



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

**Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico**

Tesis de Maestría

**Diseño de una microturbina hidráulica para la
generación de energía verde a partir de la
recuperación energética en redes de tuberías de
suministro de agua**

presentada por

Ing. David Emiliano Paez Soto

como requisito para la obtención del grado de

**Maestro en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Director de tesis

Dr. Miguel Ángel Chagolla Aranda

Codirector de tesis

Dr. Erik Rosado Tamariz

Cuernavaca, Morelos, México. Septiembre de 2026.



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Subdirección Académica

Cuernavaca Mor, 24/agosto/2026

Oficio No. SAC/267/2026

Asunto: Autorización de impresión de tesis

DAVID EMILIANO PÁEZ SOTO
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN
CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E

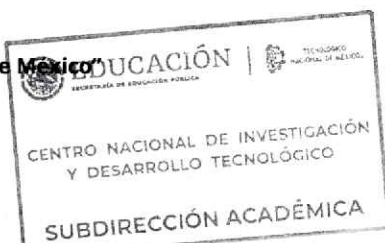
Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **"Diseño de una microturbina hidráulica para la generación de energía verde a partir de la recuperación energética en redes de tuberías de suministro de agua"**, ha informado a esta Subdirección 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., 21/agosto/2026

OFICIO No. DIM/142/2026

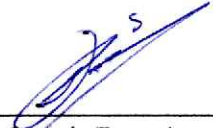
Asunto: Aceptación de documento de tesis

CENIDET-AC-004-M14-OFICIO

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

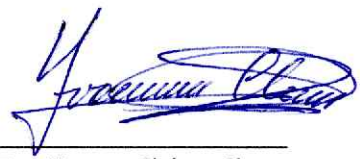
Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. David Emiliano Páez Soto con número de control M23CE148, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado **"Diseño de una microturbina hidráulica para la generación de energía verde a partir de la recuperación energética en redes de tuberías de suministro de agua"** 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. Miguel Ángel Chagolla Aranda
Director de tesis


Dr. Erik Rosado Tamariz
Codirector de tesis


Dr. Arturo Abundez Pliego
Revisor 1


Dr. Jorge Ceñin Ocampo
Revisor 2


Dra. Yvonne Chávez Chena
Revisor 3

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

A la SECIHTI, por brindarme el apoyo económico que me permitió continuar con mi formación académica.

Al CENIDET, por aceptarme y permitirme continuar con mi formación académica.

A Dios, por ser guía y anfitrión en mi vida.

A mis padres, por darme la vida, por criarme y cuidarme de la mejor manera posible dentro de las posibilidades que se tenían, por nunca desanimarme y apoyarme para seguir adelante.

A mi hermana mayor, por siempre estar al pendiente de mí, cuidarme desde pequeño, enseñarme y aconsejarme en adversas situaciones.

A mi familia, por apoyar mis metas y gustos, así como enseñarme a ser una buena persona en todo momento.

A mis asesores. Dr. Miguel Ángel Chagolla Aranda, Dr. Erik Rosado Tamariz por ser partícipes y guía en toda mi estadía.

A mis profesores Dr. Jorge Colín Ocampo, Dr. Arturo Abúndez Pliego, Dra. Yvonne Chávez Chena, Dr. Rafael Campos Amezcua por sus enseñanzas, aportaciones y observaciones de mi formación académica.

A mis compañeros y amigos de la generación, llenando de momentos inolvidables durante este posgrado.

A mis amigos de la vida, por su invaluable y recurrente presencia en todo momento desde conocerlos.

Dedicatoria

Le dedico esta tesis de maestría a mis padres David y Tere, así como mi hermana Emma, por estar siempre presentes, en todo, en lo bueno y lo malo, con cariño y amor gracias.

