



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

**Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico**

Tesis de Maestría

**Diseño Numérico de un Arreglo en Línea de Rotores
Hidrocínéticos de Tipo Arrastre en Tuberías que
Mejore los Patrones de Flujo e Incremente el
Rendimiento Energético del Sistema.**

presentada por

Ing. José Carrasco García

como requisito para la obtención del grado de

**Maestría en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Director de tesis

Dr. Erik Rosado Tamariz

Cuernavaca, Morelos, México. Junio de 2026.



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Subdirección Académica

Cuernavaca Mor, 15/junio/2026

Oficio No. SAC/161/2026

Asunto: Autorización de impresión de tesis

JOSÉ CARRASCO GARCÍA
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN
CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **"Diseño numérico de un arreglo en línea de rotores hidrocineéticos de tipo arrastre en tuberías que mejore los patrones de flujo e incremente el rendimiento energético del sistema"**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

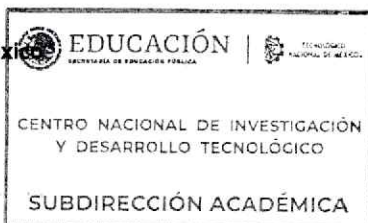
Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®

"Conocimiento y Tecnología al servicio de México"

CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



c.c.p. Departamento de Ingeniería Mecánica
Departamento de Servicios Escolares

CMAZ/lmz



2026
año de
Margarita
Maza

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C.P. 62490, Cuernavaca, Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 4104,
e-mail: acad_cenidet@tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor., 11/junio/2026

OFICIO No. DIM/119/2026

Asunto: Aceptación de documento de tesis

CENIDET-AC-004-M14-OFICIO

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. José Carrasco García con número de control M24CE082, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado **"Diseño numérico de un arreglo en línea de rotores hidrocineéticos de tipo arrastre en tuberías que mejore los patrones de flujo e incremente el rendimiento energético del sistema"** y hemos encontrado que se han atendido todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.


Dr. Erik Rosado Tamariz
Director de tesis


Dr. Miguel Ángel Chagolla Aranda
Revisor 1


Dr. Jorge Colín Ocampo
Revisor 2

C.c.p. Depto. Servicios Escolares.
Expediente / Estudiante



2026
año de
Margarita
Maza

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C.P. 62490, Cuernavaca, Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 1408,
e-mail: dim_cenidet@tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

Agradecimientos

En primer lugar, deseo expresar mi más profundo agradecimiento a mi familia: a mis padres y a mi hermana. Su apoyo incondicional en cada una de mis decisiones ha sido el pilar que me permite caminar con seguridad y confianza. Sin ellos, este logro no habría sido posible.

Al doctor Erik, mi sincero reconocimiento por su guía paciente y acertada en mis primeros pasos dentro del mundo de la investigación. Gracias a su dirección, pude desarrollar esta tesis y crecer como estudiante y como persona.

A mis amigos de la maestría, en especial a Ángeles y Sergio, quienes me recibieron con calidez en Cuernavaca y me integraron generosamente a su círculo. A Ángel, con quien compartí la mayor parte de este camino; su personalidad peculiar y su apoyo constante en los momentos turbulentos fueron un verdadero regalo. A Katia, por brindarme su tiempo, su cariño y su compañía, haciéndome sentir acompañado en todo momento.

A mis profesores del CENIDET, de quienes aprendí no solo conocimientos académicos, sino también el valor de una actitud servicial hacia los demás. Gracias a ellos descubrí un profundo sentido de pertenencia y comprendí que gran parte del sentido de estar aquí es contribuir al bienestar de quienes nos rodean.

A la distancia, a mis amigos Brian y Eber. Aunque el contacto sea esporádico, les deseo siempre una vida plena y llevo su amistad en el corazón.

Cada persona con la que tuve contacto durante esta etapa ha dejado una huella en mí. Todas y cada una de ellas forman parte de este logro.

Resumen

La presente investigación se centra en el diseño numérico y la optimización hidrodinámica de arreglos en línea de turbinas hidrocínicas de tipo arrastre, concebidas para su instalación en tuberías de distribución de agua potable. El objetivo principal es maximizar la producción energética del sistema y mejorar los patrones de flujo, abordando una brecha significativa en la literatura respecto al comportamiento de múltiples rotores en condiciones de flujo confinado. Para ello, se desarrolló un marco algebraico paramétrico innovador que permite generar rotores esféricos de manera reproducible, garantizando la consistencia geométrica entre diferentes configuraciones y facilitando la comparación objetiva de su desempeño.

Se evaluaron numéricamente seis configuraciones geométricas de álabes (s-shaped, Semi-Elíptica, Bach, Geometría A, Geometría B y Geometría C) mediante simulaciones transitorias de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) utilizando el modelo de turbulencia $k-\omega$ SST, previamente verificado y validado con datos experimentales de la literatura. Como contribución central y original, se propone un parámetro adimensional denominado efectividad mecánico-hidráulica (Ψ^*), el cual cuantifica el equilibrio entre la generación de torque útil y la penalización hidráulica inducida por la caída de presión, superando las limitaciones de los criterios de eficiencia convencionales. Los resultados individuales identificaron a la Geometría A como la configuración óptima, alcanzando una eficiencia energética del 18.72% y una mejora en Ψ^* de hasta el 28% en comparación con las geometrías de referencia reportadas en la literatura especializada.

Posteriormente, se implementó un diseño de experimentos basado en el método de Taguchi con un arreglo ortogonal $L9(3^3)$, reduciendo significativamente el costo computacional al evaluar únicamente nueve configuraciones de arreglos en línea de dos turbinas. El análisis de la relación señal-ruido permitió determinar que el factor de diseño más influyente en la eficiencia global del sistema es el tipo de turbina ubicada aguas abajo, seguido por la turbina aguas arriba, mientras que la distancia de separación axial mostró un efecto secundario dentro del intervalo estudiado (400, 800 y 1600 mm). La configuración óptima identificada corresponde a un arreglo de turbinas gemelas Geometría A con una separación axial de 400 mm (equivalente a 4.34 diámetros de rotor), alcanzando una eficiencia máxima del 20.15% y una efectividad mecánico-hidráulica de $\Psi^* = 0.0368$.

El análisis de la energía cinética turbulenta (TKE) reveló una relación exponencial inversa entre la intensidad de la turbulencia y la distancia de separación, con una atenuación del 86% al aumentar la separación de 400 mm a 1600 mm. Un hallazgo contra intuitivo pero relevante es que las configuraciones con menores distancias de separación presentan los niveles más altos de TKE y, simultáneamente, las mayores eficiencias energéticas, lo que sugiere que la turbulencia no debe interpretarse exclusivamente como una pérdida, sino como parte de mecanismos de interacción favorable entre rotores. Como productos derivados de la investigación, se publicó un artículo en una revista indexada en el JCR Q1 (*Results in Engineering*, factor de impacto 6.0) y un artículo en las memorias del V Congreso Internacional de Tecnología y Ciencia Aplicada (CITCA 2026). El estudio concluye que la optimización de arreglos hidrocínicos en tuberías debe priorizar la selección de las características geométricas de los rotores, especialmente la turbina aguas abajo, sobre la distancia de separación, y que futuros análisis deben incorporar simulaciones con libertad de movimiento rotacional (6DOF) para capturar la respuesta dinámica real de los rotores bajo condiciones de flujo fluctuante.

Abstract

This research focuses on the numerical design and hydrodynamic optimization of inline arrays of drag-based hydrokinetic turbines, conceived for installation in drinking water distribution pipelines. The main objective is to maximize the system's energy production and improve flow patterns, addressing a significant gap in the literature regarding the behavior of multiple rotors under confined flow conditions. To achieve this, an innovative parametric algebraic framework was developed to generate reproducible spherical rotors, ensuring geometric consistency across different configurations and facilitating objective performance comparisons.

Five blade geometric configurations (Semi-Elliptic, Bach, Geometry A, Geometry B, and Geometry C) were numerically evaluated using transient Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations with the $k-\omega$ SST turbulence model, previously verified and validated against experimental data from the literature. As an original and central contribution, a dimensionless parameter called mechanical-hydraulic effectiveness (Ψ^*) is proposed, which quantifies the balance between useful torque generation and the hydraulic penalty induced by pressure drop, overcoming the limitations of conventional efficiency criteria. The individual results identified Geometry A as the optimal configuration, achieving an energy efficiency of 18.72% and an improvement in Ψ^* of up to 28% compared to the reference geometries reported in the specialized literature.

Subsequently, a design of experiments based on the Taguchi method with an $L9(3^3)$ orthogonal array was implemented, significantly reducing the computational cost by evaluating only nine configurations of two-turbine inline arrays. The signal-to-noise ratio analysis determined that the most influential design factor on the overall system efficiency is the type of turbine located downstream, followed by the upstream turbine, while the axial separation distance showed a secondary effect within the studied range (400, 800, and 1600 mm). The optimal configuration identified corresponds to an array of twin Geometry A turbines with an axial spacing of 400 mm (equivalent to 4.34 rotor diameters), achieving a maximum efficiency of 20.15% and a mechanical-hydraulic effectiveness of $\Psi^* = 0.0368$.

The turbulent kinetic energy (TKE) analysis revealed an inverse exponential relationship between turbulence intensity and separation distance, with an 86% attenuation when increasing the spacing from 400 mm to 1600 mm. A counterintuitive yet relevant finding is that configurations with shorter separation distances exhibit the highest TKE levels and, simultaneously, the highest energy efficiencies, suggesting that turbulence should not be interpreted exclusively as a loss but as part of favorable interaction mechanisms between rotors. As derived research products, an article was published in a JCR Q1 indexed journal (*Results in Engineering*, impact factor 6.0), and an article was presented at the V International Congress on Technology and Applied Science (CITCA 2026). The study concludes that optimizing hydrokinetic arrays in pipelines should prioritize the selection of rotor geometric characteristics, especially the downstream turbine, over the separation distance. Furthermore, future analyses must incorporate six degrees of freedom (6DOF) rotational motion simulations to capture the actual dynamic response of the rotors under fluctuating flow conditions.

Keywords: Drag-based hydrokinetic turbines, inline arrays, computational fluid dynamics (CFD), Taguchi method, turbulent kinetic energy, mechanical-hydraulic effectiveness, pressurized pipelines, multi-objective optimization.

Contenido

Agradecimientos.....	iv
Resumen.....	v
Abstract	vi
1. Introducción	1
2. Estado del arte.....	3
2.1. Aspectos fundamentales para el diseño, optimización y escalamiento de turbinas	3
2.2. Técnicas de mejora en el desempeño hidrodinámico.....	5
2.2.1. Metodologías de optimización geométrica y multiobjetivo.....	5
2.2.2. Integración de CFD, diseño de experimentos e inteligencia artificial.....	7
2.2.3. Estudios paramétricos orientados al análisis hidrodinámico y a la evaluación experimental de desempeño.	8
2.3. Control del flujo mediante deflectores	10
2.3.1. Deflectores pasivos de geometría fija	10
2.3.2. Deflectores optimizados para flujo confinado en tuberías.	11
2.3.3. Deflectores adaptativos y sistemas dinámicos	12
2.3.4. Comparación de estrategias	13
2.3.5. Variables geométricas y parámetros hidrodinámicos relevantes.....	14
2.3.6. Síntesis crítica y vacíos de investigación	14
2.4. Arreglos de turbinas hidrocinéticas	15
2.4.1. Arreglos en línea de turbinas Savonius	15
2.4.2. Optimización paramétrica de arreglos acoplados	17
2.4.3. Arreglos en tuberías y conductor confinados.....	18
2.4.4. Influencia de la geometría del canal y arreglos complejos	18
2.4.5. Discusión general de la sección	20
2.5. Comparación del desempeño de la turbina de arrastre y turbina de sustentación en aplicaciones de flujo confinado	20
2.6. Configuraciones alternativas e híbridas	23
2.7. Conclusiones del estado del arte	29
2.7.1. Hallazgos consolidados en la literatura	29
2.7.2. Síntesis crítica del estado del arte	31
2.7.3. Brecha y oportunidad de investigación	33
3. Planteamiento del problema.....	34
3.1. Definición del problema.....	34

3.2.	Hipótesis	35
3.3.	Objetivo General	36
3.3.1.	Objetivos específicos	36
3.4.	Justificación del problema	36
3.5.	Alcances y limitaciones	37
3.5.1.	Alcances	37
3.5.2.	Limitaciones.....	37
4.	Marco Teórico.....	38
4.1.	Energía hidráulica.....	38
4.2.	Turbinas hidráulicas	39
4.3.	Turbinas hidrocínicas y su clasificación.....	39
4.4.	Elementos que conforman una turbina hidrocínica vertical Savonius con aplicación en tuberías.	41
4.5.	Arreglos de turbinas hidrocínicas de eje vertical en tuberías	43
4.6.	Dinámica de fluidos computacional aplicada a turbinas hidrocínicas.....	44
4.6.1.	Ecuaciones RANS	45
4.6.2.	Energía cinética turbulenta y esfuerzos de Reynolds	45
4.6.3.	Modelo de turbulencia $k-\omega$ SST	46
5.	Plan de trabajo	48
5.1.	Metodología.....	48
5.2.	Cronograma	52
6.	Caso de estudio	54
7.	Propuestas en el diseño de las turbinas hidrocínicas	54
7.1.	Geometrías seleccionadas a partir de la literatura especializada.....	55
7.2.	Fundamentos geométricos y restricciones de confinamiento.....	57
7.3.	Inclusión de deflector	59
8.	Propuestas en el diseño de las turbinas hidrocínicas	60
9.	Verificación del caso de estudio	63
9.1.	Verificación del modelo numérico	64
10.2.	Verificación de la eficiencia de las turbinas de referencia	67
10.	Evaluación y comparación del desempeño de las turbinas.	68
10.1.	Verificación del caso de estudio.....	69
10.2.	Análisis de la caída de presión	70

10.3.	Efectividad Mecánico-hidráulica	71
10.4.	Transición hacia el estudio de arreglos en línea.	74
11.	Optimización de arreglos en línea de dos turbinas hidrocínéticas	75
11.1.	Fundamentos de la optimización discreta	75
11.2.	Definición del problema de optimización	76
11.3.	Selección del plan experimental	77
11.3.1.	Método Taguchi.....	77
11.3.2.	Arreglo ortogonal L9 (3 ³).....	77
11.4.	Ejecución de las simulaciones numéricas	78
11.4.1.	Implementación del modelo numérico.....	78
11.4.2.	Mallado del dominio computacional y condiciones de contorno	79
11.4.3.	Resultados de las simulaciones del arreglo ortogonal	80
11.5.	Optimización mediante la relación señal-ruido	81
11.5.1.	Criterio de optimización (mayor es mejor)	81
11.5.2.	Determinación de los efectos principales	82
11.5.3.	Selección de la configuración óptima	83
11.5.4.	Análisis de la Energía Cinética Turbulenta (TKE)	83
11.6.	Simulación de confirmación.....	87
11.7.	Discusión de resultados	88
11.7.1.	Relación entre la distancia de separación y la efectividad mecánico hidráulica.....	88
11.7.2.	Relación entre la distancia de separación y la energía cinética turbulenta	89
11.7.3.	Relación entre turbulencia y desempeño energético	90
11.7.4.	Implicaciones estructurales de la turbulencia	91
12.	Conclusiones	91
12.1.	Trabajos futuros	93
12.1.1.	Simulación con libertad de movimiento rotacional (6 DOF)	93
12.1.2.	Análisis estructural y de fatiga	93
12.1.3.	Refinamiento del estudio de separación entre turbinas.....	94
12.1.4.	Estudio de arreglos con más de dos turbinas	94
12.1.5.	Validación experimental.....	94
12.1.6.	Optimización multiobjetivo.....	94
12.2.	Reflexión final	95
13.	Productos	95

13.1.	Artículo publicado en revista indexada	95
13.2.	Artículo presentado en congreso internacional.....	95
14.	Bibliografía	96
15.	Anexos.....	105

1. Introducción

La quema de combustibles fósiles para la transformación y distribución de energía, influye de manera nociva en la atmósfera terrestre, este fenómeno contribuye al calentamiento global, al cambio climático y al derretimiento de los glaciares y hielos marinos [1] Así mismo, la disponibilidad de estos combustibles de bajo costo tiende a disminuir progresivamente, a medida que se agotan los recursos más accesibles y se requieren condiciones más complejas para su extracción [2]. En este contexto, surge la necesidad de buscar fuentes alternativas de energía, siendo la energía solar y eólica las más exploradas. No obstante, durante los últimos años, diferentes investigaciones han analizado el aprovechamiento de la energía cinética disponible en las corrientes de agua, tanto en ríos como en océanos. Lamentablemente, diferentes factores ambientales limitan el funcionamiento de los dispositivos destinados a capturar esta energía. Como alternativa, ha surgido la posibilidad de utilizar la energía de flujo contenida en las corrientes de agua de los sistemas de distribución de agua potable. Esta estrategia se fundamenta en la premisa de que el agua es un recurso esencial para la supervivencia humana, lo que garantiza la necesidad de implementar sistemas que transporten el agua hasta las zonas habitadas, creando así una fuente constante de energía aprovechable.

Uno de los factores asociados a las fugas de agua en las redes de distribución de agua potable, es el exceso de presión, razón por la cual se suelen implementar válvulas de alivio de presión para mitigar dicha problemática [3-6]. En este sentido, numerosos estudios han propuesto la instalación de turbinas hidrocínéticas en tuberías, con la finalidad de recolectar esta parte de la energía cinética del flujo de agua y, al mismo tiempo, disipar presiones dañinas para las tuberías. La turbina hidrocínética es un dispositivo que convierte la energía de flujo, en energía mecánica [7], la cual posteriormente se transforma en energía eléctrica mediante un generador eléctrico. Esta tecnología ha sido de interés durante los últimos años debido a su capacidad de generar energía renovable con altos niveles de torque de salida [8]. Existen dos tipos principales de turbinas hidrocínéticas. De acuerdo con la orientación de su rotor: las turbinas de rotor horizontal, que funcionan debido a las fuerzas de sustentación y se caracterizan por su alta eficiencia, y las turbinas de rotor vertical. Estas últimas se subdividen en dos subtipos: las de tipo arrastre y las de tipo sustentación. Los diseños propuestos utilizan mayormente turbinas de eje vertical [9,10], debido a que su fabricación e instalación requieren menos tiempo y recursos, y son más adecuadas para aplicaciones de conversión de energía a pequeña escala [11-13]. Además, la turbina de eje vertical de tipo arrastre posee buenas características de arranque, lo que la convierte en una opción atractiva para su estudio en este trabajo de investigación.

La turbina hidrocínética de eje vertical de tipo arrastre está basada en la turbina Eólica Savonius. A lo largo de los años, diversas investigaciones han propuesto variaciones en los aspectos geométricos de la turbina tales como el número de álabes, la relación de aspecto, el diámetro y la forma de los álabes, entre otros [14-16]. Estas turbinas, están clasificadas de acuerdo con el diseño de sus álabes en tres tipos: la turbina hidrocínética Savonius (SHKT, por sus siglas en inglés), la turbina hidrocínética Savonius Helicoidal (HSHKT, por sus siglas en inglés) y turbina hidrocínética Savonius Modificada (MSHKT, por sus siglas en inglés). Entre estas, la HSHKT ha demostrado un rendimiento superior, especialmente en aplicaciones donde el objetivo principal es incrementar la potencia de generación de energía en ríos con bajo gradiente hidráulico [17].

Para mejorar la producción de energía, se ha propuesto la instalación de múltiples turbinas en diferentes arreglos del conjunto. Entre los arreglos estudiados se incluyen disposiciones en línea, tándem, triangulares, escalonados, rectilíneos y en cerco (uno al lado de otro), con el objetivo de

maximizar el aprovechamiento del espacio y aumentar la producción de energía [18-20]. Los resultados de los estudios realizados han revelado que la estela generada por los rotores aguas arriba, afecta negativamente el flujo de agua y reduce el torque y potencia de los rotores ubicados aguas abajo [21]. En este contexto, en el presente estudio se aporta información sobre la interacción entre dos HKT en tuberías de agua con arreglo en línea.

2. Estado del arte

En la presente investigación, se llevó a cabo una revisión sistemática de aproximadamente cien artículos científicos recientes publicados en revistas indexadas de alto impacto, pertenecientes a editoriales como Elsevier, IEEE, SAGE y Wiley, entre otras. La selección bibliográfica tuvo como finalidad consolidar el estado actual del conocimiento en relación con las turbinas hidrocínéticas, identificando las tendencias en el diseño geométrico, las estrategias de optimización y las metodologías de modelado numérico.

El análisis realizado permitió reconocer avances metodológicos relevantes, así como limitaciones y vacíos existentes en la literatura especializada, proporcionando una base técnica para definir la orientación científica de la presente tesis.

2.1. Aspectos fundamentales para el diseño, optimización y escalamiento de turbinas

El desarrollo de turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre, particularmente aquellas derivadas del rotor Savonius, ha sido abordado desde múltiples perspectivas, que incluyen análisis bibliométricos, optimización geométrica, modelado CFD, estudios experimentales y evaluaciones tecnoeconómicas de arreglos múltiples. La integración de estos enfoques permite establecer una base conceptual sólida para el estudio del comportamiento hidrodinámico de turbinas instaladas en flujo confinado.

En, este contexto, análisis bibliométrico realizado por Mohammed *et al.* (2025) [22], basado en 76 artículos publicados entre 2019 y 2023, confirma que las turbinas hidrocínéticas de tipo Savonius constituyen un campo de investigación en rápida expansión, con India, Malasia e Irán como los países con mayor actividad científica en este ámbito. A través del uso de la herramienta VOSviewer aplicada a los metadatos de Scopus, los autores identificaron cuatro grupos temáticos principales, destacando aquellos relacionados con la dinámica de fluidos computacional (CFD), el rendimiento hidrodinámico, la generación de energía y la evaluación de la eficiencia mediante coeficientes de potencia. Estos hallazgos evidencian una tendencia creciente en la orientación de la investigación hacia metodologías numéricas y estrategias de optimización del desempeño energético.

Desde la perspectiva del diseño geométrico, Maldar, Ng y Oguz (2020) [23] presentan una de las revisiones más exhaustivas, centrada exclusivamente en las aplicaciones hidrocínéticas de las turbinas Savonius. Los autores resaltan que la elevada densidad del agua, aproximadamente 800 veces superior a la del aire, posibilita la generación de fuerzas de arrastre significativamente mayores, lo cual favorece una mayor producción de energía en comparación con las aplicaciones eólicas bajo velocidades de flujo equivalentes.

El análisis paramétrico reportado identifica intervalos de diseño que constituyen referencias importantes para el desarrollo de turbinas hidrocínéticas. Entre los principales parámetros destacan: una relación de aspecto (AR) cercana a 1.8, una relación de traslape (OR) entre 0.15 y 0.30, y la superioridad de las configuraciones helicoidales de dos álabes sobre los rotores semicirculares convencionales. Particularmente, las configuraciones con ángulos de torsión entre 12.5° y 90° presentan mejoras en la continuidad del torque y en la estabilidad operativa.

Asimismo, los autores reportan que la incorporación de deflectores o ductos puede incrementar el coeficiente de potencia hasta un 84%. No obstante, dichas mejoras suelen implicar un aumento considerable de la complejidad estructural y de los costos de implementación. Este aspecto sugiere

que la optimización de la interacción hidrodinámica entre turbinas podría representar una alternativa más eficiente que la incorporación de elementos externos adicionales.

En relación con las metodologías de simulación numérica Rodríguez-Valencia et al. (2025) [24] presentan una revisión exhaustiva de técnicas de modelado computacional aplicadas a turbinas hidrocineéticas de eje vertical. Los autores concluyen que las simulaciones transitorias URANS empleando modelos de turbulencia $k-\omega$ SST representan actualmente el enfoque predominante debido a su adecuado equilibrio entre precisión y costo computacional, mientras que metodologías de alta fidelidad como LES y DES permanecen reservadas para estudios especializados de interacción turbulenta.

Uno de los aportes más significativos de esta revisión consiste en la cuantificación comparativa del coeficiente de potencia alcanzable en diversas configuraciones de turbinas hidrocineéticas. Mientras que las turbinas Savonius de arrastre muestran coeficientes de potencia que oscilan entre 0.12 y 0.25 para relaciones de velocidad de punta bajas ($TSR = 0.35-1$), las turbinas de sustentación del tipo Darrieus alcanzan valores de 0.29 a 0.40, y las configuraciones helicoidales del tipo Gorlov pueden aproximarse a 0.45. Estos intervalos constituyen referencias esenciales para la validación de los modelos numéricos desarrollados en el presente estudio.

Adicionalmente, los autores resaltan la relevancia de la relación de bloqueo (blockage ratio) en aplicaciones de flujo confinado, indicando que dicho parámetro altera de manera significativa las condiciones hidrodinámicas del sistema y exige consideraciones específicas tanto en el modelado numérico como en la interpretación de los resultados experimentales.

Asimismo, Yadav, Kumar y Pant (2025) [25] profundizan en los criterios de selección de turbinas hidrocineéticas para aplicaciones rurales y en condiciones de baja velocidad de flujo. Sus resultados demuestran que relaciones de bloqueo entre el 25 % y el 42 % pueden incrementar la eficiencia energética en un intervalo del 30 % al 55 %, mientras que relaciones de holgura (tasa de holgura) entre 0.5 y 0.6 contribuyen a minimizar la turbulencia de fondo y los efectos erosivos asociados al transporte de sedimentos.

Los autores reportan que las configuraciones con deflector pueden incrementar la velocidad local del flujo entre 1.5 y 1.7 veces, lo que produce aumentos de potencia de hasta 3.1 veces respecto a las configuraciones convencionales. Estos hallazgos resultan particularmente relevantes para aplicaciones en tuberías, donde el confinamiento geométrico genera condiciones de bloqueo considerablemente más severas que en canales abiertos y donde la separación entre turbinas influye directamente en la recuperación de estela y en la redistribución del flujo.

Uno de los avances más relevantes relacionados con el escalamiento de sistemas hidrocineéticos corresponde al trabajo desarrollado por Nag y Sarkar (2021) [26], quienes evaluaron experimental y numéricamente microcentrales compuestas por turbinas helicoidales de Savonius dispuestas en configuraciones en línea, triangulares y escalonadas a lo largo de un tramo de río de 69 m.

A través de simulaciones en ANSYS-CFX validadas experimentalmente, los autores determinaron que una separación entre turbinas equivalente a cuatro diámetros (4D) maximiza el rendimiento global del conjunto. Además, identificaron que la configuración triangular presenta una producción energética superior en un 4.99 % respecto a los arreglos escalonados, con costos de energía de aproximadamente 0.10 USD/kWh.

Aunque el estudio se llevó a cabo en condiciones de flujo libre, sus conclusiones aportan criterios pertinentes para el análisis de la interacción entre estelas. Los resultados muestran que la influencia hidrodinámica de la turbina aguas arriba permanece significativa para separaciones inferiores a 3D, mientras que los efectos de interferencia disminuyen notablemente a partir de 5D. Este intervalo sirve como referencia preliminar para la presente investigación, que buscará verificar el comportamiento de estos fenómenos en condiciones de flujo confinado, en las que las paredes de la tubería afectan sustancialmente la recuperación hidrodinámica de la estela.

Finalmente, Saber *et al.* (2021) [27] incorporan una perspectiva complementaria frecuentemente ausente en estudios hidrodinámicos: la integración de sistemas hidrocinéticos instalados en tuberías con sistemas de almacenamiento energético (BESS) dentro de microrredes eléctricas. Mediante un modelo estocástico MILP aplicado al sistema IEEE de 33 nodos, los autores demostraron que la incorporación de turbinas hidrocinéticas permite reducir el costo total esperado de operación de la microrred en aproximadamente 837,200 USD.

A pesar de que el enfoque principal de esta tesis es hidrodinámico, este estudio aporta elementos relevantes acerca de la variabilidad operativa de los sistemas hidráulicos reales. En particular, demuestra que la velocidad del flujo en tuberías presenta fluctuaciones temporales asociadas a la demanda, la estacionalidad y las condiciones operativas, por lo que no debe considerarse una variable estrictamente determinista. En consecuencia, la optimización de los arreglos hidrocinéticos y de la separación entre turbinas podría influir directamente en la capacidad de predecir la producción energética en escenarios de incertidumbre, lo cual abriría oportunidades futuras para incorporar análisis de robustez y modelos predictivos avanzados.

2.2. Técnicas de mejora en el desempeño hidrodinámico

La optimización del desempeño hidrodinámico de las turbinas hidrocinéticas de tipo arrastre ha adquirido una importancia creciente como estrategia para superar las limitaciones de eficiencia inherentes a las configuraciones Savonius convencionales [28-31]. Debido a que el comportamiento energético de estos rotores depende en gran medida de parámetros geométricos como la forma de los álabes, la relación de aspecto, el ángulo de curvatura, el traslape y las condiciones de confinamiento [32-34], numerosos estudios han incorporado metodologías avanzadas de optimización basadas en simulaciones CFD, algoritmos evolutivos, modelos sustitutos y técnicas de inteligencia artificial.

Estos enfoques permiten explorar de manera eficiente espacios de diseño altamente no lineales, maximizando parámetros de desempeño como el coeficiente de potencia y el torque, mientras se minimizan simultáneamente las pérdidas hidráulicas, las fluctuaciones operativas y los requerimientos estructurales. En este contexto, las investigaciones recientes pueden agruparse en tres grandes líneas:

- i. Metodologías de optimización geométrica y multiobjetivo
- ii. Integración de CFD, diseño de experimentos e inteligencia artificial
- iii. Estudios paramétricos orientados al análisis hidrodinámico y a la evaluación experimental del desempeño.

2.2.1. Metodologías de optimización geométrica y multiobjetivo

Las investigaciones orientadas a la optimización geométrica de turbinas hidrocinéticas de tipo Savonius han evolucionado desde enfoques paramétricos convencionales hacia metodologías híbridas que integran la dinámica de fluidos computacional (CFD), algoritmos metaheurísticos y modelos predictivos basados en inteligencia artificial. El objetivo común de estos estudios consiste en

maximizar el coeficiente de potencia y el torque, reduciendo simultáneamente las pérdidas hidráulicas, las fluctuaciones de carga y los requerimientos estructurales.

Entre los primeros trabajos orientados a la optimización geométrica avanzada, Zhang *et al.* (2017) [35], propusieron un álabe basado en curvas polinómicas de segundo orden en coordenadas polares, utilizando simulaciones CFD transitorias y un modelo de superficie de respuesta tipo Kriging, combinado con optimización mediante enjambre de partículas (PSO). El diseño obtenido incrementó el coeficiente de potencia en aproximadamente 6% y redujo el peso estructural del álabe en 17.9%, evidenciando que pequeñas modificaciones geométricas pueden generar mejoras simultáneas en el desempeño energético y en procesos de manufactura.

Por otra parte, Kerikous *et al.* (2019) [36], desarrollaron una estrategia de optimización evolutiva en la que las superficies cóncava y convexa del álabe evolucionan de forma independiente mediante doce parámetros geométricos. La optimización consideró 12 parámetros diferentes, utilizando una línea para describir la geometría del álabe que conecta dos puntos fijos y tres puntos móviles. Tras verificar el modelo CFD con los datos experimentales de Nakajima *et al.* (2008) [37], se realizaron diversas simulaciones transitorias utilizando el software de simulación de flujo Star-CCM+, respaldado por la interfaz OPAL++ de optimización interna, que se basa en algoritmos evolutivos. Para evaluar la optimización, se consideró el coeficiente de potencia como principal indicador de desempeño.

Los resultados mostraron incrementos cercanos al 15% en el coeficiente de potencia respecto de los rotores semicirculares convencionales, particularmente para relaciones de velocidad de punta superiores a 0.8. Ambos estudios coinciden en que las geometrías tipo gancho favorecen la generación de torque al incrementar el brazo de palanca efectivo y mejorar la distribución de presiones sobre el rotor.

Posteriormente, la incorporación de técnicas híbridas CFD–inteligencia artificial permitió ampliar significativamente las capacidades de exploración del espacio de diseño, Hasanzadeh N. *et al.* (2021) [38] integraron simulaciones CFD tridimensionales con redes neuronales artificiales de tipo MLP y el algoritmo evolutivo NSGA-II para optimizar simultáneamente la eficiencia energética y la caída de presión en turbinas instaladas en tuberías de 100 mm. El enfoque permitió establecer fronteras de Pareto entre el desempeño hidráulico y las pérdidas energéticas, reduciendo considerablemente el costo computacional asociado a las simulaciones iterativas completas.

En esta misma línea de investigación, Sobhani *et al.* (2025) [39] desarrollaron una metodología paramétrica basada en principios de impulso-momento, combinada con simulaciones CFD y optimización multiobjetivo mediante NSGA-II, logrando incrementos de hasta 40% en el coeficiente de torque y mejoras cercanas al 38% en la eficiencia respecto a las configuraciones convencionales. Los resultados mostraron, además, una reducción significativa de las fluctuaciones de torque y de las estructuras de los vórtices, lo que favoreció una operación más estable.

De manera complementaria Lui *et al.* (2025) [40] propusieron un enfoque basado en Broad Learning Systems (BLS) y en la búsqueda bayesiana para optimizar turbinas Savonius instaladas en tuberías de irrigación agrícola. El modelo predictivo alcanzó errores inferiores al 1.5% respecto a simulaciones CFD, demostrando que las técnicas de aprendizaje automático constituyen herramientas viables para reducir tiempos de optimización sin comprometer precisión hidrodinámica.

Por otra parte, Rostamani *et al.* (2025) [41] desarrollaron una turbina hidrocínética de sustentación con geometría esférica y longitud de cuerda variable, optimizada mediante CFD

multiobjetivo para maximizar simultáneamente el coeficiente de potencia y la eficiencia hidráulica en tuberías presurizadas. El diseño final alcanzó valores de $C_p=0.53$ y eficiencias hidráulicas cercanas al 22%, superando significativamente las configuraciones convencionales reportadas en la literatura.

Desde esta perspectiva, Ahmad et al. (2022) [42] implementaron un diseño de experimentos de Box-Behnken combinado con la metodología de superficie de respuesta (RSM) para optimizar una turbina híbrida de doble Darrieus con capacidad de autoarranque. El estudio identificó como variables más influyentes la cuerda del álabe, el número de álabes y el ángulo de paso, alcanzando un coeficiente de potencia máximo de 0.491 y reduciendo significativamente la velocidad mínima de arranque respecto a las configuraciones tradicionales.

En cuanto a estrategias pasivas de control de flujo, Fatahian *et al.* (2025) [43] analizaron un mecanismo deflector elíptico diseñado para reducir el torque negativo sobre el álabe de retorno y redirigir el flujo hacia el álabe de avance. Mediante simulaciones CFD tridimensionales y la optimización Taguchi L16, los autores lograron incrementos de hasta 42 % en el coeficiente de potencia respecto a la turbina base, observando además una reducción significativa de la vorticidad y una estela más estable aguas abajo.

En conjunto, las investigaciones revisadas evidencian una tendencia clara hacia la integración de herramientas de optimización multiobjetivo, simulaciones CFD de alta fidelidad y modelos sustitutos basados en inteligencia artificial para mejorar el desempeño de turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre, la Tabla 1 sintetiza los hallazgos más relevantes.

Tabla 1. Comparación de metodologías de optimización aplicadas a turbinas hidrocínéticas.

Autor	Metodología	Variables optimizadas	Herramientas utilizadas	Principal métrica	Mejora obtenida
Zhang et al. (2017) [35]	Kriging + PSO	Perfil del álabe	CFD + superficie de respuesta	C_p	+6 %
Kerikous et al. (2019) [36]	Optimización evolutiva	Geometría cóncava/convexa	Star-CCM+ + OPAL++	C_p y torque	+15 %
Hasanzadeh et al. (2021) [38]	NSGA-II + ANN	AR, curvatura, número de álabes	CFD + MLP	Eficiencia y ΔP	Frontera de Pareto
Sobhani et al. (2025) [39]	NSGA-II + TOPSIS	Perfil del álabe	CFD + impulso-momento	Torque y eficiencia	+40 % torque
Lui et al. (2025) [40]	BLS + optimización bayesiana	β , AR, N, rpm	CFD + ML	η y C_p	$\eta = 21.73$ %
Rostamani et al. (2025) [41]	Optimización multiobjetivo	Cuerda variable	CFD	C_p y η	$C_p = 0.53$
Ahmad et al. (2022) [42]	DoE + RSM	Cuerda, pitch, altura	CFD + ANOVA	C_p y autoarranque	$C_p = 0.491$
Fatahian et al. (2025) [43]	Taguchi L16	Geometría del deflector	CFD 3D	C_p	+42 %

2.2.2. Integración de CFD, diseño de experimentos e inteligencia artificial.

La integración entre el diseño de experimentos (DoE), la dinámica de fluidos computacional (CFD) y los modelos sustitutos constituye actualmente uno de los enfoques metodológicos más robustos para la optimización de sistemas fluidodinámicos complejos [44,45] Estas metodologías permiten reducir

significativamente el número de simulaciones requeridas, manteniendo simultáneamente una adecuada exploración estadística del espacio de diseño. [46-48].

Los trabajos desarrollados por Srinivasa *et al.* (2014) [49], Lee *et al.* (2021) [50] y Nam *et al.* (2018) [51] demuestran que la combinación de arreglos experimentales ortogonales, superficies de respuesta y simulaciones CFD permite construir modelos predictivos confiables para procesos de optimización multiobjetivo. En estos enfoques, el DoE actúa como un mecanismo de muestreo estadístico eficiente, mientras que el CFD proporciona información detallada sobre fenómenos hidrodinámicos complejos, como la separación de flujo, la generación de vorticidad y la distribución de presiones.

La incorporación de modelos sustitutos basados en inteligencia artificial ha permitido, además, acelerar considerablemente los procesos de optimización. En lugar de ejecutar simulaciones CFD completas en cada iteración, las redes neuronales artificiales y los modelos de aprendizaje automático pueden predecir con alta precisión el desempeño hidrodinámico de nuevas configuraciones geométricas, lo que reduce significativamente el costo computacional. En este sentido, La Tabla 2 muestra las diferentes ventajas y limitaciones correspondientes a cada herramienta computacional.

Tabla 2. Herramientas computacionales utilizadas en estudios recientes de optimización hidrocínética.

Técnica	Función principal	Ventajas	Limitaciones
CFD (URANS)	Simulación hidrodinámica	Balance precisión/costo	Alta demanda computacional
LES/DES	Alta fidelidad turbulenta	Captura estructuras vorticosas	Muy costoso
DoE	Muestreo estadístico	Reduce simulaciones	Requiere selección adecuada
RSM	Superficie de respuesta	Optimización rápida	Sensible a no linealidades
NSGA-II	Optimización multiobjetivo	Fronteras de Pareto	Dependencia paramétrica
ANN / MLP	Modelos predictivos	Reduce tiempo computacional	Requiere entrenamiento
BLS	Aprendizaje amplio	Alta velocidad de convergencia	Aplicaciones aún limitadas
Optimización Bayesiana	Exploración eficiente	Reduce evaluaciones	Dependencia del modelo previo

2.2.3. Estudios paramétricos orientados al análisis hidrodinámico y a la evaluación experimental de desempeño.

Los estudios paramétricos realizados sobre turbinas hidrocínéticas de tipo Savonius evidencian que la geometría del álabe es uno de los factores de mayor influencia en el desempeño energético del rotor. Investigaciones realizadas por Kumar *et al.* (2020) [52], Salleh *et al.* (2022) [53], Alipour *et al.* (2020) [54] y Osama *et al.* (2024) [55] muestran que las configuraciones helicoidales, parabólicas y de perfil combado producen mejoras significativas en el coeficiente de potencia respecto a los rotores semicirculares convencionales.

Particularmente, Kumar *et al.* [52] reportaron incrementos de hasta 48.08% mediante configuraciones helicoidales asistidas con ductos convergente-divergentes, mientras que Alipour *et al.* [54], demostraron que los perfiles parabólicos incrementan el coeficiente de potencia entre 7.7% y 12% respecto a las configuraciones convencionales. De manera similar, Osama *et al.* [55] identificaron que perfiles combados con relaciones de superposición optimizadas pueden duplicar el desempeño energético de rotores semicirculares tradicionales.

Desde una perspectiva comparativa entre aplicaciones eólicas e hidrocinéticas, Sarma *et al.* (2014) [56] demostraron experimentalmente que una turbina tipo Savonius operando en agua puede extraer hasta un 61.32% más potencia que una configuración equivalente operando en aire bajo condiciones energéticas similares. Los autores atribuyen este comportamiento a la elevada densidad y la cantidad de movimiento del agua, factores que favorecen de manera significativa los mecanismos de arrastre.

Asimismo, Ramandan *et al.* (2021) [57] evaluaron experimentalmente diferentes rotores tipo Savonius en canales de irrigación, observando que configuraciones geométricas optimizadas y asistidas mediante placas deflectoras pueden incrementar el coeficiente de potencia hasta en un 84%. Los resultados confirmaron, además, que la incorporación de deflectores contribuye a reducir la formación de vórtices y a mejorar la estabilidad del flujo sobre el rotor.

Por otra parte, diversos estudios han analizado específicamente la influencia del confinamiento hidráulico y de la relación de bloqueo en el desempeño energético de turbinas instaladas en tuberías (Tabla 3). Abdullah *et al.* (2022) [58] demostraron que el incremento del bloqueo puede aumentar significativamente la potencia extraída, alcanzando incrementos de hasta 2.5 veces al reducir la relación entre el diámetro de la tubería y el del rotor. Resultados similares fueron reportados por Nuyam *et al.* (2024) [59], quienes analizaron experimentalmente doce configuraciones de turbinas Savonius instaladas en tuberías de cuatro pulgadas, identificando que el número de etapas y la presencia de deflectores constituyen los parámetros con mayor influencia sobre el coeficiente de potencia.

Tabla 3. Comparación de estudios paramétricos y desempeño hidrodinámico.

