompresibles, juega un rol importante al momento de obtener los resultados deseados. Para esta simulación el algoritmo PISO permitió obtener un comportamiento adecuado según las condiciones requeridas en la metodología, tomando como referencia criterios de estabilidad de la simulación y exactitud en el cálculo del coeficiente de desempeño de la turbina simulada. En tal sentido, un análisis extensivo de la influencia de los algoritmos de acople entre los campos de velocidad y presión surge como una posibilidad de trabajo futuro.

Al momento de configurar el solucionador, es necesario definir apropiadamente las propiedades del material (fluidos), las condiciones de operación y de frontera, los valores de referencia y los criterios de convergencia ya que estos influyen en la solución del modelo.

El valor obtenido del coeficiente de desempeño desarrollado en la metodología propuesta tiene un error del 56,0% comparado con el modelo realizado por *Kumar y Saini* [37]. Vale aclarar, que hay varios factores que influyen en la diferencia entre el modelo desarrollado y el modelo de referencia, uno de esos factores es el enmallado, ya que el modelo de referencia utiliza una malla con una cantidad de elementos 7.5 veces mayor. Por otro lado, el desconocimiento de variables como el esquema de solución para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes, así como el tipo de esquemas de discretización espacial utilizado, impiden una comparación exacta de los resultados ya que no son modelos exactamente iguales.

6. Referencias

- [1] J. Vicente, H. Antonio, and A. Prisco, "A review on the performance of Savonius wind turbines," vol. 16, pp. 3054–3064, 2012.
- [2] H. J. Vermaak, K. Kusakana, and S. P. Koko, "Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications : A review of literature," vol. 29, pp. 625–633, 2014.
- [3] M. Anyi and B. Kirke, "Energy for Sustainable Development Evaluation of small axial flow hydrokinetic turbines for remote communities," vol. 14, pp. 110–116, 2010.
- [4] M. S. Güney and K. Kaygusuz, "Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 9, pp. 2996–3004, 2010.
- [5] M. S. Guney and K. Kaygusuz, "Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 9, pp. 2996–3004, 2010.
- [6] M. S. Guney, "Evaluation and measures to increase performance coefficient of hydrokinetic turbines," vol. 15, pp. 3669–3675, 2011.
- [7] N. D. Laws and B. P. Epps, "Hydrokinetic energy conversion: Technology, research, and outlook," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 57, pp. 1245–1259, 2016.
- [8] M. I. Yuce and A. Muratoglu, "Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 43, pp. 72–82, 2015.
- [9] A. Kumar and R. P. Saini, "Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine -

A Review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 64, pp. 289–310, 2016.

- [10] N. K. Sarma, A. Biswas, and R. D. Misra, “Experimental and computational evaluation of Savonius hydrokinetic turbine for low velocity condition with comparison to Savonius wind turbine at the same input power,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 83, pp. 88–98, 2014.
- [11] R. H. Van Els and A. C. P. B. Junior, “The Brazilian Experience with Hydrokinetic Turbines,” *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 259–264, 2015.
- [12] L. L. Ladokun, B. F. Sule, K. R. Ajao, and A. G. Adeogun, “Resource assessment and feasibility study for the generation of hydrokinetic power in the tailwaters of selected hydropower stations in Nigeria,” *Water Sci.*, no. 2017, 2018.
- [13] M. N. I. Khan, M. Tariq Iqbal, M. Hinchey, and V. Masek, “Performance of savonius rotor as a water current turbine,” *J. Ocean Technol.*, vol. 4, no. 2, pp. 71–83, 2009.
- [14] W. Tian, Z. Mao, and H. Ding, “Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine,” *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.*, vol. 10, no. 6, pp. 782–793, 2018.
- [15] V. Ramos and G. Iglesias, “Performance assessment of Tidal Stream Turbines: A parametric approach,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 69, pp. 49–57, 2013.
- [16] V. Kumar and S. Sarkar, “Performance Analysis of Darrieus Hydrokinetic Turbine,” *Shibayan Sarkar Int. J. Eng. Technol. Sci. Res. IJETSR www.ijetsr.com ISSN*, vol. 5, no. 3, pp. 2394–3386, 2018.
- [17] N. K. Sarma, A. Biswas, and R. D. Misra, “Experimental and CFD Analyses of Two Bladed Savonius Water Turbine Under Low Velocity Conditions,” 2014.
- [18] J. J. A. Lopes, J. R. P. Vaz, A. L. A. Mesquita, A. L. A. Mesquita, and C. J. C. Blanco, “An Approach for the Dynamic Behavior of Hydrokinetic Turbines,” *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 271–276, 2015.
- [19] Y. Chen, B. Lin, J. Lin, and S. Wang, “Experimental study of wake structure behind a horizontal axis tidal stream turbine,” *Appl. Energy*, vol. 196, pp. 82–96, 2017.
- [20] M. NAKAJIMA, S. IIO, and T. IKEDA, “Performance of Savonius Rotor for Environmentally Friendly Hydraulic Turbine,” *J. Fluid Sci. Technol.*, vol. 3, no. 3, pp. 420–429, 2008.
- [21] N. K. Sarma, A. Biswas, and R. D. Misra, “Experimental and computational evaluation of Savonius hydrokinetic turbine for low velocity condition with comparison to Savonius wind turbine at the same input power,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 83, pp. 88–98, 2014.
- [22] P. K. Talukdar, A. Sardar, V. Kulkarni, and U. K. Saha, “Parametric analysis of model Savonius hydrokinetic turbines through experimental and computational investigations,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 158, no. January, pp. 36–49, 2018.
- [23] B. D. Altan and M. Atilgan, “A study on increasing the performance of Savonius wind rotors,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 26, no. 5, pp. 1493–1499, 2012.
- [24] F. Behrouzi, M. Nakisa, A. Maimun, and Y. M. Ahmed, “Global renewable energy and its potential in Malaysia : A review of Hydrokinetic turbine technology,” vol. 62, pp. 1270–1281, 2016.
- [25] H. H. Al-Kayiem, B. A. Bhayo, and M. Assadi, “Comparative critique on the design parameters and their effect on the performance of S-rotors,” *Renew. Energy*, vol. 99, pp. 1306–