Índice

Lista de figuras	vi
Lista de tablas	viii
Nomenclatura.....	ix
Resumen	x
1. Capítulo 1. Introducción	11
1.1 Antecedentes	12
1.1.1 Energía verde	12
2. Capítulo 2. Estado del arte.....	16
2.1 Microturbina	17
2.1.1 Turbinas de eje vertical para sistemas hidroeléctricos en tuberías	18
2.2 Perfiles Aerodinámicos.....	20
2.2.1 Turbinas Hidráulicas para redes de tuberías a presión	22
2.2.2 Simulación de CFD y bancos de pruebas experimentales para turbinas en redes de tuberías	25
2.3 Conclusiones del estado del arte.....	29
2.4 Problemática y justificación	30
2.5 Hipótesis:	31
2.6 Objetivos.....	31
2.6.1 General.....	31
2.6.2 Específicos.....	31
2.7 Alcance y limitaciones.....	32
2.7.1 Alcances:.....	32
2.7.2 Limitaciones:	32
3. Capítulo 3. Marco Teórico	33
3.1 Energía Hidráulica	34
3.2 Máquinas Hidráulicas	34

3.2.1 Turbinas Hidráulicas y elementos que la constituyen	35
3.3 Conceptos básicos utilizados en microturbinas hidráulicas de eje vertical en tuberías	36
3.4 Deducción modelo de turbulencia para simulación.....	39
4. Capítulo 4. Metodología.....	42
4.1 Uso de Software para simulación CFD	43
4.1.1 Validación de software con datos experimentales	43
4.1.2 Verificación del uso de software con datos reportados en la literatura.	52
4.2 Uso de espirales en turbinas tipo Savonius.	55
4.3 Creación de diseño de turbinas basadas en espirales.....	57
4.3.1 Ecuación matemática de espirales	58
4.3.2 Diseño de geometría de las turbinas.	62
4.3.3 Mallado de geometría y configuración de Fluent.....	62
5. Capítulo 5. Resultados.....	64
5.1 Resultados obtenidos de la metodología	65
5.2 Comparación de resultados con los reportados en la literatura	66
6. Capítulo 6. Conclusiones.....	80
6.1 Conclusiones.....	81
6.2 Recomendaciones	82
Referencias bibliográficas	83

Lista de figuras

Figura 1. Representación de las energías renovables en el mundo (Pérez-Sánchez et al., 2017)	14
Figura 2. Ejemplo de un diagrama esquemático de una turbina (Yao et al., 2023).	18
Figura 3. Estructura principal de una turbina de arrastre (Yang et al., 2019).	19
Figura 4. Estructura principal de una turbina de sustentación (Yang et al., 2019).	19
Figura 5. Modelo CAD de una turbina Gorlov (Bachant & Wosnik, 2015).	20
Figura 6. Modelo CAD de una turbina Lucid (Bachant & Wosnik, 2015).	20
Figura 7. Partes principales de un perfil aerodinámico.	21
Figura 8. Fuerzas actuantes sobre un perfil aerodinámico (L'Avionnaire, n.d.).	21
Figura 9. Clasificación de máquinas hidráulicas.	22
Figura 10. Tabla de datos recolectados a lo largo de 3 meses (Yao et al., 2023).	23
Figura 11. Elementos de una turbina hidráulica (los números entre paréntesis a esta figura) (Mataiax C., 1986).	36
Figura 12. Definición de la ecuación para el número de Reynolds (Okiishi & Rothmayer, n.d.).	38
Figura 13. Turbinas reportadas para estudio en la literatura (Hasanzadeh et al., 2024).	43
Figura 14. Eficiencia obtenida del banco de pruebas de las turbinas a diferentes velocidades de rotación (Hasanzadeh et al., 2024).	44
Figura 15. Ensamble de diseño a), turbina vista superior b) y vista frontal c).	47
Figura 16. Plano frontal y superior de los parámetros de creación de la turbina.	48
Figura 17. Herramienta de recubrir con croquis seleccionados.	50
Figura 18. Mallado reportado en la literatura para la simulación.	50
Figura 19. Posición inicial de la turbina $\theta=0^\circ$ (Hasanzadeh et al., 2024).	51
Figura 20. Variación de la eficiencia de la turbina respecto al coeficiente de flujo (Hasanzadeh et al., 2024).	53
Figura 21. Espirales utilizadas para la investigación reportada en la literatura (Y. F. Wang & Zhan, 2013).	56
Figura 22. a) Captación de aire de espiral de prueba vs b) espiral convencional.	57
Figura 23. Espiral de Fibonacci en segmentos.	58
Figura 24. Comparación de tres espirales en un mismo punto.	62
Figura 25. Mallado en cada turbina propuesta.	63
Figura 26. Eficiencia de turbinas reportadas en la literatura (marcador sin relleno) y turbinas propuestas (marcador sólido).	66