Autor	Tipo de rotor	Parámetro analizado	Condición	Resultado principal
Sarma et al. (2014) [56]	Savonius convencional	Medio hidráulico vs eólico	0.3–0.9 m/s	+61.32 % potencia
Kumar et al. (2020) [52]	Convencional/helicoidal	Uso de ducto	CFD + experimento	+48.08 %
Ramandan et al. (2021) [57]	Savonius optimizado	Placas deflectoras	Canal de irrigación	+84 % Cp
Abdullah et al. (2022) [58]	Rotor esférico	Índice de bloqueo	Tubería	Potencia $\times 2.5$
Osama et al. (2024) [55]	Perfil combado	Ángulo de combado	CFD	Cp = 0.26
Patel y Patel (2022) [16]	Álabe helicoidal	Velocidad angular	CFD	Óptimo en 20 rad/s
Alipour et al. (2020) [54]	Álabe parabólico	Perfil geométrico	CFD	+12 % Cp
Patel et al. (2018) [60]	Semicircular	Modelo teórico	Teoría + validación	Error < 6.67 %

En conjunto, los estudios paramétricos revisados evidencian que el desempeño de turbinas hidrocínéticas Savonius depende de una interacción compleja entre la geometría del rotor, las condiciones de confinamiento, la relación de bloqueo y los parámetros operativos [61-64]. Sin embargo, la mayoría de las investigaciones continúan enfocándose en turbinas individuales bajo condiciones de flujo relativamente uniformes, existiendo aún una limitada comprensión sobre el comportamiento hidrodinámico de arreglos múltiples instalados en tuberías, particularmente en relación con la interacción de estelas, la redistribución de turbulencia y la recuperación energética del flujo.

2.3. Control del flujo mediante deflectores

Las turbinas hidrocínéticas de eje vertical tipo Savonius han sido ampliamente estudiadas por su simplicidad constructiva, su capacidad de autoarranque y su adecuado desempeño en condiciones de baja velocidad de flujo. Sin embargo, una de las principales limitaciones inherentes a este tipo de rotores es el torque negativo generado por el álabe de retorno, que reduce la eficiencia global del sistema y limita el coeficiente de potencia alcanzable. En consecuencia, una de las estrategias más estudiadas para mejorar el desempeño hidrodinámico de estas turbinas consiste en el uso de mecanismos de control pasivo o activo del flujo mediante deflectores [65-67].

Desde el punto de vista hidrodinámico, los deflectores tienen como objetivo modificar la distribución local de velocidad y presión alrededor del rotor, favoreciendo el incremento de la fuerza de arrastre positiva sobre el álabe de avance y reduciendo simultáneamente la interacción del flujo con el álabe de retorno. Dependiendo de su geometría y configuración, los deflectores pueden actuar como dispositivos de redirección del flujo, sistemas de blindaje parcial, mecanismos de aceleración local o elementos de estabilización de la estela aguas abajo.

La evolución de estas estrategias ha dado lugar a diferentes configuraciones de deflectores, que incluyen placas planas simples, sistemas duales, geometrías curvadas, dispositivos elípticos optimizados y mecanismos adaptativos con álabes guía móviles. La Tabla 4 presenta una clasificación conceptual de los principales tipos de deflectores reportados en la literatura.

Tabla 4. Clasificación conceptual de estrategias de control del flujo mediante deflectores en turbinas tipo Savonius.

Categoría	Características principales	Función hidrodinámica
Deflectores planos pasivos	Placas fijas simples	Reducir torque negativo
Deflectores duales	Protección avance-retorno	Redistribución del flujo
Deflectores curvos	Geometría circular o elíptica	Reducción de separación
Deflectores segmentados	Secciones independientes	Control parcial de vorticidad
Deflectores adaptativos	Orientación variable	Adaptación al flujo
Álabes guía móviles (MGV)	Autoajuste dinámico	Optimización fuera de diseño

2.3.1. Deflectores pasivos de geometría fija

Uno de los primeros estudios enfocados en el uso de deflectores para turbinas hidrocínéticas de tipo Savonius fue desarrollado por Kailash *et al.* (2012) [68], quienes analizaron experimentalmente el efecto de placas deflectoras ubicadas aguas arriba del rotor. El objetivo principal consistió en

identificar la posición óptima del deflector para incrementar el torque positivo generado por el álabe de avance, para lo cual utilizaron el diseño propuesto por Kamoji *et al.* (2009) [69].

Los experimentos fueron realizados en un canal hidráulico de 730×330 mm, utilizando una turbina tipo Savonius modificada con placas terminales y un número de Reynolds de 1.32×10^5 . La configuración base alcanzó un coeficiente de potencia máximo ($C_p = 0.14$) para una relación de velocidad de punta ($TSR = 0.7$). Posteriormente, al incorporar un deflector en el lado del álabe de retorno, el coeficiente de potencia aumentó hasta alcanzar un valor de $C_p = 0.27$. Finalmente, el uso simultáneo de dos deflectores, uno en el lado de avance y otro en el de retorno, permitió alcanzar un C_p máximo de 0.35 a $TSR = 1.08$.

Los resultados demostraron que la incorporación de deflectores duales reduce significativamente la diferencia de presión entre ambos álabes, incrementando el torque neto positivo y reduciendo las zonas de recirculación próximas al rotor.

Asimismo, Mosbai *et al.* (2019) [70] evaluaron experimental y numéricamente una turbina tipo Savonius helicoidal equipada con un sistema combinado de deflector y perfil NACA 0020. El estudio se realizó en un canal de riego bajo condiciones de baja velocidad de flujo (0.86 m/s), mediante simulaciones CFD transitorias con el modelo de turbulencia $k-\epsilon$.

Los autores analizaron seis configuraciones geométricas distintas variando el ángulo de desviación ($\alpha = 10^\circ - 30^\circ$) y la distancia frontal respecto al rotor. La mejor configuración correspondió a $\alpha = 30^\circ$ y a una distancia frontal de 204 mm, con un incremento aproximado del 12% en la eficiencia y un coeficiente de potencia máximo de $C_p = 0.14$.

El análisis de los campos de presión reveló que el sistema de deflectores mejora la concentración del flujo sobre la cara cóncava de los álabes helicoidales, favoreciendo una transferencia de energía más uniforme y reduciendo simultáneamente la disipación turbulenta aguas abajo.

Por otro lado, Alizadeh *et al.* (2020) [71] propusieron un deflector en forma de un cuarto de círculo segmentado en nueve partes independientes, con el propósito de estudiar el efecto de distintas longitudes angulares sobre el desempeño hidrodinámico del rotor tipo Savonius. Las simulaciones CFD se desarrollaron para relaciones de velocidad de punta ($TSR=0.4, 0.8$ y 1.2).

Los resultados mostraron que la configuración denominada Case 4-6 presentó el mejor desempeño, incrementando el coeficiente de torque hasta un 19% respecto al caso base y reduciendo significativamente las oscilaciones asociadas al torque negativo. Asimismo, se observó una disminución considerable en la formación de vórtices cercanos al álabe de retorno.

2.3.2. Deflectores optimizados para flujo confinado en tuberías.

El uso de deflectores adquiere especial relevancia en aplicaciones hidrocínéticas en tuberías, donde el confinamiento hidráulico modifica considerablemente la interacción entre el rotor y el flujo. En este contexto, Jiyun *et al.* (2018) [72] desarrollaron una turbina hidrocínética de flujo cruzado para redes urbanas de distribución de agua, incorporando diferentes configuraciones de deflectores de bloqueo.

Las simulaciones realizadas en ANSYS CFX utilizando el modelo SST $k-\omega$ demostraron que la turbina alcanzó una eficiencia hidráulica cercana al 35% y un coeficiente de potencia máximo de $C_p=0.31$ a una velocidad de entrada de 1.5 m/s, manteniendo pérdidas de carga inferiores al 4%.

Los autores concluyeron que la incorporación de deflectores mejora simultáneamente:

- Aceleración local del flujo,
- Recuperación de presión aguas abajo,
- Estabilidad del patrón de estela.

En línea similar, Payambarpour et al. (2020) [73] desarrollaron un análisis paramétrico orientado a evaluar el efecto combinado entre el ángulo del deflector, la relación de aspecto y el coeficiente de bloqueo. El estudio utilizó simulaciones CFD transitorias empleando el modelo de turbulencia SST k- ω y malla deslizante, complementadas mediante validación experimental. Los resultados indicaron que una relación de aspecto (AR) elevada mejora la eficiencia debido al incremento de presión dinámica sobre los álabes; sin embargo, este beneficio se acompaña de mayores pérdidas hidráulicas.

La configuración óptima correspondió a $AR = 0.9$, ángulo de deflector = 80° y bloqueo = 0.8, obteniendo una eficiencia hidráulica máxima de 15.75%. Los autores señalaron que existe una fuerte interacción entre bloqueo, geometría del deflector y recuperación de la estela, fenómeno particularmente importante en conductos confinados.

2.3.3. Deflectores adaptativos y sistemas dinámicos

La evolución reciente de los sistemas de control del flujo ha dado lugar a configuraciones adaptativas capaces de modificar su orientación o geometría en función de las condiciones operativas. Dentro de esta categoría, Tian *et al.* (2022) [74] desarrollaron un deflector pasivo articulado compuesto por tres placas conectadas mediante bisagras al eje del rotor. El sistema fue diseñado para auto orientarse ante variaciones en la dirección del flujo sin requerir mecanismos de control externos.

Las simulaciones tridimensionales realizadas en ANSYS Fluent con el modelo de turbulencia SST k- ω mostraron que el deflector incrementa el coeficiente de potencia de 0.250 a 0.312, equivalente a una mejora del 24.91%. La malla fue validada con los datos experimentales reportados por Shedahl *et al.* [75], con un error máximo del 18%. Se simularon 10 ciclos para el rotor libre y 25 para el sistema con deflector, hasta alcanzar la convergencia en el par y en la oscilación angular del dispositivo.

El análisis de vorticidad indicó que el sistema reduce significativamente el torque negativo entre 150° y 320° de ángulo azimutal, estabilizando además la estela aguas abajo.

En ese mismo rubro Bizhanpour *et al.* (2023) [76] propusieron un sistema dinámico basado en álabes guía móviles (MGV), cuya apertura se ajusta automáticamente mediante un resorte torsional en función del caudal.

Los resultados demostraron que los deflectores convencionales presentan eficiencias inferiores al 30% fuera del punto de diseño, mientras que el sistema MGV mantiene eficiencias superiores al 36% incluso ante variaciones del caudal nominal de $\pm 40\%$.

Adicionalmente, el sistema redujo la pérdida de carga hasta un 40% respecto a las configuraciones convencionales, lo que evidencia el potencial de los mecanismos adaptativos para aplicaciones en redes hidráulicas urbanas.

De manera complementaria, Gautam et al. (2023) [77] presentaron un estudio sobre micro centrales hidroeléctricas (MHP por sus siglas en inglés), enfocado en el aprovechamiento de la energía cinética contenida en el flujo de tuberías a presión mediante turbinas hidrocínicas. La investigación

analizó específicamente la influencia de la distancia entre la turbina de tipo arrastre y el deflector, con el objetivo de determinar la posición óptima que maximice la eficiencia del sistema.

Para ello, se realizaron variaciones en la velocidad angular de la turbina (15, 25, 32, 40, 50 y 60 rad/s) y en la separación respecto al deflector (83, 90, 97, 104, 111, 118, 125, 132, 150 y 156 mm). En este contexto, las turbinas de sustentación suelen presentar mayor eficiencia y relaciones de velocidad de punta (TSR) en tuberías de gran diámetro, mientras que las turbinas de tipo arrastre resultan más adecuadas para condiciones de menor escala, debido a su simplicidad constructiva, robustez operativa y bajo costo de implementación.

Finalmente, los resultados indicaron que la turbina hidrocínética de tipo arrastre presenta un desempeño eficiente a velocidades de rotación grandes (> 40 rad/s). Sin embargo, a velocidades más bajas, el rendimiento de la turbina mostró una alta variabilidad. La diferencia de presión, la potencia teórica disponible y la carga hidráulica exhibieron una relación directamente proporcional a la velocidad de rotación de la turbina.

El torque, la potencia generada y la eficiencia experimentaron fluctuaciones significativas en función de la distancia entre la turbina y el deflector para cada una de las velocidades angulares analizadas. La máxima eficiencia y potencia se alcanzaron a una separación de 0.65D y una velocidad de rotación de 60 rad/s, con una potencia generada de 800 W y un flujo de 1.5 m/s, validando el uso de esta relación como referencia de diseño.

La eficiencia global se mantuvo por debajo del 20%, resultado consistente con estudios experimentales previos sobre turbinas de arrastre en conductos confinados. Como recomendaciones para futuras investigaciones, los autores sugieren la implementación de modelos de simulación de turbulencia más avanzados, como LES (large Eddy Simulation), así como el uso de técnicas de aprendizaje automático para mejorar la precisión predictiva y explorar configuraciones a mayor escala comercial.

2.3.4. Comparación de estrategias

La Tabla 5 resume las principales estrategias de control del flujo mediante deflectores reportadas en la literatura especializada.

Tabla 5. Comparación de estrategias de deflectores en turbinas hidrocínéticas tipo Savonius

Autor	Tipo de deflector	Aplicación	Modelo CFD	Mejora reportada
Kailash et al. (2012) [68]	Placas duales	Canal abierto	Experimental	Cp: 0.14 $\rightarrow$ 0.35
Ji Yun et al. (2018) [72]	Deflector de bloqueo	Tubería	SST k- ω	$\eta \approx 35\%$
Mosbahi et al. (2019) [70]	NACA + placa	Canal	k- ϵ	+12% eficiencia
Alizadeh et al. (2020) [71]	Cuarto de círculo segmentado	Canal	CFD	+19% torque
Payambarpour et al. (2020) [73]	Deflector curvo	Tubería	SST k- ω	$\eta = 15.75\%$
Salleh et al. (2022) [53]	Deflectores duales	Río	Experimental	+61.53% Cp
Tian et al. (2022) [74]	Deflector pasivo articulado	Flujo variable	SST k- ω	+24.91% Cp
Bizhanpour et al. (2023) [76]	Álabes guía móviles	Tubería	SST k- ω	$\eta > 36\%$

2.3.5. Variables geométricas y parámetros hidrodinámicos relevantes

Los estudios revisados permiten identificar las variables geométricas con mayor influencia en el desempeño hidrodinámico de los sistemas de deflectores mostrados en la Tabla 6.

Tabla 6. Variables geométricas relevantes en sistemas de deflectores

Parámetro	Efecto hidrodinámico
Ángulo del deflector	Modifica aceleración local del flujo
Distancia rotor-deflector	Controla interacción de estela
Relación de bloqueo	Incrementa presión dinámica
Curvatura del deflector	Reduce separación de flujo
Configuración dual	Disminuye torque negativo
Sistemas adaptativos	Mejoran estabilidad fuera de diseño

2.3.6. Síntesis crítica y vacíos de investigación

A partir de la literatura revisada, se observa que los deflectores constituyen una de las estrategias más efectivas para incrementar el desempeño hidrodinámico de las turbinas tipo Savonius, particularmente en aplicaciones de baja velocidad y en flujo confinado. Los mecanismos físicos predominantes asociados a estas mejoras incluyen:

- Reducción del torque negativo del álabe de retorno;
- Incremento de la presión dinámica sobre el álabe de avance;
- Disminución de recirculaciones;
- Estabilización de la estela aguas abajo.

Los resultados reportados muestran mejoras del coeficiente de potencia entre 12% y 84%, según la geometría del deflector, la relación de bloqueo y las condiciones de operación. Sin embargo, persisten limitaciones importantes en la literatura especializada. La mayoría de las investigaciones:

- Se enfocan exclusivamente en turbinas individuales;
- Consideran condiciones de flujo idealizadas;
- Utilizan configuraciones estacionarias de deflectores.

Asimismo, son escasos los estudios orientados al análisis simultáneo de:

- Interacción entre múltiples turbinas;
- Sistemas de deflectores optimizados;
- Flujo confinado en tuberías;
- Recuperación de estela;
- Redistribución de energía cinética turbulenta (TKE).

De igual forma, no se identificaron investigaciones orientadas a:

- Optimizar conjuntamente la separación entre turbinas y la geometría de los deflectores;
- Implementar modelos adaptativos basados en control inteligente;
- Desarrollar metodologías de optimización multiobjetivo integradas para arreglos hidrocinéticos multipropósito.

En consecuencia, existe una oportunidad de investigación relevante en el estudio numérico de arreglos de turbinas hidrocinéticas de tipo Savonius instaladas en tuberías, que incorpore sistemas de

deflectores optimizados para mejorar simultáneamente la recuperación energética, la estabilidad hidrodinámica y el desempeño global del sistema en condiciones de flujo confinado.

2.4. Arreglos de turbinas hidrocinéticas

El uso de arreglos de turbinas hidrocinéticas representa una estrategia relevante para incrementar la densidad de potencia generada en sistemas de aprovechamiento energético hidráulico, especialmente en canales abiertos, redes presurizadas y en aplicaciones de microgeneración distribuida. A diferencia de las configuraciones individuales, los arreglos permiten aprovechar fenómenos de interacción hidrodinámica entre rotores, como la aceleración local del flujo, la recuperación parcial de la estela y la redistribución de la presión, aunque también pueden generar pérdidas por interferencia negativa cuando la separación entre turbinas es insuficiente [78].

En términos generales, los estudios reportados en la literatura muestran que el desempeño de los arreglos depende principalmente de: (i) la distancia entre turbinas, (ii) la orientación relativa de los rotores, (iii) la dirección de rotación, (iv) el ángulo de incidencia del flujo y (v) la geometría del canal o conducto. Asimismo, se ha demostrado que determinados ajustes pueden incrementar el coeficiente de potencia global respecto a una turbina individual, particularmente cuando se favorece la aceleración del flujo entre rotores o se minimizan los efectos de estela.

2.4.1. Arreglos en línea de turbinas Savonius

Uno de los primeros trabajos experimentales enfocados en arreglos lineales fue desarrollado por Golecha *et al.* (2012) [79] quienes analizaron la interacción entre dos turbinas Savonius modificadas de dos álabes instaladas en línea dentro de un canal abierto. Las pruebas fueron realizadas en un canal de $730 \text{ mm} \times 330 \text{ mm}$ utilizando agua como fluido de trabajo y un número de Reynolds de 1.2×10^5 . La separación entre rotores fue evaluada mediante la relación adimensional X/R , variando entre 3 y 8, como se muestra en la Figura 1.

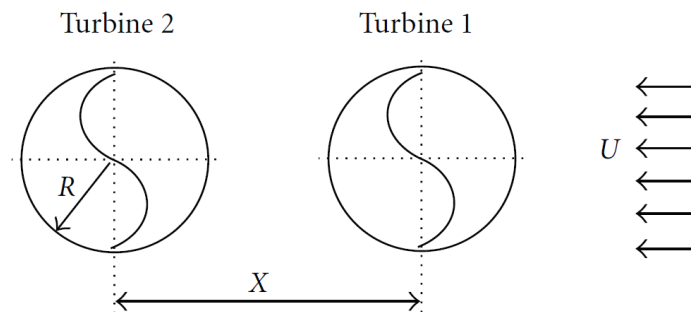


Figura 1. Esquema del arreglo en línea de dos turbinas Savonius modificadas y definición de la separación adimensional X/R [79].

Los resultados mostraron que el coeficiente de potencia máximo de una turbina individual fue cercano a $C_p = 0.14$ para una $TSR \approx 0.7$. Cuando las turbinas se colocaron a distancias reducidas, la turbina aguas abajo experimentó una disminución significativa del torque y potencia debido al desarrollo de la estela generada por la turbina frontal. Sin embargo, conforme aumentó la separación entre rotores, el flujo recuperó progresivamente sus características originales y la interacción negativa disminuyó. Para una relación $X/R = 8$ ambas turbinas operaron prácticamente de manera independiente.

En un enfoque similar, Sultana *et al.* (2014) [80] estudiaron configuraciones dobles de turbinas Savonius destinadas al aprovechamiento energético del movimiento ondulatorio marino. Los autores analizaron diferentes secuencias de posicionamiento y orientaciones angulares de los rotores, considerando turbinas de 4 m de altura y 1 m de diámetro (D) bajo una velocidad del flujo de 5 m/s. Los resultados indicaron que las configuraciones asimétricas presentaron un mejor desempeño global respecto a los arreglos simétricos, alcanzando la máxima generación de potencia cuando la posición inicial de los álabes fue de 30°.

Posteriormente, Mereu R. *et al.* (2017) [81] desarrollaron un estudio numérico paramétrico mediante OpenFOAM para evaluar el comportamiento colectivo de turbinas Savonius dispuestas en línea. El análisis consideró configuraciones desde dos hasta dieciséis turbinas, separadas entre 2D y 5D, empleando simulaciones bidimensionales transitorias con el modelo de turbulencia SST k- ω .

Los resultados (Figura 2) mostraron que la eficiencia global del arreglo aumenta conforme disminuye la separación entre rotores, alcanzando un C_p promedio de 0.335 para separaciones de 2D, frente a 0.271 para 5D. Asimismo, se observó que el incremento del número de turbinas favorece la recuperación energética del flujo, particularmente para arreglos superiores a ocho rotores. Sin embargo, el incremento del ángulo de incidencia del flujo de 0° a 45° produjo una reducción de hasta 19% en la eficiencia del sistema.

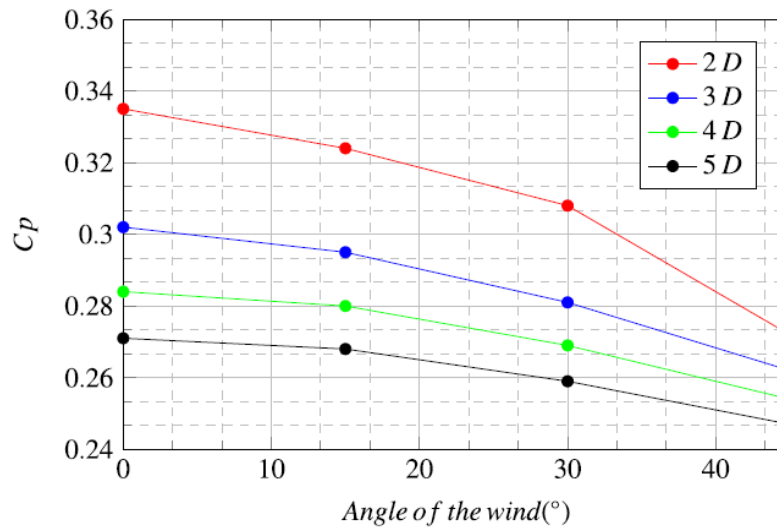


Figura 2. Variación del coeficiente de potencia promedio en función del ángulo de incidencia y la separación entre turbinas [81].

Dentro el punto de vista experimental, Zhang *et al.* (2019) [21] combinaron técnicas de velocimetría de imágenes de partículas resuelta en el tiempo (TR-PIV) y simulaciones CFD para estudiar la interacción hidrodinámica entre dos rotores Savonius colocados en línea. El análisis consideró separaciones de 3D, 4D y 5D, así como distintas orientaciones angulares de los rotores.

Los autores demostraron que los patrones instantáneos del flujo dependen fuertemente de la posición relativa de las turbinas. En separaciones pequeñas (3D), como la mostrada en la Figura 3, se generan efectos de bloqueo y regiones de recirculación intensas que afectan principalmente al rotor aguas arriba, reduciendo su torque y coeficiente de potencia. Por el contrario, para separaciones de 5D el flujo recupera parcialmente sus características iniciales y la interacción negativa disminuye considerablemente.

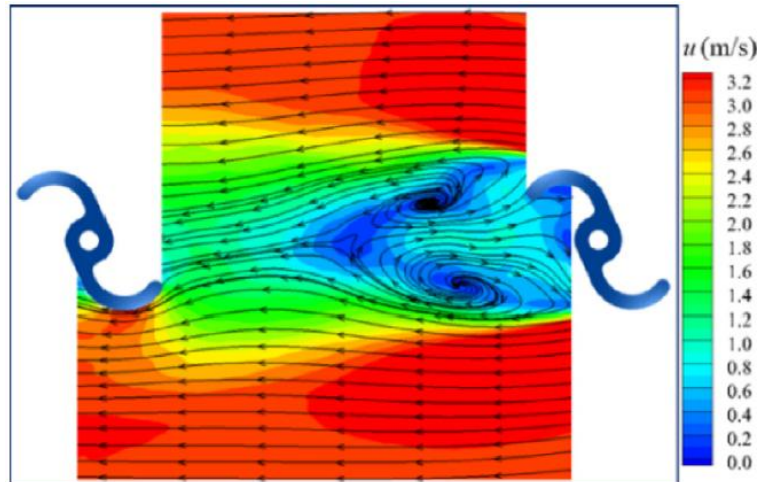


Figura 3. Patrones de flujo instantáneo obtenidos mediante TR-PIV para una separación de 3D entre rotores [21] .

2.4.2. Optimización paramétrica de arreglos acoplados

El análisis paramétrico de arreglos de turbinas ha permitido identificar configuraciones óptimas mediante técnicas estadísticas y simulaciones CFD. Chen *et al.* (2017) [82] analizaron dos turbinas de eje vertical con álabes rectos mediante un diseño experimental basado en el método de Taguchi. El estudio demostró cinco parámetros: TSR, ángulo de incidencia, separación entre rotores, dirección de rotación y ángulo de fase.

Los resultados indicaron que los parámetros más influyentes fueron la TSR y el ángulo de incidencia, seguidos de la dirección de rotación y la separación entre turbinas. La configuración óptima correspondió a una $TSR = 2$, un ángulo de incidencia de 120° , una separación en 3D y rotaciones en sentidos opuestos, alcanzando un coeficiente de potencia promedio cercano a 0.49, equivalente a una mejora aproximada del 10% respecto a una turbina individual.

De manera similar, Peng *et al.* (2020) [83] aplicaron el método de Taguchi para optimizar el desempeño de dos turbinas VAWT gemelas mediante simulaciones CFD bidimensionales. El estudio evaluó el perfil aerodinámico, el ángulo de paso, la solidez, la dirección de rotación y la separación entre turbinas.

Los autores encontraron que la interacción entre rotores genera un efecto Venturi en la región intermedia, lo que acelera el flujo y retrasa los fenómenos de pérdida dinámica. La configuración óptima se obtuvo para un perfil NACA 0018, $\beta = -2.5^\circ$, solidez $\sigma = 0.3$, rotación contraria y separación $S/D = 1.2$, alcanzando un coeficiente de potencia promedio de 0.5224, aproximadamente 13% superior al del caso individual.

Bajo este enfoque, Chen *et al.* (2023) [84] analizaron el comportamiento de dos turbinas hidrocinéticas helicoidales acopladas mediante un enfoque basado en el método Taguchi-CFD. Los resultados demostraron que la relación entre la velocidad de punta y el ángulo de entrada del flujo es el parámetro de mayor influencia en el desempeño global. La configuración óptima se obtuvo para una rotación contraria, una separación $L/D \approx 1.4$, una diferencia de fase de 30° y un $TSR \approx 0.9$, logrando una mejora del 14.45% respecto a una turbina individual.

2.4.3. Arreglos en tuberías y conductor confinados

En aplicaciones de recuperación de energía en tuberías presurizadas, diversos autores han estudiado arreglos compactos de turbinas hidrocinéticas, considerando la influencia de la presión disponible y de las pérdidas hidráulicas.

Alirshadat *et al.* (2021) [85] propusieron un sistema de dos turbinas esféricas de sustentación, instaladas en serie dentro de una tubería, y evaluaron configuraciones horizontales y oblicuas mediante simulaciones CFD. Los resultados mostraron que, en la configuración horizontal, la primera turbina reduce significativamente la presión disponible para la segunda, lo que disminuye su potencia generada. En contraste, el arreglo oblicuo de 30° aprovechó parcialmente el efecto gravitatorio, lo que permitió que la segunda turbina alcanzara un desempeño incluso superior al de la primera.

De forma análoga, Lahamornchaiyakul W. *et al.* (2023) [86] diseñaron un arreglo lineal de dos turbinas tipo arrastre instaladas en una tubería de 50.8 mm de diámetro. Las simulaciones numéricas y las pruebas experimentales mostraron que la mayor potencia de salida se obtuvo con una separación de 900 mm, alcanzando velocidades de rotación cercanas a 423 RPM y una potencia máxima de 6,62 W.

Más recientemente, Kumar *et al.* (2024) [87] estudiaron experimental y numéricamente el comportamiento de múltiples turbinas tipo Savonius con curvatura esférica instaladas en una tubería de 80 mm de diámetro. Los autores determinan que la separación óptima entre rotores corresponde a 3.5D para diferentes velocidades del flujo, observando que el primer rotor presenta el mayor coeficiente de potencia debido al desarrollo progresivo de la estela hidrodinámica sobre las turbinas posteriores.

2.4.4. Influencia de la geometría del canal y arreglos complejos

Además de la separación entre rotores, algunos trabajos recientes han demostrado que la geometría del canal influye de manera significativa en el comportamiento de los arreglos hidrocinéticos.

Nag *et al.* (2021) [88] evaluaron, tanto experimental como numéricamente, diferentes configuraciones de turbinas helicoidales tipo Savonius, incluyendo arreglos lineales, triangulares y escalonados. Los resultados muestran que la configuración triangular presenta el mejor aprovechamiento energético debido a una redistribución más uniforme del flujo y una menor interferencia de estela entre rotores. La distancia óptima entre turbinas fue de 4D para todas las configuraciones evaluadas.

Por otra parte, Khani *et al.* (2025) [89] analizaron el comportamiento de una turbina Savonius equipada con deflectores en canales rectos y en curvas de 90° . Los resultados evidenciaron que la interacción entre la curvatura del canal y la posición lateral del deflector modifica significativamente la distribución de velocidades y presiones alrededor del rotor. La configuración óptima correspondió a un deflector con ángulo $\delta = 90^\circ$ y posición lateral positiva $\Delta y = 1$, con valores máximos de C_p cercanos a 0.69 en la sección final de la curva.

El sistema experimental se integró en un canal abierto de 8.5 m de longitud con una curva de 90°, como se muestra en la Figura 4, con una profundidad de 0.25 m y una velocidad del flujo de 0.55 m/s.

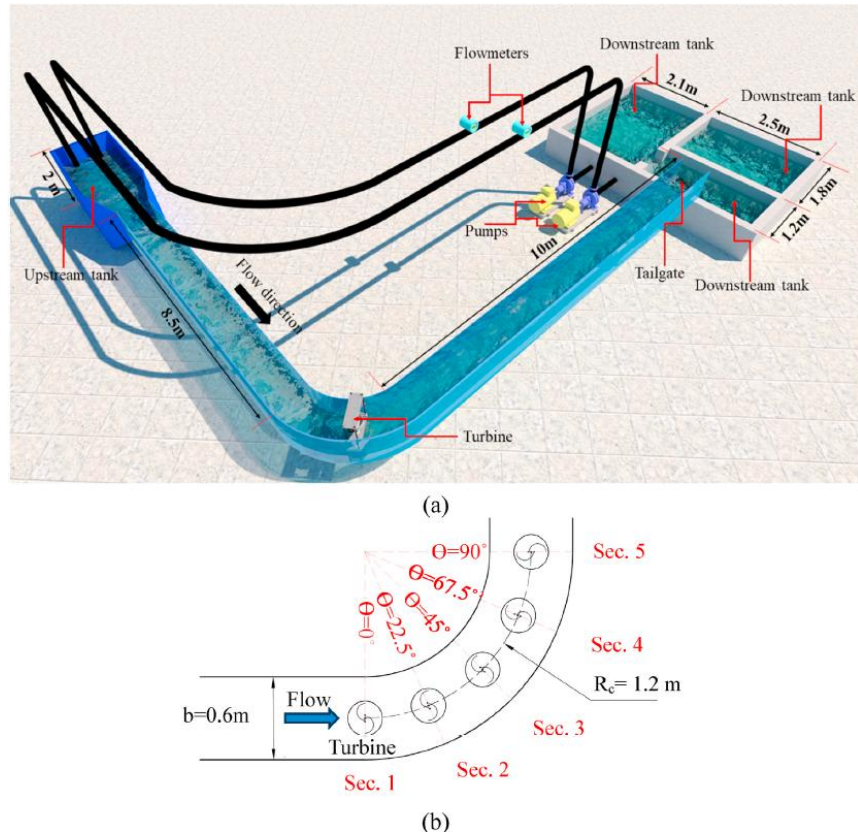


Figura 4 Vista esquemática del canal curvo de 90° y de las posiciones evaluadas para la instalación de la turbina y el deflector [89].

Tabla 7. Comparación de estudios sobre arreglos de turbinas hidrocínéticas.

Autor	Tipo de turbina	Configuración	Parámetros evaluados	Configuración óptima	Mejora reportada
Golecha et al. (2012) [79]	Savonius	Línea	Separación X/R	X/R = 8	Reducción de interacción
Chen et al. (2017) [82]	VAWT recta	Doble	TSR, fase, separación	3D, rotación opuesta	+10% Cp
Mereu et al. (2017) [81]	Savonius	Línea múltiple	Número de turbinas y separación	2D	Cp = 0.335
Peng et al. (2020) [83]	VAWT	Gemelas	S/D, perfil, solidez	S/D = 1.2	+13% Cp
Nag et al. (2021) [88]	Savonius helicoidal	Triangular	Distancia y arreglo	4D	Mayor Cp total
Chen et al. (2023) [84]	VAHHT	Acoplada	TSR, fase, L/D	L/D ≈ 1.4	+14.45%
Kumar et al. (2024) [87]	SSHKT	Línea	Separación y velocidad	3.5D	Mayor potencia total
Khani et al. (2025) [89]	Savonius	Canal curvo	Posición y deflector	$\delta = 90^\circ, \Delta y = 1$	Cp ≈ 0.69

Tabla 8. Efectos hidrodinámicos observados en arreglos de turbinas.

Fenómeno hidrodinámico	Efecto sobre el rendimiento	Estudios relevantes
Interacción de estela	Disminución del C_p en rotores posteriores	[21], [79], [87]
Aceleración del flujo entre rotores	Incremento del torque y C_p	[82], [83], [84]
Bloqueo hidrodinámico	Reducción del desempeño aguas arriba	[21]
Recuperación parcial de velocidad	Mejora a mayores separaciones	[79], [87]
Rotación contraria	Incremento de eficiencia global	[82], [83], [84]
Influencia geométrica del canal	Modificación del campo de presiones	[85], [89]

2.4.5. Discusión general de la sección

Los trabajos analizados evidencian que el desempeño de los arreglos hidrocineéticos depende en gran medida de la interacción entre los rotores y las condiciones hidrodinámicas del entorno. En general, las separaciones reducidas favorecen fenómenos de aceleración del flujo, aunque también incrementan los efectos de estela y de bloqueo. Por otro lado, las separaciones excesivas disminuyen la interacción positiva entre las turbinas y reducen la densidad de energía del sistema.

Asimismo, los estudios muestran una tendencia creciente hacia el uso de técnicas de optimización numérica, métodos estadísticos y CFD transitorio para determinar configuraciones óptimas en arreglos complejos. En particular, las configuraciones con rotación contraria, separaciones entre 1.2D y 4D, y arreglos triangulares o escalonados han mostrado mejoras significativas respecto a las turbinas individuales.

Finalmente, los arreglos hidrocineéticos representan una alternativa prometedora para aplicaciones de microgeneración distribuidas en canales abiertos y redes hidráulicas, aunque persisten desafíos asociados al control de estela, pérdidas hidráulicas y estabilidad operativa en condiciones variables de flujo.

2.5. Comparación del desempeño de la turbina de arrastre y turbina de sustentación en aplicaciones de flujo confinado

Las turbinas hidrocineéticas instaladas en tuberías o conductos confinados pueden clasificarse, de forma general, en turbinas de arrastre y de sustentación, según el mecanismo predominante de conversión de energía. Las turbinas de arrastre, como las de tipo Savonius, aprovechan principalmente la diferencia de presión generada por el impacto directo del flujo sobre los álabes; Mientras que las turbinas de sustentación, como las de tipo Darrieus, utilizan fuerzas aerodinámicas asociadas a perfiles hidrodinámicos para incrementar la velocidad tangencial del rotor y mejorar la eficiencia energética.

En aplicaciones de flujo confinado, la comparación entre ambos conceptos adquiere especial relevancia debido a las restricciones geométricas impuestas por las tuberías, a las pérdidas de carga admisibles y a la necesidad de mantener condiciones operativas estables en los sistemas hidráulicos. En este contexto, diversos autores han evaluado experimental y numéricamente el desempeño de ambas configuraciones, considerando parámetros como el coeficiente de potencia (C_p), la capacidad

de autoarranque, la estabilidad operativa, la caída de presión y el comportamiento hidrodinámico en el conducto.

Yang W. *et al.* (2019) [90] desarrollaron dos turbinas hidrocínicas de eje vertical específicamente diseñadas para su instalación en sistemas de tuberías destinados al suministro energético de sensores inteligentes en redes de distribución de agua. Los autores propusieron dos configuraciones basadas en conceptos tradicionales de turbinas eólicas: una de sustentación y otra de arrastre, adaptadas para operar en condiciones de flujo confinado y de bajo caudal.

El diseño de ambas turbinas buscó satisfacer simultáneamente diversos requisitos operativos, entre ellos: bajo caudal de arranque, mínima pérdida de presión a caudales elevados, capacidad de generación eléctrica suficiente y compatibilidad con el suministro hidráulico convencional del sistema. La Figura 5 muestra la configuración general de las turbinas analizadas.

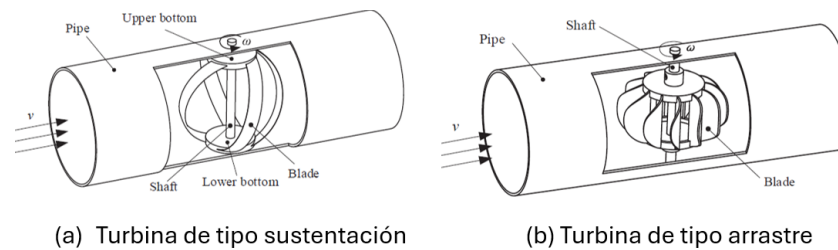


Figura 5. Estructura principal de turbinas hidrocínicas de arrastre y sustentación propuestas por Yang *et al.* [90].

Los resultados experimentales demostraron que ambas turbinas pueden operar adecuadamente en sistemas de distribución de agua sin provocar perturbaciones hidráulicas críticas. Sin embargo, se observarán diferencias importantes en el comportamiento dinámico y energético de cada configuración.

La turbina de sustentación presentó valores superiores del coeficiente de potencia y de la relación de velocidad de punta (TSR), lo que evidencia una mayor eficiencia energética en condiciones de operación estable. Sin embargo, su proceso de arranque mostró inestabilidades importantes, caracterizadas por oscilaciones y sacudidas intermitentes del rotor. Además, se identificó un fenómeno de histéresis entre el caudal de arranque y el de parada, asociado al comportamiento dinámico del flujo alrededor de los perfiles hidrodinámicos.

Por el contrario, la turbina de arrastre mostró un arranque estable incluso a caudales bajos, lo cual constituye una característica particularmente favorable para aplicaciones en redes hidráulicas urbanas, donde las variaciones de flujo son frecuentes. Aunque su coeficiente de potencia fue menor, el comportamiento operativo resultó más robusto y predecible. Asimismo, ambos ajustes mantuvieron pérdidas de presión dentro de límites aceptables, lo que garantizó la continuidad del suministro hidráulico.

A partir de estos resultados, los autores concluyeron que las turbinas de sustentación poseen un mayor potencial energético, aunque requieren optimización adicional en cuanto a autoarranque y estabilidad operativa. En contraste, las turbinas de arrastre presentan importantes ventajas relacionadas con la simplicidad de diseño, la estabilidad de funcionamiento y la capacidad de operar en condiciones de bajo caudal.

De manera complementaria, Kumar R. y Sarkar S. *et al.* (2025) [91] realizaron una comparación entre una turbina hidrocínética Savonius esférica de tres álabes (SSHKT) y una turbina hidrocínética Darrieus esférica (SDHKT), ambas diseñadas para operar en tuberías bajo condiciones de flujo confinado. El estudio integró simulaciones numéricas con ANSYS CFX y validación experimental para analizar parámetros de eficiencia energética y de comportamiento hidráulico.

El objetivo principal consistió en evaluar las diferencias de desempeño entre turbinas de arrastre y de sustentación, considerando el efecto de bloqueo generado por el confinamiento hidráulico. Para ello, los autores implementaron una técnica de corrección de velocidad, utilizada para compensar las alteraciones del flujo inducidas por la reducción del área efectiva de paso dentro de la tubería. La

Figura 6 muestra las geometrías de las turbinas evaluadas.

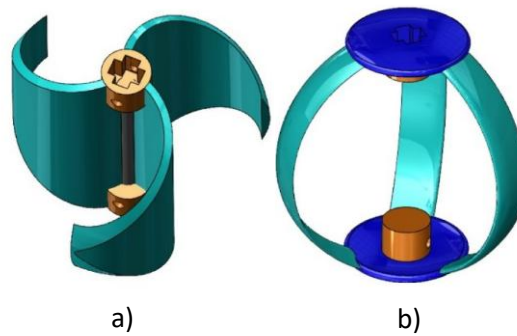


Figura 6. Turbinas evaluadas por Kumar y Sakar, a) Turbina Savonius esférica y b) Turbina Darrieus esférica [91].

Los resultados mostraron que la turbina SDHKT alcanzó coeficientes de potencia significativamente superiores respecto a la SSHKT para todas las velocidades de flujo evaluadas. Los incrementos de eficiencia obtenidos para la turbina de sustentación fueron de 16.335%, 29.988% y 20.170% para velocidades de 1, 2 y 3 m/s, respectivamente.

La superioridad energética de la SDHKT se atribuyó principalmente al mecanismo de sustentación hidrodinámica, que permite operar a mayores relaciones de velocidad de punta y extraer energía con mayor eficiencia. Además, esta turbina presentó una recuperación de presión más rápida aguas abajo, lo que indica una menor obstrucción del flujo y un comportamiento hidráulico más favorable en el conducto.

En contraste, la SSHKT generó mayores pérdidas de presión y una caída más pronunciada a lo largo de la tubería. Aunque este comportamiento reduce la eficiencia energética global, los autores señalan que podría resultar útil en aplicaciones en las que se requiera simultáneamente la disipación de energía o la regulación de la presión hidráulica.

Los resultados permitieron establecer que las turbinas de sustentación son más adecuadas para aplicaciones orientadas prioritariamente a maximizar la generación de energía, en particular en sistemas con velocidades de flujo moderadas o altas. Por otro lado, las turbinas de arrastre presentan ventajas operativas relacionadas con la simplicidad geométrica, la facilidad de fabricación y la capacidad de operar de forma estable en condiciones de baja velocidad.