1317, 2016.

- [26] M. J. Khan, G. Bhuyan, M. T. Iqbal, and J. E. Quaicoe, "Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review," *Appl. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 1823–1835, 2009.
- [27] Z. Zhou, F. Scuiller, J. F. Charpentier, M. Benbouzid, and T. Tang, "An up-to-date review of large marine tidal current turbine technologies," *Proc. - 2014 Int. Power Electron. Appl. Conf. Expo. IEEE PEAC 2014*, pp. 480–484, 2014.
- [28] L. Pham and S. Member, "Riverine Hydrokinetic Technology : A Review," *Oregon Tech - Ree516 Term Pap.*, pp. 1–6, 2014.
- [29] G. Kailash, T. I. Eldho, and S. V. Prabhu, "Performance study of modified savonius water turbine with two deflector plates," *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 2012, 2012.
- [30] M. Zemamou, M. Aggour, and A. Toumi, "Review of savonius wind turbine design and performance," *Energy Procedia*, vol. 141, pp. 383–388, 2017.
- [31] Kamoji M., Kedare S., and S. Prabhu, "Experimental investigations on single stage, two stage and three stage conventional {S}avonius rotor," *Int. J. Energy Res.*, vol. 32, no. 10, pp. 877–895, Aug. 2008.
- [32] B. D. Altan and M. Atilgan, "An experimental and numerical study on the improvement of the performance of Savonius wind rotor," vol. 49, pp. 3425–3432, 2010.
- [33] A. Damak, Z. Driss, and M. S. Abid, "Experimental investigation of helical Savonius rotor with a twist of 180°," *Renew. Energy*, vol. 52, pp. 136–142, 2013.
- [34] J. Tu, G. H. Yeoh, and C. Liu, "Chapter 2 - CFD Solution Procedure—A Beginning," in *Computational Fluid Dynamics*, Butterworth-Heinemann, Ed. Burlington, 2008, pp. 29–64.
- [35] Y. F. Wang and M. S. Zhan, "3-Dimensional CFD simulation and analysis on performance of a micro-wind turbine resembling lotus in shape," *Energy Build.*, vol. 65, pp. 66–74, 2013.
- [36] A. Lozano. D, "Capítulo 2: Apuntes sobre dinámica de fluidos computacionales." pp. 20–45, 2015.
- [37] A. Kumar and R. P. Saini, "Performance analysis of a single stage modified Savonius hydrokinetic turbine having twisted blades," *Renew. Energy*, vol. 113, pp. 461–478, 2017.
- [38] T. C. J. Rs. F. K. E. Laurendeau and Computational, *Computational Fluid Dynamics for Engineers*. 2005.
- [39] J. A. Capote, D. Alvear, O. V Abreu, M. Lázaro, and P. Espina, "Influencia del modelo de turbulencia y del refinamiento de la discretización espacial en la exactitud de las simulaciones computacionales de incendios," *Rev. Int. Mét. Num. Cál. Dis. Ing*, vol. 24, no. 3, pp. 227–245, 2008.
- [40] "ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide - 16.5.11 Turbulence Models." [Online]. Available: <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node330.htm>. [Accessed: 06-Nov-2018].
- [41] M. H. Mohamed, A. M. Ali, and A. A. Hafiz, "CFD analysis for H-rotor Darrieus turbine as a low speed wind energy converter," *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 18, no. 1, pp. 1–13, 2015.