Figura 27 Comportamiento del torque de las turbinas propuestas y la reportada en la literatura respecto a la posición de rotación.....	67
Figura 28. Diferencia de presión respecto a la posición de las turbinas propuestas.....	68
Figura 29. Interacción de flujo-rotor en un ángulo de 30°.	69
Figura 30. Interacción del flujo-estructura a posición de 90°.	70
Figura 31. Interacción de flujo-estructura a posición de 130°.....	71
Figura 32. Presión del fluido ejercido en las turbinas a 30°.....	72
Figura 33. Presión del fluido ejercido en las turbinas a 90°.....	73
Figura 34. Presión del fluido ejercido en las turbinas a 130°.....	74
Figura 35. Diferencia de presión vista superior en plano medio de las turbinas propuestas.	75

Lista de tablas

Tabla 1. Datos recolectados en el banco experimental de la turbina S-Shaped..... 45

Tabla 2. Parámetros y símbolos para la creación de una turbina tipo Savonius. 48

Tabla 3. Valores de la turbina y cálculo de r_i 49

Tabla 4. Registro de datos obtenidos de la simulación con los datos reportados en la literatura.
..... 52

Tabla 5. Puntos estudiados con diferentes coeficientes de flujos (Hasanzadeh et al., 2024).
..... 53

Tabla 6. Resultados obtenidos de la verificación del uso de software. 54

Tabla 7. Resultados obtenidos propuestos contra resultados obtenidos en la literatura. 65

Tabla 8. Comparación de turbinas propuestas contra turbinas reportadas en la literatura ... 78

Nomenclatura

Parámetros geométricos y de diseño:

D	Diámetro de tubería (mm).
D_0	Diámetro de turbina o rotor (mm).
d_h	Diámetro del eje (mm).
h_i	Sección de altura (mm).
h	Altura de turbina (mm).
δ	Holgura (espacio entre turbina y tubería) (mm).
r_i	Radio del arco de sección (mm).
t_b	Espesor de turbina (mm).
Z	Número de álabes (-).

Parámetros fluidodinámicos y de rendimiento:

T	Torque (N·m).
ω	Velocidad angular (rad/s).
ΔP	Diferencia de presión (Pa).
b	Porcentaje ocupado de bloqueo (-).
Q	Caudal (m ³ /s).
Re	Número de Reynolds (-).
γ	Peso específico.
V	Velocidad media del fluido (m/s).
ρ	Densidad del fluido (kg/m ³).

Resumen

El monitoreo continuo de las redes de suministro para mitigar pérdidas de agua demanda el uso de sensores electrónicos autónomos. No obstante, su implementación enfrenta importantes limitaciones logísticas y económicas, debido a la dependencia del suministro de energía en zonas remotas. En algunos casos, estos sistemas utilizan baterías que requieren ser reemplazadas periódicamente, lo que representa una dificultad adicional en lugares de difícil acceso. Aunque las microturbinas hidráulicas de eje vertical colocadas directamente en las tuberías presurizadas representan una alternativa viable de autoabastecimiento, los diseños tradicionales de arrastre inducen elevadas caídas de presión que obstruyen el flujo en el conducto hídrico. Para superar esta problemática, en este trabajo se propone el diseño paramétrico de álabes utilizando tres espirales matemáticas inspiradas en la naturaleza: Arquímedes, Fibonacci y Logarítmica. El proceso incluyó la validación y verificación de las simulaciones de las turbinas instaladas en una tubería mediante el software, utilizando datos numéricos y experimentales como referencia. Durante la verificación, se obtuvo un error relativo inferior al 5 % en la estimación del torque y la eficiencia. Los resultados de las simulaciones demuestran que la espiral Logarítmica es la más eficiente, alcanzando un 16.5 %, superando al diseño convencional S-Shaped (12.8 %) y al perfil Bach (15.8 %) reportados en la literatura. Aunque el torque generado fue menor en comparación con el de la turbina de referencia (S-Shaped), las turbinas propuestas lograron reducir la caída de presión en casi un 50 %, al pasar de 14 256 Pa a 8 069 Pa. Esto favorece una menor pérdida de carga en el sistema hidráulico. En conclusión, el uso de geometrías basadas en espirales matemáticas, como las empleadas en este proyecto, mejora la eficiencia mecánico-hidráulica y favorece la implementación de microturbinas como fuentes sostenibles de energía para redes inteligentes de agua. Estas tecnologías representan una solución innovadora para avanzar hacia infraestructuras hídricas energéticamente autónomas.