En términos generales, la literatura evidencia que la selección entre turbinas de arrastre y de sustentación en aplicaciones de flujo confinado depende directamente de las condiciones hidráulicas del sistema y de los objetivos específicos de operación. Las turbinas de sustentación ofrecen mayores coeficientes de potencia y menores pérdidas hidráulicas, aunque requieren velocidades de arranque más elevadas y presentan una mayor complejidad geométrica y constructiva. Por su parte, las turbinas de arrastre poseen una mayor capacidad de autoarranque, un comportamiento más estable y una menor sensibilidad a las fluctuaciones del flujo, aunque con eficiencias energéticas inferiores.

La Tabla 9 resume las principales diferencias identificadas entre ambos tipos de turbinas en aplicaciones hidrocínicas confinadas, mientras que la Tabla 10 sintetiza los principales resultados reportados en los estudios comparativos analizados.

Tabla 9. Comparación entre turbinas de arrastre y sustentación en flujo confinado.

Parámetro	Turbinas de arrastre (Savonius)	Turbinas de sustentación (Darrieus)
Mecanismo principal	Diferencia de arrastre	Fuerzas de sustentación
Capacidad de autoarranque	Alta	Moderada o baja
Estabilidad a bajo caudal	Alta	Media
Coefficiente de potencia (Cp)	Bajo–moderado	Moderado–alto
Relación de velocidad de punta (TSR)	Baja	Alta
Complejidad geométrica	Baja	Alta
Sensibilidad a turbulencia	Baja	Alta
Pérdida de presión	Alta	Moderada
Facilidad de manufactura	Alta	Media
Aplicaciones recomendadas	Baja velocidad y regulación hidráulica	Generación energética eficiente

Tabla 10. Resumen comparativo de estudios sobre turbinas de arrastre y sustentación en tuberías.

Autor	Tipo de comparación	Metodología	Principales resultados
Yang et al. (2019) [90]	Turbina de arrastre vs sustentación	Experimental	La turbina de sustentación presentó mayor Cp y TSR, mientras que la de arrastre mostró mejor estabilidad y menor caudal de arranque.
Kumar y Sarkar et al. (2025) [91]	SSHKT vs SDHKT	CFD + validación experimental	La SDHKT presentó incrementos de eficiencia de hasta 29.9%, mientras que la SSHKT generó mayores caídas de presión.

A partir de los trabajos analizados, puede establecerse que no existe una configuración universalmente superior, sino que la selección del tipo de turbina depende del compromiso entre la energía, eficiencia operativa, pérdida de carga y complejidad constructiva. En consecuencia, futuras investigaciones deberían enfocarse en configuraciones híbridas, sistemas de control adaptativo y diseños optimizados para minimizar simultáneamente las pérdidas hidráulicas y maximizar la captación de energía en sistemas de flujo confinado.

2.6. Configuraciones alternativas e híbridas

Más allá de las optimizaciones geométricas convencionales y del uso de deflectores, una línea reciente de investigación se ha centrado en el desarrollo de configuraciones alternativas e híbridas para turbinas hidrocínicas. Estas propuestas modifican la arquitectura tradicional de las turbinas de

arrastre y sustentación con el propósito de ampliar el intervalo operativo, mejorar el comportamiento de arranque, incrementar la eficiencia energética y adaptar los sistemas a condiciones hidráulicas específicas, tales como tuberías de drenaje pluvial, sistemas hidropónicos, canales de riego y aplicaciones costa afuera [92].

En este contexto, diversas investigaciones han explorado configuraciones híbridas que combinan mecanismos de arrastre y de sustentación, así como dispositivos complementarios orientados a mejorar la estabilidad dinámica, reducir las pérdidas hidráulicas y aumentar el torque disponible en condiciones de baja velocidad de flujo.

Uno de los primeros trabajos relevantes en esta línea fue desarrollado por Kyojuka *et al.* (2009) [93] quienes propusieron una turbina híbrida conformada por la combinación de un rotor Darrieus y un rotor Savonius. El objetivo principal consistió en mejorar el torque de arranque de las turbinas Darrieus, conocidas por presentar dificultades al inicio de la operación debido a la baja generación de torque estático.

La metodología experimental incluyó pruebas independientes de rotores Savonius en túneles de viento y en canales de agua en circulación, con las que se evaluaron distintos ajustes geométricos de cangilones. Posteriormente, se analizó el comportamiento conjunto de la configuración híbrida bajo diferentes ángulos de ataque de ambos rotores. La Figura 7 muestra el esquema de la propuesta híbrida de turbina.

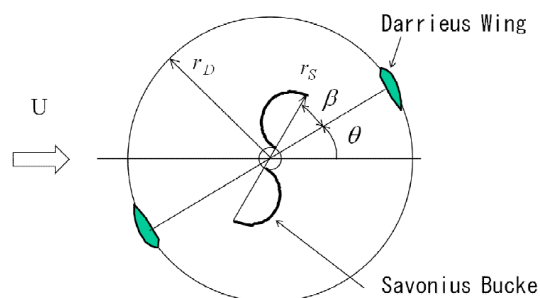


Figura 7. Configuración híbrida Darrieus-Savonius propuesta por Kyojuka *et al.* [93].

Los resultados demostraron una mejora significativa del par de arranque con la incorporación del rotor tipo Savonius. Asimismo, el coeficiente de potencia del sistema híbrido aumentó aproximadamente en un 70 % respecto a una turbina Darrieus operando de manera independiente, alcanzando su máximo desempeño para una relación de velocidad de punta cercana a $\lambda = 2.2$.

Los autores concluyeron que el ángulo de ataque relativo entre ambos rotores es uno de los parámetros más importantes para optimizar el rendimiento del sistema híbrido. Además, recomendamos evitar configuraciones coaxiales y propusieron operar de forma independiente ambos rotores en dirección axial para maximizar la eficiencia global.

En concordancia con lo anterior Sahim *et al.* (2014) [94] analizaron experimentalmente una turbina híbrida Darrieus–Savonius equipada con una placa deflectora colocada sobre el álabe de retorno, con el propósito de disminuir el torque negativo generado por el impacto directo del flujo sobre dicha región.

El rotor híbrido estuvo compuesto por una turbina Darrieus de dos álabes rectos con perfil NACA 0015 y una turbina Savonius semicircular, ambas integradas en un mismo eje. Además, se evaluaron

dos relaciones de aspecto distintos para los álabes Savonius ($AR = 2.5$ y $AR = 1.58$), considerando un deflector colocado a 9° y a 4 cm del rotor.

Los experimentos realizados en un canal de irrigación demostraron que la incorporación del deflector incrementa significativamente tanto el coeficiente de potencia como el de torque. Asimismo, se observará que una relación de aspecto de 2.5 ofrece un desempeño superior frente a configuraciones más compactas.

Los autores concluyeron que la combinación de mecanismos híbridos y sistemas de deflexión permite reducir el torque negativo y mejorar el aprovechamiento energético del incidente de flujo.

Posteriormente, Mosbahi *et al.* (2020) [95] realizaron una comparación experimental y numérica entre tres configuraciones distintas: una turbina Savonius de álabes torcidos (SWT), una turbina Darrieus de álabes delta (DWT) y una turbina híbrida Darrieus-Savonius (HWT).

Las pruebas experimentales se realizaron en un canal de riego con una velocidad de flujo de 0.86 m/s, mientras que las simulaciones CFD se realizaron en ANSYS Fluent 17.0, considerando seis variantes geométricas de los álabes Savonius integrados en la turbina híbrida. La Figura 8 muestra el diseño de la configuración híbrida analizada.

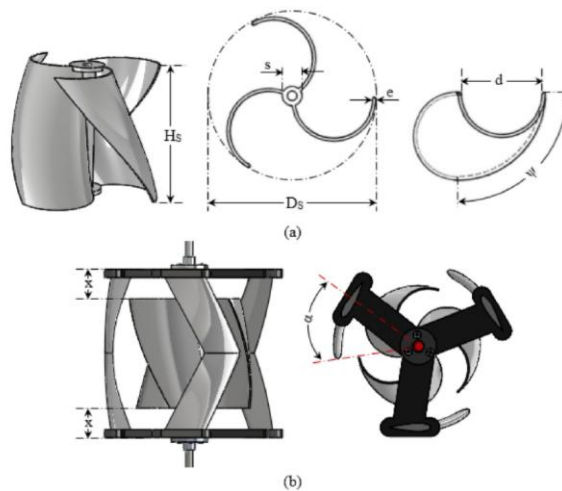


Figura 8. (a) Turbina Savonius con álabes torcidos (b) Turbina híbrida [95].

Los resultados experimentales mostraron que la turbina híbrida supera el desempeño de las configuraciones individuales tanto en el coeficiente de torque como en el de potencia. El sistema alcanzó un coeficiente de potencia máximo de $C_p = 0.191$ para una relación de velocidad de punta $\lambda = 0.63$ y un ángulo de ataque de 48° .

Asimismo, los resultados numéricos evidenciaron que la geometría de los álabes Savonius influye directamente en el desempeño global del sistema híbrido. En particular, la incorporación de álabes delta con un ángulo de torsión de 90° permitió incrementar el coeficiente de potencia hasta un valor cercano a $C_p = 0.232$.

En una línea de investigación orientada a mejorar simultáneamente el arranque y el desempeño operativo, Jiang *et al.* (2024) [96] propusieron un dispositivo conmutable de arrastre-flujo perturbado (D-DF) integrado en una turbina H-Darrieus.

El sistema incorpora elementos internos capaces de modificar su comportamiento en función de la relación entre la velocidad de punta del rotor. Para $\lambda < 1$, el dispositivo opera en modo de arrastre para incrementar el par de arranque; mientras que para $\lambda \geq 1$ actúa como perturbador del flujo, reduciendo el torque negativo asociado a fenómenos de pérdida dinámica.

Se analizaron tres configuraciones geométricas internas: triangular, semielíptica y perfil NACA 0018, mediante simulaciones CFD bidimensionales utilizando perfiles NACA 0018 para los álabes principales.

Los resultados muestran que todas las configuraciones mejoran el torque de arranque en comparación con la turbina convencional. Sin embargo, el modelo semi-elíptico presentó el mejor desempeño en el régimen de arranque, alcanzando incrementos del coeficiente de potencia cercanos al 76%.

Por otra parte, en régimen operativo únicamente la configuración basada en el perfil NACA0018 logró mejoras sostenidas, incrementando el coeficiente de potencia en aproximadamente 8.65%. El análisis de vorticidad confirma que esta geometría reduce la formación de regiones extensas de flujo separado y disminuye el torque negativo asociado a las pérdidas dinámicas.

Además de las configuraciones híbridas convencionales, algunas investigaciones recientes han explorado aplicaciones específicas de microturbinas hidrocínéticas en sistemas hidráulicos no tradicionales.

Por otra parte, Lahamornchaiyakul W. (2024) [97] evaluó la eficiencia energética de una nueva turbina hidráulica, diseñada para su instalación en un sistema de cultivo hidropónico que emplea la técnica de flujo profundo (DFT). Este sistema está compuesto por tuberías PVC de dos pulgadas y consiste en un circuito cerrado recirculante de agua de 1.5 m. El diseño incluye tres tuberías largas dispuestas en forma de “S” y conectadas por cuatro codos de 90 grados. La Figura 9 ilustra la disposición de los equipos utilizados en dicho sistema.

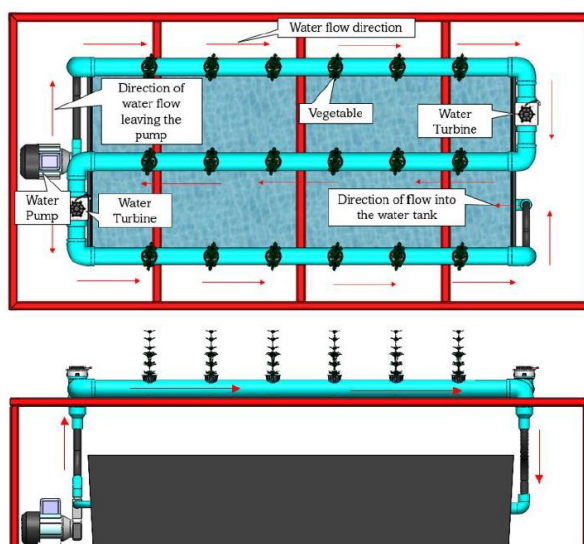


Figura 9. Sistema hidropónico con integración de microturbinas hidrocínéticas [97].

El comportamiento hidráulico se analizó mediante simulaciones CFD con el modelo de turbulencia $k-\epsilon$, mientras que el comportamiento estructural se evaluó análisis mediante por elementos finitos (FEA).

Los resultados mostraron una potencia mecánica máxima de 1.9568 W y un torque máximo de 0.082 N·m a un caudal de 10 L/min. Además, los esfuerzos estructurales obtenidos fueron considerablemente bajos, lo que confirma la viabilidad mecánica del diseño para aplicaciones hidropónicas de pequeña escala.

Particularmente, Lv *et al.* (2021) [98] presentaron la integración de un rodete de arrastre vertical con un diámetro de 100 mm, dentro de una válvula de tipo esfera, con el objetivo de aprovechar la energía hidrocínética mientras se regula el flujo en las líneas de abastecimiento de agua. Se llevó a cabo un análisis de la válvula, denominada *GreenValve*, que, a diferencia de los sistemas convencionales de turbinas en tuberías, utiliza el espacio dentro de la instalación hidráulica existente y cumple dos funciones diferentes: regulación y obtención de energía.

Se evaluaron tres diseños del rodete, cuya principal diferencia reside en la estructura de los álabes, mismos que están basados en los resultados de Chen *et al.* (2013) [99]. El rodete “a” tiene de álabes torcidos completamente lisos, mientras que los rodetes “b y c” incluyen dos y tres barrenos, respectivamente, distribuidos simétricamente a lo largo del álabe. El número de álabes se estableció en 12, con un radio de 80 mm para el rodete.

Para validar el modelo computacional, se modeló y simuló una estructura *GreenValve* manteniendo todos los parámetros constantes, y se compararon los resultados numéricos obtenidos con resultados experimentales reportados por Malavasi *et al.* (2014) [100]. El coeficiente de flujo de ambos resultados presentó una desviación dentro de un intervalo de $\pm 6.6\%$, lo que se considera un margen aceptable. La Figura 10 muestra un esquema de la válvula.

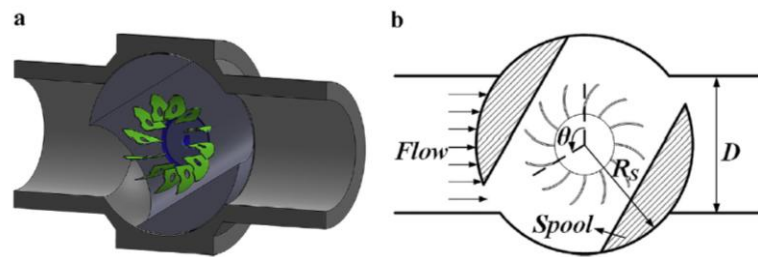


Figura 10. (a) Diagrama esquemático de la estructura interna de la *GreenValve*, (b) Dimensiones del carrete [98].

Los resultados muestran que el rango óptimo de operación se encuentra entre aperturas relativas del 25% y el 39%, alcanzando potencias superiores a 80 W y eficiencias mayores a 11.5%, mientras que las pérdidas de carga permanecen dentro de valores aceptables para aplicaciones hidráulicas reales.

Asimismo, se observó que el rotor con álabes lisos presenta el mejor desempeño energético, mientras que los diseños perforados no producen mejoras significativas en términos de regulación hidráulica.

De forma complementaria Lahamornchaiyakul *et al.* (2023) [101] desarrollaron una microturbina hidráulica compacta destinada específicamente a las líneas de drenaje pluvial urbanas.

El diseño incorpora una turbina de eje vertical instalada en codos de 45° en tuberías de 2 pulgadas, con el fin de aprovechar la energía cinética presente en los sistemas de evacuación de agua de lluvia. La Figura 11 muestra la disposición de instalación propuesta.

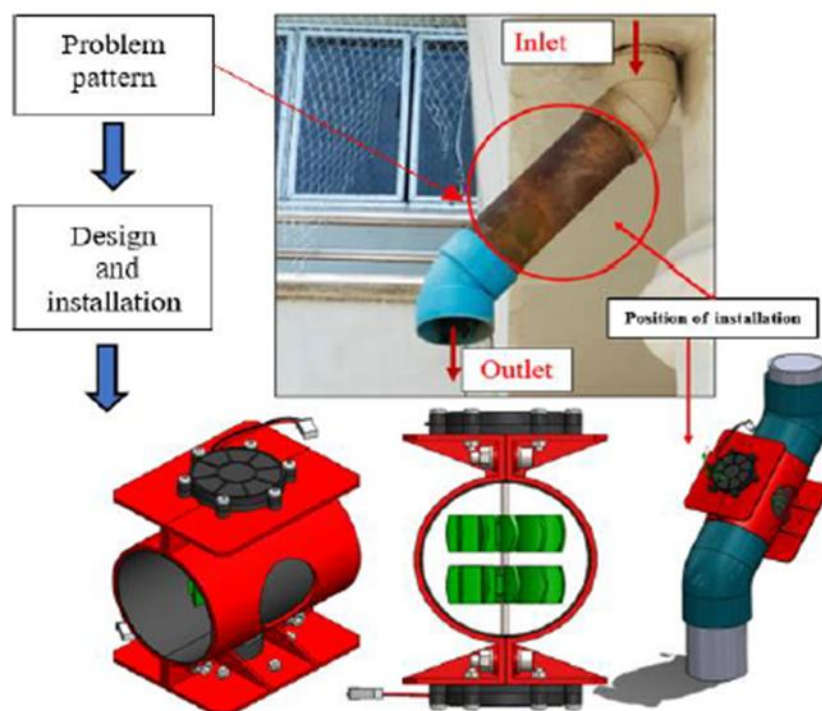


Figura 11. Posición de instalación y diseño de la turbina de eje vertical [101].

Las simulaciones CFD transitorias y los análisis estructurales demostraron que el sistema puede alcanzar potencias máximas cercanas a 26.84 W a un caudal de 0.0030 m³/s, manteniendo deformaciones estructurales mínimas y factores de seguridad superiores a 2.45

El análisis hidrodinámico evidenció la formación de regiones localizadas de recirculación alrededor del rotor; Sin embargo, el flujo global dentro de la tubería permaneció relativamente uniforme, lo que confirma la viabilidad del sistema para aplicaciones urbanas de recuperación de energía. La Tabla 11 resume las principales configuraciones alternativas e híbridas reportadas en la literatura reciente.

Tabla 11. Resumen de configuraciones alternativas e híbridas de turbinas hidrocinéticas.

Autor	Configuración	Objetivo principal	Resultados relevantes
Kyozuka et al. (2009) [93]	Híbrida Darrieus–Savonius	Mejorar torque de arranque	Incremento del Cp del 70 %
Sahim et al. (2014) [94]	Híbrida + deflector	Reducir torque negativo	Incremento significativo de Cp y Ct
Mosbahi et al. (2020) [95]	Híbrida SWT–DWT	Optimizar desempeño combinado	Cp máximo de 0.232
Jiang et al. (2024) [96]	Dispositivo D-DF	Mejorar arranque y operación	Mejora de hasta 76 % en Cp
Lahamornchaiyakul (2024) [97]	Microturbina hidropónica	Generación distribuida	Potencia máxima de 1.95 W

Lv et al. (2021) [98]		GreenValve	Regulación + recuperación energética	Potencia > 80 W
Lahamornchaiyakul et al. (2023) [101]	et	Microturbina para drenaje pluvial	Recuperación energética urbana	Potencia máxima de 26.84 W

En general, las configuraciones alternativas e híbridas representan una tendencia emergente orientada a ampliar las capacidades funcionales de las turbinas hidrocínéticas convencionales. La combinación de mecanismos de arrastre y de sustentación permite mejorar el torque de arranque y ampliar el rango operativo, mientras que las aplicaciones integradas en sistemas hidráulicos específicos demuestran el potencial de estas tecnologías para esquemas de generación distribuidos a pequeña escala.

Finalmente, los estudios revisados evidencian que futuras investigaciones deberán enfocarse en estrategias de control adaptativo, optimización multidisciplinaria y fabricación avanzada, con el objetivo de incrementar simultáneamente la eficiencia energética, la estabilidad operativa y la integración funcional de las turbinas hidrocínéticas en sistemas hidráulicos reales.

2.7. Conclusiones del estado del arte

2.7.1. Hallazgos consolidados en la literatura

La revisión sistemática de la literatura permitió identificar tendencias consolidadas relacionadas con el desempeño, la optimización y la aplicación de turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre bajo condiciones de flujo confinado. En términos generales, los trabajos revisados evidencian una evolución progresiva desde estudios centrados únicamente en geometrías convencionales tipo Savonius hacia investigaciones más complejas que incorporan estrategias de optimización geométrica, control pasivo del flujo, arreglos múltiples y configuraciones híbridas orientadas a mejorar la eficiencia energética y la estabilidad operativa.

Uno de los hallazgos más relevantes reportados en la literatura es la elevada densidad energética del medio hidráulico frente al medio eólico. Diversos estudios experimentales y numéricos demuestran que, para una misma área de captación, las turbinas hidrocínéticas pueden extraer una cantidad considerablemente mayor de potencia debido a que la densidad del agua es aproximadamente 800 veces superior a la del aire. En consecuencia, las turbinas hidrocínéticas de pequeña escala representan una alternativa técnicamente viable para aplicaciones de recuperación de energía en redes hidráulicas urbanas, agrícolas e industriales.

Asimismo, la revisión evidencia que la geometría del rotor es el parámetro más influyente en el desempeño hidrodinámico de las turbinas de arrastre. Los estudios analizados coinciden en que modificaciones geométricas, tales como curvaturas axiales, configuraciones helicoidales, álabes esféricos, perfiles híbridos, variaciones de solidez y la incorporación de torsión, permiten mejorar significativamente el coeficiente de potencia y reducir las fluctuaciones de torque, favoreciendo una distribución más uniforme del arrastre y disminuyendo las regiones de separación y recirculación del flujo.

De igual forma, la literatura informa que las turbinas de arrastre que operan en flujo confinado presentan coeficientes de potencia típicos dentro de intervalos relativamente moderados. En la mayoría de los estudios revisados, el coeficiente de potencia máxima (C_p) se sitúa entre 0.12 y 0.25 en configuraciones convencionales, aunque algunas geometrías optimizadas o híbridas alcanzan valores superiores a 0.30. Sin embargo, las eficiencias hidráulicas globales suelen situarse por debajo

del 20%, lo que refleja las limitaciones inherentes de los mecanismos de extracción basados predominantemente en fuerzas de arrastre.

En relación con las estrategias de control del flujo, existe un consenso generalizado sobre la eficacia de los deflectores pasivos para mejorar el rendimiento energético de las turbinas tipo Savonius. Los estudios muestran que los deflectores permiten:

- Incrementar el flujo incidente sobre el álabe de avance;
- Reducir el torque asociado negativo al álabe de retorno;
- Disminuir zonas de recirculación;
- Mejorar la estabilidad hidrodinámica del rotor.

En varios trabajos se reportan incrementos del coeficiente de potencia superiores al 50% respecto a configuraciones sin deflectores, especialmente cuando se optimizan parámetros como el ángulo, la posición lateral y la distancia relativa al rotor.

Otro hallazgo consolidado es la viabilidad técnica de las turbinas hidrocinéticas de arrastre para su implementación en tuberías de pequeño diámetro. Diversos autores destacan que este tipo de turbinas presenta ventajas importantes frente a tecnologías basadas en sustentación, particularmente en condiciones de baja velocidad de flujo y con restricciones geométricas severas. Entre sus principales atributos destacan:

- i. Simplicidad constructiva y fabricación de bajo costo;
- ii. Capacidad de autoarranque a bajos caudales;
- iii. Comportamiento estable bajo flujo variable;
- iv. Posibilidad de integrarse como elementos de regulación hidráulica;
- v. Capacidad de inducir pérdidas de presión controladas, útiles para la disipación de energía.

Además, la revisión permitió identificar un crecimiento significativo en el uso de herramientas numéricas avanzadas para el análisis y la optimización de turbinas hidrocinéticas. En particular, las simulaciones CFD transitorias tipo URANS utilizando modelos de turbulencia $k-\omega$ SST actualmente representan la metodología predominante debido a su adecuado equilibrio entre precisión numérica y costo computacional. Paralelamente, enfoques basados en diseño de experimentos (DoE), algoritmos genéticos, superficies de respuesta (RSM), inteligencia artificial y modelos híbridos CFD-ANN han demostrado ser herramientas altamente eficientes para explorar espacios complejos de diseño y reducir significativamente el número de simulaciones requeridas.

Finalmente, los estudios más recientes muestran una tendencia creciente hacia el desarrollo de configuraciones híbridas y arquitecturas multifuncionales, en las que las turbinas no solo actúan como dispositivos de recuperación de energía, sino también como elementos integrados de regulación hidráulica, control de presión o monitoreo inteligente en redes de distribución de agua. La Tabla 12 muestra una síntesis de los hallazgos más relevantes.

Tabla 12. Síntesis de hallazgos consolidados identificados en la literatura.

Hallazgo consolidado	Evidencia reportada	Implicación técnica
Mayor densidad energética del agua	Potencias superiores respecto a sistemas eólicos equivalentes	Alta viabilidad para microgeneración hidráulica

Influencia dominante de la geometría del rotor	Mejoras de C_p mediante curvatura, torsión y perfiles híbridos	Necesidad de optimización geométrica
Eficiencia moderada de turbinas de arrastre	C_p típicos entre 0.12–0.25	Limitaciones inherentes del mecanismo de arrastre
Alta efectividad de deflectores	Incrementos de rendimiento superiores al 50 %	Estrategia pasiva efectiva de control de flujo
Viabilidad en tuberías pequeñas	Operación estable y autoarranque	Aplicación en redes hidráulicas presurizadas
Consolidación del CFD transitorio	Uso generalizado de URANS y (k- ω) SST	Herramienta principal de análisis hidrodinámico
Tendencia hacia sistemas híbridos	Integración de funciones hidráulicas y energéticas	Desarrollo de dispositivos multifuncionales

2.7.2. Síntesis crítica del estado del arte

La revisión bibliográfica evidencia un crecimiento sostenido de la investigación sobre turbinas hidrocinéticas de tipo arrastre, particularmente en áreas asociadas a la optimización geométrica, el modelado CFD, las estrategias de control pasivo del flujo y las metodologías avanzadas de optimización multiobjetivo.

Los trabajos analizados demuestran que las turbinas Savonius continúan siendo una alternativa técnicamente viable para aplicaciones hidrocinéticas de pequeña escala debido a su simplicidad mecánica, facilidad de fabricación y capacidad de autoarranque en condiciones de baja velocidad de flujo. En este contexto, la incorporación de metodologías de optimización basadas en algoritmos evolutivos, modelos sustitutos y herramientas de inteligencia artificial ha permitido mejorar parámetros relevantes como el coeficiente de potencia, el torque y la estabilidad hidrodinámica.

Desde el punto de vista metodológico, las simulaciones CFD transitorias de tipo URANS, utilizando el modelo de turbulencia k- ω SST, constituyen actualmente el enfoque predominante para el análisis de turbinas hidrocinéticas de eje vertical. Estas metodologías ofrecen una relación adecuada entre precisión y costo computacional, permitiendo caracterizar fenómenos complejos como:

- Separación de flujo;
- Formación de vórtices;
- Recuperación de estela;
- Distribución de presión;
- Interacción rotor-fluido.

Asimismo, herramientas estadísticas como el diseño de experimentos (DoE), el método Taguchi y la metodología de superficie de respuesta (RSM) han permitido reducir significativamente el número de simulaciones necesarias en los procesos de optimización paramétrica.

No obstante, pese a los avances alcanzados, la literatura revisada presenta limitaciones importantes. La mayoría de las investigaciones se concentran en turbinas individuales y priorizan la optimización geométrica del rotor o la incorporación de deflectores bajo condiciones de flujo idealizadas. En contraste, el estudio de arreglos múltiples de turbinas hidrocinéticas en condiciones de flujo confinado sigue siendo escasamente explorado.

Particularmente, existe una comprensión limitada de los fenómenos de interacción hidrodinámica entre turbinas instaladas en tuberías, en los que efectos como el bloqueo hidráulico, la interacción de estelas, la recuperación de velocidad, la redistribución de presión, la aceleración local del flujo y la generación de energía cinética turbulenta (TKE) modifican significativamente el comportamiento observado en condiciones de flujo libre o en canales abiertos.

Aunque algunos estudios han evaluado separaciones entre rotores en arreglos lineales, los resultados reportados siguen siendo insuficientes y, en la mayoría de los casos, corresponden a configuraciones no confinadas o a condiciones simplificadas. De igual forma, pocos trabajos integran simultáneamente las siguientes características:

- i. Interacción entre múltiples turbinas;
- ii. Efecto del confinamiento impuesto por la tubería;
- iii. Optimización de la separación entre rotores;
- iv. Análisis energético integral del sistema;
- v. Caracterización detallada de la recuperación de estela y de TKE.

Otra limitación importante radica en la escasa incorporación de estrategias inteligentes de monitoreo y de predicción operativa. La literatura revisada prácticamente no reporta investigaciones orientadas a la implementación de modelos gemelos digitales aplicados a turbinas hidrocínicas instaladas en tuberías, pese a su potencial para el monitoreo en tiempo real, el mantenimiento predictivo, la optimización dinámica, la detección de fallas y la estimación energética. El resumen de estas limitaciones se presentan en la Tabla 13.

Tabla 13. Principales limitaciones identificadas en la literatura.

Aspecto	Limitación identificada	Consecuencia
Arreglos múltiples	Predominio de estudios sobre turbinas individuales	Escasa comprensión del comportamiento colectivo
Flujo confinado	Pocos estudios en tuberías	Falta de criterios de diseño aplicables
Separación entre rotores	Valores no sistematizados	Incertidumbre en configuraciones óptimas
Energía cinética turbulenta	Escasa evaluación de TKE	Limitada comprensión de interacción de estelas
Configuraciones híbridas	Pocas investigaciones comparativas	Potencial sinérgico poco explorado
Deflectores en arreglos	Optimización limitada	Desempeño global aún no maximizado
Gemelos digitales	Ausencia de integración	Baja capacidad de monitoreo inteligente

En consecuencia, aún no existen criterios de diseño consolidados para definir ajustes óptimos de arreglos hidrocínicos en flujo confinado, particularmente en aspectos relacionados con:

- Distancia óptima entre rotores;
- Recuperación hidrodinámica;
- Distribución de presión;
- Pérdidas energéticas;
- Interacción turbulenta;
- Desempeño colectivo del arreglo.

2.7.3. Brecha y oportunidad de investigación

A partir del análisis crítico realizado, se identifican diversas oportunidades de investigación relacionadas con el comportamiento hidrodinámico y la optimización de los arreglos de turbinas hidrocinéticas tipo Savonius en condiciones de flujo confinado.

La principal brecha científica detectada se debe a la escasez de estudios dedicados al análisis de arreglos lineales de múltiples turbinas instaladas en tuberías. La mayoría de las investigaciones disponibles se enfocan en turbinas individuales o en arreglos evaluados en condiciones de flujo libre, por lo que aún existe una comprensión limitada de los mecanismos de interacción hidrodinámica en conductos confinados.

Asimismo, los arreglos reportados utilizan predominantemente configuraciones geométricas idénticas. No se identificaron investigaciones que analicen arreglos compuestos por turbinas con geometrías distintas o configuraciones híbridas que permitan aprovechar efectos sinérgicos derivados de distintos mecanismos de extracción de energía.

Otro vacío importante se refiere a la evaluación limitada de la energía cinética turbulenta (TKE) como parámetro de análisis. Aunque la TKE constituye una variable fundamental para caracterizar la degradación energética, la disipación turbulenta y la recuperación de estela, su estudio permanece prácticamente ausente en aplicaciones hidrocinéticas en tuberías.

De igual forma, la optimización de deflectores en arreglos múltiples sigue siendo un tema poco explorado. Los pocos estudios disponibles consideran configuraciones genéricas y no integran procesos de optimización orientados al comportamiento colectivo del arreglo completo.

Finalmente, la ausencia de criterios sistemáticos para definir distancias óptimas de separación entre turbinas representa una de las limitaciones más importantes identificadas en la literatura. Los valores comunes empleados provienen principalmente de estudios realizados en flujo libre y no consideran adecuadamente los efectos del confinamiento hidráulico presentes en tuberías. La Tabla 14 muestra un resumen de las oportunidades de investigación

Tabla 14. Brechas identificadas y oportunidad de investigación propuesta.

Brecha identificada	Estado actual	Oportunidad de investigación
Arreglos en tuberías	Escasos estudios disponibles	Evaluar interacción hidrodinámica en flujo confinado
Distancia entre rotores	Sin criterios unificados	Determinar separación óptima
Evaluación de TKE	Muy limitada	Caracterizar disipación y recuperación energética
Configuraciones híbridas	Poco exploradas	Analizar efectos sinérgicos
Deflectores en arreglos	Optimización insuficiente	Diseñar estrategias integrales de control de flujo
Gemelos digitales	Ausencia en literatura	Integrar monitoreo y predicción operativa
CFD aplicado a arreglos	Estudios aún limitados	Desarrollar modelos numéricos robustos

En este contexto, la presente investigación se orienta al estudio numérico del comportamiento hidrodinámico de arreglos lineales de turbinas hidrocinéticas tipo Savonius instaladas en tuberías, con énfasis en:

- Interacción de estelas;
- Recuperación del flujo;
- Distribución de presión;
- Energía cinética turbulenta;
- Efecto de la separación entre rotores;
- Desempeño energético global del sistema.

El trabajo busca contribuir al establecimiento de criterios de diseño aplicables a sistemas hidrocinéticos de pequeña escala destinados a la recuperación de energía en redes hidráulicas presurizadas. La Figura 12 muestra un resumen de toda la sección 3.7.

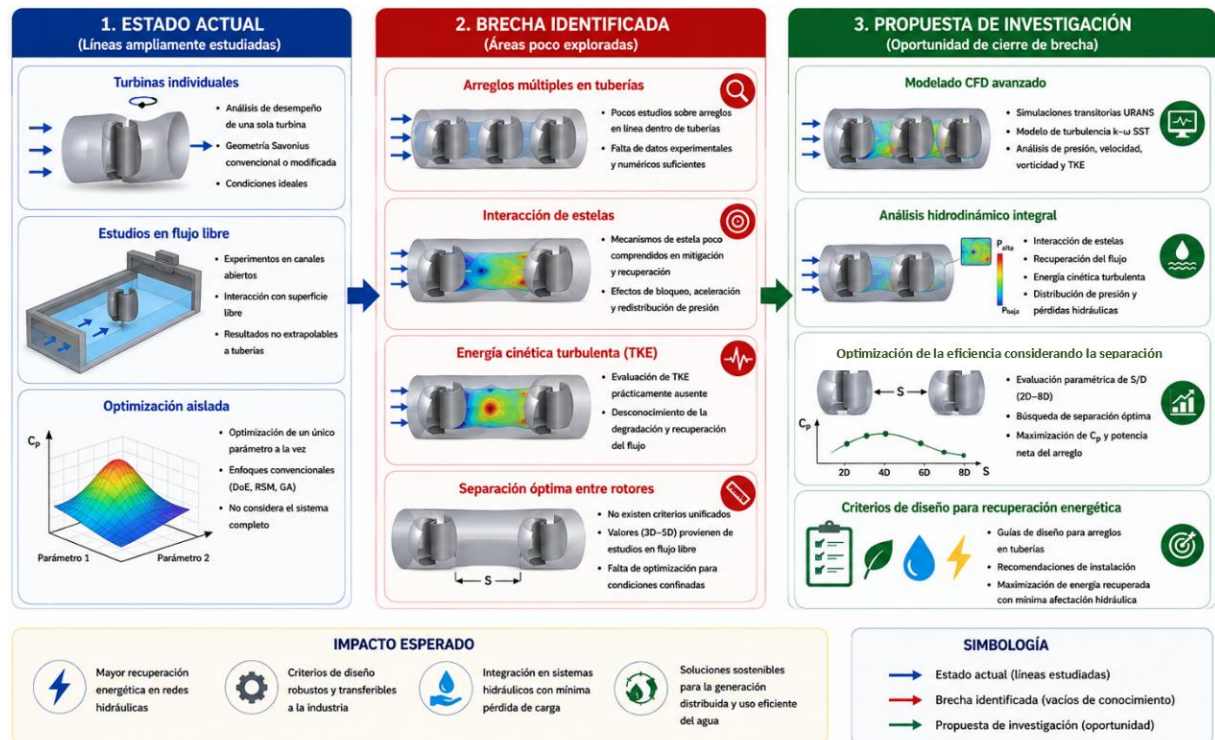


Figura 12. Esquema conceptual de la brecha de investigación.

3. Planteamiento del problema

3.1. Definición del problema

La creciente demanda energética y la necesidad de reducir las emisiones asociadas al uso de combustibles fósiles han impulsado el desarrollo de tecnologías de generación basadas en fuentes renovables y de sistemas de recuperación de energía distribuida. En este contexto, las turbinas hidrocinéticas instaladas en tuberías (In-Pipe Hydrokinetic Turbines, IPHKT) representan una alternativa tecnológica prometedora por su capacidad de aprovechar la energía cinética presente en redes hidráulicas presurizadas, sin requerir grandes infraestructuras hidráulicas ni generar impactos ambientales significativos.

A diferencia de las centrales hidroeléctricas convencionales, las IPHKT operan en condiciones de flujo confinado y a velocidades relativamente bajas, lo que permite su integración en redes de distribución de agua potable, sistemas de riego, líneas de drenaje pluvial y conducciones industriales.

Además, las turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre presentan ventajas relevantes para este tipo de aplicaciones, tales como la simplicidad constructiva, la capacidad de autoarranque, los bajos costos de fabricación y la operación estable en condiciones variables de flujo.

No obstante, la capacidad de generación de energía de una sola turbina instalada en tuberías es limitada debido a las restricciones geométricas impuestas por el diámetro del conducto y a las pérdidas hidráulicas admisibles en el sistema. Por esta razón, surge la necesidad de implementar múltiples arreglos de turbinas que permitan incrementar la potencia total recuperada sin comprometer significativamente el comportamiento hidráulico de la red.

Sin embargo, el diseño de arreglos hidrocínéticos en línea en tuberías presenta desafíos hidrodinámicos importantes. La presencia de una turbina modifica el campo de flujo aguas abajo mediante la generación de estelas, regiones de recirculación, la redistribución de la presión y estructuras con vórtices que afectan directamente el desempeño de las turbinas subsecuentes. En consecuencia, parámetros como la separación entre rotores, la relación de bloqueo y la interacción entre geometrías distintas adquieren un papel determinante en la eficiencia global del sistema.

Aunque diversos estudios han analizado arreglos de turbinas hidrocínéticas en condiciones de flujo libre o en canales abiertos, la literatura sobre arreglos en flujo confinado sigue siendo limitada. Particularmente, la mayoría de las investigaciones disponibles consideran turbinas geométricamente idénticas y separaciones definidas empíricamente, generalmente extrapoladas de estudios en flujo no confinado. Asimismo, existe escasa información sobre el comportamiento hidrodinámico de arreglos conformados por turbinas con características geométricas diferenciadas, así como sobre los mecanismos de recuperación de estela y de redistribución de la energía cinética turbulenta dentro de tuberías.

En este contexto, se identifica una brecha de conocimiento relacionada con la optimización hidrodinámica de arreglos lineales de turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre instaladas en tuberías, especialmente en lo referente a:

- La interacción de estelas entre rotores;
- La influencia de la separación axial;
- El efecto del confinamiento hidráulico;
- El comportamiento de configuraciones geométricamente diferenciadas;
- La maximización simultánea de la producción energética del sistema y del desempeño de la turbina aguas abajo.

Por lo tanto, la presente investigación propone el estudio numérico y paramétrico de un arreglo en línea compuesto por dos turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre, con geometrías idénticas y diferentes, instaladas en tuberías, mediante simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD) y técnicas de optimización paramétrica. El propósito es determinar configuraciones que favorezcan la recuperación de energía y minimicen los efectos hidrodinámicos adversos asociados a la interacción entre rotores.

La originalidad del estudio radica en el análisis integral de arreglos híbridos de turbinas de arrastre en condiciones de flujo confinado, un enfoque que, según la revisión del estado del arte, permanece prácticamente inexplorado en la literatura científica actual.

3.2. Hipótesis

La optimización de un arreglo en línea compuesto por dos turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre, instaladas en condiciones de flujo confinado dentro de una tubería, permitirá incrementar la

producción energética total del sistema y mejorar el desempeño de la turbina ubicada aguas abajo, debido a una interacción hidrodinámica favorable entre las estelas, la recuperación parcial del flujo y la redistribución de la presión generada por la separación entre rotores.

3.3. Objetivo General

Optimizar el diseño de un arreglo en línea compuesto por dos turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre, instaladas en tuberías, mediante simulaciones CFD y técnicas de optimización paramétrica, con el fin de maximizar la producción energética del sistema y mejorar el desempeño de la turbina ubicada aguas abajo.

3.3.1. Objetivos específicos

- Definir las condiciones de operación y los parámetros hidrodinámicos del arreglo en línea de dos turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre instaladas en tuberías.
- Identificar y seleccionar, a partir de la literatura científica, las configuraciones geométricas de turbinas de arrastre con el mejor desempeño para aplicaciones en flujo confinado.
- Desarrollar los modelos CAD 3D del arreglo hidrocínético compuesto por dos rotores con características geométricas idénticas y diferenciadas.
- Validar el modelo numérico de CFD mediante la comparación con los resultados reportados en la literatura especializada.
- Analizar el comportamiento hidrodinámico del arreglo considerando variables como la distribución de velocidad, la presión, la vorticidad, la recuperación de estela y la energía cinética turbulenta (TKE).
- Optimizar paramétricamente el arreglo en línea para maximizar la potencia recuperada y el desempeño de la turbina aguas abajo.
- Evaluar el efecto de configuraciones geométricas diferenciadas en la interacción hidrodinámica entre turbinas en flujo confinado.
- Verificar el comportamiento fluidodinámico del arreglo optimizado mediante simulaciones CFD.

3.4. Justificación del problema

La transición hacia sistemas energéticos sostenibles requiere el desarrollo de tecnologías capaces de recuperar energía a partir de recursos hidráulicos disponibles en la infraestructura existente. En este sentido, las turbinas hidrocínéticas instaladas en tuberías representan una solución tecnológica con alto potencial para aplicaciones de generación distribuida, ya que permiten aprovechar la energía cinética residual presente en las redes hidráulicas sin necesidad de construir grandes obras civiles.