Capítulo 1. Introducción

En esta sección se presenta el contexto y la problemática relacionada con el aprovechamiento de energías renovables en redes de distribución de agua. Se destaca el potencial de la energía hidroeléctrica mediante microturbinas instaladas en tuberías presurizadas, capaces de aprovechar el exceso de presión y convertirlo en energía eléctrica. Estas tecnologías pueden alimentar sensores y dispositivos de monitoreo utilizados para supervisar el funcionamiento de las redes y detectar fugas, reduciendo la posible dependencia de baterías químicas y los costos asociados con su reemplazo. Asimismo, se analizan diferentes configuraciones de turbinas y sus aplicaciones, destacando las de eje vertical como una alternativa viable para tuberías pequeñas debido a su tamaño compacto y facilidad de integración.

1.1 Antecedentes

En la mayoría de los países, la huella de combustibles fósiles es altamente presente, causando daños irreparables al planeta. En este sentido, los países han optado por el desarrollo de energías limpias y sustentables para poder satisfacer las necesidades energéticas de la sociedad, dentro de las energías sustentables, la generación hidroeléctrica es una de las principales fuentes de energía renovable utilizadas en la actualidad (Pérez-Sánchez et al., 2017). Son preferidas debido a su sistema de flujo estable en comparación con otras tecnologías, principalmente si se trata de redes de tuberías. Existen diferentes tecnologías para la generación de energía hidroeléctrica, en el caso de las redes de tuberías, las turbinas que trabajan en sistemas presurizados son un objeto de estudio importante.

Dentro de las múltiples turbinas empleadas en sistemas de tuberías a presión, son cuatro tipos los que destacan por su eficiencia y capacidad de generación de energía, para diámetros de tuberías de entre 100 y 600 mm. Estas son las turbinas Darrieus (sustentación), sus derivados Lucid, Gorlov y las turbinas tipo Savonius (arrastre). Como se mencionó, los diferentes diseños cumplen con los objetivos de generación de energía y eficiencia (Mutlu & Çakan, 2018; Yang et al., 2019). Este tipo de tecnologías aprovechan la energía disponible en las redes de tuberías presurizadas para la generación de energía verde. De igual manera, suelen emplearse para alimentar dispositivos de monitoreo de redes de tuberías de suministro de agua. Estos dispositivos, además de obtener información del comportamiento las tuberías de agua ayudan a identificar fugas. Un factor negativo de los dispositivos de medición actualmente empleados es que funcionan con baterías químicas, la dependencia tecnológica proporciona desafíos económicos y logísticos, especialmente en redes de distribución de agua. Por esta razón, encontrar una fuente de energía verde rentable que alimente los dispositivos y utilice el exceso de presión disponible en las tuberías, sería benéfico para el medio ambiente y los requerimientos de las sociedades.

1.1.1 Energía verde

El consumo de energía mundial ha aumentado hasta un 600% en el último siglo (Pérez-Sánchez et al., 2017). El crecimiento es consecuencia directa del crecimiento poblacional después de la revolución industrial. Durante ese periodo, la energía ha sido obtenida principalmente por medio de combustibles fósiles. Sin embargo, hoy en día y en un futuro

próximo, se espera que las energías renovables se establezcan para ayudar a mantener el crecimiento sustentable, así como la calidad de vida. De esta manera, para 2040, se podrá reducir el consumo energético a los niveles de 2010 (Pérez-Sánchez et al., 2017). Por este motivo las fuentes de energía renovable han tenido una significativa atención debido al incremento de la contaminación, por lo que muchos países están tomando iniciativas apropiadas. La alternativa de generación de energía limpia ha sido estudiada en sus distintos tipos, como la energía solar, eólica, mareomotriz, hidráulica, calorífica y biomasa (Aziz et al., 2021).