Las turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre ofrecen ventajas importantes para aplicaciones en tuberías de pequeño diámetro, tales como simplicidad geométrica, facilidad de fabricación, bajos costos de mantenimiento y capacidad de autoarranque a bajas velocidades de flujo. Asimismo, su integración en sistemas hidráulicos urbanos, agrícolas e industriales podría contribuir simultáneamente a la recuperación de energía y a la regulación hidráulica del sistema.

No obstante, el aprovechamiento eficiente de estas tecnologías depende en gran medida del diseño adecuado de los arreglos múltiples de turbinas y de la comprensión de los fenómenos hidrodinámicos asociados a la interacción entre rotores en condiciones de flujo confinado.

En este contexto, la presente investigación resulta relevante para abordar una problemática escasamente estudiada en la literatura científica: la optimización de arreglos lineales conformados por turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre con geometrías idénticas o diferenciadas en tuberías.

Los resultados esperados contribuirán al desarrollo de criterios de diseño aplicables a sistemas de recuperación energética distribuida, proporcionando información técnica sobre:

- Interacción de estelas;
- Recuperación hidrodinámica del flujo;
- Separación óptima entre rotores;
- Redistribución de presión;
- Comportamiento de energía cinética turbulenta;
- Desempeño energético de configuraciones híbridas.

Además, el trabajo posee relevancia ambiental y tecnológica, ya que promueve el aprovechamiento de energías renovables a pequeña escala y el desarrollo de soluciones sostenibles para la infraestructura hidráulica inteligente, contribuyendo potencialmente a la reducción del consumo energético convencional y de las emisiones de CO₂ asociadas.

3.5. Alcances y limitaciones

3.5.1. Alcances

- Desarrollo de modelos CAD 3D de un arreglo en línea compuesto por dos turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre instaladas en tuberías.
- Simulación numérica del comportamiento hidrodinámico del arreglo mediante herramientas CFD.
- Evaluación de parámetros hidrodinámicos tales como:
 - ✓ Velocidad.
 - ✓ Presión.
 - ✓ Vorticidad.
 - ✓ Energía cinética turbulenta (TKE).
 - ✓ Coeficiente de potencia.
 - ✓ Recuperación de estela.
- Optimización paramétrica de la separación axial entre rotores mediante metodologías de diseño de experimentos y análisis numérico.
- Análisis comparativo del desempeño de configuraciones con geometrías idénticas y diferenciadas.
- Propuesta de criterios de diseño orientados a maximizar la recuperación de energía en sistemas hidrocínéticos en tuberías.

3.5.2. Limitaciones

- El estudio se desarrollará principalmente mediante simulaciones numéricas CFD, por lo que los resultados dependerán de las condiciones de modelado y de las simplificaciones adoptadas.
- No se contempla la fabricación física ni la validación experimental completa del arreglo optimizado.
- Las condiciones de flujo consideradas corresponden a un régimen monofásico e incompresible.
- El análisis se limitará a arreglos lineales compuestos por dos turbinas hidrocínéticas.
- La investigación se centrará exclusivamente en turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre para aplicaciones en tuberías de pequeño diámetro.

- Los resultados obtenidos estarán condicionados a la disponibilidad de recursos computacionales y de licencias de software especializados, tales como ANSYS Fluent, SolidWorks Flow Simulation u OpenFOAM.

4. Marco Teórico

4.1. Energía hidráulica

La energía hidráulica constituye una de las formas de energía renovable más utilizadas a nivel mundial debido a su elevada eficiencia de conversión, estabilidad operativa y bajo impacto ambiental en comparación con tecnologías basadas en combustibles fósiles. Esta fuente energética aprovecha la energía cinética y potencial del agua presente en ríos, canales, tuberías presurizadas, corrientes marinas y sistemas hidráulicos, transformándola inicialmente en energía mecánica y, posteriormente, en energía eléctrica mediante un generador eléctrico.

El principio fundamental de aprovechamiento hidráulico se basa en la conversión de la energía asociada al movimiento del fluido. Dependiendo del tipo de sistema, la energía disponible puede provenir de diferencias de altura (energía potencial) o directamente de la velocidad del flujo (energía cinética). En sistemas hidrocínicos, particularmente en aplicaciones en tuberías, predomina el aprovechamiento de la energía cinética del agua sin requerir grandes saltos hidráulicos ni embalses.

La potencia hidráulica teórica disponible en un flujo puede expresarse mediante:

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

Donde:

P es la potencia hidráulica disponible [W].

ρ es la densidad del fluido [kg/m^3].

A es el área transversal del flujo [m^2].

V es la velocidad del flujo [m/s].

La elevada densidad del agua, aproximadamente 800 veces superior a la del aire, permite que las turbinas hidrocínicas produzcan más energía a velocidades de flujo relativamente bajas, en comparación con sistemas eólicos equivalentes.

Actualmente, la energía hidráulica desempeña un papel estratégico dentro de la transición energética global debido a:

- Su capacidad de generación continua;
- Bajos costos de operación y mantenimiento;
- Alta confiabilidad;
- Reducción de emisiones de gases de efecto invernadero;
- Potencial de integración con sistemas de recuperación de energía distribuida.

En particular, los sistemas hidrocínicos en tuberías representan una alternativa emergente para aprovechar la energía residual presente en redes hidráulicas urbanas, agrícolas e industriales, sin necesidad de modificar significativamente la infraestructura existente.

4.2. Turbinas hidráulicas

Las turbinas hidráulicas son dispositivos electromecánicos que convierten la energía hidráulica del agua en energía mecánica rotacional. Su funcionamiento se basa en la interacción entre el flujo del fluido y un rotor equipado con álabes, lo que genera rotación que, posteriormente, acciona un generador eléctrico.

Tradicionalmente, las turbinas hidráulicas han sido utilizadas en centrales hidroeléctricas de gran escala; Sin embargo, el desarrollo reciente de sistemas de microgeneración y de recuperación de energía ha impulsado el diseño de turbinas compactas adaptadas a condiciones de baja altura hidráulica y de flujo confinado.

Las turbinas hidráulicas convencionales se clasifican principalmente en:

- Turbinas de acción.
- Turbinas de reacción.

Dentro de las turbinas más utilizadas destacan:

- Turbina Pelton: Diseñada para aplicaciones de alta carga hidráulica y de bajo caudal. Opera mediante chorros de agua que impactan cucharas o cangilones montados sobre el rotor.
- Turbina Francis: Turbina de reacción ampliamente utilizada en centrales hidroeléctricas medianas. Permite operar en condiciones intermedias de caudal y altura.
- Turbina Kaplan: Diseñada para bajas alturas y caudales elevados. Posee álabes orientables que permitan adaptar el desempeño hidráulico a diversas condiciones operativas.
- Turbina Deriaz: Variante de flujo diagonal que combina características de las turbinas Francis y Kaplan, utilizadas en aplicaciones de velocidad variable.

Aunque estas tecnologías presentan eficiencias elevadas, generalmente superiores al 85 %, requieren una infraestructura hidráulica considerable, lo que limita su implementación en sistemas de pequeña escala o en redes urbanas presurizadas.

4.3. Turbinas hidrocínéticas y su clasificación

Las turbinas hidrocínéticas (HKT, Hydrokinetic Turbines) son una tecnología de conversión de energía que aprovecha directamente la energía cinética del flujo de agua, sin necesidad de embalses ni grandes diferencias de altura hidráulica. Debido a ello, presentan un impacto ambiental significativamente menor que el de las centrales hidroeléctricas convencionales.

Estas turbinas pueden instalarse en:

- Ríos.
- Canales de irrigación.
- Corrientes marinas.
- Estuarios.
- Sistemas de drenaje.

- Tuberías presurizadas.

La Figura 13 muestra la clasificación general de las turbinas hidrocinéticas.

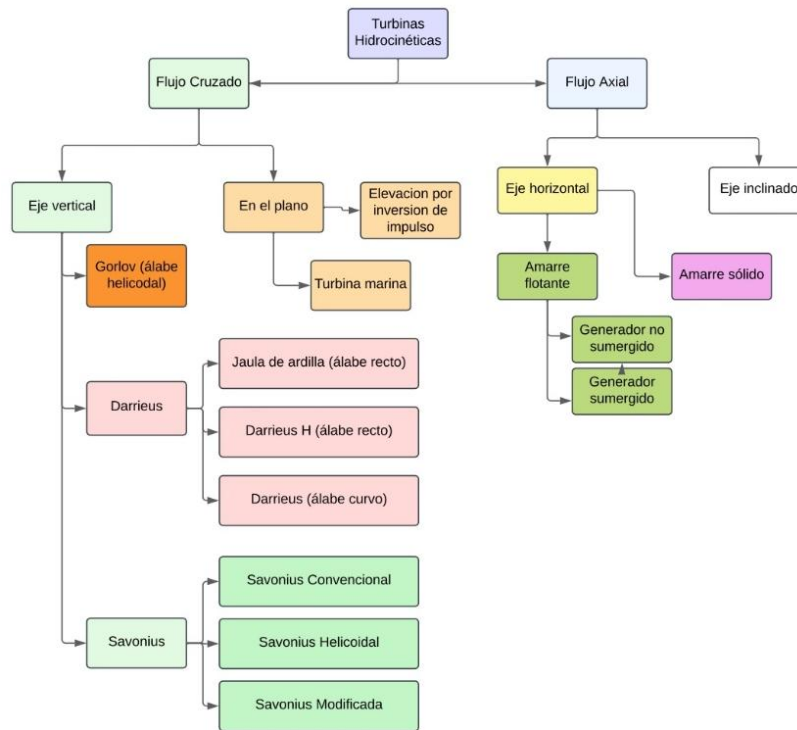


Figura 13. Clasificación de las turbinas hidrocinéticas [88].

Las HKT se clasifican principalmente de acuerdo con:

- Dirección del flujo
 - Turbinas de flujo axial.
 - Turbinas de flujo cruzado.
- Orientación del eje de rotación
 - Eje horizontal.
 - Eje vertical.
 - Eje inclinado.
 - Eje en el plano.

Dentro de las turbinas de eje vertical destacan dos grandes familias:

- El rotor Savonius opera bajo el principio de arrastre hidrodinámico. Se caracteriza por:
 - ✓ Alto par de arranque.
 - ✓ Capacidad para iniciar el movimiento con corrientes de baja velocidad.
 - ✓ Simplicidad mecánica y fácil construcción.
 - ✓ Menor eficiencia energética.
 - ✓ Funcionamiento estable y adecuado para aplicaciones de baja potencia.

- El rotor Darrieus funciona según el principio de sustentación hidrodinámica. Sus características principales son:
 - ✓ Mayor eficiencia en la conversión de energía.
 - ✓ Mayor velocidad de rotación.
 - ✓ Menor capacidad de autoarranque.
 - ✓ Diseño más complejo y mayores esfuerzos estructurales.
 - ✓ Mejor desempeño en corrientes de agua relativamente rápidas.

Las turbinas Savonius utilizadas en aplicaciones hidrocinéticas se clasifican adicionalmente en:

- SHKT (Turbina Hidrocinética Savonius);
- HSHKT (Turbina Hidrocinética Helicoidal Savonius);
- MSHKT (Turbina Hidrocinética Savonius Modificada).

En años recientes, estas tecnologías han sido integradas en los denominados Sistemas Hidroeléctricos en Tuberías (IHS, In-Pipe Hydropower Systems), orientados a recuperar la energía residual presente en las redes hidráulicas.

La Figura 14 muestra ejemplos de turbinas de flujo axial y de flujo cruzado.

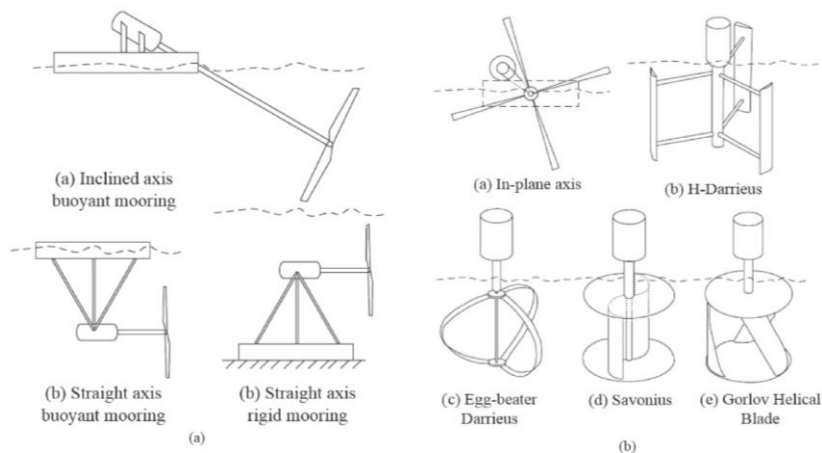


Figura 14. (a) Turbinas de flujo axial (b) Turbinas de flujo cruzado [23].

4.4. Elementos que conforman una turbina hidrocinética vertical Savonius con aplicación en tuberías.

Las turbinas hidrocinéticas de tipo Savonius para aplicaciones en tuberías están compuestas por diversos elementos mecánicos e hidráulicos que convierten la energía cinética del flujo en energía eléctrica.

La Figura 15 presenta un esquema general de una turbina hidrocinética de tipo Savonius instalada en una tubería. Asimismo, la Tabla 15 muestra la función principal de cada componente.

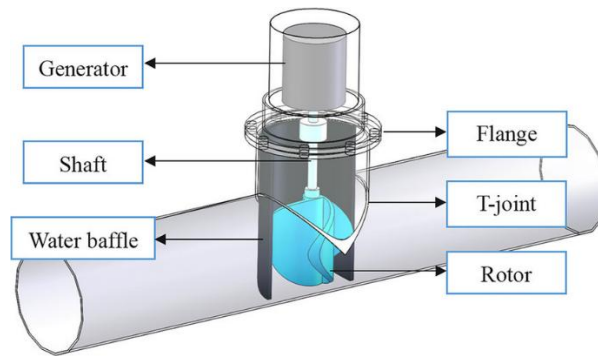


Figura 15. Turbina hidrocínética Savonius [102].

Tabla 15. Componentes y funciones principales de una turbina hidrocínética de tipo Savonius instalada en una tubería.

Componente	Función principal
Rotor Savonius	Captar energía cinética mediante fuerzas de arrastre
Álabes	Interactuar directamente con el flujo hidráulico
Flecha o eje	Transmitir el torque generado
Deflector	Redireccionar el flujo hacia el álabe de avance
Generador eléctrico	Convertir energía mecánica en energía eléctrica
Sistema de soporte	Mantener estabilidad estructural
Tubería	Confinar y dirigir el flujo hidráulico

Las turbinas de arrastre presentan ventajas importantes para aplicaciones en tuberías, tales como la capacidad de autoarranque, la operación estable a bajas velocidades, la facilidad de fabricación, el bajo costo y el mantenimiento reducido. No obstante, su desempeño energético suele verse limitado por diversos factores, entre los que se incluyen el torque negativo sobre el álabe de retorno, la generación de zonas de recirculación, las pérdidas por bloqueo hidráulico y la interacción desfavorable de estelas.

Por esta razón, numerosos estudios recientes se enfocan en estrategias orientadas a superar dichas limitaciones, destacándose la modificación geométrica de los álabes, la incorporación de deflectores, los arreglos múltiples, las configuraciones híbridas y la optimización mediante dinámica de fluidos computacional (CFD).

Además, los sistemas modernos incorporan sistemas de monitoreo y control que permiten supervisar variables como:

- Velocidad angular;
- Presión;
- Caudal;
- Potencia generada;
- Eficiencia hidráulica.

4.5. Arreglos de turbinas hidrocínéticas de eje vertical en tuberías

Una vez alcanzadas mejoras significativas en turbinas individuales, la investigación reciente se ha orientado al estudio de arreglos múltiples de turbinas hidrocínéticas con el propósito de incrementar la producción energética total del sistema.

Los arreglos más estudiados incluyen:

- Configuraciones en línea.
- Configuraciones tándem.
- Arreglos triangulares.
- Arreglos escalonados.
- Arreglos laterales.
- Configuraciones tipo cerco.

La Figura 16 muestra ejemplos de arreglos en línea de turbinas hidrocínéticas instaladas en tuberías.

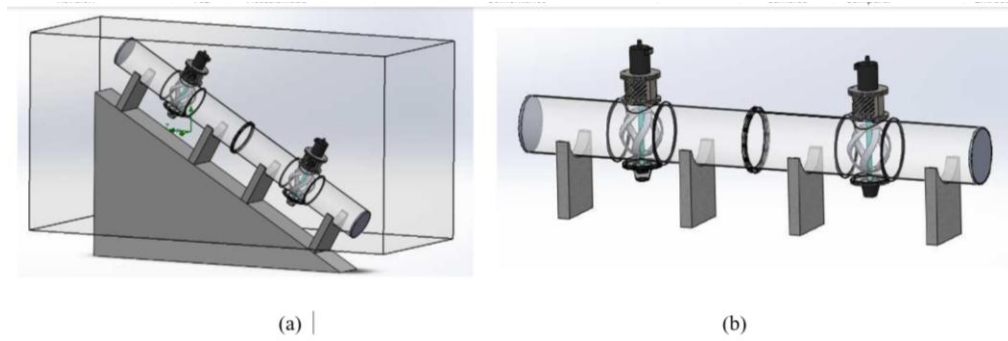


Figura 16. a) Dos turbinas esféricas de tipo sustentación instaladas dentro una tubería oblicua b) Dos turbinas esféricas de tipo sustentación instaladas dentro una tubería horizontal [85].

En sistemas confinados, la interacción entre turbinas modifica significativamente el comportamiento hidrodinámico debido a fenómenos como la recuperación de estela, la redistribución de presión, la aceleración local del flujo, la generación de vórtices, el incremento de turbulencias y los efectos de bloqueo. Uno de los parámetros más importantes en este tipo de configuración corresponde a la distancia de separación entre rotores, ya que influye directamente sobre el desempeño de la turbina aguas abajo, la recuperación energética del flujo, la caída de presión global y la estabilidad hidrodinámica del sistema.

La literatura reporta que pequeñas separaciones generan fuertes interacciones negativas debido al impacto de la estela de la turbina aguas arriba. En contraste, las separaciones excesivamente grandes reducen la compactación del sistema y disminuyen la viabilidad de la instalación en redes hidráulicas reales.

En consecuencia, el diseño óptimo de arreglos hidrocínéticos requiere considerar simultáneamente los parámetros mostrados en la Tabla 16.

Tabla 16. Parámetros a considerar en los arreglos de turbinas.

Parámetro	Influencia
Separación entre turbinas	Recuperación de flujo
Relación de bloqueo	Caída de presión
Geometría del rotor	Desempeño energético
Configuración del arreglo	Interacción hidrodinámica
Velocidad del flujo	Formación de estelas
Turbulencia	Pérdidas energéticas

Actualmente, el uso de simulaciones CFD transitorias y técnicas de optimización paramétrica constituye la principal herramienta para estudiar este tipo de sistemas, debido a la complejidad del comportamiento hidrodinámico involucrado.

4.6. Dinámica de fluidos computacional aplicada a turbinas hidrocineéticas

El análisis del comportamiento hidrodinámico de turbinas hidrocineéticas en flujo confinado requiere herramientas numéricas capaces de representar fenómenos complejos asociados a la turbulencia, la separación de flujo, la formación de vórtices y la interacción de estelas. En este contexto, la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) constituye una herramienta ampliamente utilizada para estudiar la distribución de velocidades, presión, energía cinética turbulenta y desempeño energético de turbinas hidrocineéticas.

Los flujos presentes alrededor de rotores hidrocineéticos se caracterizan por presentar elevados gradientes de velocidad, separación de flujo y un comportamiento caótico altamente no lineal. Debido a ello, la solución directa de las ecuaciones instantáneas de Navier–Stokes resulta computacionalmente costosa, especialmente en simulaciones transitorias de geometrías complejas y dominios confinados.

Como práctica alternativa, numerosos estudios emplean las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS, Reynolds-Averged Navier-Stokes), que permiten evaluar propiedades promedio del flujo turbulento mediante un enfoque estadístico temporal. Este método presenta ventajas importantes debido a su menor costo computacional, lo que permite el uso de mallas menos refinadas y mayores pasos de tiempo, manteniendo una precisión adecuada en aplicaciones de ingeniería hidráulica y de turbomáquinas.

El enfoque RANS se fundamenta en la evaluación de Reynolds, según la cual las variables instantáneas del flujo se expresan como la suma de un componente promedio y otra fluctuante turbulenta. Este análisis permite modelar estadísticamente los efectos de la turbulencia sobre el flujo medio sin resolver explícitamente todas las escalas turbulentas. La Figura 17 ilustra conceptualmente este proceso de análisis temporal del flujo turbulento.

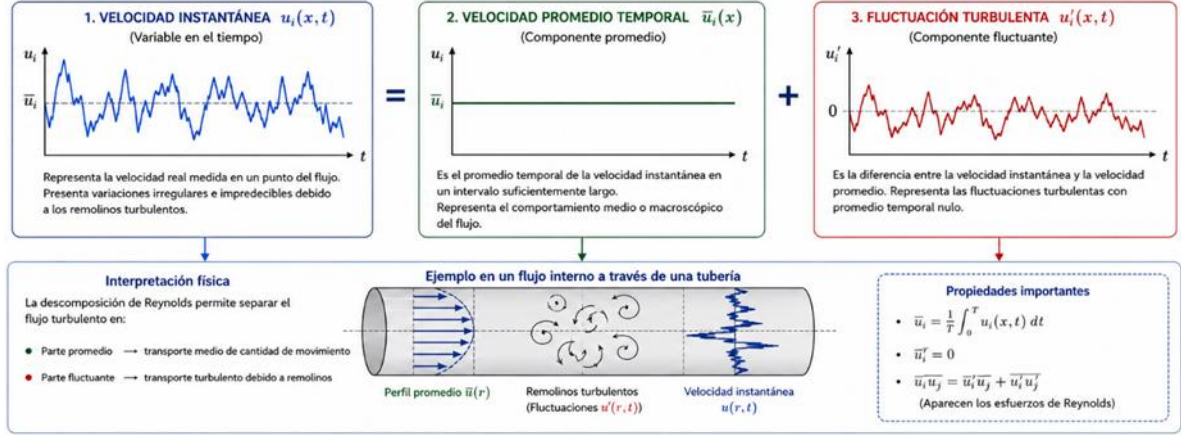


Figura 17. Descomposición de Reynolds de flujo turbulento.

4.6.1. Ecuaciones RANS

Las ecuaciones RANS se obtienen mediante el promedio temporal de las ecuaciones instantáneas de Navier–Stokes. La ecuación de continuidad promedio se expresa como:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

Mientras que la ecuación promedio de cantidad de movimiento puede escribirse como:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \rho \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} \quad (3)$$

Donde:

- $\bar{u}_i$ representa la velocidad promedio,
- u'_i corresponde a la componente fluctuante turbulenta,
- $\bar{P}$ es la presión promedio,
- ρ es la densidad del fluido,
- μ es la viscosidad dinámica del fluido.

El término adicional generado por el promediado temporal corresponde a los esfuerzos de Reynolds, los cuales representan el transporte turbulento de cantidad de movimiento:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} \quad (4)$$

4.6.2. Energía cinética turbulenta y esfuerzos de Reynolds

La energía cinética turbulenta (k) representa la energía asociada a las fluctuaciones turbulentas del flujo y constituye un parámetro fundamental para analizar la interacción hidrodinámica entre turbinas y la recuperación de estelas en arreglos múltiples.

La energía cinética turbulenta se define mediante:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (5)$$

Por otra parte, el tensor de esfuerzos de Reynolds puede expresarse mediante la hipótesis de viscosidad turbulenta de Boussinesq:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (6)$$

Donde μ_t representa la viscosidad turbulenta y S_{ij} corresponde al tensor de deformación promedio:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (7)$$

Estos parámetros son particularmente relevantes en el análisis de turbinas hidrocinéticas instaladas en tuberías, ya que permiten caracterizar regiones de separación de flujo, generación de vorticidad y degradación energética de aguas abajo del rotor.

En turbinas hidrocinéticas de eje vertical, el flujo aguas abajo del rotor presenta estructuras turbulentas complejas asociadas a la separación de flujo, la formación de vórtices y la generación de energía cinética turbulenta. Estos fenómenos modifican la recuperación de velocidad y afectan directamente el desempeño de las turbinas instaladas aguas abajo en arreglos múltiples. La Figura 18 muestra, de manera conceptual, la estructura típica de la estela turbulenta generada detrás de una turbina hidrocinética.

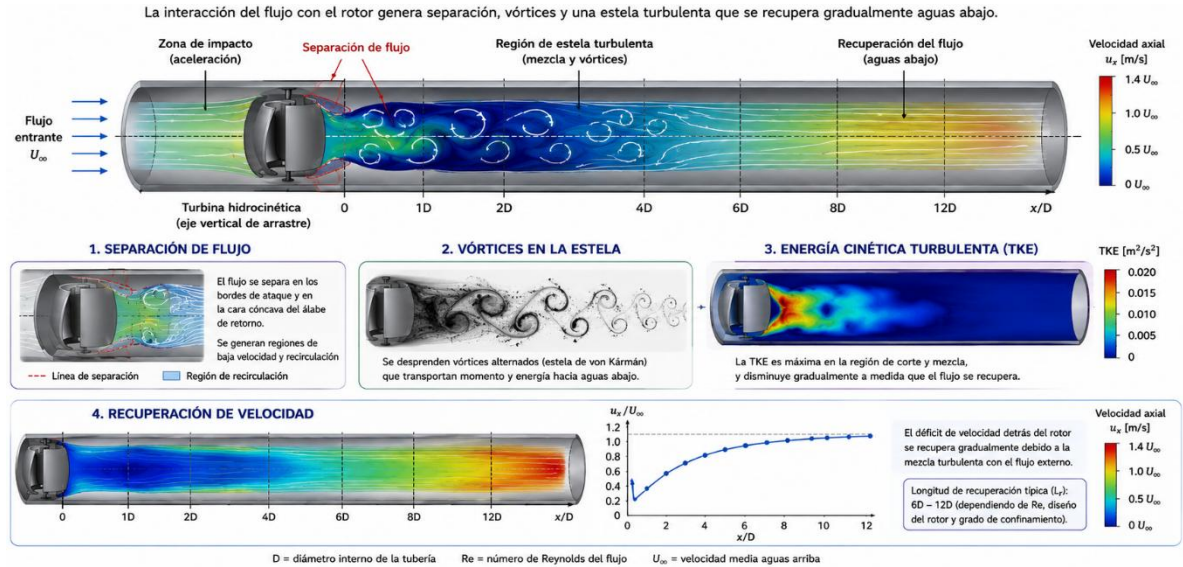


Figura 18. Estructura de estela turbulenta detrás de una turbina hidrocinética.

4.6.3. Modelo de turbulencia k- ω SST

Los modelos de turbulencia basados en RANS se utilizan ampliamente en aplicaciones de ingeniería debido a su equilibrio entre precisión y costo computacional. Entre ellos, el modelo k- ω

SST (Shear Stress Transport) es uno de los más utilizados en turbomáquinas hidráulicas y en flujos confinados.

Este modelo combina las ventajas de los modelos $k-\epsilon$ y $k-\omega$, permitiendo una predicción adecuada de regiones cercanas a la pared y una mejor representación de fenómenos de separación de flujo bajo gradientes adversos de presión.

Las ecuaciones de transporte del modelo $k-\omega$ SST se expresan mediante:

Ecuación de energía cinética turbulenta:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (8)$$

Ecuación de frecuencia específica de disipación:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_j)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (9)$$

Donde:

- k es la energía cinética turbulenta,
- ω representa la frecuencia específica de disipación,
- P_k corresponde al término de producción de turbulencia,
- μ_t es la viscosidad turbulenta,
- F_1 es la función de mezcla característica del modelo SST.

El modelo SST presenta un desempeño sobresaliente en regiones con altos gradientes de velocidad, separación de flujo e interacción de estelas, condiciones particularmente presentes en arreglos de turbinas hidrocínicas instaladas en tuberías.

Asimismo, su capacidad para representar adecuadamente fenómenos de flujo cercanos a la pared y zonas de recirculación la convierte en una herramienta adecuada para el análisis de la recuperación hidrodinámica y la optimización de la separación entre rotores.

Existen diferentes enfoques numéricos para modelar flujos turbulentos en aplicaciones hidrocínicas, que presentan distintos niveles de precisión y distintos requerimientos computacionales. Entre los más utilizados destacan los modelos RANS, LES (Large Eddy Simulación) y DNS (Direct Numerical Simulación). La selección del modelo depende del equilibrio entre la exactitud física, el tiempo de cálculo y la complejidad geométrica del problema. La Figura 19 presenta una comparación conceptual entre estos enfoques de modelado turbulento aplicados al análisis de turbinas hidrocínicas.

Los modelos de turbulencia difieren en la forma en que representan las estructuras turbulentas, la resolución espacial y temporal requerida, el costo computacional y su aplicabilidad en turbinas hidrocinéticas.			
ASPECTO	RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes)	LES (Large Eddy Simulation)	DNS (Direct Numerical Simulation)
IDEA PRINCIPAL	Resuelve el flujo promedio en el tiempo y modela todas las escalas turbulentas.	Resuelve las estructuras grandes de la turbulencia y modela las estructuras pequeñas.	Resuelve todas las escalas turbulentas directamente, sin modelado.
DESCRIPCIÓN DEL ENFOQUE	Se aplica un promedio temporal a las ecuaciones de Navier-Stokes y los efectos turbulentos se modelan mediante modelos de cierre (p. ej. $k-\omega$ SST).	Se filtran las ecuaciones de Navier-Stokes para resolver los remolinos grandes (resolvid) y modelar los remolinos pequeños (subgrid-scale, SGS).	Se resuelven directamente todas las escalas de turbulencia presentes en el flujo, desde las más grandes hasta las más pequeñas (escalas de Kolmogórov).
ESQUEMA CONCEPTUAL DE RESOLUCIÓN	 Todas las escalas modeladas	 Remolinos grandes (resueltos) Remolinos pequeños (modelados - SGS)	 Todas las escalas resueltas directamente
PRECISIÓN	☆☆☆☆☆ Baja a media	★★★★☆ Alta	★★★★★ Muy alta
COSTO COMPUTACIONAL	\$ Bajo	\$\$\$ Alto	\$\$\$\$\$ Muy alto
REQUERIMIENTOS NUMÉRICOS TÍPICOS	- Mallas relativamente gruesas ($10^6 - 10^8$ celdas) - Pasos de tiempo grandes - Recursos computacionales modestos	- Mallas finas ($10^8 - 10^9$ celdas) - Pasos de tiempo pequeños - Alta demanda de memoria y CPUs	- Mallas muy finas ($10^9 - 10^{11}$ celdas) - Pasos de tiempo muy pequeños - Demanda extrema de recursos computacionales
APLICACIÓN EN TURBINAS HIDROCINÉTICAS	 Predicción de desempeño global (potencia, torque, ΔP), diseño preliminar, estudios paramétricos y optimización de arreglos.	 Análisis detallado de estelas, interacción entre turbinas, separación de flujo y dinámica de vórtices.	 Investigación fundamental de mecanismos turbulentos, validación de modelos y estudios académicos.
VENTAJAS	✓ Bajo costo computacional ✓ Robusto y estable ✓ Adecuado para diseño de ingeniería	✓ Buena precisión en estructuras grandes ✓ Captura fenómenos transitorios importantes ✓ Mejor representación de estelas y separación	✓ Máxima precisión física ✓ Resuelve todas las escalas turbulentas ✓ No requiere modelos de cierre
LIMITACIONES	✗ Menor precisión en separación y flujos complejos ✗ Depende del modelo de turbulencia ✗ No captura estructuras transitorias detalladas	✗ Costo computacional alto ✗ Requiere mallas muy finas ✗ Modelado de submalla introduce incertidumbre	✗ Costo computacional extremadamente alto ✗ Inviabile para geometrías industriales ✗ Limitado a dominios y Re bajos
USO RECOMENDADO	Diseño preliminar, optimización paramétrica, análisis de sistemas completos y estudios de arreglos múltiples de turbinas.	Análisis avanzado de interacción de estelas, validación de modelos y casos donde la separación de flujo es crítica.	Investigación académica, validación fundamental de modelos y estudios a pequeña escala y números de Reynolds bajos.

LEYENDA

Nivel de precisión

☆☆☆☆☆ Muy bajo
 ☆☆☆☆ Bajo
 ☆☆☆ Medio
 ☆★★★★ Alto
 ☆★★★★★ Muy alto

Costo computacional

\$ Muy bajo
 \$\$\$ Bajo
 \$\$\$ Medio
 \$\$\$\$ Alto
 \$\$\$\$\$ Muy alto

Escala de turbulencia

Remolinos grandes (energía alta)
 Remolinos pequeños (energía baja)

NOTA: La elección del modelo depende del objetivo del estudio, la geometría, el número de Reynolds (Re) y los recursos computacionales disponibles.

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu}$$

ρ : densidad del fluido U : velocidad media D : diámetro característico μ : viscosidad dinámica

Figura 19. Comparación conceptual entre los modelos de turbulencia RANS, LENS y DNS.

5. Plan de trabajo

El desarrollo de la presente investigación requirió la implementación de una metodología estructurada y progresiva, orientada al análisis y la optimización de arreglos de turbinas hidrocinéticas de tipo arrastre instaladas en tuberías. El plan de trabajo se ejecuta en diferentes etapas que integran actividades de revisión bibliográfica, modelado geométrico, simulación numérica mediante dinámica de fluidos computacional (CFD), validación hidrodinámica y optimización paramétrica.

La secuencia metodológica propuesta permitió establecer un flujo de trabajo coherente para el estudio de la interacción entre turbinas hidrocinéticas en condiciones de flujo confinado, así como para la evaluación de variables relacionadas con el desempeño energético, la recuperación de estela y la distribución de la energía cinética turbulenta. Asimismo, se contempló el desarrollo progresivo de productos académicos y la actualización continua del estado del arte durante todo el período de investigación.

5.1. Metodología

La metodología para el desarrollo de la presente investigación se estructuró en tres etapas principales, organizadas de manera progresiva a lo largo de los cuatro semestres del programa de maestría. Cada etapa integra actividades de revisión bibliográfica, modelado geométrico, simulación numérica, validación computacional y optimización paramétrica, orientadas al análisis hidrodinámico de arreglos de turbinas hidrocinéticas de tipo arrastre instaladas en tuberías.

La Figura 20 presenta el esquema general de la metodología empleada. En ella se observa la distribución cronológica de las actividades desarrolladas en cada semestre, así como la relación entre las diferentes fases de investigación. De manera transversal, durante todo el proyecto se realizó una actualización continua del estado del arte y la redacción progresiva del documento de tesis.

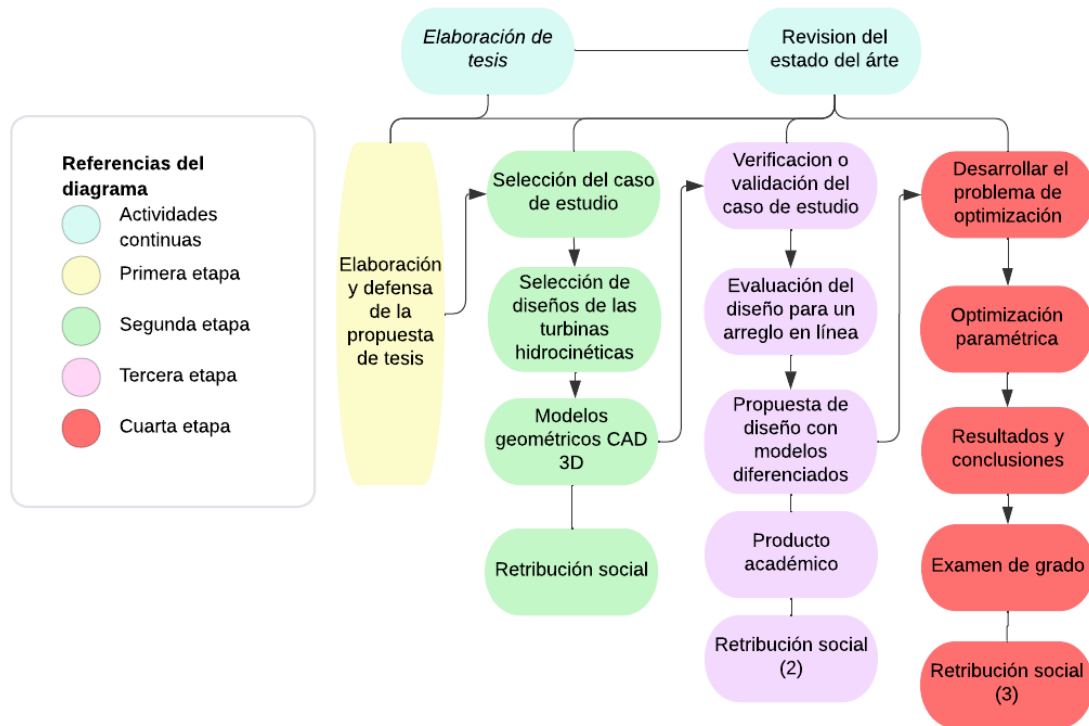


Figura 20. Metodología propuesta para el desarrollo del trabajo de investigación.

La metodología se divide en las siguientes etapas:

Etapas 1 y 2. Revisión bibliográfica y definición del caso de estudio

Durante la primera fase se llevó a cabo la revisión sistemática de la literatura sobre turbinas hidrocínéticas de eje vertical, dinámica de fluidos computacionales (CFD), arreglos múltiples de turbinas y metodologías de optimización paramétrica. Esta etapa permitió identificar los principales avances científicos, los vacíos de investigación y los criterios de diseño relevantes para aplicaciones hidrocínéticas en flujo confinado. Posteriormente, en la segunda etapa se define el caso de estudio y se desarrollaron los modelos geométricos CAD 3D de las turbinas hidrocínéticas seleccionadas.

Asimismo, se definieron las condiciones generales del problema de estudio, incluyendo:

- Selección de geometrías de turbinas.
- Condiciones de operación hidráulica.
- Dimensiones de la tubería.
- Parámetros hidrodinámicos de interés.
- Criterios de desempeño energético.

Etapas 3. Modelado geométrico y verificación numérica

En la tercera fase se generó el dominio computacional y se implementaron simulaciones CFD transitorias para analizar el comportamiento hidrodinámico de los rotores individuales y verificar la confiabilidad del modelo numérico.

Las simulaciones incluyeron:

- Generación de dominios computacionales.
- Discretización mediante mallas estructuradas y no estructuradas.
- Definición de condiciones de frontera.
- Selección del modelo de turbulencia $k-\omega$ SST.
- Análisis de independencia de malla.
- Evaluación de parámetros hidrodinámicos y energéticos.

Los resultados obtenidos se compararon con datos reportados en la literatura científica para validar el comportamiento del modelo computacional. La metodología específica empleada en esta etapa se resume en la Figura 21.

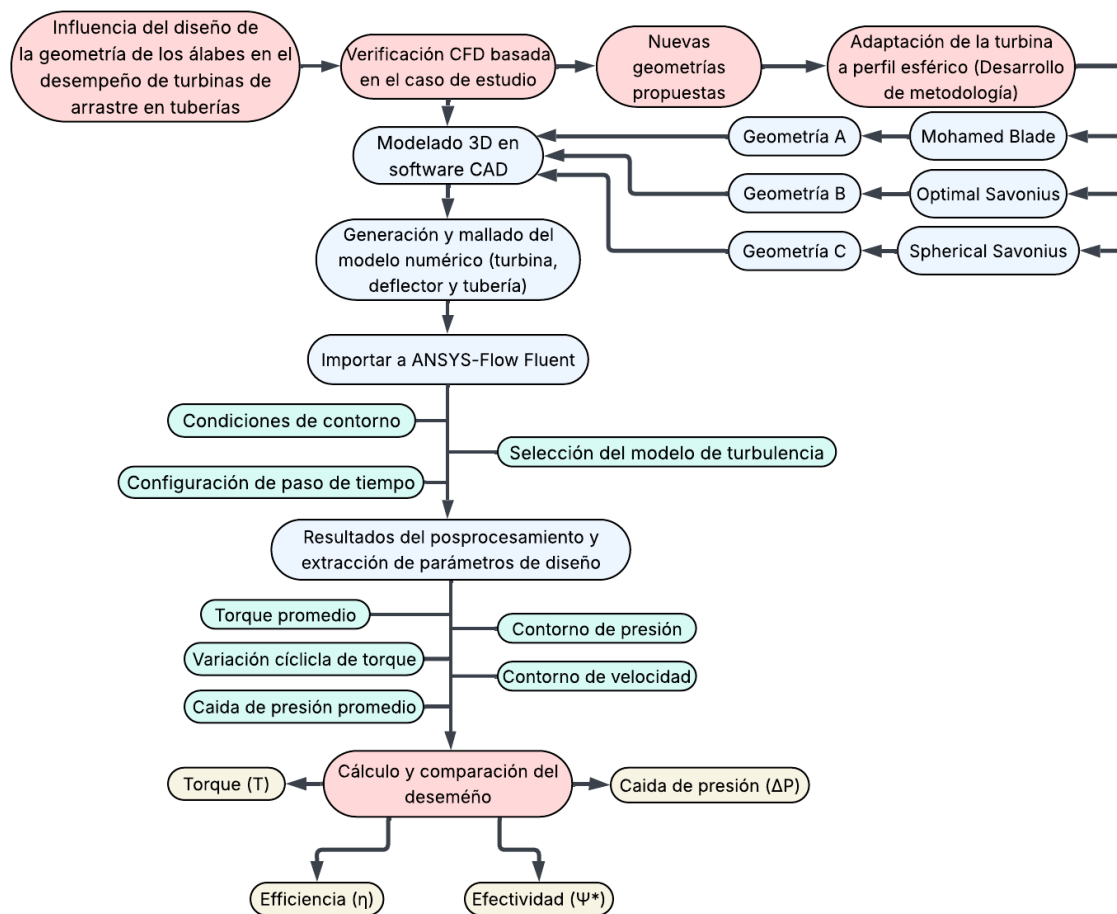


Figura 21. Verificación y evaluación del desempeño de turbinas individuales.

Etapla 4. Optimización paramétrica del arreglo hidrocínético

Durante la tercera y cuarta fase se realizó el análisis de arreglos múltiples de turbinas hidrocínéticas instaladas en línea en tuberías. Esta etapa se enfocó en evaluar la interacción hidrodinámica entre rotores, el comportamiento de las estelas turbulentas y el efecto de la separación entre turbinas sobre el desempeño energético global del sistema.

Para ello, se implementó una metodología de Diseño de Experimentos (DoE) basada en el método de Taguchi, lo que permitió reducir el número de simulaciones necesarias y explorar de manera eficiente el espacio de diseño.

Las variables consideradas incluyen:

- Distancia de separación entre rotores;
- Configuraciones geométricas diferenciadas;
- Condiciones de velocidad de flujo;
- Parámetros de desempeño energético.

Posteriormente, se analizaron variables de respuesta como:

- Coeficiente de potencia;
- Recuperación de velocidad;
- Distribución de presión;
- Energía cinética turbulenta (TKE).

Finalmente, se determinaron los ajustes óptimos del arreglo hidrocínético y se evaluó su desempeño mediante simulaciones CFD. La metodología general empleada en el proceso de optimización se presenta en la Figura 22.

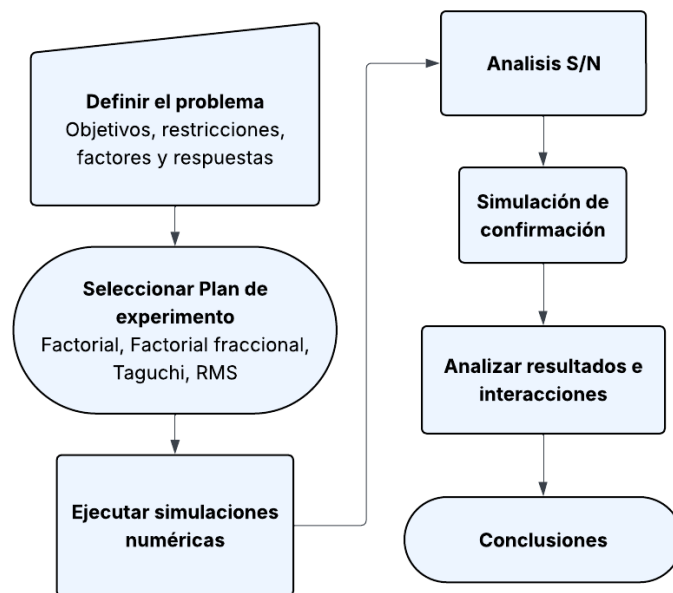


Figura 22. Metodología del diseño de experimentos aplicada para la optimización del arreglo de turbinas hidrocínéticas

5.2. Cronograma

El cronograma de actividades del proyecto de investigación se estructuró considerando la duración oficial del programa de maestría y la secuencia lógica del desarrollo metodológico de la tesis. Las actividades se distribuyeron a lo largo de cuatro semestres académicos, integrando tareas de revisión bibliográfica, modelado CAD, simulación CFD, optimización paramétrica y redacción científica.

Durante el primer año se priorizó la revisión del estado del arte, la definición del problema de investigación y la selección de las geometrías hidrocínéticas de estudio. Posteriormente, se desarrollaron los modelos computacionales y se validaron numéricamente los casos base mediante simulaciones CFD transitorias.

En las etapas finales del proyecto se llevaron a cabo la evaluación de múltiples arreglos de turbinas hidrocínéticas, la aplicación de metodologías de optimización paramétrica basadas en el diseño de experimentos y el análisis integral de los resultados obtenidos.

De manera paralela, durante todo el período de investigación se realizó la escritura continua de la tesis, la actualización bibliográfica y la generación de productos académicos derivados del trabajo desarrollado.

La Tabla 17 presenta el cronograma general de actividades propuesto para el desarrollo de la investigación.

Tabla 17. Cronograma de actividades

ACTIVIDAD	Sep-24	Oct-24	Nov-24	Dic-24	Ene-25	Feb-25	Mar-25	Abr-25	May-25	Jun-25	Jul-25	Ago-25	Sep-25	Oct-25	Nov-25	Dic-25	Ene-26	Feb-26	Mar-26	Abr-26	May-26	Jun-26	Jul-26	Ago-26
Revisión y actualización del estado del arte	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒			
Elaboración y defensa de la propuesta de tesis	☒	☒	☒	☒																				
Retribución social								☒				☒			☒		☒	☒	☒					
Producto académico															☒									
Selección de diseños de las turbinas hidrocinéticas					☒	☒	☒																	
Elección del caso de estudio					☒	☒	☒																	
Modelos geométricos CAD 3D								☒	☒	☒														
Verificación o validación del caso de estudio										☒	☒	☒												
Evaluación del diseño para un arreglo en línea															☒									
Propuesta de diseño con modelos diferenciados														☒	☒									
Establecer parámetros y desarrollar el problema de optimización																☒	☒							
Aplicar la optimización paramétrica																		☒	☒					
Resultados y conclusiones																								
Escritura de tesis.	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒	☒			
Examen de grado																						☒	☒	☒

6. Caso de estudio

Para el desarrollo de la presente investigación se seleccionó como caso de estudio el artículo titulado “*Study of blade type effect on the performance of drag-based in-pipe hydro-turbines for Improvement Energy Harvesting*”, publicado por Hasanzadeh et al. (2024) [103]. Este trabajo analiza el comportamiento hidrodinámico y energético de tres turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre instaladas en una tubería, considerando diferentes configuraciones geométricas de los álabes y condiciones de operación representativas de sistemas hidráulicos reales.

La selección de este caso de estudio responde a diversos criterios de pertinencia científica, metodológica y tecnológica, los cuales lo convierten en una referencia adecuada para los objetivos planteados en la presente tesis. En primer lugar, el estudio se enfoca en turbinas hidrocínéticas que operan en flujo confinado en tuberías, lo cual coincide directamente con el contexto de aplicación de esta investigación. Este enfoque resulta particularmente relevante para sistemas de recuperación de energía cinética distribuidas en redes hidráulicas urbanas e industriales, donde se busca aprovechar la energía cinética del flujo sin requerir modificaciones significativas en la infraestructura existente.

Otro aspecto relevante es que el artículo desarrolla un análisis comparativo de distintos diseños de rotores de arrastre, lo que permite identificar las configuraciones geométricas con mejor desempeño energético e hidrodinámico. Esta característica proporciona una base técnica sólida para la selección de las geometrías de referencia que posteriormente se utilizarán en el modelado CAD 3D y en la evaluación de múltiples arreglos de turbinas hidrocínéticas.

Asimismo, el estudio implementa simulaciones numéricas mediante dinámica de fluidos computacionales (CFD), considerando condiciones de operación realistas en tuberías de 100 mm de diámetro y velocidades de flujo inferiores a 1.5 m/s. Estas condiciones son consistentes con aplicaciones de pequeña escala orientadas a sistemas de abastecimiento de agua, redes hidráulicas descentralizadas y al aprovechamiento energético en tuberías de distribución.

Desde el punto de vista metodológico, el trabajo presenta de manera clara las etapas de modelado geométrico, generación de malla, definición de condiciones de frontera, selección del modelo de turbulencia y evaluación de parámetros hidrodinámicos. Esta estructura metodológica facilita la reproducción computacional del caso base y permite establecer una referencia confiable para la validación de los modelos numéricos desarrollados en esta tesis.

Finalmente, debido a su carácter reciente y a su enfoque aplicado a sistemas hidrocínicos de flujo confinado, el trabajo de Hasanzadeh et al. (2024) constituye un referente actual en el área de investigación de turbinas hidrocínéticas instaladas en tuberías. En consecuencia, proporciona una plataforma adecuada para el análisis posterior de arreglos múltiples, la interacción de estelas y la optimización paramétrica de la separación entre rotores, objetivos centrales de la presente investigación.

7. Propuestas en el diseño de las turbinas hidrocínéticas

Con el propósito de desarrollar un análisis comparativo y proponer configuraciones mejoradas para arreglos en línea de turbinas hidrocínéticas tipo arrastre en tuberías, se seleccionaron estratégicamente seis geometrías de rotor reportadas en la literatura especializada por presentar desempeños hidrodinámicos sobresalientes. Se considera tanto la diversidad geométrica de los álabes como su viabilidad de implementación en sistemas hidrocínicos confinados, en particular en tuberías presurizadas de pequeño diámetro.

La elección de las configuraciones se fundamentó en los principales hallazgos identificados durante la revisión del estado del arte, especialmente aquellos relacionados con:

- Incremento del coeficiente de potencia;
- Mejora del torque de arranque;
- Reducción de pérdidas hidrodinámicas;
- Estabilidad operativa en flujo confinado;
- Compatibilidad geométrica con sistemas de tuberías.

Además, se determinan criterios de selección para homogeneizar las configuraciones analizadas y garantizar condiciones comparables en las simulaciones numéricas. En consecuencia, únicamente se considerarán turbinas que cumplan con las siguientes características:

- Turbinas de tipo arrastre;
- Configuración de dos álabes;
- Geometría adaptable a la configuración esférica para aplicaciones en tuberías.

7.1. Geometrías seleccionadas a partir de la literatura especializada

Tres de las configuraciones seleccionadas corresponden a las propuestas desarrolladas por Hasanzadeh et al. [103] las cuales destacan por su elevado desempeño energético y su capacidad para operar a diferentes velocidades de flujo en sistemas confinados. Estas geometrías corresponden a los diseños denominados S-Shaped, Semi-Elliptic y Bach, mostrados en la Figura 23.

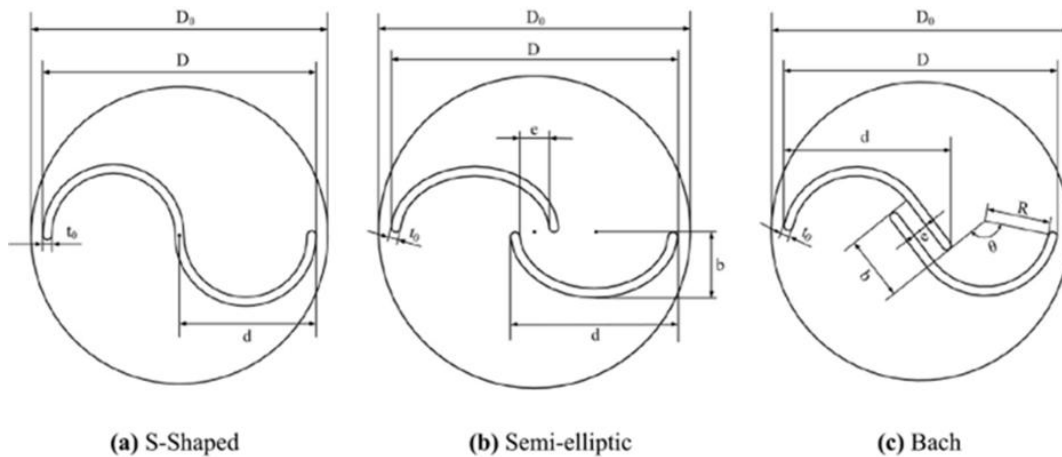


Figura 23. Sección transversal de los álabes de las turbinas propuestas por Hasanzadeh et al. [103].

Con el objetivo de ampliar la diversidad geométrica y evaluar configuraciones tridimensionales avanzadas, se incorporó el diseño Spherical Savonius, desarrollado por Murai *et al.* (2024) [104], denominada “*Spherical Savonius*”, originalmente utilizada para sistemas de gasoductos. Esta configuración incorpora una curvatura esférica tridimensional con relación de aspecto igual a 1 y una relación de superposición de 0,3, obtenida mediante análisis paramétrico. La geometría propuesta se muestra en la Figura 24.

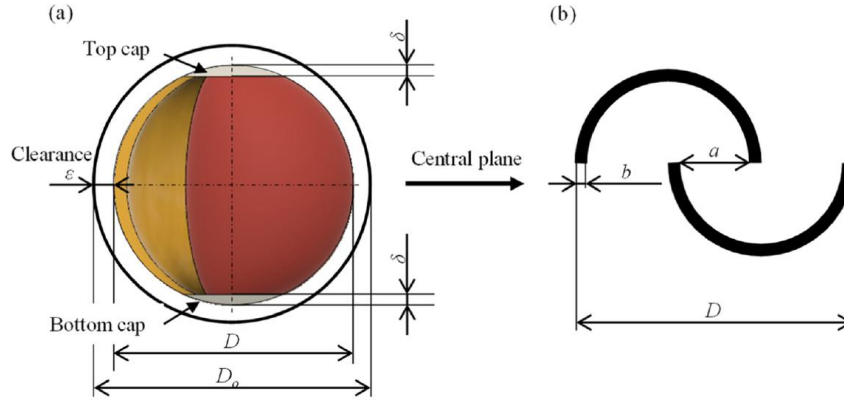


Figura 24. Spherical Savonius (a) estructura alrededor del eje de rotación y (b) sección transversal de los álabes en el plano central [104].

Por otra parte, el diseño denominado “*Optimal Savonius*”, desarrollado por Zhang *et al.* (2017) [35], corresponden a una geometría optimizada mediante una curva polinómica de segundo orden expresada en coordenadas polares. El proceso de optimización combina simulaciones transitorias bidimensionales CFD, superficies de respuesta de tipo Kriging y algoritmos de optimización por enjambre de partículas (PSO). Como resultado, se obtuvo un perfil tipo “gancho”, definido mediante:

$$y = a_2 x^2 - a_1 x + 0.25 - (\pi/2)^2 a_2 \quad (10)$$

Donde $a_2 = 0.017902$ y $a_1 = 0.039233$.

Esta geometría incrementó el coeficiente de potencia un 6% y redujo el peso un 17.9% frente al diseño clásico.

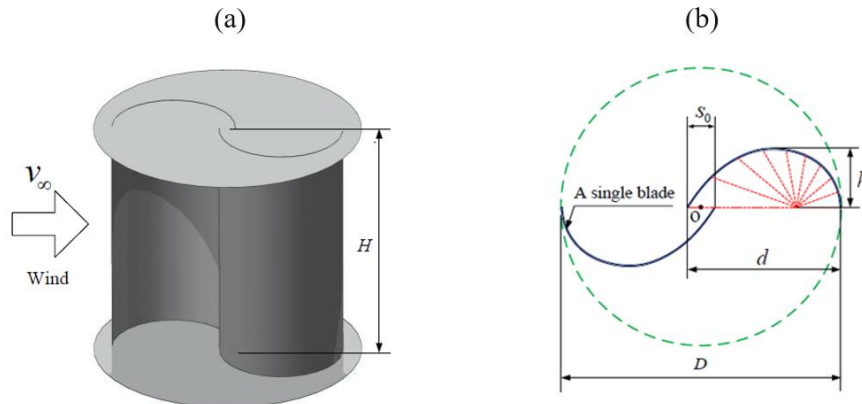


Figura 25. (a) Turbina eólica Savonius y (b) Plano central de la turbina Optimal Savonius.

Finalmente, se incorporó el diseño “*Mohamed’s Blade*”, validado por Ramadan *et al.* [57]. Se trata de una turbina que se emplea en un canal de agua y se destaca por su perfil optimizado mediante puntos de control, lo que permite una mejora significativa en el coeficiente de potencia en comparación con configuraciones tradicionales del tipo Savonius. Este diseño ha demostrado mejoras importantes en el coeficiente de potencia respecto a rotores Savonius tradicionales, particularmente debido a una mejor distribución de presiones entre el álabe de avance y el álabe de retorno.

El diseño favorece el incremento del torque positivo y reduce el torque negativo asociado al retorno del flujo, especialmente cuando se emplean junto con sistemas deflectores. La configuración geométrica se muestra en la Figura 26.

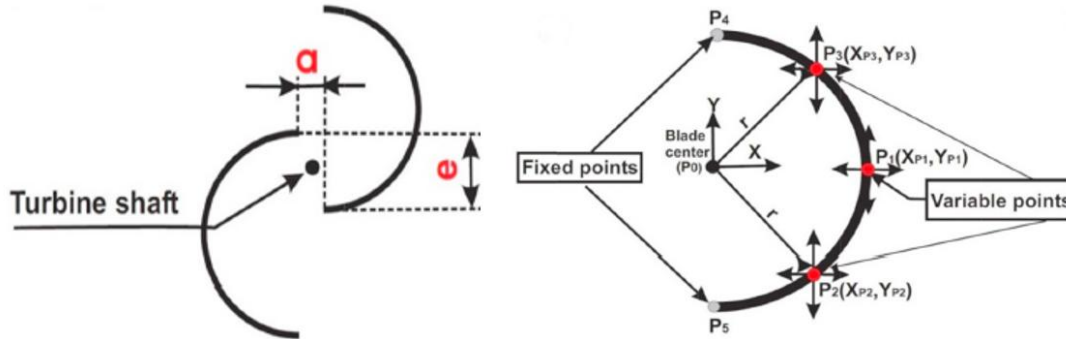


Figura 26. Configuración de parámetros del álabe Mohamed [62].

7.2. Fundamentos geométricos y restricciones de confinamiento.

El diseño de turbinas hidrocínicas de tipo arrastre para aplicaciones en tuberías está condicionado principalmente por el confinamiento geométrico impuesto por el diámetro interno del conducto. Esta restricción influye directamente en el tamaño del rotor, la relación de bloqueo y las características hidrodinámicas del flujo interno.

A diferencia de las turbinas Savonius convencionales que operan en flujo libre, las instaladas en tuberías deben diseñarse con una integración geométrica precisa con el conducto hidráulico, evitando obstrucciones excesivas que puedan generar pérdidas de presión significativas o comprometer la estabilidad del sistema operativo.

En este contexto, el objetivo fundamental del confinamiento consiste en [105]:

- Limitar las pérdidas de carga hidráulica.
- Mantener condiciones adecuadas de transferencia de torque.
- Garantizar la rotación estable del rotor.
- Preservar el funcionamiento normal de la red hidráulica.

Gran parte de las investigaciones previas desarrollan rotores mediante el diseño individual de configuraciones de álabes en software CAD. Este enfoque, aunque funcional, limita la reproducibilidad de los diseños y dificulta la comparación sistemática del impacto de los parámetros geométricos. Para superar esta limitación, en el presente trabajo se emplea un enfoque algebraico paramétrico para definir rotores esféricos de arrastre.

Dicho enfoque permite un control preciso sobre el diámetro del álabe, la relación de aspecto y el espacio libre entre el álabe y la pared de la tubería, manteniendo un diámetro de tubería constante y asegurando la consistencia geométrica entre diferentes configuraciones.

De acuerdo con los lineamientos establecidos por Payambarpour *et al.* (2020) [73], la altura del rotor, H , se define como una proporción del diámetro de la turbina (D), con el fin de equilibrar la factibilidad estructural y la compatibilidad hidráulica:

$$H = 0.7 \cdot D \quad (11)$$

Para configuraciones esféricas, el diámetro proyectado del álabe en cada posición vertical debe satisfacer la condición geométrica de confinamiento propuesta originalmente por Wang *et al.* (2024) [32]:

$$D_i = \sqrt{D_0^2 - 4(h_i)^2} \quad (12)$$

Donde:

D_i corresponde al diámetro local del rotor;
 D_0 es el diámetro interno de la tubería;
 h_i representa la posición vertical considerada.

Esta relación garantiza la compatibilidad geométrica entre el rotor esférico y la tubería cilíndrica en todas las secciones transversales.

Los parámetros geométricos principales empleados en el diseño de las turbinas esféricas se muestran esquemáticamente en la Figura 27.

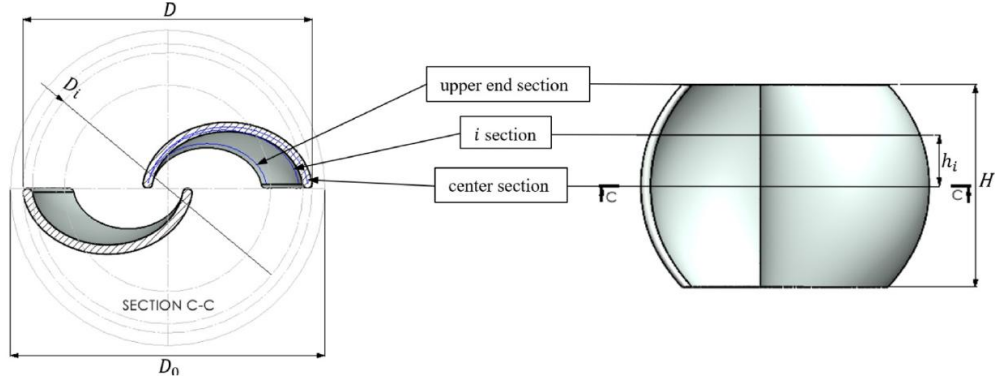


Figura 27. Parámetros geométricos aplicados a las turbinas esféricas.

Para facilitar la generación reproducible de configuraciones de álabes, se han desarrollado las siguientes relaciones paramétricas. El diámetro efectivo del álabe a lo largo de la altura del rotor se define como:

$$d_i = \frac{D_i}{D_0} d_c + t_0 \quad (13)$$

Donde:

$$d_c = d - t_0 \quad (14)$$

De forma análoga, el parámetro de traslape del álabe se expresa como:

$$b_i = \frac{D_i}{D_0} b_c + t_0 \quad (15)$$

donde:

$$b_c = b - t_0 \quad (16)$$

En estas expresiones, d denota el diámetro nominal del álabe, b la distancia de traslape nominal y t_0 el espesor del álabe. Este escalado proporcional garantiza la similitud geométrica a lo largo del perfil esférico, al mismo tiempo que asegura la compatibilidad con el confinamiento impuesto por la tubería.

Las variables de diseño geométrico independientes que gobiernan la configuración del rotor son:

- El diámetro interno de la tubería (D_0).
- El diámetro de la turbina (D).
- La altura del rotor (H), el espesor del álabe (t_0).
- El diámetro del álabe (d).
- El claro de punta del álabe (e).
- La holgura (ε).
- El traslape del álabe (b).

La representación esquemática de estos parámetros se muestra en la Figura 28.

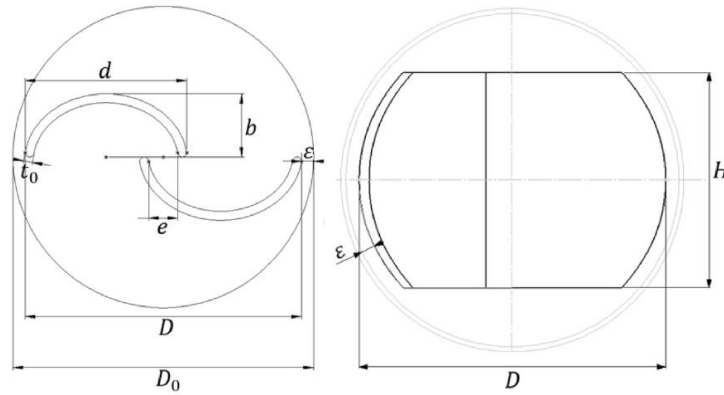


Figura 28. Vista de sección transversal y vista lateral de la turbina esférica en tubería.

La holgura entre el borde del álabe y la pared de la tubería, denotado como ε , se ha establecido en 4 mm [30]. Este valor ha sido seleccionado para optimizar la ganancia de torque, limitando la resistencia al flujo y previniendo un bloqueo excesivo, lo que a su vez mejora la integridad estructural del conjunto y la seguridad operativa del sistema hidráulico.

7.3. Inclusión de deflector

Una de las principales limitaciones de las turbinas de arrastre en tuberías es el torque generado por el álabe de retorno, que disminuye el torque neto disponible y reduce el desempeño energético global del sistema.

Diversas investigaciones han demostrado que la incorporación de deflectores constituye una estrategia efectiva para mitigar este fenómeno, mediante la redistribución del flujo incidente hacia el álabe de avance [76].

En la presente tesis se implementa un deflector con geometría tipo ojo (*eye-shaped*), cuyas dimensiones principales se muestran en la Figura 31.

Este deflector presenta una altura de 30 mm (x) y un ángulo en el vértice de 20° (γ), reduciendo el área de paso del flujo en un 30%. Su función es redirigir el flujo hacia el álabe de avance, incrementando el torque positivo, y desviar el flujo del álabe de retorno, reduciendo el torque negativo.

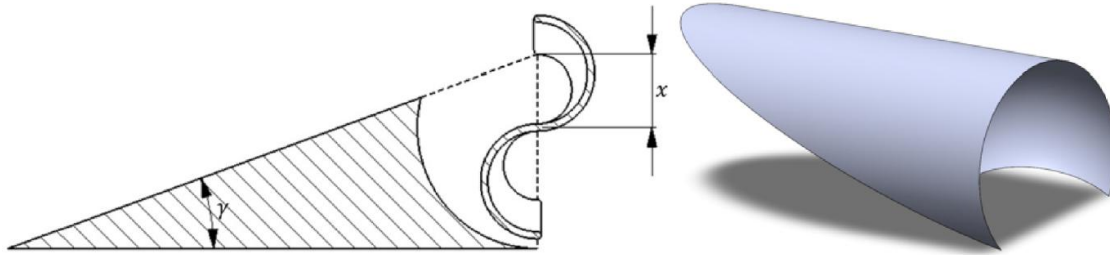


Figura 29. Corte transversal y modelo CAD 3D del deflector tipo ojo

Cabe destacar que, hasta el momento, no se han identificado investigaciones orientadas al análisis de arreglos múltiples de turbinas hidrocínéticas en tuberías que utilizan un deflector optimizado con estas características geométricas. En consecuencia, la incorporación de este elemento constituye una de las principales aportaciones originales de la presente tesis.

8. Propuestas en el diseño de las turbinas hidrocínéticas

El marco algebraico paramétrico desarrollado en la sección anterior permite generar de forma sistemática y consistente geometrías tridimensionales de turbinas hidrocínéticas esféricas, reduciendo significativamente los errores asociados a procedimientos manuales convencionales de diseño asistido por computadora (CAD). Una de las principales ventajas de este enfoque radica en que todas las configuraciones geométricas se construyen a partir de los mismos principios matemáticos y de las mismas restricciones paramétricas, lo que garantiza la uniformidad geométrica y permite realizar comparaciones hidrodinámicas objetivas entre diferentes perfiles de álabe.

Esta consistencia resulta fundamental para aislar adecuadamente el efecto de la geometría del rotor respecto a otras variables de diseño, tales como:

- Diámetro de la tubería;
- Relación de bloqueo;
- Altura del rotor;
- Holgura rotor-pared;
- Condiciones de confinamiento hidráulico.

A diferencia de diversos métodos reportados en la literatura, los cuales generalmente se limitan a rotores continuos con geometrías convencionales tipo “S”, la metodología algebraica desarrollada

en esta investigación permite generar configuraciones de álabes discontinuos y con traslape variable, específicamente concebidas para aplicaciones en flujo confinado dentro de tuberías.

Esta capacidad adquiere especial relevancia debido a que el traslape entre álabes constituye uno de los parámetros geométricos más influyentes sobre:

- El torque neto generado;
- La interacción hidrodinámica entre álabes;
- La formación de regiones de recirculación;
- La redistribución de presión alrededor del rotor;
- El desempeño energético global de la turbina.

En consecuencia, una parametrización geométrica resulta esencial para el desarrollo de ajustes optimizados orientados a maximizar la extracción de energía en condiciones de confinamiento hidráulico.

La Figura 30 muestra los seis perfiles de álabe seleccionados y generados mediante el método algebraico paramétrico desarrollado en el presente trabajo. Cada configuración representa una estrategia geométrica distinta para modificar la interacción del flujo con el rotor y evaluar su influencia en el desempeño hidrodinámico de la turbina.

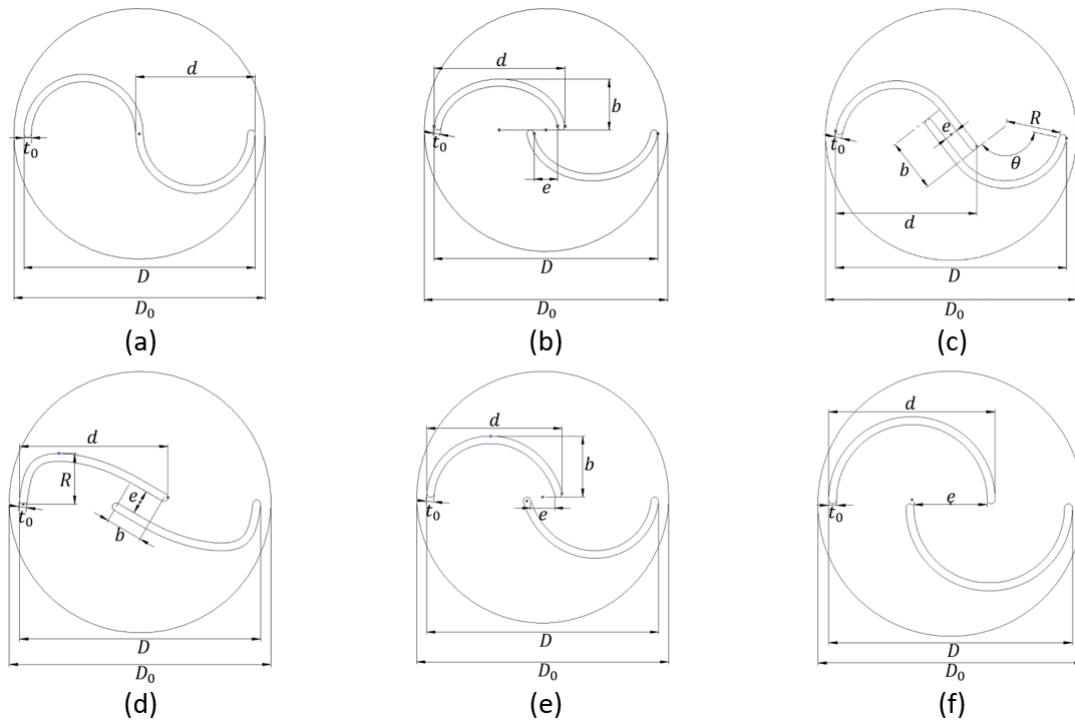


Figura 30. Perfiles de álabe de las turbinas hidrocínicas esféricas analizadas: (a) S-Shaped, (b) Semi-Elliptic, (c) Bach, (d) Propuesta A, (e) Propuesta B, (f) Propuesta C.

Con el propósito de establecer condiciones homogéneas de comparación entre configuraciones, todas las geometrías fueron desarrolladas manteniendo constante el diámetro interno de la tubería y conservando relaciones geométricas compatibles con las restricciones de confinamiento hidráulico.

La Tabla 18 resume los principales parámetros geométricos asociados a cada perfil de álabe analizado. Entre ellos destacan:

- Diámetro de la tubería (D_0).
- Diámetro del rotor (D).
- Diámetro del álabe (d).
- Distancia de traslape (e).
- Claro de punta (b).
- Radio de curvatura (R).
- Espesor del álabe (t_0).
- Altura total del rotor (H).

Estas variables permiten caracterizar cuantitativamente las diferencias geométricas entre configuraciones y constituyen los parámetros base para el análisis CFD posterior.

Tabla 18. Parámetros geométricos de los perfiles de álabe analizados.

Perfil	D_0 (mm)	D (mm)	d (mm)	e (mm)	b (mm)	R (mm)	θ (°)	t_0 (mm)	H (mm)
S-shaped	100	92	47.5	—	—	—	—	3	64.4
Semi-elliptic	100	92	53.8	9.6	18	—	—	3	64.4
Bach	100	92	53.75	5.2	21.2	21.16	135	3	64.4
Propuesta A	100	92	56.69	9.29	14.06	19.43	—	3	64.4
Propuesta B	100	92	53.64	9.49	24.29	—	—	3	64.4
Propuesta C	100	92	62.72	27.6	—	—	—	3	84

La implementación de este enfoque algebraico-paramétrico resulta altamente compatible con plataformas comerciales de diseño CAD y de simulación CFD, lo que permite automatizar parcialmente la construcción geométrica y facilitar la modificación sistemática de los parámetros durante los procesos de optimización.

Además, este enfoque mejora considerablemente la reproducibilidad del proceso de diseño, permitiendo:

- Generar configuraciones geométricas comparables;
- Reducir inconsistencias dimensionales;
- Acelerar los procesos de modelado;
- Integrar metodologías de optimización paramétrica;
- Facilitar futuras aplicaciones de la inteligencia artificial y de modelos sustitutos.

La Figura 31 presenta los modelos CAD tridimensionales resultantes de aplicar el método paramétrico desarrollado a cada una de las configuraciones seleccionadas.

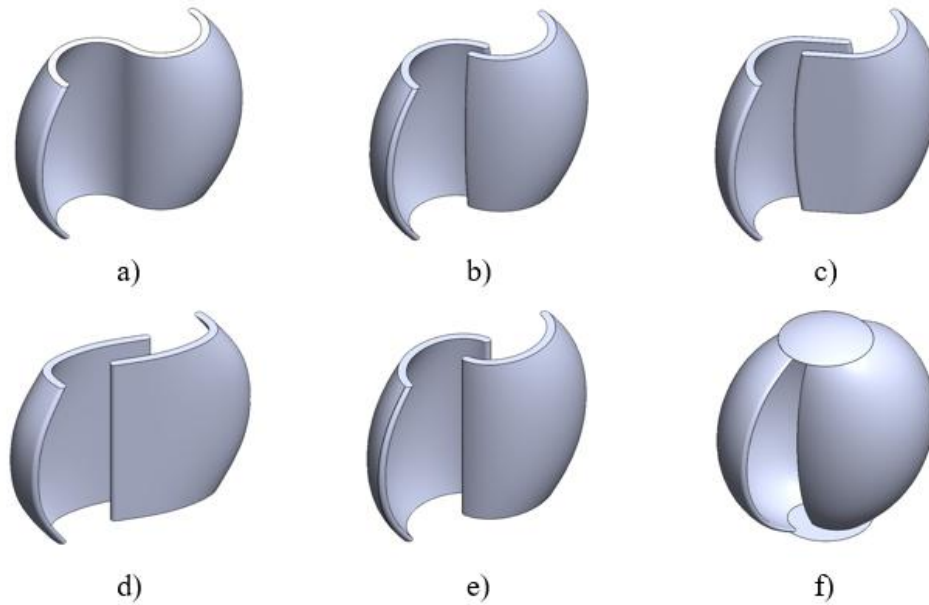


Figura 31. Modelos CAD 3D de las turbinas hidrocinéticas: a) S-shaped, b) Semi-elliptic, c) Bach, d) Geometría A, e) Geometría B, f) Geometría C.

Los modelos CAD generados constituyen la base geométrica para el posterior desarrollo de simulaciones CFD transitorias, permitiendo analizar el comportamiento hidrodinámico de cada configuración bajo condiciones de flujo confinado, así como evaluar fenómenos asociados a la generación de par, la distribución de presión, la formación de vorticidad, la recuperación de estela y la interacción turbulenta entre rotores. Asimismo, estas geometrías servirán de base para la construcción de arreglos múltiples de turbinas hidrocinéticas y para el análisis posterior de la interacción hidrodinámica entre rotores instalados en línea en tuberías.

9. Verificación del caso de estudio

Antes de proceder al análisis comparativo de las diferentes configuraciones de turbinas hidrocinéticas propuestas en esta investigación, resulta indispensable verificar la capacidad predictiva del modelo numérico empleado. La confiabilidad de los resultados obtenidos mediante Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) depende directamente de que el modelo sea capaz de reproducir adecuadamente el comportamiento físico reportado en estudios previamente validados.

En el presente trabajo, la verificación se realizó con base en el estudio de Hasanzadeh et al.[103], seleccionado como caso de estudio debido a la similitud de sus condiciones operativas y de sus características geométricas, así como a su aplicación en turbinas hidrocinéticas de tipo arrastre instaladas en tuberías. El proceso de verificación consistió en reproducir las condiciones de frontera y los parámetros de simulación reportados por los autores, para posteriormente comparar variables de desempeño tales como el par instantáneo, el par promedio y la eficiencia hidráulica.

La concordancia entre los resultados obtenidos y los valores reportados en la literatura se evaluó mediante indicadores estadísticos ampliamente utilizados en la validación numérica, incluidos el Error Cuadrático Medio (RMSE), el Error Cuadrático Medio Normalizado (NRMSE) y el Error Relativo Medio. Este procedimiento permite cuantificar objetivamente la precisión del modelo y

evaluar su idoneidad para analizar configuraciones geométricas alternativas y arreglos múltiples de turbinas hidrocinéticas en condiciones de flujo confinado.

Una vez verificada la capacidad predictiva del modelo CFD, este puede emplearse con confianza para evaluar el comportamiento hidrodinámico y energético de las configuraciones propuestas en la presente tesis.

9.1. Verificación del modelo numérico

Con el fin de garantizar la precisión y la confiabilidad de las simulaciones numéricas desarrolladas en esta investigación, se verificó el modelo CFD utilizando como referencia la turbina Bach reportada por Hasanzadeh et al. [103]. La verificación se llevó a cabo reproduciendo las condiciones de operación y frontera utilizadas en el estudio original, comparando posteriormente las variables de desempeño obtenidas con los resultados publicados.

Las condiciones de frontera empleadas en la simulación de referencia se presentan en la Tabla 19.

Tabla 19. Condiciones de frontera utilizadas para la simulación numérica de referencia.

Turbina	ω (RPM)	V_i (m/s)	Paso de tiempo (s)	P_0 (Pa)	Intensidad de turbulencia (%)
Bach	300	0.718	0.00055	Atmosférica	10

La verificación se realizó evaluando el comportamiento temporal del torque generado por la turbina, asegurando que las simulaciones alcancen convergencia completa antes de analizar los resultados.

Para cuantificar el grado de concordancia entre el modelo desarrollado y el caso de referencia se empleó el Error Cuadrático Medio (RMSE), definido como:

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (T_{\text{modelo},i} - T_{\text{ref},i})^2} \quad (17)$$

donde $T_{\text{modelo},i}$ y $T_{\text{ref},i}$ denotan los valores de torque instantáneo predichos por el modelo verificado y el caso de referencia respectivamente, y N representa el número total de pasos de tiempo.

Con el objetivo de eliminar el efecto de la escalada de los datos y facilitar la comparación entre diferentes distribuciones de torque, se calculó el Error Cuadrático Medio Normalizado (NRMSE):

$$NRMSE = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_{\text{modelo},i} - T_{\text{ref},i})^2}}{T_{\text{ref},\text{máx}} - T_{\text{ref},\text{mín}}} \quad (18)$$

Este parámetro se expresa como porcentaje y permite evaluar la precisión relativa del modelo independientemente de la magnitud absoluta del torque.

Asimismo, la diferencia entre los valores promedio de torque obtenidos mediante simulación y los reportados en la literatura fue evaluada mediante el Error Relativo Medio:

$$E_{rel}(\%) = \left| \frac{\bar{T}_{modelo} - \bar{T}_{ref}}{\bar{T}_{ref}} \right| * 100 \quad (19)$$

Donde:

E_{rel} = error relativo porcentual.

$\bar{T}_{modelo}$ = temperatura media calculada por el modelo.

$\bar{T}_{ref}$ = temperatura media de referencia.

La Figura 32 muestra la comparación temporal del torque generado por la turbina Bach obtenido a partir del caso de referencia y del modelo desarrollado. Se observa que ambas curvas presentan un comportamiento periódico con una repetición aproximada cada 180°, característica propia de rotores Savonius de dos álabes. La superposición adecuada de ambas señales evidencia que el modelo reproduce correctamente la dinámica transitoria de generación de torque.

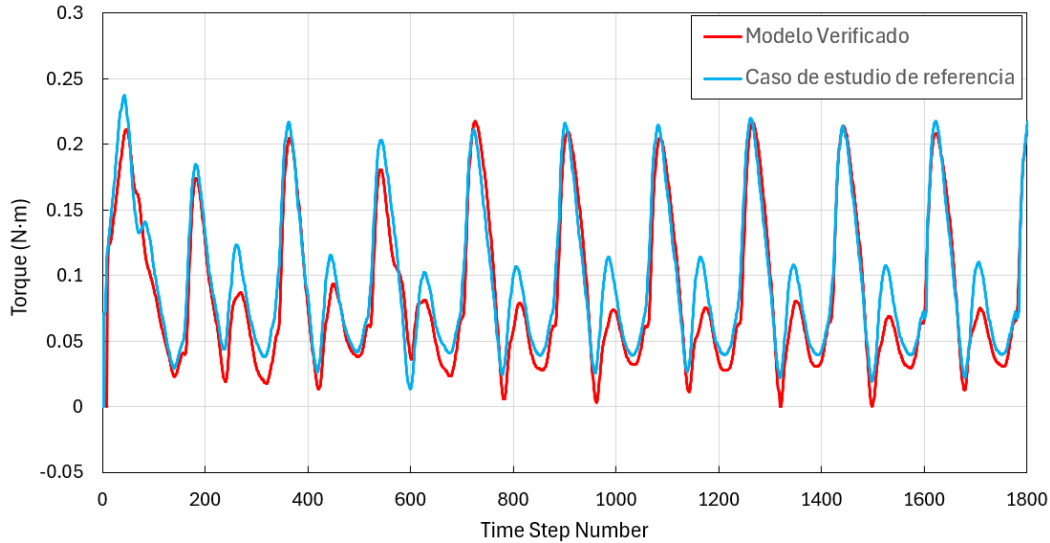


Figura 32. Variación del torque comparando el caso de referencia con el modelo verificado.

El modelo desarrollado obtuvo un RMSE global de 0.0217 Nm y un NRMSE de aproximadamente 9.1%. Con el propósito de identificar discrepancias localizadas, se realizó, además, un análisis de picos y valles de torque.

En los máximos de torque (aproximadamente 0.22 Nm), el error obtenido fue de únicamente 0.0061 Nm, correspondiente a desviaciones inferiores al 3%, lo que demuestra una excelente capacidad predictiva en la región de mayor transferencia de energía. Las mayores diferencias se observaron en zonas de torque mínimo, donde el modelo presenta una ligera subestimación del torque

residual con errores cercanos a 0.019 Nm. Sin embargo, estas diferencias se observan en regiones de baja energía y tienen una influencia limitada en el desempeño global de la turbina.

Durante todo el intervalo de simulación, el modelo predijo un par promedio de 0,284 Nm, mientras que el valor reportado por Hasanzadeh et al. fue de 0.294 Nm, con un error relativo medio de 3.3 %, lo que confirma la adecuada precisión del modelo desarrollado.

La Figura 33 muestra la distribución angular del torque a lo largo de un ciclo completo de rotación. Esta representación permite evaluar la capacidad del modelo para reproducir la generación de torque a lo largo de los 360° de operación.