A diferencia de la energía no renovable, basada en combustibles fósiles, la energía limpia depende de factores no continuos (que pueden variar), tales como el viento en la energía eólica, el sol en la energía fotovoltaica y el agua en la hidráulica. La energía eólica e hidráulica utilizan fluidos para su funcionamiento. Los aerogeneradores han sido seleccionados como una de las principales fuentes de energía verde en muchos países por su alta eficiencia, sin embargo, es difícil mantener una estabilidad de generación de energía por la irregularidad de la velocidad del viento (Yeo et al., 2019). En cambio, la energía hidráulica destaca por su estabilidad gracias a las tuberías o drenajes que se pueden utilizar.

La Agencia de Protección Ambiental (EPA, por sus siglas en inglés), define diferentes tipos de recursos energéticos en función de sus beneficios ambientales relativos (United States Environmental Protection Agency, 2023):

- Energía verde: es un subconjunto de la energía renovable, que representa a los recursos de energía renovable y las tecnologías que proporcionan el mayor beneficio ambiental. La EPA define la energía verde como la electricidad producida a partir de energía solar, eólica, biogás, biomasa elegible y pequeñas fuentes hidroeléctricas de bajo impacto.
- Energía renovable: incluye recursos que dependen de fuentes de combustible que se restablecen en cortos períodos. Dichas fuentes de combustible incluyen el sol, el viento, el agua en movimiento, las plantas orgánicas, el material de desecho y el calor de la tierra (geotérmico). Algunas tecnologías de energía renovable pueden tener un impacto en el medio ambiente. Por ejemplo, los grandes recursos hidroeléctricos

pueden tener compensaciones ambientales en cuestiones tales como la pesca y el uso de la tierra.

- **Energía convencional:** incluye la combustión de combustibles fósiles (gas natural y petróleo) y la fisión nuclear del uranio. Los combustibles fósiles tienen costos ambientales derivados de la minería, la perforación o la extracción, emiten gases de efecto invernadero y contaminan el aire durante la combustión. Aunque la generación de energía nuclear no emite gases de efecto invernadero durante la generación de energía, sí requiere extracción, y almacenamiento a largo plazo de los desechos radiactivos. Asimismo, se generan grandes emisiones de gases de efecto invernadero durante el proceso de extracción del combustible nuclear.

Las energías fotovoltaica, eólica e hidráulica, se consideran como las tres principales fuentes de energía renovable en el mundo (Pérez-Sánchez et al., 2017). En la Figura 1, se muestra la distribución de la capacidad instalada para la generación de energía renovable mundial desde 2022 a la fecha, así como la proyección estimada hasta 2030 según la Agencia Internacional de Energía en 2023 (IEA por sus siglas en inglés).