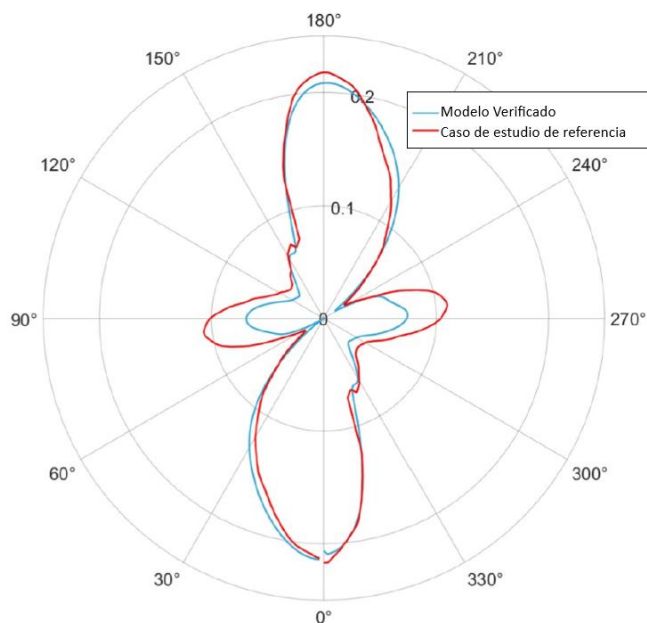


Figura 33. Diagrama polar del torque instantáneo del caso de estudio de referencia y del modelo verificado.

La comparación entre ambas distribuciones mostró un RMSE de 0.0179 Nm y un NRMSE de 7.3%, lo que indica una elevada correlación entre el modelo desarrollado y el caso de referencia. Las discrepancias observadas se concentran principalmente en lóbulos secundarios y regiones de torque reducidas, mientras que los máximos de torque y la tendencia global se reproducen con alta precisión.

Para esta distribución angular se obtuvo un par promedio de 0.2915 Nm frente al valor de referencia de 0.2987 Nm, lo que corresponde a un error relativo medio de aproximadamente 2.4 %.

Los indicadores estadísticos de validación se presentan en la Tabla 20.

Tabla 20. Indicadores estadísticos de validación del modelo CFD.

Métrica	Distribución Temporal	Distribución angular
RMSE (Nm)	0.0217	0.0179
NRMSE (%)	9.1	7.3
Error relativo (%)	3.3	2.4
RMSE Pico (Nm)	0.0031	0.0054
NRMSE Pico (%)	<3	<3

Los resultados obtenidos demuestran una concordancia satisfactoria entre el modelo CFD desarrollado y el caso de referencia, lo que valida su capacidad para representar adecuadamente el comportamiento hidrodinámico de turbinas hidrocinéticas de tipo arrastre en flujo confinado.

10.2. Verificación de la eficiencia de las turbinas de referencia

Una vez validada la distribución temporal y angular del torque, se verificó la capacidad predictiva del modelo mediante la reproducción del desempeño de las tres turbinas analizadas por Hasanzadeh et al.: forma de S, Semi-Elíptica y Bach.

La comparación se realizó bajo las condiciones correspondientes al punto de máxima eficiencia hidráulica de cada diseño.

Para ello se utilizó el coeficiente de flujo, definido como:

$$\phi = \frac{Q}{\omega \cdot D^3} \quad (20)$$

donde Q es el caudal volumétrico (m^3/s), ω es la velocidad angular de la turbina (rad/s), y D es el diámetro del rotor (m).

En el caso de estudio de referencia, se concluye que la eficiencia de la turbina aumenta con el coeficiente de flujo, alcanzando su valor máximo en $\phi = 1.5$.

Este valor representa una condición óptima de operación en la que existe un equilibrio adecuado entre la velocidad de rotación de la turbina y la del flujo incidente. Para coeficientes de flujo más altos, la eficiencia disminuye debido a la reducción de la capacidad de extracción de energía del rotor.

La eficiencia hidráulica de la turbina se determina mediante:

$$\eta_T = \frac{T \cdot \omega}{\Delta P \cdot b \cdot Q} \quad (21)$$

Donde:

T denota el torque generado por la turbina.

ω representa la velocidad angular de la turbina.

ΔP significa la diferencia de presión dentro de la tubería.

Q es el caudal volumétrico.

b indica el porcentaje de bloqueo de la turbina.

Con base en lo anterior, las condiciones utilizadas para la verificación de las tres geometrías fueron:

Coeficiente de flujo: $\phi = 1.5$

Velocidad angular: 500 RPM

Velocidad de entrada: 1.27 m/s

Paso de tiempo: 0.0003 s

La Figura 34 muestra la comparación entre las eficiencias reportadas por Hasanzadeh et al. y las obtenidas mediante las simulaciones desarrolladas en esta investigación para las turbinas S-Shaped, Semi-Elliptic y Bach (triángulos amarillos en $\phi = 1.5$).

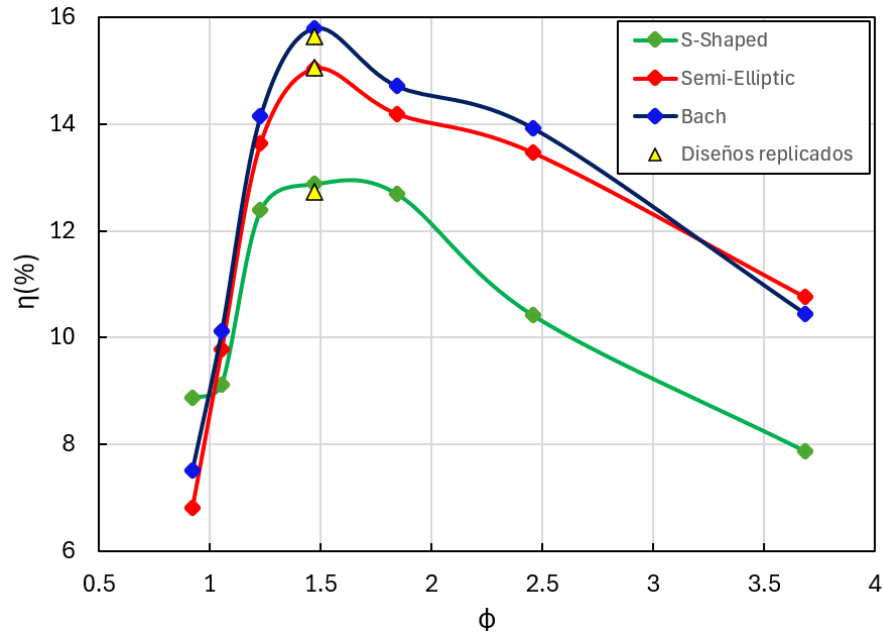


Figura 34. Verificación de la eficiencia entre los modelos de referencia y los diseños replicados.

Los resultados muestran una excelente concordancia entre ambas fuentes de información. Los coeficientes de correlación obtenidos fueron de 98.8%, 99.8% y 99.1% para las turbinas S-Shaped, Semi-Elliptic y Bach, respectivamente.

Las pequeñas diferencias observadas pueden atribuirse a variaciones inherentes en los procedimientos de discretización numérica, estrategias de mallado y criterios de convergencia empleados durante las simulaciones. Sin embargo, dichas discrepancias son mínimas y no afectan las tendencias generales observadas en el desempeño de las turbinas.

Con base en los resultados mostrados en las Figuras 32, 33 y 34, así como en los indicadores estadísticos presentados en la Tabla 20, se concluye que el modelo CFD desarrollado reproduce satisfactoriamente el comportamiento hidráulico y energético reportado en la literatura. Por lo tanto, el modelo se considera verificado y validado para ser utilizado como herramienta de análisis en la evaluación de nuevas configuraciones geométricas y arreglos múltiples de turbinas hidrocinéticas de tipo arrastre instaladas en tuberías.

10. Evaluación y comparación del desempeño de las turbinas.

Una vez validado el procedimiento numérico descrito en la Sección XX, se procedió a evaluar el desempeño hidrodinámico de las seis configuraciones de turbinas hidrocinéticas esféricas de tipo arrastre seleccionadas para este estudio: S-Shaped, Semi-Elíptica, Bach, Geometría A, Geometría B y Geometría C. Todas las simulaciones fueron realizadas bajo condiciones operativas idénticas,

correspondientes a un coeficiente de flujo de $\phi = 1.5$, una velocidad angular de $\omega = 500$ RPM y una velocidad de entrada de $V_i = 1.27$ m/s.

A diferencia de los enfoques convencionales que evalúan únicamente el torque máximo o la eficiencia global, en esta investigación se emplea una metodología integral que considera simultáneamente:

- La capacidad de generación de torque.
- Las pérdidas hidráulicas asociadas a la caída de presión.
- El equilibrio mecánico-hidráulico del sistema.

Este enfoque permite identificar configuraciones geométricas capaces de maximizar la recuperación de energía sin comprometer significativamente el funcionamiento hidráulico de la tubería.

10.1. Verificación del caso de estudio

Como primera etapa del análisis, se evaluó la distribución temporal y angular del torque producido por cada turbina.

La Figura 35 muestra la distribución angular del torque instantáneo producida por las seis configuraciones evaluadas a lo largo de un ciclo completo de rotación.

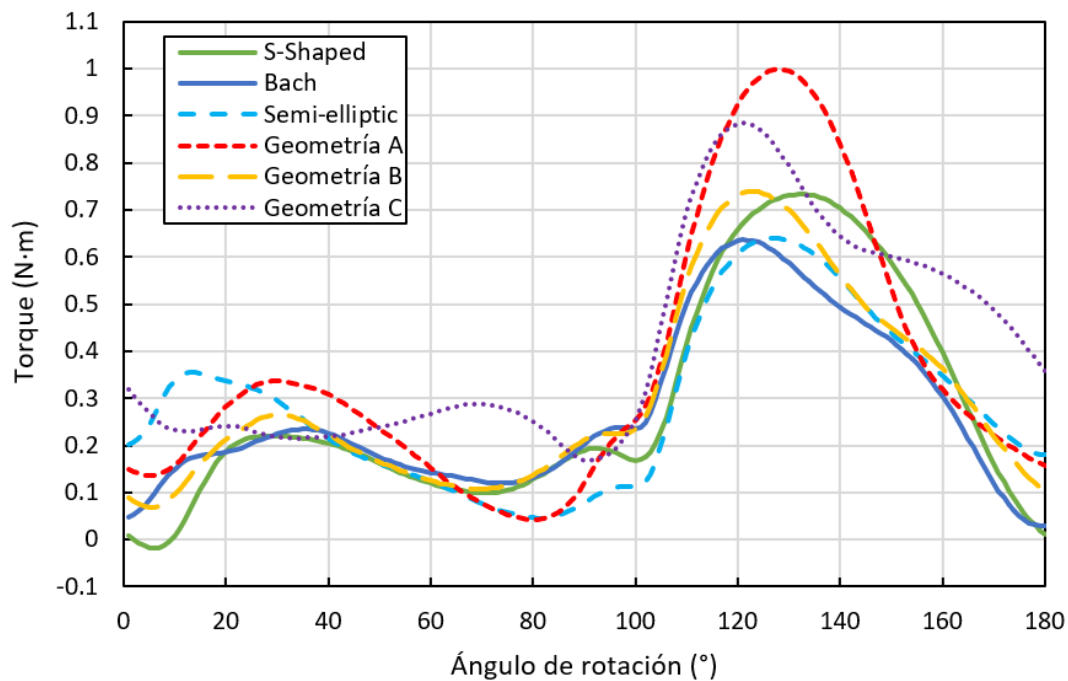


Figura 35. Torque producido por las turbinas durante un ciclo completo.

Se observa que todas las geometrías presentan un comportamiento periódico característico de las turbinas Savonius de dos álabes, con una región principal de generación de torque comprendida aproximadamente entre 100° y 160° . Este comportamiento está asociado al aumento de la diferencia de presión entre los álabes de avance y de retorno, así como a la interacción entre los fenómenos de separación del flujo y de formación de vórtices alrededor del rotor.

La configuración Semi-Elíptica presentó los valores de torque más bajos durante prácticamente todo el ciclo de operación. Aunque su comportamiento es relativamente estable, los máximos alcanzados son inferiores a los obtenidos con las demás geometrías, lo que indica una menor capacidad para transferir momento angular desde el flujo al rotor.

La geometría Bach mostró una mejora moderada respecto a la configuración Semi-Elíptica, alcanzando valores máximos cercanos a 0.65 Nm. Sin embargo, la región angular de alto torque continúa siendo relativamente estrecha, lo que limita el incremento del torque promedio.

La Geometría B presentó un comportamiento intermedio, con valores máximos cercanos a 0.75 Nm y una distribución angular más uniforme que la de las configuraciones de referencia. Esto sugiere una mejor interacción hidrodinámica entre el flujo y la superficie de los álabes.

Las mayores capacidades de generación de energía se observaron en las Geometrías A y C. La Geometría C alcanzó valores máximos cercanos a 0.90 Nm y mantuvo niveles elevados de torque durante una fracción importante del ciclo de rotación. No obstante, la Geometría A presentó el mayor torque instantáneo de todas las configuraciones analizadas, alcanzando aproximadamente 1.0 Nm alrededor de los 130°, y además exhibió una distribución angular amplia y continua.

Este comportamiento indica que la Geometría A no solo incrementa el torque máximo generado, sino que también aumenta la fracción del ciclo en la que la producción de torque es significativa, lo que favorece el desempeño energético promedio de la turbina.

10.2. Análisis de la caída de presión

Además de la generación de torque, resulta indispensable evaluar la penalización hidráulica que cada geometría impone al sistema de tuberías.

La caída de presión inducida por cada rotor es un parámetro fundamental en sistemas hidrocinéticos instalados en tuberías, ya que representa la energía hidráulica extraída del flujo para producir trabajo mecánico.

La Figura 36 muestra la distribución angular del diferencial de presión en las seis configuraciones evaluadas.

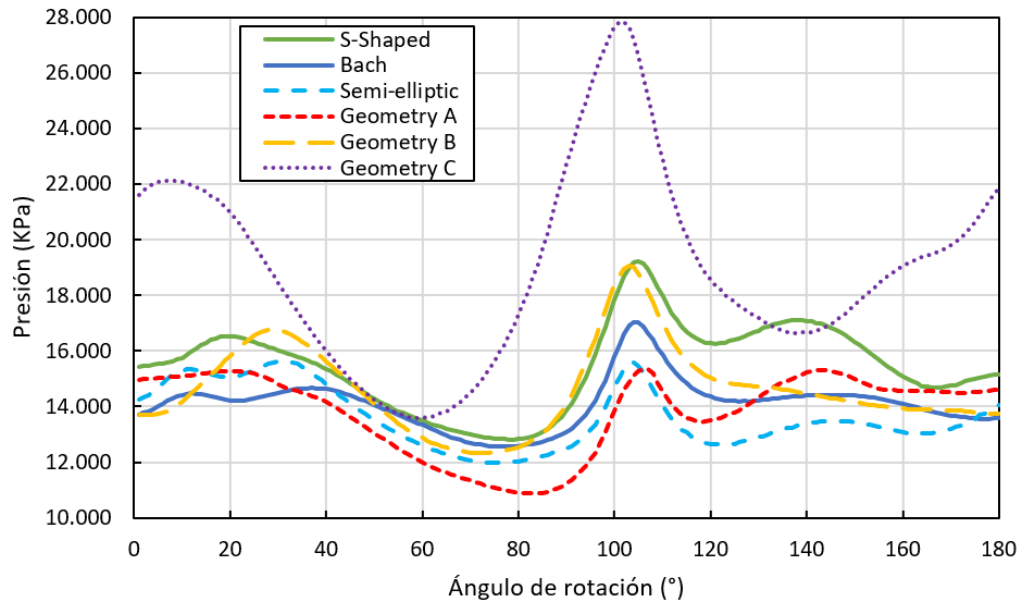


Figura 36. Diferencial de presión producido por las turbinas durante un ciclo completo.

Las geometrías Semi-Eliptica y Bach presentaron las menores pérdidas de carga a lo largo de todo el ciclo, manteniéndose generalmente entre 12 y 16 kPa. Este comportamiento es consistente con sus niveles de torque más bajos, ya que ambos ajustes extraen una cantidad relativamente limitada de energía del flujo.

La Geometría B presentó una caída de presión ligeramente superior a la de las configuraciones de referencia, particularmente en la región comprendida entre 90° y 120°, donde se observa una mayor interacción entre el flujo y el rotor.

Por otro lado, la Geometría C presentó las mayores pérdidas hidráulicas entre todos los ajustes estudiados. Destaca especialmente el pico cercano a 28 kPa alrededor de los 100°, aproximadamente el doble de la caída de presión observada en las configuraciones Semi-Eliptica y Bach. Este comportamiento evidencia un efecto de bloqueo significativamente mayor en la tubería, lo que favorece la generación de torque, pero incrementa simultáneamente la penalización hidráulica del sistema.

La Geometría A mostró un comportamiento particularmente favorable. Aunque presentó una caída de presión ligeramente superior a la de las geometrías de referencia, sus valores permanecieron considerablemente por debajo de los observados para la Geometría C. Además, la distribución angular resultó más uniforme y controlada, lo que indica una mejor conversión de energía hidráulica en torque útil sin generar pérdidas excesivas.

10.3. Efectividad Mecánico-hidráulica

Para evaluar simultáneamente la capacidad de generación de torque y la penalización hidráulica inducida por cada rotor, se utilizó el parámetro adimensional de efectividad mecánico-hidráulica Ψ^* , definido como la relación entre el torque producido y la caída de presión generada.

En dispositivos hidráulicos rotatorios, los principios de similitud establecen que la variación del torque y la presión escalan como $T \sim \rho \omega^2 D^5$ y $\Delta P \sim \rho \omega^2 D^2$, de acuerdo con las formulaciones clásicas de carga [106]. Los coeficientes adimensionales correspondientes se definen como:

$$C_T = \frac{T}{\rho \omega^2 D^5}, C_P = \frac{\Delta P}{\rho \omega^2 D^2} \quad (22)$$

Donde:

T es el par generado.

ω es la velocidad angular.

ΔP es la caída de presión.

Q es el caudal volumétrico.

En tuberías presurizadas, la extracción de energía está directamente correlacionada con la caída de presión, lo que a su vez influye en la operación de la red. La eficiencia por sí sola no refleja suficientemente el balance entre el torque y las perturbaciones hidráulicas. Dado que el caudal Q está frecuentemente dictado por la demanda de la red, depender únicamente de la eficiencia puede oscurecer las variaciones inducidas por la geometría en el comportamiento mecánico e hidráulico. Para evaluar explícitamente este balance, se empleó el siguiente parámetro adimensional:

$$\Psi^* = \frac{T}{\Delta P D^3} = \frac{C_T}{C_P} \quad (23)$$

Este parámetro representa la capacidad de producir torque en función de la pérdida de presión generada, lo que permite comparar objetivamente distintos ajustes geométricos bajo las mismas condiciones operativas.

La Figura 37 muestra la distribución angular del parámetro Ψ^* en todas las configuraciones estudiadas.

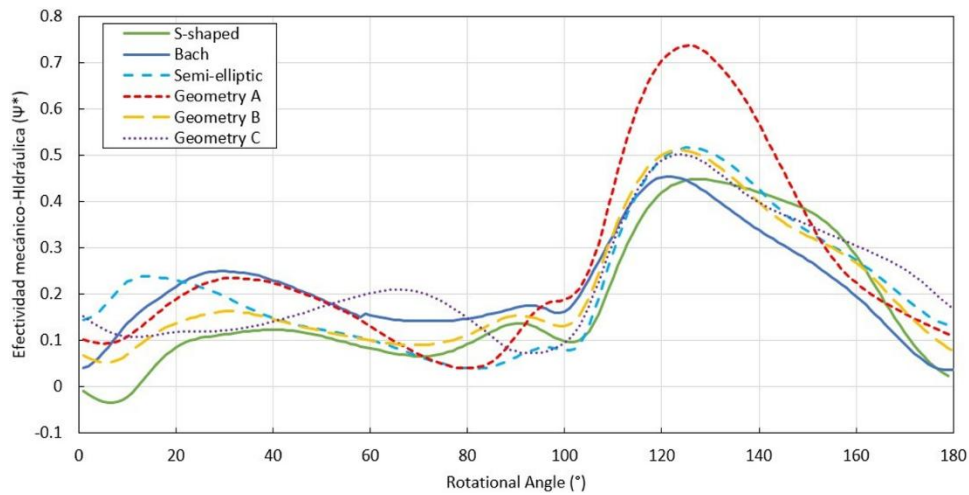


Figura 37. Efectividad mecánico-hidráulica resultante de las turbinas comparadas.

Se observa que las configuraciones Semi-Eliptica, Bach y Geometría B presentan máximos relativamente similares, con valores entre 0.45 y 0.52. Aunque estas geometrías mantienen una respuesta estable, su capacidad para convertir la energía hidráulica en energía mecánica sigue siendo limitada.

La Geometría C, pese a producir elevados niveles de torque, muestra una efectividad mecánico-hidráulica moderada. Esto se debe a que el incremento del torque se acompaña de una caída de presión considerablemente mayor, lo que reduce la eficiencia global del intercambio energético.

La Geometría A muestra el comportamiento más equilibrado entre todas las configuraciones analizadas. Su máximo valor de Ψ^* alcanza aproximadamente 0.75, y además mantiene valores elevados de efectividad durante un intervalo angular considerablemente más amplio, comprendido entre 115° y 150° .

Este resultado indica que la Geometría A consigue transformar la energía hidráulica disponible en torque útil de manera más eficiente que los demás ajustes, manteniendo simultáneamente una penalización hidráulica moderada.

Los resultados promedio obtenidos se presentan en la Tabla 21.

Tabla 21. Desempeño comparativo de las geometrías de las turbinas evaluadas.

Geometría	η (%)	T (N·m)	ΔP (kPa)	Ψ^*
S-Shaped	12.72	0.2633	15.119	0.1789
Bach	15.80	0.2986	13.485	0.2275
Semi-Elliptic	15.04	0.2793	13.257	0.2164
Geometría A	18.73	0.3624	13.819	0.2694
Geometría B	14.59	0.2988	14.621	0.2099
Geometría C	13.46	0.4105	18.868	0.2235

Si Los resultados muestran que la Geometría C produjo el mayor torque absoluto. No obstante, este incremento estuvo acompañado de la mayor caída de presión del conjunto, lo que redujo su efectividad mecánico-hidráulica.

Por el contrario, la Geometría A alcanzó simultáneamente:

- La mayor eficiencia hidráulica.
- El mayor valor de Ψ^* .
- Un par elevado.
- Una caída de presión moderada.

Comparada con las configuraciones de referencia, la Geometría A incrementó el parámetro Ψ^* aproximadamente:

- 19 % respecto a la Semi-Eliptica.
- 16 % respecto a Bach.
- 28 % respecto a la Geometría B.
- 20 % respecto a la Geometría C.

Estos resultados indican que la Geometría A proporciona el mejor equilibrio entre la producción de energía y la compatibilidad hidráulica, convirtiéndose en la configuración más adecuada para su implementación en arreglos múltiples en tuberías presurizadas.

Discusión general

El análisis conjunto de las Figuras 35, 36 y 37 evidencia que la optimización de los álabes influye de manera significativa en el comportamiento hidrodinámico de las turbinas hidrocinéticas instaladas en tuberías.

Aunque la Geometría C produce los mayores niveles de torque promedio, este beneficio se obtiene a costa de una caída de presión considerablemente mayor, lo que incrementa la perturbación hidráulica del sistema. Por el contrario, la Geometría A logra una combinación más equilibrada entre la producción de torque y las pérdidas de carga, alcanzando simultáneamente los mayores valores de efectividad mecánico-hidráulica.

Estos resultados demuestran que la selección de una turbina para aplicaciones en tuberías no debe basarse exclusivamente en la maximización del torque generado, sino en la capacidad de producir energía manteniendo una adecuada compatibilidad hidráulica con la red de distribución. Bajo este criterio, la Geometría A constituye la alternativa más prometedora para su incorporación en arreglos múltiples de turbinas hidrocinéticas, razón por la cual será empleada en las etapas posteriores de optimización y análisis de la interacción entre rotores.

10.4. Transición hacia el estudio de arreglos en línea.

La evaluación hidrodinámica individual de los seis diseños de turbinas analizadas permitió establecer una mejora de desempeño basada no solo en la generación de torque, sino también en la eficiencia de conversión de energía y en el equilibrio mecánico-hidráulico, representado por el parámetro adimensional Ψ^* . Los resultados demuestran que la geometría del álabe ejerce una influencia significativa sobre la interacción fluido-estructura, modificando simultáneamente la capacidad de extracción de energía y la penalización hidráulica inducida en la tubería.

Entre las configuraciones evaluadas, la Geometría A presentó el comportamiento más favorable, alcanzando la mayor eficiencia hidráulica (18.73%) y el valor más alto del parámetro Ψ^* (0.2694). Estos resultados indican una conversión más eficiente de la energía hidráulica disponible en potencia mecánica, manteniendo una caída de presión moderada y una distribución angular de torque más uniforme durante el ciclo de rotación. Asimismo, esta geometría mostró una mayor estabilidad mecánico-hidráulica, lo cual constituye una característica deseable para aplicaciones en sistemas presurizados de distribución de agua.

Las geometrías Bach y Semi-Elíptica ocuparon el segundo y el tercer lugar en términos de desempeño global. Aunque generaron niveles de torque inferiores a los de la Geometría A, ambas configuraciones mantuvieron pérdidas hidráulicas relativamente bajas, obteniendo valores competitivos de eficiencia y efectividad mecánico-hidráulica. Esta característica podría resultar particularmente atractiva en aplicaciones en las que la preservación de la presión disponible en la red constituye una restricción operativa relevante.

Por otra parte, las geometrías B y C muestran limitaciones importantes en el desempeño integral. La Geometría B presentó una capacidad moderada de extracción energética, acompañada de una efectividad mecánico-hidráulica inferior a la observada en las geometrías de referencia. En

contraste, la Geometría C alcanzó los mayores valores de torque durante gran parte del ciclo de operación; Sin embargo, este incremento estuvo asociado a la mayor caída de presión registrada (18.87 kPa), lo que redujo significativamente su eficiencia global y comprometió su compatibilidad hidráulica con sistemas de tuberías presurizadas.

Los resultados obtenidos evidencian que la selección de una turbina hidrocínética para aplicaciones en flujo confinado no debe basarse exclusivamente en la maximización del torque. Por el contrario, es necesario considerar simultáneamente la capacidad de extracción de energía y el impacto hidráulico que la turbina ejerce sobre la red. Desde esta perspectiva, el parámetro Ψ^* muestra ser una herramienta útil para identificar configuraciones capaces de mantener un equilibrio adecuado entre ambos criterios de desempeño.

Con base en este análisis y en concordancia con el objetivo general de la presente investigación, se seleccionaron las tres configuraciones con mejor desempeño integral: Geometría A, Bach y Semi-Elíptica. Estas geometrías se utilizarán en la siguiente etapa del trabajo para estudiar la interacción hidrodinámica entre múltiples rotores instalados en serie en una misma tubería. En particular, se emplearán como factores de diseño en una metodología de Diseño de Experimentos (DoE) basada en arreglos ortogonales de Taguchi, con el propósito de identificar las combinaciones geométricas y los espaciamientos que maximicen la recuperación de energía del sistema completo. Los resultados de esta etapa se presentan en la Sección 12.

11. Optimización de arreglos en línea de dos turbinas hidrocínéticas

Una vez identificadas las geometrías de mejor desempeño individual, el siguiente paso consiste en analizar su comportamiento al operar conjuntamente en un arreglo en línea. En sistemas hidrocínicos confinados, la interacción hidrodinámica entre turbinas puede modificar significativamente la distribución de velocidades, la recuperación de presión, la generación de turbulencia y, en consecuencia, la eficiencia energética global del sistema.

El objetivo de este capítulo es determinar la configuración óptima de un arreglo compuesto por dos turbinas hidrocínicas instaladas en serie dentro de una tubería, evaluando la influencia del tipo de turbina ubicada aguas arriba, del tipo de turbina ubicada aguas abajo y de la distancia de separación entre ambas. Para ello se emplea una metodología de optimización discreta basada en el Diseño de Experimentos (DoE) y en el método de Taguchi, complementada con simulaciones CFD transitorias y con el análisis de la energía cinética turbulenta.

11.1. Fundamentos de la optimización discreta

En el contexto del diseño numérico de arreglos en línea de turbinas hidrocínicas, la optimización no se plantea como la búsqueda de un valor óptimo en un espacio continuo de variables, sino como la identificación de la mejor configuración posible dentro de un conjunto finito y predefinido de alternativas.

Este tipo de problema corresponde a lo que Arora (2012) [107] denomina optimización de variables discretas, en la cual las variables de diseño únicamente pueden adoptar valores específicos

pertenecientes a un conjunto finito, en lugar de variar continuamente dentro de un intervalo. Cuando todas las variables involucradas presentan esta naturaleza, el problema se clasifica como un problema de optimización discreta [107].

En la presente investigación, la naturaleza discreta del problema se determina por dos aspectos fundamentales. El primero corresponde a las restricciones físicas del sistema, ya que tanto las geometrías de turbina como las distancias de separación evaluadas están definidas por un conjunto limitado de alternativas. El segundo está asociado al elevado costo computacional de las simulaciones CFD transitorias, debido a que cada configuración requiere aproximadamente una semana de tiempo de cálculo.

Bajo estas condiciones, la aplicación de algoritmos de búsqueda continua resulta poco práctica. En consecuencia, se adopta una estrategia basada en el Diseño de Experimentos (DoE), cuyo propósito es estructurar de manera sistemática y estadísticamente eficiente el conjunto de simulaciones necesarias para identificar la configuración de mayor desempeño, sin necesidad de evaluar exhaustivamente todas las combinaciones posibles.

De acuerdo con Montgomery (2017) [108], un experimento puede definirse como una prueba o un conjunto de corridas en las que se modifican deliberadamente las variables de entrada de un sistema con el propósito de observar los cambios en las variables de respuesta. En este trabajo, cada simulación CFD constituye un experimento numérico en el que los factores de diseño se controlan explícitamente y la respuesta observada corresponde al desempeño energético del arreglo.

Aunque las simulaciones CFD son deterministas y, por lo tanto, no presentan variabilidad estadística asociada a repeticiones experimentales, los principios fundamentales del Diseño de Experimentos siguen siendo válidos. En particular, la selección sistemática de tratamientos y la cobertura balanceada del espacio de diseño permiten identificar tendencias físicas y cuantificar la influencia relativa de cada variable en el desempeño del sistema.

El procedimiento metodológico empleado se resume en la Figura 22 y comprende la definición del problema de optimización, la selección del diseño experimental, la ejecución de las simulaciones numéricas, el análisis estadístico de los resultados y la validación de la configuración mediante simulaciones óptimas de confirmación.

11.2. Definición del problema de optimización

El objetivo de esta investigación es maximizar la eficiencia energética global de un sistema hidrocínético compuesto por dos turbinas instaladas en un arreglo en línea dentro de una tubería.

La variable de respuesta seleccionada como criterio de optimización es la eficiencia energética global del sistema, definida mediante la Ecuación (21). Complementariamente, se analiza la efectividad mecánico-hidráulica Ψ^* , con el propósito de evaluar la capacidad del arreglo para transformar la energía disponible del flujo en potencia útil considerando simultáneamente las pérdidas hidráulicas inducidas.

Con base en los resultados obtenidos en la Sección 11.3, se identificó que las geometrías Semi-Elíptica, Bach y Geometría A presentan los mejores desempeños individuales. Por esta razón, dichos ajustes fueron seleccionados como candidatos a integrarse al arreglo en línea.

Las variables de diseño consideradas en el estudio son el tipo de turbina instalada aguas arriba, el tipo de turbina instalada aguas abajo y la distancia de separación axial entre ambas. La Tabla 22 presenta los factores seleccionados y sus respectivos niveles.

Tabla 22. Factores y niveles considerados en el estudio de optimización.

Factor	Descripción	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 3
A	Turbina aguas arriba	Geometría A	Bach	Semi-Elíptica
B	Turbina aguas abajo	Geometría A	Bach	Semi-Elíptica
C	Distancia de separación	400 mm	800 mm	1600 mm

La selección del intervalo de separación entre turbinas se fundamenta en las evidencias reportadas en la literatura especializada sobre la interacción de estelas en turbinas hidrocínéticas confinadas.

11.3. Selección del plan experimental

11.3.1. Método Taguchi

El método Taguchi, desarrollado por Genichi Taguchi, es una metodología estadística orientada a la optimización de productos y procesos mediante el análisis sistemático de los factores de diseño [108], [109].

La principal ventaja de este método radica en su capacidad para reducir significativamente el número de experimentos necesarios mediante el uso de arreglos ortogonales. En el presente estudio, se requeriría un diseño factorial con tres factores y tres niveles.

Considerando que cada simulación requiere aproximadamente una semana de cómputo, la evaluación exhaustiva del espacio de diseño implicaría más de seis meses de cómputo continuo. Por esta razón, se adopta un arreglo ortogonal Taguchi que reduce el número de simulaciones a únicamente nueve corridas, manteniendo la capacidad de estimar los efectos principales de los factores estudiados.

Además de reducir el esfuerzo computacional, el método permite cuantificar la influencia relativa de cada variable mediante el análisis de la relación señal-ruido y la evaluación de los efectos principales.

11.3.2. Arreglo ortogonal L9 (3³)

Para el presente estudio se seleccionó el arreglo ortogonal L9(3³), adecuado para analizar tres factores con tres niveles cada uno.

Este diseño reduce el número de simulaciones requeridas de 27 a 9, preserva la independencia estadística entre los factores y permite estimar sus efectos principales sobre la respuesta.

La Tabla 23 presenta la matriz de experimentos resultante, donde cada fila corresponde a una combinación única de niveles de los factores A, B y C. Las 9 simulaciones CFD se ejecutaron siguiendo el orden establecido en la tabla.

Tabla 23. Matriz de experimentos del arreglo ortogonal L9

Simulaciones CFD	Factor A (Turbina aguas arriba)	Factor B (Turbina aguas abajo)	Factor C (Distancia, mm)
1	Geometría A	Geometría A	800
2	Geometría A	Bach	400
3	Geometría A	Semi-Elíptica	1600
4	Bach	Geometría A	400
5	Bach	Bach	1600
6	Bach	Semi-Elíptica	800
7	Semi-Elíptica	Geometría A	1600
8	Semi-Elíptica	Bach	800
9	Semi-Elíptica	Semi-Elíptica	400

Un arreglo se denomina ortogonal porque cada nivel de un factor aparece con el mismo número de veces en combinación con los niveles de los demás factores. Esta propiedad garantiza que los efectos estimados de cada variable puedan interpretarse de forma independiente de las demás, evitando confusiones entre factores y permitiendo identificar con claridad su contribución individual al desempeño energético del sistema.

11.4. Ejecución de las simulaciones numéricas

Una vez definido el arreglo experimental mediante el diseño ortogonal L9(3³), se procedió a ejecutar las simulaciones CFD correspondientes a cada una de las configuraciones establecidas en la Tabla 23. Todas las simulaciones se realizaron utilizando la metodología numérica previamente verificada y validada en la sección 11, manteniendo constantes las condiciones de frontera, las propiedades del fluido, el modelo de turbulencia, la estrategia de mallado y los parámetros de solución

11.4.1. Implementación del modelo numérico

Con el propósito de reducir el costo computacional asociado a las simulaciones transitorias, se aprovechó la simetría geométrica del arreglo en línea, aplicando una condición de frontera tipo plano de simetría sobre el plano medio longitudinal del dominio computacional. Esta estrategia permitió reducir el número de elementos de la malla a aproximadamente la mitad sin afectar la fidelidad física de los resultados.

De acuerdo con Blazek (2015) [110] y Tu Jiyuan (2018) [46], la condición de simetría en la Dinámica de Fluidos Computacional se fundamenta en la anulación del flujo normal a la frontera y de los gradientes normales de las variables conservadas. Matemáticamente, esta condición se expresa mediante las ecuaciones (24), (25) y (26):

$$\vec{n} \cdot \nabla U = 0 \quad (24)$$

$$\vec{n} \cdot \vec{\nabla}(\vec{v} \cdot \vec{t}) = 0 \quad (25)$$

$$\vec{t} \cdot \vec{\nabla}(\vec{v} \cdot \vec{n}) = 0 \quad (26)$$

Donde U representa una variable escalar cualquiera, $\vec{n}$ es el vector normal a la superficie de simetría y $\vec{t}$ es un vector tangencial al plano. La ecuación (24) establece que no existe flujo difusivo normal para variables escalares; la ecuación (25) impone gradiente nulo de la componente tangencial

de la velocidad en la dirección normal; mientras que la ecuación (26) garantiza la inexistencia de gradientes normales de la componente normal de la velocidad a lo largo de la frontera.

Estas condiciones aseguran que el flujo reflejado en ambos lados del plano permanezca relativamente idéntico, preservando la continuidad de la presión y la velocidad en toda la región de cálculo. La técnica ha sido ampliamente utilizada en estudios numéricos de turbinas hidrocínéticas confinadas [38], [39], [76], lo que permite reducir significativamente los requisitos computacionales sin introducir errores apreciables en la solución.

La implementación se realizó mediante el método de volúmenes finitos centrados en celdas, en el que las caras adyacentes al plano de simetría actúan como fronteras impermeables que satisfacen directamente las ecuaciones de conservación, sin requerir procedimientos adicionales de reflexión de nodos ni de reconstrucción geométrica [110].

La Figura 38 muestra la configuración del dominio computacional empleado para los arreglos de las turbinas analizados en esta investigación.

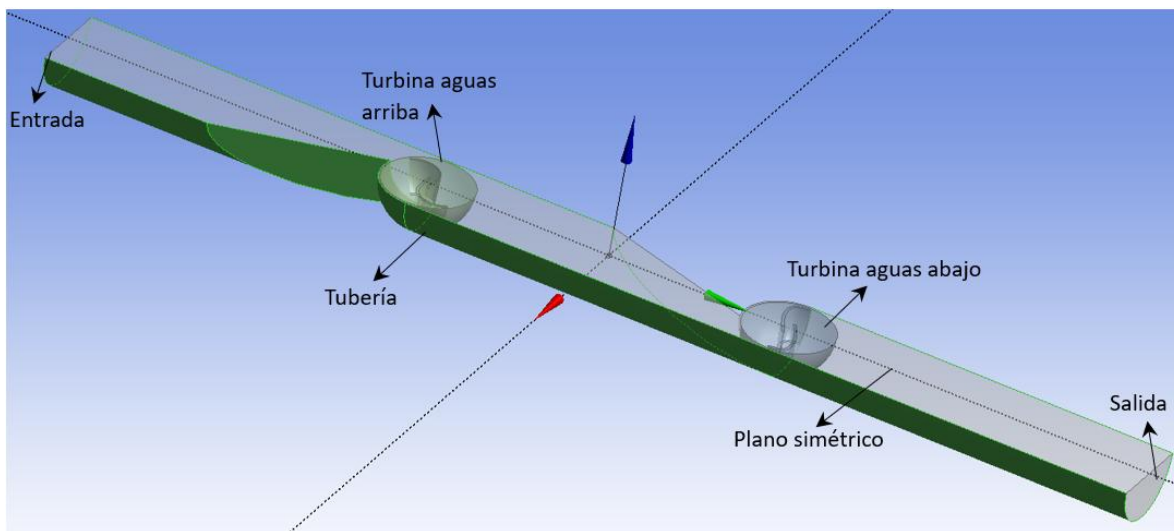


Figura 38. Configuración del dominio computacional implementando la técnica de plano de simetría en un arreglo en línea con turbinas diferenciadas.

11.4.2. Mallado del dominio computacional y condiciones de contorno

Previo a la ejecución de las simulaciones correspondientes al arreglo ortogonal L9, se generó el mallado del dominio computacional para cada configuración, siguiendo los criterios de calidad y convergencia establecidos durante la verificación del modelo numérico (Sección 11.1).

La Figura 39 muestra una vista general del mallado empleado para el dominio computacional de los arreglos en línea, destacando el refinamiento local en las regiones cercanas a los álabes de ambas turbinas, en la estela intermedia y en las zonas de interacción rotor-fluido. Este refinamiento es fundamental para resolver adecuadamente los gradientes de velocidad y presión asociados a la generación de estelas turbulentas y a la interacción hidrodinámica entre ambos rotores.

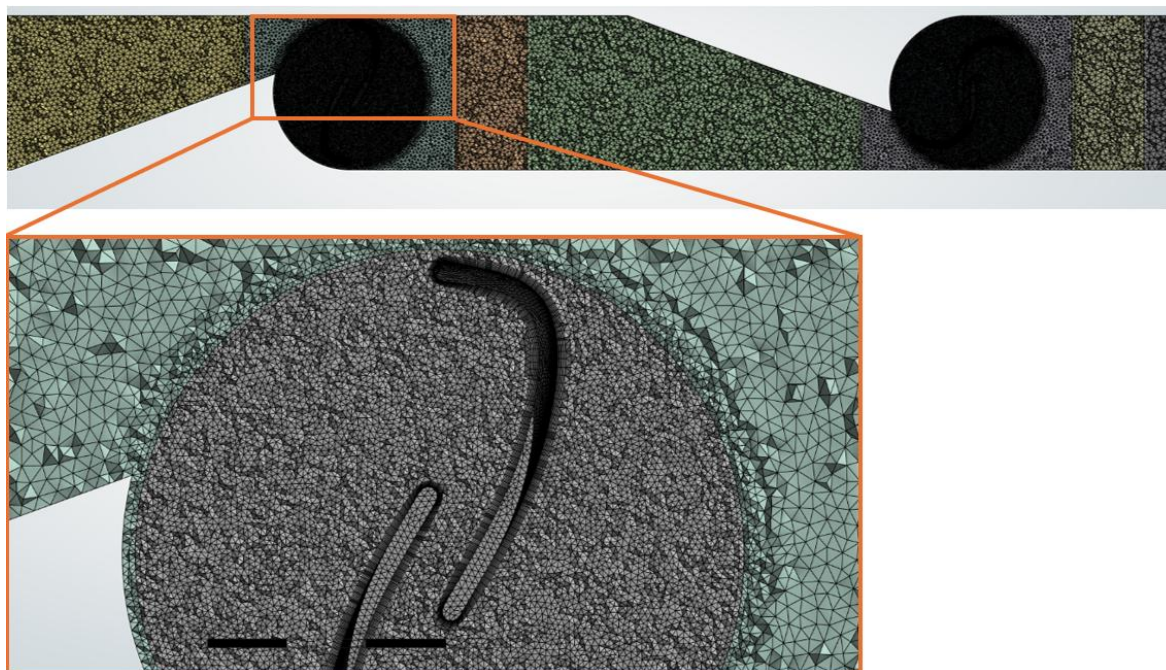


Figura 39. Mallado computacional del dominio correspondiente a un arreglo en línea de dos turbinas hidrocinéticas.

Las condiciones de frontera aplicadas en todas las simulaciones del arreglo ortogonal se mantuvieron consistentes con las utilizadas durante la etapa de verificación y evaluación individual de las turbinas (Sección 11), garantizando así la comparabilidad de los resultados. La Tabla 24 resume las condiciones de frontera establecidas para el dominio computacional.

Tabla 24. Condiciones de frontera empleadas en las simulaciones del arreglo en línea de dos turbinas hidrocinéticas.

Frontera	Tipo de condición	Valor
Entrada (Inlet)	Velocidad de entrada (Velocity-inlet)	$V_i = 1.27 \text{ m/s}$ (correspondiente a $\phi = 1.5$)
Salida (Outlet)	Presión de salida (Pressure-outlet)	$P_{out} = 0 \text{ Pa}$
Pared de la tubería	Condición de no deslizamiento (No-slip wall)	----
Pared del rotor	Condición de no deslizamiento (No-slip wall)	Velocidad rotacional impuesta $\omega = 500 \text{ RPM}$
Plano de simetría	Simetría (Symmetry)	Flujo normal nulo y gradientes normales nulos
Técnica numérica	Sliding mesh	Transferencia de datos entre malla rotatoria y estacionaria
Paso de tiempo	0.000333s	Un grado por paso de tiempo
Número de elementos	-----	$\approx 6 \text{ millones}$

11.4.3. Resultados de las simulaciones del arreglo ortogonal

Los nueve ajustes definidos mediante el arreglo ortogonal L9 fueron simulados siguiendo el procedimiento numérico descrito anteriormente. Para cada caso se determinaron la eficiencia

energética global del sistema (η) y la efectividad mecánico-hidráulica (Ψ^*), parámetros seleccionados como indicadores de desempeño del arreglo.

Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 25.

Tabla 25. Resultados de las simulaciones CFD.

Simulación	A	B	C	η	Ψ^*
1	Propuesta A	Propuesta A	800 mm	19.7708	0.0356
2	Propuesta A	Bach	400 mm	17.8568	0.0321
3	Propuesta A	Semi-Elíptica	1,600 mm	18.0658	0.0325
4	Bach	Propuesta A	400 mm	18.4989	0.0333
5	Bach	Bach	1,600 mm	16.4405	0.0296
6	Bach	Semi-Elíptica	800 mm	16.9224	0.0304
7	Semi-Elíptica	Propuesta A	1,600 mm	18.5409	0.0333
8	Semi-Elíptica	Bach	800 mm	16.6214	0.0299
9	Semi-Elíptica	Semi-Elíptica	400 mm	17.3672	0.0312

Los resultados muestran que las configuraciones evaluadas presentan eficiencias comprendidas entre 16.44 % y 19.77 %, mientras que los valores de efectividad mecánico-hidráulica varían entre 0.0296 y 0.0356. La mayor eficiencia en las simulaciones del arreglo ortogonal se obtuvo para la Simulación 1, correspondiente a la configuración Geometría A – Geometría A, con una separación de 800 mm, alcanzando una eficiencia de 19.77 % y una efectividad de $\Psi^*=0.0356$.

Aunque los resultados permiten identificar tendencias preliminares en el comportamiento del sistema, la influencia individual de cada factor no puede determinarse únicamente mediante la inspección directa de la Tabla 25. Por esta razón, en la siguiente sección se aplica el análisis estadístico del método de Taguchi mediante la relación señal-ruido (S/N), con el objetivo de cuantificar la contribución de cada factor y determinar la combinación óptima de los parámetros de diseño.

☑

11.5. Optimización mediante la relación señal-ruido

Una vez ejecutadas las simulaciones correspondientes al arreglo ortogonal L9(3³), la siguiente etapa consiste en identificar la combinación de factores que maximice el desempeño energético del sistema. Para ello se emplea el análisis de la relación señal-ruido (S/N) propuesto por Taguchi, herramienta que permite evaluar simultáneamente el nivel de desempeño y la robustez de una configuración frente a variaciones de los factores de diseño.

En el método Taguchi, la relación señal-ruido es una métrica de calidad expresada en escala logarítmica que facilita la comparación entre distintos factores y niveles. Aunque las simulaciones CFD utilizadas en esta investigación son deterministas y no presentan dispersión estadística asociada a repeticiones experimentales, el análisis S/N sigue siendo útil para identificar tendencias, cuantificar efectos principales y establecer criterios objetivos de selección entre configuraciones alternativas.

11.5.1. Criterio de optimización (mayor es mejor)

Taguchi clasifica los problemas de optimización en tres categorías fundamentales, dependiendo del comportamiento deseado de la variable de respuesta:

- **Nominal es mejor** cuando se busca alcanzar un valor objetivo específico.
- **Menor es mejor** cuando se pretende minimizar la respuesta.

- **Mayor es mejor** cuando el objetivo es maximizar la respuesta.

Debido a que el propósito de esta investigación es maximizar la eficiencia energética global del arreglo hidrocínético, el problema corresponde a la categoría "**Mayor es mejor**", cuya relación señal-ruido se define mediante:

$$\frac{S}{N} = -10 \log_{10} \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (27)$$

Donde y_i representa el valor de la respuesta (η) y n el número de réplicas experimentales.

Dado que en el presente estudio cada configuración fue evaluada mediante una única simulación CFD, la expresión anterior se simplifica a:

$$\frac{S}{N} = 20 \log_{10}(\eta) \quad (28)$$

Donde η corresponde a la eficiencia energética expresada en porcentaje.

La relación señal-ruido se expresa en decibeles (dB), lo que permite comparar configuraciones con una escala común. Valores de S/N más altos indican un mejor desempeño energético y, por consiguiente, una configuración más favorable.

11.5.2. Determinación de los efectos principales

Una vez calculada la relación señal-ruido para cada una de las nueve simulaciones, se procede a determinar los efectos principales de los factores estudiados.

El efecto principal de un nivel determinado se obtiene calculando el promedio de los valores S/N correspondientes a todas las simulaciones donde dicho nivel está presente:

$$\text{Efecto}_{X_j} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (S/N)_i \quad (29)$$

Donde Efecto_{X_j} representa el efecto asociado al nivel j del factor X .

Posteriormente, la influencia relativa de cada factor se cuantifica mediante el delta estadístico, definido como la diferencia entre el valor máximo y el mínimo de los efectos calculados para dicho factor:

$$\Delta_X = \max(\text{Efecto}_{X_j}) - \min(\text{Efecto}_{X_j}) \quad (30)$$

Un valor elevado de delta indica que pequeñas modificaciones de dicho factor producen cambios significativos en la respuesta del sistema. Por el contrario, los valores bajos sugieren una influencia limitada sobre la eficiencia energética.

La Tabla 26 presenta los efectos principales obtenidos para cada factor.

Tabla 26. Efectos principales sobre la relación señal-ruido.

Nivel	Factor A	Factor B	Factor C
1	25.365 dB	25.543 dB	25.057 dB
2	24.743 dB	24.589 dB	24.969 dB
3	24.857 dB	24.834 dB	24.940 dB
Delta	0.622 dB	0.954 dB	0.117 dB
Orden de importancia	2°	1°	3°

Los resultados muestran que el Factor B, correspondiente al tipo de turbina ubicada aguas abajo, presenta la mayor influencia sobre la eficiencia energética del sistema, con un valor Delta de 0.954 dB. El Factor A, asociado a la turbina aguas arriba, ocupa el segundo lugar en importancia con un Delta de 0.622 dB. Finalmente, el Factor C, correspondiente a la distancia de separación entre turbinas, presenta la menor influencia relativa, con un delta de apenas 0.117 dB.

Estos resultados sugieren que el desempeño global del arreglo está dominado principalmente por la selección de las geometrías de los rotores, mientras que la distancia de separación ejerce un efecto secundario dentro del intervalo evaluado.

11.5.3. Selección de la configuración óptima

En el método Taguchi, el nivel óptimo de cada factor es el que presenta el valor promedio más alto de la relación señal-ruido.

De acuerdo con los resultados de la Tabla 26, los niveles óptimos identificados son:

Factor A	Factor B	Factor C
Geometría A	Geometría A	400 mm

Por lo tanto, la configuración óptima predicha por el método de Taguchi corresponde a un arreglo compuesto por dos turbinas de la Geometría A, separadas axialmente por 400 mm.

Es importante señalar que, aunque el análisis identifica la distancia de 400 mm como la mejor alternativa, la influencia de este parámetro es significativamente menor que la de los factores geométricos. La diferencia entre el mejor y el peor nivel del Factor C es de únicamente 0.117 dB, un valor considerablemente inferior al observado en los factores A y B.

Este comportamiento indica que la eficiencia del sistema depende principalmente de las características hidrodinámicas de las turbinas seleccionadas, mientras que la separación axial, dentro del intervalo estudiado, actúa como un parámetro de ajuste fino cuyo efecto es comparativamente reducido.

Como etapa final del procedimiento de optimización, se realiza una simulación de confirmación con la combinación óptima identificada, con el propósito de verificar experimentalmente la predicción obtenida mediante el análisis de Taguchi.

11.5.4. Análisis de la Energía Cinética Turbulenta (TKE)

Además del análisis energético basado en la eficiencia (η) y la efectividad mecánico-hidráulica (Ψ^*), resulta necesario caracterizar el comportamiento turbulento del flujo generado por la interacción entre las turbinas. Para este propósito se emplea la energía cinética turbulenta

(Turbulent Kinetic Energy, TKE), un parámetro que representa la energía asociada a las fluctuaciones de velocidad en un flujo turbulento [111].

La formulación de la energía cinética turbulenta se basa en la evaluación de Reynolds, mediante la cual la velocidad instantánea del flujo se expresa como la suma de una componente media y un componente fluctuante:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (31)$$

A partir de este análisis, la energía cinética turbulenta se define mediante la siguiente ecuación (32), que representa la energía promedio contenida en las fluctuaciones de velocidad en las tres direcciones espaciales [112].

$$k = \frac{1}{2} (\bar{u'^2} + \bar{v'^2} + \bar{w'^2}) \quad (32)$$

En sistemas hidrocínicos confinados, el TKE constituye un indicador relevante, ya que permite identificar regiones en las que la energía mecánica del flujo se transfiere a estructuras turbulentas de pequeña escala. En general, los valores elevados de TKE se asocian con mayores gradientes de velocidad, separación de flujo y formación de estelas turbulentas aguas abajo de los rotores, fenómenos que incrementan las pérdidas hidráulicas y modifican las condiciones de operación de las turbinas subsecuentes.

Con el objetivo de caracterizar la evolución espacial de la turbulencia en los arreglos estudiados, se definieron tres planos transversales de monitoreo los cuales se visualizan en la Figura 40:

- Plano P1: ubicado a 50 mm aguas arriba de la turbina T1, que representa las condiciones del flujo incidente.
- Plano P2: ubicado en la región intermedia entre ambas turbinas.
- Plano P3: situado a 50 mm aguas arriba de la turbina T2, lo que permite evaluar las condiciones reales de entrada a la segunda turbina.

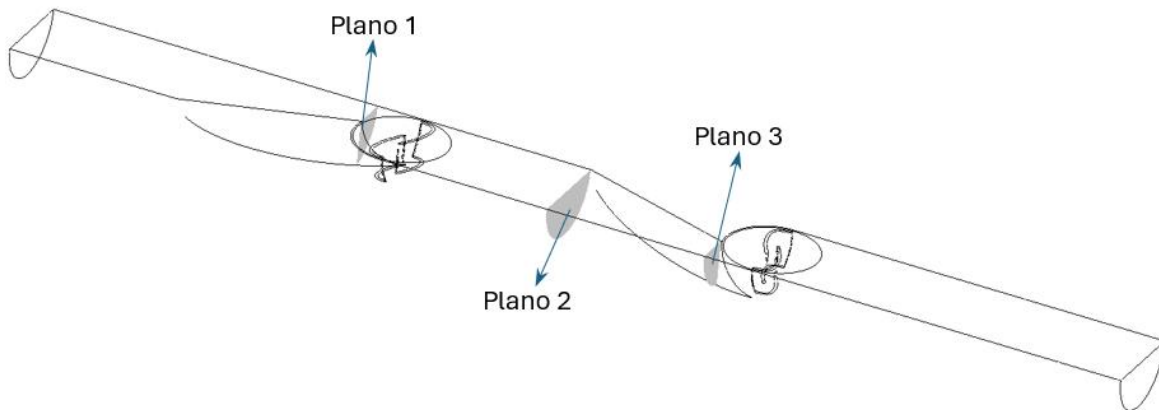


Figura 40. Representación gráfica de los planos transversales distribuidos en el dominio computacional.

En cada plano se registró el valor promedio de TKE durante una revolución completa del rotor, con mediciones cada 30° de rotación. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 27.

Tabla 27. Valores de TKE correspondiente a cada plano generado para las configuraciones de turbinas evaluadas.

Arreglo	Distancia entre turbinas (mm)	P1 (J/kg)	P2 (J/kg)	P3 (J/kg)
Geom A - Bach	400	0.01105	0.37711	0.20027
Bach - Geom A		0.01110	0.39160	0.22796
Semi Elíptica - Semi Elíptica		0.01107	0.34560	0.21685
Geom A - Geom A	800	0.00512	0.14084	0.09266
Bach - Semi Elíptica		0.00512	0.16796	0.08800
Semi Elíptica - Bach		0.00512	0.19116	0.11799
Geom A - Semi Elíptica	1600	0.00564	0.02805	0.05467
Bach - Bach		0.00511	0.04959	0.02417
Semi Elíptica - Geom A		0.00513	0.07562	0.02730

11.5.4.1. Evolución del TKE con la distancia entre turbinas

Los resultados muestran una disminución sistemática de la energía cinética turbulenta a medida que aumenta la separación axial entre los rotores, lo cual se aprecia con mayor precisión en la Figura 41.

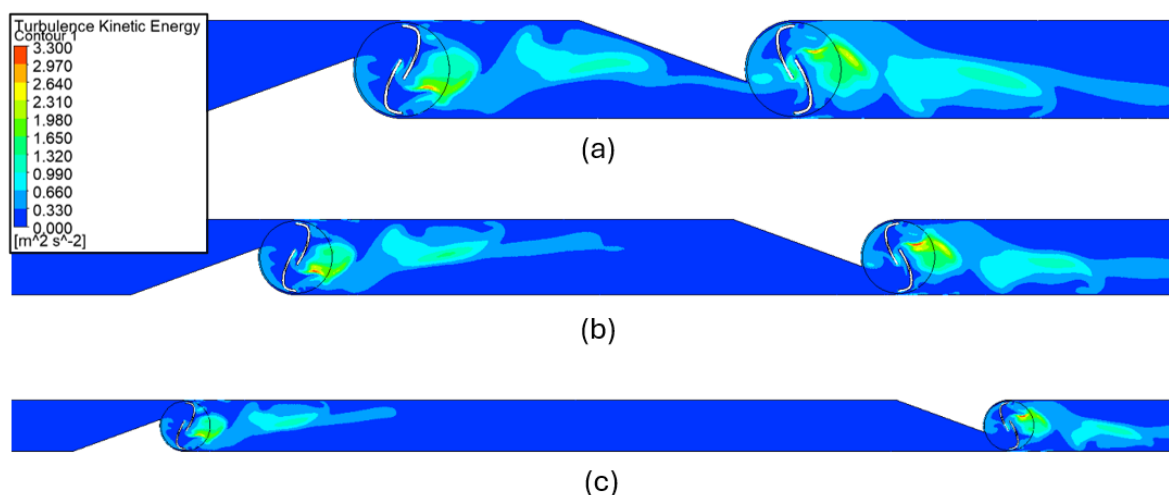


Figura 41. Contorno de la TKE en un arreglo de turbinas gemelas (a) 400 mm, (b) 800 mm y (c) 1600 mm.

Para los ajustes con una separación de 400 mm, los valores promedio de TKE en el plano P2 se sitúan entre 0.346 y 0.392 J/kg, lo que indica una interacción intensa entre la estela generada por la primera turbina y la región de entrada de la segunda. En este régimen, el flujo no dispone de distancia suficiente para recuperar sus características originales, por lo que las estructuras turbulentas generadas por el rotor aguas arriba inciden directamente sobre la segunda turbina.

Al aumentar la separación hasta 800 mm, el TKE promedio en P2 disminuye aproximadamente un 55 %, alcanzando valores entre 0,141 y 0,191 J/kg. Esta reducción evidencia una recuperación parcial del flujo y una disipación progresiva de las estructuras con vórtices dominantes.

Finalmente, para una separación de 1600 mm, el TKE promedio en P2 disminuye hasta valores comprendidos entre 0,028 y 0,076 J/kg, lo que representa una reducción cercana al 86 % respecto a los ajustes de 400 mm. En estas condiciones, la estela generada por la primera turbina se encuentra ampliamente disipada antes de alcanzar la posición de la segunda.

11.5.4.2. Relación entre turbulencia y desempeño energético

Uno de los resultados más relevantes de esta investigación es que la reducción de la turbulencia no conduce necesariamente a una mejora en el desempeño energético del sistema.

Los resultados obtenidos muestran que las configuraciones con mayores niveles de TKE corresponden precisamente a los arreglos que alcanzan los mayores valores de eficiencia y de efectividad mecánico-hidráulica. Por ejemplo, las configuraciones evaluadas a 400 mm presentan los mayores valores de TKE, pero también los niveles más altos de eficiencia global.

Este comportamiento sugiere que la turbulencia observada no debe interpretarse exclusivamente como una fuente de pérdidas energéticas. En realidad, forma parte de un fenómeno hidrodinámico más complejo asociado a la interacción de estelas y a la aceleración local del flujo entre rotores.

Cuando las turbinas están próximas entre sí, la primera turbina modifica significativamente la distribución de velocidades en la tubería. Como consecuencia, la segunda turbina opera en una región donde persisten estructuras turbulentas intensas, pero también se produce una redistribución favorable de la energía cinética disponible. Esta condición permite incrementar el torque de la segunda turbina y mejorar el desempeño global del arreglo.

Por el contrario, cuando la separación aumenta, la turbulencia disminuye considerablemente debido a la disipación de la estela. Sin embargo, también desaparece el efecto de interacción hidrodinámica favorable entre rotores, reduciendo la energía aprovechable por la segunda turbina y disminuyendo la eficiencia global del sistema.

11.5.4.3. Implicaciones para el diseño de arreglos hidrocinéticos

Los resultados obtenidos indican que la minimización de la turbulencia no debe considerarse necesariamente un objetivo de diseño en arreglos hidrocinéticos confinados.

Dentro del rango de distancias estudiado, los ajustes que maximizan la eficiencia energética coinciden con las que presentan los mayores niveles de energía cinética turbulenta. Este hallazgo sugiere que la optimización de arreglos hidrocinéticos debe orientarse a lograr un equilibrio entre la recuperación energética y las pérdidas hidráulicas, en lugar de perseguir exclusivamente la reducción de la turbulencia.

Asimismo, los elevados niveles de TKE observados en configuraciones cercanas podrían tener implicaciones estructurales importantes debido a las fluctuaciones de presión asociadas al flujo turbulento. Por esta razón, resulta recomendable complementar futuros estudios con análisis de fatiga y simulaciones acopladas CFD-FEA que permitan evaluar la influencia de estas fluctuaciones en la vida útil de los componentes mecánicos.

En conjunto, el análisis de TKE demuestra que la interacción entre rotores constituye un fenómeno dominante en el desempeño de arreglos hidrocinéticos confinados y aporta evidencia de

que la distancia de separación controla simultáneamente la disipación de la turbulencia y la capacidad de extracción de energía del sistema.

11.6. Simulación de confirmación

De acuerdo con la metodología propuesta por Taguchi, una vez identificada la combinación de niveles que maximiza la relación señal-ruido, es necesario realizar un experimento o una simulación de confirmación que permita verificar la validez de la solución óptima predicha por el modelo estadístico.

El propósito de esta etapa consiste en comprobar que la combinación de factores obtenidos mediante el análisis de efectos principales efectivamente produce un desempeño superior al observado en las configuraciones evaluadas dentro del arreglo ortogonal. De esta manera, la simulación de confirmación constituye un mecanismo de validación de la estrategia de optimización discreta empleada.

El análisis de la relación señal-ruido presentado en la Sección 12.5.2 permitió identificar como configuración óptima la combinación formada por una turbina Geometría A ubicada aguas arriba, otra turbina Geometría A ubicada aguas abajo y una distancia de separación axial de 400 mm.

Con el propósito de validar dicha predicción y profundizar en la comprensión de la interacción hidrodinámica entre rotores, se realizaron dos simulaciones adicionales siguiendo el procedimiento numérico descrito anteriormente. La primera corresponde a la configuración óptima predicha por Taguchi (Geometría A – Geometría A, 400 mm), mientras que la segunda corresponde a una configuración equivalente en términos geométricos, pero con una separación de 1600 mm. Esta última fue seleccionada porque representa la condición de menor interacción hidrodinámica entre rotores dentro del rango estudiado, lo que permite evaluar el efecto aislado de la distancia de separación sobre el desempeño energético del sistema. Los resultados obtenidos se presentan en la

Tabla 28.

Tabla 28. Resultados de las simulaciones de confirmación.

Configuración	Distancia (mm)	Eficiencia η (%)	Efectividad ψ^*	Observación
Geometría A – Geometría A	400	20.15	0.0368	Configuración óptima
Geometría A – Geometría A	800	19.77	0.0356	Referencia (L9)
Geometría A – Geometría A	1600	18.92	0.0348	Baja interacción

Los resultados obtenidos permiten validar la efectividad de la metodología de optimización propuesta. La configuración identificada mediante el análisis de Taguchi alcanzó una eficiencia energética de 20.15 %, valor superior al máximo registrado en las nueve simulaciones del arreglo ortogonal, correspondiente a la configuración Geometría A – Geometría A con una separación de 800 mm, cuya eficiencia fue de 19.77 %.

La mejora observada confirma que la combinación óptima determinada a partir de los efectos principales constituye una solución consistente y que el procedimiento de optimización discreta es capaz de identificar configuraciones de desempeño superior sin necesidad de evaluar exhaustivamente todas las combinaciones posibles del espacio de diseño.

Asimismo, la comparación entre las configuraciones de 400 mm y 1600 mm permite analizar el efecto de la distancia de separación manteniendo constantes las características geométricas de los rotores. Se observa que la reducción de la distancia entre turbinas produce un incremento de aproximadamente 6.0% en la eficiencia energética global y de 5.7% en la efectividad mecánico-hidráulica.

Estos resultados indican que, en el caso de las turbinas de Geometría A, los beneficios asociados a la interacción hidrodinámica entre rotores superan las pérdidas derivadas de la perturbación de la estela generada por la turbina aguas arriba. La proximidad entre ambas máquinas favorece un uso más eficiente de la energía disponible en el flujo, lo que incrementa la capacidad de extracción de energía del sistema.

Por otra parte, el comportamiento observado sugiere que la disminución de la energía cinética turbulenta a grandes distancias de separación no necesariamente conduce a una mejora del desempeño global. Aunque el flujo recupera progresivamente sus características originales conforme aumenta la distancia entre rotores, dicha recuperación también implica la desaparición de mecanismos de interacción favorables que contribuyen a incrementar el par desarrollado por la segunda turbina.

En consecuencia, los resultados de la simulación de confirmación demuestran que la configuración formada por dos turbinas de Geometría A, separadas por 400 mm, constituyen la alternativa de mejor desempeño dentro del intervalo de estudio considerado, validando la predicción obtenida mediante el método Taguchi y estableciendo la base para el análisis físico detallado presentado en las siguientes secciones.

11.7. Discusión de resultados

El análisis conjunto de los resultados obtenidos mediante las simulaciones CFD, el estudio de optimización discreta basado en el método Taguchi y la caracterización de la energía cinética turbulenta permiten establecer relaciones físicas entre la configuración geométrica del arreglo, el comportamiento de la estela y el desempeño energético global del sistema. A diferencia de estudios centrados exclusivamente en la potencia extraída por una turbina individual, el presente trabajo evidencia que el rendimiento de un arreglo hidrocínético confinado depende simultáneamente de la interacción hidrodinámica entre rotores, de la evolución de la turbulencia y de la distribución de la presión a lo largo del conducto.

Los resultados obtenidos muestran que la configuración óptima no corresponde necesariamente a la que minimice la turbulencia, sino a la que logre el mejor equilibrio entre la extracción de energía y la interacción hidrodinámica. Este hallazgo resulta particularmente relevante para sistemas hidrocínéticos confinados, en los que la presencia de las paredes modifica significativamente la recuperación de la estela en comparación con las de turbinas que operan en flujo libre. Las relaciones identificadas se discuten a continuación.

11.7.1. Relación entre la distancia de separación y la efectividad mecánico hidráulica

Los resultados presentados en las Tablas 25, 26 y 27 muestran una tendencia consistente entre la distancia de separación y la efectividad mecánico-hidráulica del sistema. En términos generales, los arreglos con menor separación entre rotores presentan los valores más altos de Ψ^* , especialmente cuando la Geometría A forma parte de la configuración.

La simulación de confirmación mostró que el arreglo Geometría A – Geometría A, separado a 400 mm, alcanzó un valor de $\Psi^*=0.0368$, mientras que la misma configuración a 1600 mm obtuvo

$\Psi^*=0.0348$. Esta diferencia representa una mejora cercana al 6%, lo que indica que la proximidad entre rotores favorece la extracción energética global.

Desde el punto de vista físico, este comportamiento puede explicarse por la interacción entre las estructuras de flujo generados por la turbina aguas arriba. A distancias reducidas, la segunda turbina opera en una región donde aún existe una redistribución significativa de las velocidades y de la presión inducida por la primera turbina. Aunque el flujo presenta niveles más altos de turbulencia, parte de la energía cinética remanente de la estela puede ser aprovechada por el segundo rotor antes de que se produzca la recuperación completa del flujo.

Por el contrario, cuando la separación aumenta, la estela experimenta una recuperación progresiva y la segunda turbina opera en condiciones más cercanas a las de un flujo desarrollado. Sin embargo, esta recuperación también implica la pérdida de los mecanismos de interacción favorables que contribuyen a aumentar la extracción conjunta de energía del sistema.

Estos resultados sugieren que, dentro del intervalo estudiado y bajo las condiciones de simulación realizadas, la interacción entre rotores genera beneficios energéticos superiores a las pérdidas asociadas a la perturbación de la estela.

11.7.2. Relación entre la distancia de separación y la energía cinética turbulenta

A diferencia del comportamiento observado para Ψ^* , la energía cinética turbulenta presenta una tendencia opuesta con respecto a la distancia de separación.

Los resultados de la Tabla 27 muestran que el plano P2 presenta los valores más altos de TKE cuando las turbinas están separadas por 400 mm. Para esta condición, el valor promedio de TKE es de aproximadamente 0.371 J/kg. Cuando la separación aumenta a 800 mm, dicho valor disminuye hasta aproximadamente 0,167 J/kg, mientras que para una separación de 1600 mm se reduce a valores cercanos a 0,051 J/kg.

Esta evolución indica que la estela generada por la primera turbina experimenta una disipación turbulenta continua a medida que avanza aguas abajo. En consecuencia, la intensidad de las fluctuaciones de velocidad disminuye progresivamente con la distancia.

La tendencia observada puede describirse mediante una ley de decaimiento exponencial de la forma:

$$TKE(L) = TKE_0 \cdot e^{-\lambda L/D} \quad (33)$$

Donde λ representa un coeficiente característico de disipación dependiente de la geometría del rotor y de las condiciones de confinamiento.

La Figura 42 presenta la evolución de TKE en los planos P2 y P3 en función de la distancia axial para la configuración de turbinas gemelas de la Geometría A.

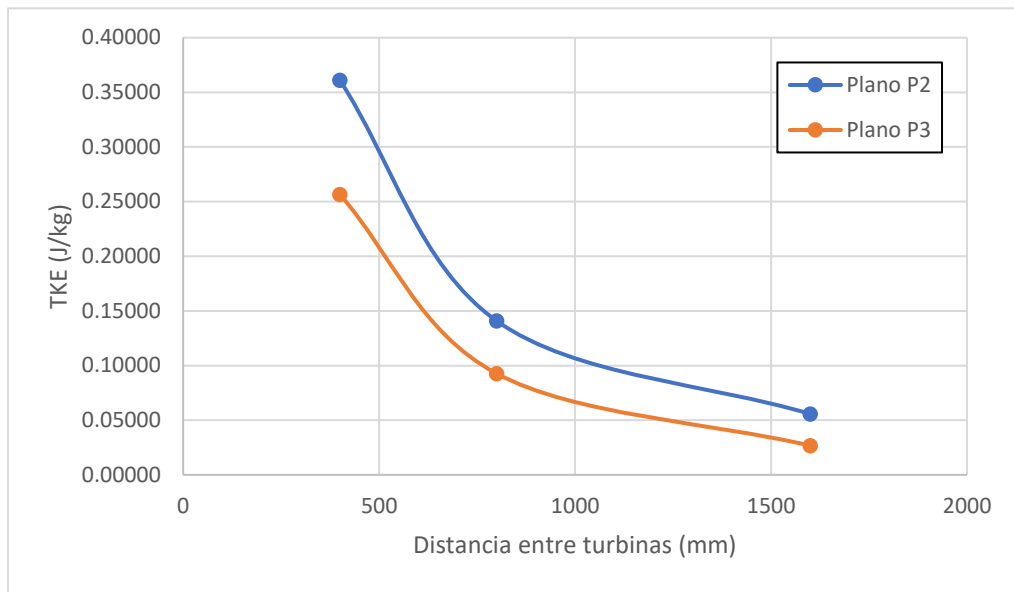


Figura 42. Comportamiento del TKE para el arreglo de turbinas gemelas de la "Geometría A".

El comportamiento exponencial observado constituye evidencia de que el confinamiento impuesto por la tubería acelera los mecanismos de disipación de la turbulencia en comparación con configuraciones de flujo libre. La proximidad de las paredes favorece la transferencia de energía desde las estructuras turbulentas de gran escala hacia estructuras de menor escala, lo que incrementa la tasa de disipación viscosa.

Como resultado, para distancias superiores a aproximadamente 16 diámetros hidráulicos, la estela ha perdido gran parte de su energía turbulenta inicial y el flujo comienza a aproximarse nuevamente a condiciones cercanas al régimen desarrollado.

11.7.3. Relación entre turbulencia y desempeño energético

Uno de los resultados más relevantes de esta investigación surge al comparar simultáneamente los resultados de eficiencia energética y de energía cinética turbulenta.

De manera intuitiva, podría esperarse que una reducción de la turbulencia condujera automáticamente a una mejora del desempeño energético. Sin embargo, los resultados obtenidos indican que dicha relación no es necesariamente válida para arreglos hidrocinéticos limitados.

La configuración Geometría A – Geometría A, con una separación de 1600 mm, presenta niveles de TKE considerablemente inferiores a los observados en la configuración de 400 mm. No obstante, su eficiencia energética también es inferior. Este comportamiento indica que la reducción de la turbulencia no constituye, por sí misma, un criterio suficiente para maximizar la extracción de energía.

Los resultados sugieren que existe una condición de compromiso entre dos fenómenos opuestos:

- La disipación turbulenta tiende a reducir la energía disponible para la segunda turbina.

- La interacción hidrodinámica entre rotores, que puede favorecer la extracción energética cuando la separación es reducida.

La configuración óptima corresponde precisamente al punto en el que la interacción favorable entre las turbinas compensa las pérdidas asociadas a la turbulencia generada en la estela.

Este hallazgo representa una contribución importante al diseño de sistemas hidrocinéticos confinados, ya que demuestra que la distancia óptima no coincide necesariamente con la condición de mínima turbulencia.

11.7.4. Implicaciones estructurales de la turbulencia

Además de sus efectos en el desempeño hidráulico, la energía cinética turbulenta tiene implicaciones directas para la integridad estructural de los componentes del sistema.

Las fluctuaciones de velocidad asociadas a la turbulencia generan fluctuaciones de presión sobre los álabes, el eje y los elementos de soporte de la turbina. Estas cargas variables pueden inducir esfuerzos cíclicos que, en condiciones de operación prolongada, favorecen la aparición de fenómenos de fatiga mecánica.

Los resultados obtenidos muestran que los niveles más altos de TKE se observan en configuraciones con separaciones reducidas, donde los valores registrados en las proximidades de la segunda turbina alcanzan aproximadamente 0.20–0.23 J/kg. Considerando la densidad del agua, estos valores corresponden a fluctuaciones dinámicas de presión del orden de cientos de pascuales, que actúan de forma repetitiva sobre la estructura.

Aunque dichas magnitudes no representan una condición crítica inmediata, sí sugiere que las configuraciones podrían estar sujetas a mayores exigencias estructurales a lo largo de su vida útil.

Por esta razón, se recomienda que trabajos futuros complementen el análisis hidráulico mediante simulaciones de interacción fluido-estructura (FSI) y análisis por elementos finitos (FEA), lo que permite evaluar la distribución de esfuerzos equivalentes de Von Mises, la acumulación de daño por fatiga y la vida útil esperada de los componentes sometidos a cargas hidrodinámicas fluctuantes.

12. Conclusiones

La presente investigación desarrolló y validó una metodología numérica para el diseño y la optimización de arreglos en línea de turbinas hidrocinéticas de tipo arrastre instaladas en tuberías, integrando herramientas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) y Diseño de Experimentos (DoE) mediante el método de Taguchi. La metodología propuesta permitió evaluar de manera sistemática la interacción entre rotores, identificar los parámetros de diseño con mayor influencia en el desempeño energético del sistema y determinar la configuración que maximiza la eficiencia global del arreglo.

Los resultados obtenidos permitieron cumplir el objetivo general de la investigación, consistente en optimizar un arreglo hidrocinético compuesto por dos turbinas de eje vertical operando en línea dentro de una tubería. A partir de la evaluación individual de diferentes geometrías y del análisis paramétrico de nueve configuraciones seleccionadas mediante un arreglo ortogonal L9, fue posible

identificar la combinación de diseño que ofrece el mejor compromiso entre la extracción de energía y el aprovechamiento hidráulico del flujo.

La hipótesis planteada establecía que la optimización de la disposición espacial de dos turbinas de arrastre y el uso de geometrías diferenciadas permitirían incrementar la producción energética del sistema y mejorar el desempeño de la turbina aguas abajo. Los resultados obtenidos permitieron validar parcialmente esta hipótesis. Se pudo confirmar que la optimización de la disposición de los rotores constituye un mecanismo efectivo para incrementar el desempeño energético global del sistema. Sin embargo, no se encontró evidencia de que la combinación de geometrías diferenciadas produzca beneficios adicionales respecto al uso de turbinas idénticas de alto desempeño. Por el contrario, la configuración óptima correspondió a un arreglo de dos turbinas Geometría A, separadas axialmente en 400 mm, alcanzando una eficiencia máxima de 20.15 % y una efectividad mecánico-hidráulica de $\Psi^*=0.0368$.

Entre los principales hallazgos de la investigación, destaca la identificación de la turbina ubicada aguas abajo como el factor de diseño más influyente en la eficiencia energética del arreglo. El análisis de la relación señal-ruido mostró que este factor aporta la mayor contribución al desempeño global del sistema, seguido por la geometría de la turbina aguas arriba. En contraste, la distancia de separación entre rotores mostró una influencia considerablemente menor durante el intervalo estudiado. Este resultado sugiere que, en sistemas hidrocínicos confinados, la selección adecuada de las características geométricas de los rotores tiene un impacto más significativo que la modificación de la distancia axial entre ellos.

Asimismo, se demuestra que la interacción hidrodinámica entre turbinas en tuberías presenta un comportamiento distinto al observado en aplicaciones de flujo libre. Los resultados muestran que las configuraciones con menor separación axial generan mayores niveles de energía cinética turbulenta, pero, simultáneamente, alcanzan los mayores niveles de eficiencia energética. Este comportamiento evidencia que la turbulencia generada por la turbina aguas arriba no necesariamente constituye una pérdida energética perjudicial, sino que puede estar asociada a mecanismos de aceleración y redistribución del flujo que favorecen la extracción de energía por la segunda turbina.

El análisis de la energía cinética turbulenta permitió identificar una relación de decaimiento exponencial entre la intensidad de la turbulencia y la distancia de separación entre los rotores. Los resultados muestran que el TKE disminuye rápidamente a medida que aumenta la distancia axial, alcanzando reducciones superiores al 80% para separaciones del orden de 16 diámetros hidráulicos. Este hallazgo aporta evidencia cuantitativa sobre los mecanismos de disipación de la estela turbulenta en sistemas hidrocínicos confinados y constituye una contribución relevante para futuros modelos de interacción entre turbinas instaladas en tuberías.

Otro resultado relevante de esta investigación fue la validación de la efectividad mecánico-hidráulica Ψ^* como parámetro complementario de la eficiencia energética convencional. Mientras que la eficiencia cuantifica la capacidad de extracción de energía, Ψ^* incorpora simultáneamente los efectos de la caída de presión inducida por la turbina, lo que permite una evaluación más integral del desempeño del sistema. Los resultados demostraron que este parámetro presenta una mayor capacidad discriminante para comparar configuraciones con eficiencias similares, pero con diferentes impactos hidráulicos sobre la red de conducción.

Desde una perspectiva metodológica, la investigación demuestra que la combinación de CFD transitorio con metodologías de Diseño de Experimentos constituye una herramienta eficaz para optimizar sistemas hidrocínicos. El uso del arreglo ortogonal L9 permitió reducir el número de

simulaciones requeridas de 27 a 9, lo que disminuyó significativamente el costo computacional sin comprometer la capacidad de identificar tendencias y factores dominantes. Este enfoque constituye una estrategia replicable para futuras investigaciones orientadas al diseño de turbinas hidrocínéticas y de otros dispositivos de aprovechamiento energético en sistemas de flujo confinado.

Finalmente, los resultados obtenidos sugieren que la optimización de arreglos hidrocínéticos en tuberías debe abordarse desde una perspectiva integral que considere simultáneamente la extracción de energía, las pérdidas hidráulicas y la dinámica turbulenta del flujo. La configuración óptima identificada demuestra que la proximidad entre rotores puede aprovecharse para incrementar el desempeño energético global del sistema, siempre que las características geométricas de las turbinas sean adecuadamente seleccionadas. En este sentido, la presente investigación contribuye al entendimiento de los mecanismos de interacción hidrodinámica en arreglos de turbinas hidrocínéticas de tipo arrastre y proporciona criterios de diseño que pueden emplearse en el desarrollo de sistemas de generación distribuida de energía para redes hidráulicas presurizadas.

12.1. Trabajos futuros

A pesar de los resultados obtenidos y de las contribuciones realizadas al estudio de arreglos hidrocínéticos en tuberías, la presente investigación abre diversas líneas de trabajo que permitirán ampliar el conocimiento sobre la interacción hidrodinámica entre rotores y mejorar la capacidad predictiva de los modelos numéricos empleados.

12.1.1. Simulación con libertad de movimiento rotacional (6 DOF)

Todas las simulaciones realizadas en esta investigación emplearon la técnica de malla deslizante (Sliding Mesh), que impone una velocidad de rotación constante en las turbinas. Aunque esta aproximación es ampliamente utilizada y permite comparar configuraciones en condiciones controladas, no representa plenamente el comportamiento dinámico de un sistema real.

En condiciones de operación reales, la turbina ubicada aguas abajo se encuentra sometida a un flujo altamente perturbado por la estela generada por la primera turbina, lo que puede producir variaciones temporales del torque hidrodinámico y, en consecuencia, modificaciones de su velocidad angular.

Por ello, se recomienda implementar simulaciones CFD acopladas mediante la metodología Six Degrees of Freedom (6DOF), que permita que cada rotor responda dinámicamente a las fuerzas hidrodinámicas ejercidas por el flujo. Este enfoque permitiría evaluar con mayor precisión la influencia de la turbulencia en la estabilidad operativa y el desempeño energético del arreglo.

12.1.2. Análisis estructural y de fatiga

Los resultados mostraron que las configuraciones de mayor eficiencia también generan los niveles más altos de energía cinética turbulenta en las proximidades de la segunda turbina.

Las fluctuaciones de velocidad asociadas a estos niveles de turbulencia producen cargas hidrodinámicas variables que pueden inducir fenómenos de fatiga en los álabes, ejes y sistemas de soporte. Aunque este estudio se centró exclusivamente en el desempeño hidráulico y energético, resulta necesario evaluar las implicaciones estructurales derivadas de dichas fluctuaciones.

Se recomienda desarrollar análisis de elementos finitos (FEA) acoplados con los resultados CFD, determinando esfuerzos equivalentes de von Mises, deformaciones cíclicas y vida a fatiga de los componentes críticos del sistema.

12.1.3. Refinamiento del estudio de separación entre turbinas

El análisis de Taguchi indicó que la distancia de separación tiene una influencia menor que la de la geometría de los rotores dentro del intervalo evaluado. Sin embargo, únicamente se analizaron tres niveles de separación: 400, 800 y 1600 mm.

Por lo anterior, se recomienda realizar estudios adicionales que incorporen niveles intermedios dentro del intervalo de 400 a 1000 mm, así como separaciones inferiores a 400 mm. Este refinamiento permitiría determinar con mayor precisión la ubicación del óptimo global y analizar posibles comportamientos no lineales que no pueden identificarse con un muestreo discreto limitado.

12.1.4. Estudio de arreglos con más de dos turbinas

La presente investigación se centra en arreglos compuestos por dos turbinas debido a la complejidad computacional asociada a las simulaciones transitorias.

Sin embargo, las aplicaciones reales de recuperación de energía en redes hidráulicas podrían requerir la instalación de múltiples dispositivos a lo largo de una misma conducción. Por ello, resulta de interés estudiar arreglos de tres o más turbinas, evaluando la evolución de las estelas, la recuperación de presión y la distribución óptima de los rotores en el sistema.

12.1.5. Validación experimental

Si bien los modelos CFD fueron verificados mediante estudios de independencia de malla y comparaciones con investigaciones reportadas en la literatura, la validación experimental constituye el siguiente paso natural para consolidar los resultados obtenidos.

Se recomienda el desarrollo de un banco experimental a escala que permita medir la velocidad, la caída de presión, el torque y la potencia generada para diferentes configuraciones de arreglo. Esta información permitiría contrastar directamente las predicciones numéricas y cuantificar las incertidumbres asociadas al modelo.

12.1.6. Optimización multiobjetivo

La optimización realizada en esta tesis se centró en maximizar la eficiencia energética y la efectividad mecánico-hidráulica.

Sin embargo, en aplicaciones reales intervienen otros criterios igualmente relevantes, tales como:

- Vida útil estructural.
- Costos de fabricación.
- Facilidad de mantenimiento.
- Vibraciones inducidas por el flujo.
- Niveles de turbulencia generados.
- Confiabilidad operativa.

Por lo tanto, una línea de investigación particularmente prometedora consiste en implementar técnicas de optimización multiobjetivo, como algoritmos genéticos o métodos basados en fronteras

de Pareto, que permitirán identificar configuraciones óptimas que consideran simultáneamente criterios energéticos, hidráulicos, estructurales y económicos.

12.2. Reflexión final

Los resultados obtenidos demuestran que los arreglos hidrocínicos en tuberías constituyen una alternativa técnicamente viable para el aprovechamiento energético distribuido en redes hidráulicas presurizadas. No obstante, la complejidad de las interacciones entre la turbulencia, la recuperación de presión, el desempeño energético y el comportamiento estructural evidencia que aún persisten numerosos aspectos por explorar. Las líneas de investigación propuestas proporcionan una ruta clara para avanzar en el desarrollo de sistemas hidrocínicos más eficientes, robustos y cercanos a su implementación práctica.

13. Productos

Como resultado directo del trabajo de investigación desarrollado en esta tesis, se han generado los siguientes productos académicos, los cuales reflejan el impacto y la difusión de los hallazgos obtenidos en el ámbito de la ingeniería hidrocínica aplicada a sistemas de tuberías.

13.1. Artículo publicado en revista indexada

Carrasco-García, J., Rosado-Tamariz, E., Campos-Amezcu, R., Chagolla-Aranda, M. A., & Campos-Amezcu, A. (2026). Parametric design and mechanical-hydraulic assessment of spherical in-pipe drag-based turbines. *Results in Engineering*, 30, 110294.

<https://doi.org/10.1016/j.rineng.2026.110294>

Este artículo constituye el núcleo central de la tesis. En él se desarrolla un marco algebraico paramétrico para el diseño reproducible de rotores esféricos de arrastre para tuberías, estableciendo restricciones geométricas basadas en el diámetro del conducto, el traslape y el claro de punta. Se evaluaron cinco configuraciones (Semi-Elíptica, Bach, Geometría A, Geometría B y Geometría C) mediante CFD transitorio con el modelo de turbulencia SST k- ω , validado numéricamente contra referencias experimentales. Como contribución original, se propone un parámetro adimensional de efectividad mecánico-hidráulica ($\Psi^* = T/(\Delta P D^3)$) que cuantifica el equilibrio entre la generación de torque y la penalización hidráulica en flujo confinado. Los resultados demostraron que la Geometría A alcanza la mayor efectividad ($\Psi^* = 0.0337$) y una eficiencia del 18.72%, superando hasta en un 28% a las geometrías de referencia. Este artículo ha sido publicado en *Results in Engineering*, una revista indexada en el Journal Citation Reports (JCR) del cuartil Q1, con factor de impacto de 6.0 (2024), lo que avala la calidad y relevancia de la investigación.

13.2. Artículo presentado en congreso internacional

Carrasco García, J., & Rosado Tamariz, E. (2026). Enhancing torque generation in an in-pipe Savonius turbine using an eye-shaped flow deflector: A CFD study. En *Memorias del Quinto Congreso Internacional de Tecnología y Ciencia Aplicada (CITCA 2026)*.

Este trabajo, presentado en el V Congreso Internacional de Tecnología y Ciencia Aplicada (CITCA), aborda el efecto de la incorporación de un deflector tipo "ojo" (*eye-shaped*) en el

desempeño de una turbina hidrocínética de arrastre tipo S-Shaped instalada en tuberías. Mediante simulaciones CFD transitorias, se compararon configuraciones con y sin deflector bajo diferentes velocidades de flujo de entrada. Los resultados demostraron que el deflector incrementa el torque medio hasta cinco veces en comparación con la configuración base, y modifica favorablemente la estructura del flujo al concentrar la velocidad sobre el álabe de avance y reducir las zonas de recirculación. Este artículo complementa la tesis al profundizar en el mecanismo de control de flujo mediante deflectores como estrategia pasiva para mejorar el rendimiento de turbinas de arrastre en condiciones confinadas.

14. Bibliografía

- [1] W. Soon, S. L. Baliunas, A. B. Robinson, and Z. W. Robinson, "Environmental effects of increased atmospheric carbon dioxide," *Clim. Res.*, vol. 13, no. 2, pp. 149–164, Oct. 1999, doi: 10.3354/CR013149.
- [2] N. Bauer *et al.*, "Assessing global fossil fuel availability in a scenario framework," *Energy*, vol. 111, pp. 580–592, Sep. 2016, doi: 10.1016/J.ENERGY.2016.05.088.
- [3] N. Fontana, M. Giugni, and D. Portolano, "Losses Reduction and Energy Production in Water-Distribution Networks," *J. Water Resour. Plan. Manag.*, vol. 138, no. 3, pp. 237–244, Aug. 2011, doi: 10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000179.
- [4] A. A. Williams, N. P. A. Smith, C. Bird, and M. Howard, "Pumps as Turbines and Induction Motors as Generators for Energy Recovery in Water Supply Systems," *Water and Environment Journal*, vol. 12, no. 3, pp. 175–178, Jun. 1998, doi: 10.1111/J.1747-6593.1998.TB00169.X.
- [5] J. P. García, A. C. Marco, and S. N. Santos, "Use of Centrifugal Pumps Operating as Turbines for Energy Recovery in Water Distribution Networks. Two Case Study," *Adv. Mat. Res.*, vol. 107, no. 1, pp. 87–92, 2010, doi: 10.4028/WWW.SCIENTIFIC.NET/AMR.107.87.
- [6] Y. Shao, Y. Yu, T. Yu, S. Chu, and X. Liu, "Leakage Control and Energy Consumption Optimization in the Water Distribution Network Based on Joint Scheduling of Pumps and Valves," *Energies 2019, Vol. 12, Page 2969*, vol. 12, no. 15, p. 2969, Aug. 2019, doi: 10.3390/EN12152969.
- [7] J. VanZwieten *et al.*, "In-Stream Hydrokinetic Power: Review and Appraisal," *Journal of Energy Engineering*, vol. 141, no. 3, p. 04014024, May 2014, doi: 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000197.
- [8] D. Kumar and S. Sarkar, "A review on the technology, performance, design optimization, reliability, techno-economics and environmental impacts of hydrokinetic energy conversion systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 58, pp. 796–813, May 2016, doi: 10.1016/J.RSER.2015.12.247.
- [9] A. Kumar and R. P. Saini, "Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine – A Review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 64, pp. 289–310, Oct. 2016, doi: 10.1016/J.RSER.2016.06.005.

- [10] A. Carravetta, G. Del Giudice, O. Fecarotta, and H. M. Ramos, "Energy Production in Water Distribution Networks: A PAT Design Strategy," *Water Resources Management*, vol. 26, no. 13, pp. 3947–3959, Sep. 2012, doi: 10.1007/S11269-012-0114-1/FIGURES/9.
- [11] F. O. Rourke, F. Boyle, and A. Reynolds, "Marine current energy devices: Current status and possible future applications in Ireland," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 3, pp. 1026–1036, Apr. 2010, doi: 10.1016/J.RSER.2009.11.012.
- [12] 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, pp. 36–49, Feb. 2018, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2017.12.011.
- [13] S. Torres, A. Marulanda, M. F. Montoya, and C. Hernandez, "Geometric design optimization of a Savonius wind turbine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 262, p. 115679, Jun. 2022, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2022.115679.
- [14] S. A. Payambarpour and A. F. Najafi, "Experimental and numerical investigations on a new developed Savonius turbine for in-pipe hydro application," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 234, no. 2, pp. 195–210, Mar. 2020, doi: 10.1177/0957650919854583.
- [15] Patel C.R., Patel V.K., Prabhu S.V., and Eldho T.I., "Investigation of Overlap Ratio for Savonius Type Vertical Axis Hydro Turbine 380," *International Journal of Soft Computing and Engineering (IJSCE)*, May 2013.
- [16] V. Patel and C. Patel, "Performance investigation of twisted blade inline Savonius turbine at variable load condition using numerical method," *Mater. Today Proc.*, vol. 49, pp. 250–256, Jan. 2022, doi: 10.1016/J.MATPR.2021.01.868.
- [17] U. K. Saha and M. J. Rajkumar, "On the performance analysis of Savonius rotor with twisted blades," *Renew. Energy*, vol. 31, no. 11, pp. 1776–1788, Sep. 2006, doi: 10.1016/J.RENENE.2005.08.030.
- [18] M. J. Churchfield, Y. Li, and P. J. Moriarty, "A large-eddy simulation study of wake propagation and power production in an array of tidal-current turbines," *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, vol. 371, no. 1985, Feb. 2013, doi: 10.1098/RSTA.2012.0421.
- [19] C. H. Jo, K. H. Lee, J. H. Lee, and C. Nichita, "Multi-arrayed tidal current energy farm and the integration method of the power transportation," *SPEEDAM 2012 - 21st International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion*, pp. 1428–1431, 2012, doi: 10.1109/SPEEDAM.2012.6264576.
- [20] R. Malki, I. Masters, A. J. Williams, and T. Nick Croft, "Planning tidal stream turbine array layouts using a coupled blade element momentum – computational fluid dynamics model," *Renew. Energy*, vol. 63, pp. 46–54, Mar. 2014, doi: 10.1016/J.RENENE.2013.08.039.

- [21] Y. Zhang, C. Kang, H. Zhao, and S. Teng, "Effects of in-line configuration of drag-type hydrokinetic rotors on inter-rotor flow pattern and rotor performance," *Energy Convers. Manag.*, vol. 196, pp. 44–55, Sep. 2019, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2019.06.003.
- [22] M. Mohammed, S. Sarip, S. A. Aziz, W. A. Mustafa, and A. A. Ajmi, "Savonius Hydrokinetic Turbine: A Bibliometric Analysis," *Journal of Advanced Research in Applied Mechanics*, vol. 133, no. 1, pp. 36–51, Feb. 2025, doi: 10.37934/ARAM.2.1.3651.
- [23] N. R. Maldar, C. Y. Ng, and E. Oguz, "A review of the optimization studies for Savonius turbine considering hydrokinetic applications," *Energy Convers. Manag.*, vol. 226, p. 113495, Dec. 2020, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2020.113495.
- [24] A. F. Rodriguez-Valencia, E. Escobar-Nunez, and G. A. Jaramillo-Pizarro, "Recent advances and performance characteristics of vertical axis hydrokinetic turbines: A review," *Energy Reports*, vol. 14, pp. 5170–5203, Dec. 2025, doi: 10.1016/j.egy.2025.11.080.
- [25] S. Yadav, A. Kumar, and C. S. Pant, "Selection criteria for hydro kinetic turbines and implications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 228, p. 116594, Mar. 2026, doi: 10.1016/j.rser.2025.116594.
- [26] A. K. Nag and S. Sarkar, "Techno-economic analysis of a micro-hydropower plant consists of hydrokinetic turbines arranged in different array formations for rural power supply," *Renew. Energy*, vol. 179, pp. 475–487, Dec. 2021, doi: 10.1016/J.RENENE.2021.07.067.
- [27] H. Saber, H. Mazaheri, H. Ranjbar, M. Moeini-Aghtaie, and M. Lehtonen, "Utilization of in-pipe hydropower renewable energy technology and energy storage systems in mountainous distribution networks," *Renew. Energy*, vol. 172, pp. 789–801, Jul. 2021, doi: 10.1016/J.RENENE.2021.03.072.
- [28] A. R. Sengupta, S. Rakshit, and H. Majumder, "A comprehensive review on various approaches for performance improvement of Savonius wind turbines," *Discover Applied Sciences* 2025 8:1, vol. 8, no. 1, pp. 79–, Dec. 2025, doi: 10.1007/s42452-025-07627-5.
- [29] Z. Zhao, D. Wang, T. Wang, W. Shen, H. Liu, and M. Chen, "A review: Approaches for aerodynamic performance improvement of lift-type vertical axis wind turbine," *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 49, p. 101789, Feb. 2022, doi: 10.1016/j.seta.2021.101789.
- [30] S. A. Payambarpour, A. F. Najafi, and F. Magagnato, "Investigation of Blade Number Effect on Hydraulic Performance of In-Pipe Hydro Savonius Turbine," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2019, no. 1, p. 8394191, Jan. 2019, doi: 10.1155/2019/8394191.
- [31] T. Ma *et al.*, "Development of inline hydroelectric generation system from municipal water pipelines," *Energy*, vol. 144, pp. 535–548, Feb. 2018, doi: 10.1016/J.ENERGY.2017.11.113.
- [32] X. Wang, K. Zhang, X. Bai, S. Miao, Z. Wu, and J. Li, "Optimization of a Pipeline-Type Savonius Hydraulic Turbine," *Fluid Dynamics and Materials Processing*, vol. 20, no. 5, pp. 1123–1146, Jun. 2024, doi: 10.32604/FDMP.2023.043272.

- [33] G. Diab, M. Elhakeem, and A. M. A. Sattar, "Performance assessment of lift-based turbine for small-scale power generation in water pipelines using OpenFOAM," *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, vol. 16, no. 1, pp. 536–550, Dec. 2022, doi: 10.1080/19942060.2021.2019129.
- [34] G. Pavesi and T. Yin, "In-Pipe Micro-Cycloidal Water Turbine for Energy Harvesting," *www.euroturbo.eu//*, 2025, doi: 10.29008/etc2025-201.
- [35] B. Zhang, B. Song, Z. Mao, W. Tian, B. Li, and B. Li, "A Novel Parametric Modeling Method and Optimal Design for Savonius Wind Turbines," *Energies* 2017, Vol. 10, Page 301, vol. 10, no. 3, p. 301, Mar. 2017, doi: 10.3390/EN10030301.
- [36] E. Kerikous and D. Thévenin, "Optimal shape of thick blades for a hydraulic Savonius turbine," *Renew. Energy*, vol. 134, pp. 629–638, Apr. 2019, doi: 10.1016/J.RENENE.2018.11.037.
- [37] M. NAKAJIMA, S. IIO, and T. IKEDA, "Performance of Savonius Rotor for Environmentally Friendly Hydraulic Turbine," *Journal of Fluid Science and Technology*, vol. 3, no. 3, pp. 420–429, 2008, doi: 10.1299/JFST.3.420.
- [38] N. Hasanzadeh, S. A. Payambarpour, A. F. Najafi, and F. Magagnato, "Investigation of in-pipe drag-based turbine for distributed hydropower harvesting: Modeling and optimization," *J. Clean. Prod.*, vol. 298, p. 126710, May 2021, doi: 10.1016/J.JCLEPRO.2021.126710.
- [39] P. Sobhani, N. Hasanzadeh, M. J. Rostamani, and A. F. Najafi, "In-pipe drag-based turbine blade optimization for energy harvesting in urban water networks: A novel theoretical approach," *Renew. Energy*, vol. 249, p. 123208, Aug. 2025, doi: 10.1016/J.RENENE.2025.123208.
- [40] X. Liu *et al.*, "Structural Optimization of a Pipeline Savonius Hydro Turbine Based on Broad Learning," *Applied Sciences* 2025, Vol. 15, Page 9181, vol. 15, no. 16, p. 9181, Aug. 2025, doi: 10.3390/APP15169181.
- [41] M. J. Rostamani, P. Sobhani, N. Hasanzadeh, and A. F. Najafi, "Towards efficient hydropower harvesting: Design modification and performance optimization of a spherical lift-based in-pipe turbine," *Results in Engineering*, vol. 27, p. 106360, Sep. 2025, doi: 10.1016/j.rineng.2025.106360.
- [42] M. Ahmad, A. Shahzad, F. Akram, F. Ahmad, and S. I. A. Shah, "Design optimization of Double-Darrieus hybrid vertical axis wind turbine," *Ocean Engineering*, vol. 254, p. 111171, Jun. 2022, doi: 10.1016/J.OCEANENG.2022.111171.
- [43] E. Fatahian, F. Ismail, M. H. H. Ishak, and W. S. Chang, "Flow Dynamics and Performance Enhancement of Drag-Type Savonius Wind Turbine with a Novel Elliptic-Shaped Deflector," *Flow Turbul. Combust.*, vol. 114, no. 2, pp. 643–675, Feb. 2025, doi: 10.1007/S10494-024-00608-5/METRICS.
- [44] M. A. Al-Dabbagh and M. I. Yuce, "Numerical evaluation of helical hydrokinetic turbines with different solidities under different flow conditions," *International Journal of*

Environmental Science and Technology, vol. 16, no. 8, pp. 4001–4012, Aug. 2018, doi: 10.1007/S13762-018-1987-1.

- [45] Jiju. Antony, *Design of experiments for engineers and scientists*. Elsevier, 2014.
- [46] J. Tu, H. G. Yeoh, and C. Liu, *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*, 3rd ed. Butterworth-Heinemann, 2018.
- [47] N. A. M. Rais, A. Z. A. Kasimin, M. I. M. N. Rizan, N. A. M. Rais, A. Z. A. Kasimin, and M. I. M. N. Rizan, "Optimization of Free-Flow Water Turbine of Pico-Hydropower Using Computational Fluid Dynamic Analysis," *Journal of Power and Energy Engineering*, vol. 13, no. 9, pp. 186–206, Sep. 2025, doi: 10.4236/JPEE.2025.139013.
- [48] U. Shrestha and Y. Do Choi, "A CFD-Based Shape Design Optimization Process of Fixed Flow Passages in a Francis Hydro Turbine," *Processes 2020, Vol. 8, Page 1392*, vol. 8, no. 11, p. 1392, Oct. 2020, doi: 10.3390/PR8111392.
- [49] V. K. Srinivasa, R. S. Srinivasa, and B. Shome, "Design of experiments enabled CFD approach for optimizing cooling fan performance," *SAE Technical Papers*, vol. 1, 2014, doi: 10.4271/2014-01-0658.
- [50] N. J. Lee, Y. C. Hwang, M. Inagaki, and K. Miyagawa, "Design Optimization of High Specific Speed Prototype Francis Turbine by Design of Experiments," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1909, no. 1, p. 012047, May 2021, doi: 10.1088/1742-6596/1909/1/012047.
- [51] M. C. Nam, B. Dechun, Y. Xiangji, and J. Mingri, "Design optimization of hydraulic turbine draft tube based on CFD and DOE method," *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 136, no. 1, Mar. 2018, doi: 10.1088/1755-1315/136/1/012019.
- [52] A. K. Nag and S. Sarkar, "Experimental and numerical study on the performance and flow pattern of different Savonius hydrokinetic turbines with varying duct angle," *J. Ocean Eng. Mar. Energy*, vol. 6, no. 1, pp. 31–53, Feb. 2020, doi: 10.1007/S40722-019-00155-6/METRICS.
- [53] M. B. Salleh, N. M. Kamaruddin, and Z. Mohamed-Kassim, "Experimental investigation on the effects of deflector angles on the power performance of a Savonius turbine for hydrokinetic applications in small rivers," *Energy*, vol. 247, p. 123432, May 2022, doi: 10.1016/J.ENERGY.2022.123432.
- [54] R. Alipour, R. Alipour, F. Fardian, S. S. R. Koloor, and M. Petrů, "Performance improvement of a new proposed Savonius hydrokinetic turbine: a numerical investigation," *Energy Reports*, vol. 6, pp. 3051–3066, Nov. 2020, doi: 10.1016/J.EGYR.2020.10.072.
- [55] S. Osama, M. Emam, S. Ookawara, and M. Ahmed, "Enhancing the performance of vertical axis hydrokinetic Savonius turbines using a novel cambered hydrofoil profile for rotor blades," *Ocean Engineering*, vol. 292, p. 116561, Jan. 2024, doi: 10.1016/J.OCEANENG.2023.116561.
- [56] 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, Jul. 2014, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2014.03.070.
- [57] A. Ramadan, M. Hemida, W. A. Abdel-Fadeel, W. A. Aissa, and M. H. Mohamed, “Comprehensive experimental and numerical assessment of a drag turbine for river hydrokinetic energy conversion,” *Ocean Engineering*, vol. 227, p. 108587, May 2021, doi: 10.1016/J.OCEANENG.2021.108587.
 - [58] A. Muratoglu and M. S. Demir, “Modeling spherical turbines for in-pipe energy conversion,” *Ocean Engineering*, vol. 246, p. 110497, Feb. 2022, doi: 10.1016/J.OCEANENG.2021.110497.
 - [59] S. Nuyam, R. Suntivarakhon, and K. Thanutwutthikorn, “Study on the Efficiency of the Savonius Hydro Turbines Installed in Water Pipes,” *Asian Health, Science and Technology Reports*, vol. 33, no. 1, Mar. 2025, doi: 10.69650/AHSTR.2025.3427.
 - [60] V. Patel, T. I. Eldho, and S. V. Prabhu, “Theoretical study on the prediction of the hydrodynamic performance of a Savonius turbine based on stagnation pressure and impulse momentum principle,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 168, pp. 545–563, Jul. 2018, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2018.04.065.
 - [61] M. A. Kamoji, S. B. Kedare, and S. V. Prabhu, “Experimental investigations on single stage, two stage and three stage conventional Savonius rotor,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 32, no. 10, pp. 877–895, Aug. 2008, doi: 10.1002/ER.1399.
 - [62] M. S. Mohamed *et al.*, “Design Optimization of Savonius and Wells Turbines,” 1974.
 - [63] A. Kumar and R. P. Saini, “Performance analysis of a Savonius hydrokinetic turbine having twisted blades,” *Renew. Energy*, vol. 108, pp. 502–522, Aug. 2017, doi: 10.1016/J.RENENE.2017.03.006.
 - [64] I. Hamzah, A. Prasetyo, D. D. D. P. Tjahjana, and S. Hadi, “Effect of blades number to performance of Savonius water turbine in water pipe,” *AIP Conf. Proc.*, vol. 1931, no. 1, p. 30046, Feb. 2018, doi: 10.1063/1.5024105/831765.
 - [65] A. Prasetyo, B. Kristiawan, D. Danardono, and S. Hadi, “The Effect of Deflector Angle in Savonius Water Turbine with Horizontal Axis on the Power Output of Water Flow in Pipe,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 979, no. 1, p. 012043, Mar. 2018, doi: 10.1088/1742-6596/979/1/012043.
 - [66] A. Sakti, A. Prasetyo, D. D. D. P. Tjahjana, and S. Hadi, “The horizontal axis type of Savonius water turbine in pipe using solidwork simulation,” *AIP Conf. Proc.*, vol. 2097, no. 1, Apr. 2019, doi: 10.1063/1.5098217/818700.
 - [67] T. Yuwono, G. Sakti, F. Nur Aulia, and A. Chandra Wijaya, “Improving the performance of Savonius wind turbine by installation of a circular cylinder upstream of returning turbine blade,” *Alexandria Engineering Journal*, vol. 59, no. 6, pp. 4923–4932, Dec. 2020, doi: 10.1016/J.AEJ.2020.09.009.

- [68] G. Kailash, T. I. Eldho, and S. V. Prabhu, "Performance Study of Modified Savonius Water Turbine with Two Deflector Plates," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2012, no. 1, p. 679247, Jan. 2012, doi: 10.1155/2012/679247.
- [69] M. A. Kamoji, S. B. Kedare, and S. V. Prabhu, "Experimental investigations on single stage modified Savonius rotor," *Appl. Energy*, vol. 86, no. 7–8, pp. 1064–1073, Jul. 2009, doi: 10.1016/J.APENERGY.2008.09.019.
- [70] M. Mosbahi, A. Ayadi, Y. Chouaibi, Z. Driss, and T. Tucciarelli, "Performance study of a Helical Savonius hydrokinetic turbine with a new deflector system design," *Energy Convers. Manag.*, vol. 194, pp. 55–74, Aug. 2019, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2019.04.080.
- [71] H. Alizadeh, M. H. Jahangir, and R. Ghasempour, "CFD-based improvement of Savonius type hydrokinetic turbine using optimized barrier at the low-speed flows," *Ocean Engineering*, vol. 202, p. 107178, Apr. 2020, doi: 10.1016/J.OCEANENG.2020.107178.
- [72] D. Jiyun, Y. Hongxing, S. Zhicheng, and G. Xiaodong, "Development of an inline vertical cross-flow turbine for hydropower harvesting in urban water supply pipes," *Renew. Energy*, vol. 127, pp. 386–397, Nov. 2018, doi: 10.1016/J.RENENE.2018.04.070.
- [73] S. A. Payambarpour, A. F. Najafi, and F. Magagnato, "Investigation of deflector geometry and turbine aspect ratio effect on 3D modified in-pipe hydro Savonius turbine: Parametric study," *Renew. Energy*, vol. 148, pp. 44–59, Apr. 2020, doi: 10.1016/J.RENENE.2019.12.002.
- [74] W. Tian, J. Bian, G. Yang, X. Ni, and Z. Mao, "Influence of a passive upstream deflector on the performance of the Savonius wind turbine," *Energy Reports*, vol. 8, pp. 7488–7499, Nov. 2022, doi: 10.1016/J.EGYR.2022.05.244.
- [75] R. E. Sheldahl, B. F. Blackwell, and L. V. Feltz, "Wind tunnel performance data for two- and three-bucket Savonius rotors," <https://doi.org/10.2514/3.47966>, vol. 2, no. 3, pp. 160–164, May 2012, doi: 10.2514/3.47966.
- [76] A. Bizhanpour, N. Hasanzadeh, A. F. Najafi, and F. Magagnato, "Investigation of different deflector geometry and mechanism effect on the performance of an in-pipe hydro Savonius turbine," *Appl. Energy*, vol. 350, p. 121697, Nov. 2023, doi: 10.1016/J.APENERGY.2023.121697.
- [77] S. Gautam, A. Sedai, R. Dhakal, B. K. Sedhai, and S. Pol, "CFD analysis of gravity-fed drag-type in-pipe water turbine to determine the optimal deflector-to-turbine position," *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 18, pp. 55–68, Feb. 2023, doi: 10.1093/IJLCT/CTAC138.
- [78] Y. Chen, D. Zhang, P. Guo, Q. Hu, and J. Li, "A comparative analysis of 2-D and 3-D simulation for savonius hydrokinetic turbine array," *Ocean Engineering*, vol. 295, p. 116909, Mar. 2024, doi: 10.1016/J.OCEANENG.2024.116909.
- [79] K. Golecha, T. I. Eldho, and S. V. Prabhu, "Study on the Interaction between Two Hydrokinetic Savonius Turbines," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2012, no. 1, p. 581658, Jan. 2012, doi: 10.1155/2012/581658.

- [80] K. R. Sultana, D. Saha, K. Pope, and Y. Muzychka, "Counter rotating hydrokinetic turbine arrays for ocean energy conversion," *2014 Oceans - St. John's, OCEANS 2014*, Jan. 2015, doi: 10.1109/OCEANS.2014.7003258.
- [81] R. Mereu, D. Federici, G. Ferrari, P. Schito, and F. Inzoli, "Parametric numerical study of Savonius wind turbine interaction in a linear array," *Renew. Energy*, vol. 113, pp. 1320–1332, Dec. 2017, doi: 10.1016/J.RENENE.2017.06.094.
- [82] W. H. Chen, C. Y. Chen, C. Y. Huang, and C. J. Hwang, "Power output analysis and optimization of two straight-bladed vertical-axis wind turbines," *Appl. Energy*, vol. 185, pp. 223–232, Jan. 2017, doi: 10.1016/J.APENERGY.2016.10.076.
- [83] H. Y. Peng, Z. D. Han, H. J. Liu, K. Lin, and H. F. Lam, "Assessment and optimization of the power performance of twin vertical axis wind turbines via numerical simulations," *Renew. Energy*, vol. 147, pp. 43–54, Mar. 2020, doi: 10.1016/J.RENENE.2019.08.124.
- [84] D. Chen, Y. Ma, C. Hu, and T. Zhao, "Efficiency optimization of twin vertical-axis helical hydrokinetic turbines (VAHHTs) based on Taguchi method," *Applied Ocean Research*, vol. 138, p. 103618, Sep. 2023, doi: 10.1016/J.APOR.2023.103618.
- [85] S. Alirshedat, H. Attar, A. Saad, F. Al-Shami, and A. Amer, "Reactive lift-type Spherical Turbine Design for the Disi-Station Pipes in Jordan-Study Case," *2021 12th International Renewable Engineering Conference, IREC 2021*, Apr. 2021, doi: 10.1109/IREC51415.2021.9427795.
- [86] W. Lahamornchaiyakul and N. Kasayapanand, "Free-Spinning Numerical Simulation of a Novel Vertical Axis Small Water Turbine Generator for Installation in a Water Pipeline," *CFD Letters*, vol. 15, no. 8, pp. 31–49, Jun. 2023, doi: 10.37934/CFDL.15.8.3149.
- [87] R. Kumar, A. K. Nag, and S. Sarkar, "Performance analysis of spherically curbed hydrokinetic turbine arranged in In-line array in a closed conduit," *Renew. Energy*, vol. 232, p. 121110, Oct. 2024, doi: 10.1016/J.RENENE.2024.121110.
- [88] A. K. Nag and S. Sarkar, "Performance analysis of Helical Savonius Hydrokinetic turbines arranged in array," *Ocean Engineering*, vol. 241, p. 110020, Dec. 2021, doi: 10.1016/J.OCEANENG.2021.110020.
- [89] M. S. Khani, M. Mehraein, and S. H. Mohajeri, "Experimental analysis of deflector influence on Savonius hydrokinetic turbine power performance in straight and curved channels," *Renew. Energy*, vol. 256, p. 124425, Jan. 2026, doi: 10.1016/J.RENENE.2025.124425.
- [90] W. Yang, Y. Hou, H. Jia, B. Liu, and R. Xiao, "Lift-type and drag-type hydro turbine with vertical axis for power generation from water pipelines," *Energy*, vol. 188, Dec. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.116070.
- [91] R. Kumar and S. Sarkar, "Performance evaluation of modified hydrokinetic turbines in pipe flow with velocity correction technique," *Renew. Energy*, vol. 242, p. 122485, Apr. 2025, doi: 10.1016/J.RENENE.2025.122485.

- [92] U. K. Patel, N. Alom, and U. K. Saha, "Lift-based offshore vertical-axis wind turbines for power generation: Current status of technology and future direction of numerical research," *Wind Engineering*, vol. 49, no. 3, pp. 782–809, Jun. 2025, doi: 10.1177/0309524X241288094.
- [93] Y. Kyojuka, H. Akira, D. Duan, and Y. Urakata, "An Experimental Study On the Darrieus-Savonius Turbine For the Tidal Current Power Generation," Jul. 21, 2009, *OnePetro*. Accessed: Nov. 13, 2024. [Online]. Available: <https://dx.doi.org/>
- [94] K. Sahim, K. Ihtisan, D. Santoso, and R. Sipahutar, "Experimental Study of Darrieus-Savonius Water Turbine with Deflector: Effect of Deflector on the Performance," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2014, no. 1, p. 203108, Jan. 2014, doi: 10.1155/2014/203108.
- [95] M. Mosbahi, A. Ayadi, Y. Chouaibi, Z. Driss, and T. Tucciarelli, "Performance improvement of a novel combined water turbine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 205, p. 112473, Feb. 2020, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2020.112473.
- [96] T. Jiang, Y. Zhao, S. Wang, L. Zhang, and G. Li, "Aerodynamic characterization of a H-Darrieus wind turbine with a Drag-Disturbed Flow device installation," *Energy*, vol. 292, p. 130522, Apr. 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.130522.
- [97] W. Lahamornchaiyakul, "International Journal of Renewable Energy Development Numerical simulation of a novel small water turbine generator for installation in a deep-flow hydroponics system," *Int. J. Renew. Energy Dev*, vol. 2024, no. 1, pp. 88–98, 2024, doi: 10.14710/ijred.2024.58247.
- [98] K. Lv, Y. Xie, Y. Wang, and G. Sun, "Performance investigations of a control valve with the function of energy harvesting," *Energy*, vol. 214, p. 119001, Jan. 2021, doi: 10.1016/J.ENERGY.2020.119001.
- [99] J. Chen, H. X. Yang, C. P. Liu, C. H. Lau, and M. Lo, "A novel vertical axis water turbine for power generation from water pipelines," *Energy*, vol. 54, pp. 184–193, Jun. 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.01.064.
- [100] S. Malavasi, G. Ferrarese, and M. M. A. Rossi, "A Control Valve for Energy Harvesting," *Procedia Eng.*, vol. 89, pp. 588–594, Jan. 2014, doi: 10.1016/J.PROENG.2014.11.482.
- [101] W. Lahamornchaiyakul and N. Kasayapanand, "The Design and Analysis of a Novel Vertical Axis Small Water Turbine Generator for Installation in Drainage Lines.," *International Journal of Renewable Energy Development*, vol. 12, no. 2, p. 235, Mar. 2023, doi: 10.14710/ijred.2023.48388.
- [102] "Water turbine model. | Download Scientific Diagram." Accessed: Nov. 25, 2024. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/figure/Water-turbine-model_fig2_327276065
- [103] N. Hasanzadeh, A. F. Najafi, and A. Riasi, "Study of blade type effect on the performance of drag-based in-pipe hydro-turbines for improving energy harvesting," *Energy Convers. Manag.*, vol. 314, p. 118722, Aug. 2024, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2024.118722.

- [104] Y. Murai, T. Umemura, H. J. Park, Y. Horimoto, and Y. Tasaka, "Experimental and theoretical fluid dynamics of spherical Savonius turbines operated in pipe flows," *J. Fluids Struct.*, vol. 127, p. 104105, Jun. 2024, doi: 10.1016/J.JFLUIDSTRUCTS.2024.104105.
- [105] J. Carrasco-García, E. Rosado-Tamariz, R. Campos-Amezcu, M. A. Chagolla-Aranda, and A. Campos-Amezcu, "Parametric design and mechanical-hydraulic assessment of spherical in-pipe drag-based turbines," *Results in Engineering*, vol. 30, p. 110294, Jun. 2026, doi: 10.1016/J.RINENG.2026.110294.
- [106] J. F. Gülich, "Operation of centrifugal pumps," *Centrifugal Pumps*, pp. 665–714, 2010, doi: 10.1007/978-3-642-12824-0_11.
- [107] J. S. Arora, "Introduction to Optimum Design," *Introduction to Optimum Design, Fourth Edition*, pp. 1–945, Apr. 2016, doi: 10.1016/C2013-0-15344-5.
- [108] D. C. . Montgomery, *Design and analysis of experiments*. John Wiley & Sons, Inc., 2017.
- [109] H. Gutiérrez Pulido and R. de la Vara Salazar, *Análisis y diseño de experimentos*, Segunda. McGRAW-HILL, 2008. Accessed: May 10, 2026. [Online].
- [110] Jiri. Blazek, *Computational fluid dynamics: Principles and applications*. Butterworth Heinemann, 2015.
- [111] S. B. Pope, *Turbulent Flows*.
- [112] A. J. Smits, *Lectures in Fluid Mechanics Viscous Flows and Turbulence*. 2009.

15. Anexos

Figura 1. Esquema del arreglo en línea de dos turbinas Savonius modificadas y definición de la separación adimensional X/R [79].....	15
Figura 2. Variación del coeficiente de potencia promedio en función del ángulo de incidencia y la separación entre turbinas [81]......	16
Figura 3. Patrones de flujo instantáneo obtenidos mediante TR-PIV para una separación de 3D entre rotores [21]	17
Figura 4 Vista esquemática del canal curvo de 90° y de las posiciones evaluadas para la instalación de la turbina y el deflector [89].....	19
Figura 5. Estructura principal de turbinas hidrocínicas de arrastre y sustentación propuestas por Yang et al. [90].....	21
Figura 6. Turbinas evaluadas por Kumar y Sakar, a) Turbina Savonius esférica y b) Turbina Darrieus esférica [91]......	22
Figura 7. Configuración híbrida Darrieus-Savonius propuesta por Kyozyuka et al. [93].	24
Figura 8. (a)Turbina Savonius con álabes torcidos (b) Turbina híbrida [95].	25
Figura 9. Sistema hidropónico con integración de microturbinas hidrocínicas [97].....	26
Figura 10. (a) Diagrama esquemático de la estructura interna de la GreenValve, (b) Dimensiones del carrito [98].....	27
Figura 11. Posición de instalación y diseño de la turbina de eje vertical [101].....	28

Figura 12. Esquema conceptual de la brecha de investigación.....	34
Figura 13. Clasificación de las turbinas hidrocínéticas [88].....	40
Figura 14. (a) Turbinas de flujo axial (b) Turbinas de flujo cruzado [23].	41
Figura 15. Turbina hidrocínética Savonius [102].	42
Figura 16. a) Dos turbinas esféricas de tipo sustentación instaladas dentro una tubería oblicua b) Dos turbinas esféricas de tipo sustentación instaladas dentro una tubería horizontal [85].....	43
Figura 17. Descomposición de Reynolds de flujo turbulento.....	45
Figura 18. Estructura de estela turbulenta detrás de una turbina hidrocínética.	46
Figura 19. Comparación conceptual entre los modelos de turbulencia RANS, LENS y DNS.	48
Figura 20. Metodología propuesta para el desarrollo del trabajo de investigación.....	49
Figura 21. Verificación y evaluación del desempeño de turbinas individuales.....	50
Figura 22. Metodología del diseño de experimentos aplicada para la optimización del arreglo de turbinas hidrocínéticas.....	51
Figura 23. Sección transversal de los álabes de las turbinas propuestas por Hasanzadeh et al. [103].	55
Figura 24. Spherical Savonius (a) estructura alrededor del eje de rotación y (b) sección transversal de los álabes en el plano central [104].....	56
Figura 25. (a) Turbina eólica Savonius y (b) Plano central de la turbina Optimal Savonius.	56
Figura 26. Configuración de parámetros del álabe Mohamed [62].	57
Figura 27. Parámetros geométricos aplicados a las turbinas esféricas.	58
Figura 28. Vista de sección transversal y vista lateral de la turbina esférica en tubería.	59
Figura 29. Corte transversal y modelo CAD 3D del deflector tipo ojo.....	60
Figura 30. Perfiles de álabe de las turbinas hidrocínéticas esféricas analizadas: (a) S-Shaped, (b) Semi-Elliptic, (c) Bach, (d) Propuesta A, (e) Propuesta B, (f) Propuesta C.....	61
Figura 31. Modelos CAD 3D de las turbinas hidrocínéticas: a) S-shaped, b) Semi-elliptic, c) Bach, d) Geometría A, e) Geometría B, f) Geometría C.	63
Figura 32. Variación del torque comparando el caso de referencia con el modelo verificado.	65
Figura 33. Diagrama polar del torque instantáneo del caso de estudio de referencia y del modelo verificado.....	66
Figura 34. Verificación de la eficiencia entre los modelos de referencia y los diseños replicados. ..	68
Figura 35. Torque producido por las turbinas durante un ciclo completo.	69
Figura 36. Diferencial de presión producido por las turbinas durante un ciclo completo.	71
Figura 37. Efectividad mecánico-hidráulica resultante de las turbinas comparadas.	72
Figura 38. Configuración del dominio computacional implementando la técnica de plano de simetría en un arreglo en línea con turbinas diferenciadas.....	79
Figura 39. Mallado computacional del dominio correspondiente a un arreglo en línea de dos turbinas hidrocínéticas.....	80
Figura 40. Representación gráfica de los planos transversales distribuidos en el dominio computacional.....	84
Figura 41. Contorno de la TKE en un arreglo de turbinas gemelas (a) 400 mm, (b) 800 mm y (c) 1600 mm.	85
Figura 42. Comportamiento del TKE para el arreglo de turbinas gemelas de la "Geometría A".	90
Tabla 1. Comparación de metodologías de optimización aplicadas a turbinas hidrocínéticas.	7

Tabla 2. Herramientas computacionales utilizadas en estudios recientes de optimización hidrocínética.....	8
Tabla 3. Comparación de estudios paramétricos y desempeño hidrodinámico.	9
Tabla 4. Clasificación conceptual de estrategias de control del flujo mediante deflectores en turbinas tipo Savonius.	10
Tabla 5. Comparación de estrategias de deflectores en turbinas hidrocínéticas tipo Savonius	13
Tabla 6. Variables geométricas relevantes en sistemas de deflectores.....	14
Tabla 7. Comparación de estudios sobre arreglos de turbinas hidrocínéticas.....	19
Tabla 8. Efectos hidrodinámicos observados en arreglos de turbinas.	20
Tabla 9. Comparación entre turbinas de arrastre y sustentación en flujo confinado.	23
Tabla 10. Resumen comparativo de estudios sobre turbinas de arrastre y sustentación en tuberías.	23
Tabla 11. Resumen de configuraciones alternativas e híbridas de turbinas hidrocínéticas.....	28
Tabla 12. Síntesis de hallazgos consolidados identificados en la literatura.	30
Tabla 13. Principales limitaciones identificadas en la literatura.....	32
Tabla 14. Brechas identificadas y oportunidad de investigación propuesta.	33
Tabla 15. Componentes y funciones principales de una turbina hidrocínética de tipo Savonius instalada en una tubería.....	42
Tabla 16. Parámetros a considerar en los arreglos de turbinas.	44
Tabla 17. Cronograma de actividades	53
Tabla 18. Parámetros geométricos de los perfiles de álabe analizados.	62
Tabla 19. Condiciones de frontera utilizadas para la simulación numérica de referencia.	64
Tabla 20. Indicadores estadísticos de validación del modelo CFD.	66
Tabla 21. Desempeño comparativo de las geometrías de las turbinas evaluadas.	73
Tabla 22. Factores y niveles considerados en el estudio de optimización.	77
Tabla 23. Matriz de experimentos del arreglo ortogonal L9	78
Tabla 24. Condiciones de frontera empleadas en las simulaciones del arreglo en línea de dos turbinas hidrocínéticas.....	80
Tabla 25. Resultados de las simulaciones CFD.	81
Tabla 26. Efectos principales sobre la relación señal-ruido.....	83
Tabla 27. Valores de TKE correspondiente a cada plano generado para las configuraciones de turbinas evaluadas.	85
Tabla 28. Resultados de las simulaciones de confirmación.....	87