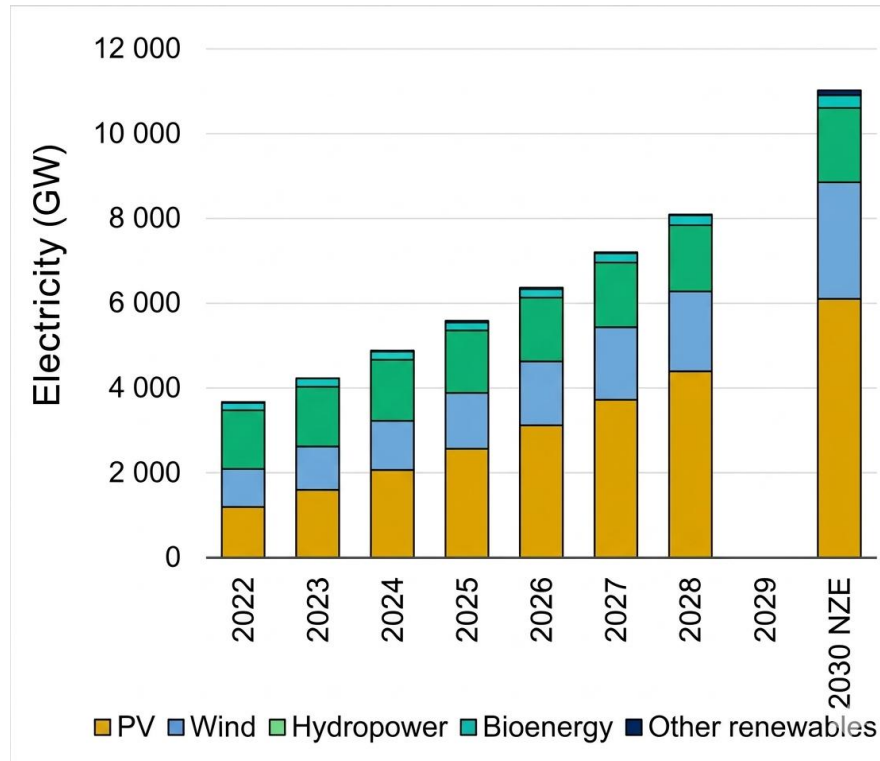


Figura 1. Representación de las energías renovables en el mundo (Pérez-Sánchez et al., 2017)

La energía hidroeléctrica en pequeña escala se está volviendo más popular alrededor del mundo como fuente sustentable de energía renovable (Patel et al., 2022). En el proceso de generación de energía hidráulica en tuberías, la energía disponible en la tubería puede extraerse mediante turbinas capaces de convertir energía cinética del agua en energía mecánica (Vidya & Surendar, 2016). Cuando el área de la tubería se reduce, convierte la energía de presión en energía cinética, lo que resulta en un aumento de la velocidad. Esta velocidad del agua es aprovechada por la turbina y permite generar electricidad (Dixit et al., 2017). Por otro lado, el sistema de abastecimiento de agua es un importante componente para la distribución municipal de agua (Chen et al., 2021). En consecuencia, alrededor del mundo se utilizan dispositivos electrónicos para la medición de flujos de agua en tuberías y sensores de presión, los cuales pueden ser utilizados para ubicar fugas de agua (Du et al., 2020). Los dispositivos son alimentados a través de baterías químicas y el cambio de baterías es continuo (refiriéndose a tuberías pequeñas 50 a 100 mm). Debido a esto, las microturbinas (Du et al., 2020) en tuberías de suministro de agua (una rama de la energía hidráulica) (Samora et al., 2016), representan una potencial fuente de suministro de energía para dispositivos de monitoreo y control de agua. El problema con estas turbinas es la baja eficiencia (por su tamaño) en comparación con su alto costo inicial de diseño (Payambarpour & Najafi, 2020). Considerando su comportamiento y desempeño reportado en la literatura, las turbinas de eje vertical son una opción viable para aplicaciones en tuberías pequeñas, debido a que por su tamaño se pueden acoplar en cualquier parte de la tubería y producen una cantidad suficiente para energizar un sensor (Jadhav et al., 2019).

Capítulo 2. Estado del arte.

En el presente capítulo desarrolla el estado del arte de las microturbinas hidráulicas de eje vertical aplicadas a sistemas de tuberías, considerando principalmente los principios de arrastre y sustentación. Se revisan las principales configuraciones, parámetros geométricos, perfiles aerodinámicos y métodos de evaluación mediante simulaciones CFD y pruebas experimentales. La revisión identifica como principal desafío en conductos confinados mejorar la eficiencia mecánica y reducir las pérdidas de presión. En este contexto, se plantea como área de oportunidad para futuras investigaciones el desarrollo de nuevas geometrías de álabes basadas en espirales matemáticas para mejorar el desempeño de estas microturbinas. También se presentan la hipótesis, el objetivo general, los objetivos específicos, así como los alcances y las limitaciones.

2.1 Microturbina

Tradicionalmente, las turbinas hidráulicas se han clasificado en Turbinas Kaplan, Turbinas Pelton, Turbinas Francis, Turbinas Ossberger, etc. Estas turbinas fueron pensadas para producir cientos o miles de kilowatts de energía. Actualmente, existen otras tecnologías para producir energía, lo que da lugar a la aparición de las microturbinas hidráulicas, o también llamadas picoturbinas. Éstas no son más que turbomáquinas hidráulicas que aprovechan la presión de un fluido (generalmente agua) para provocar el movimiento de un pequeño generador eléctrico y producir electricidad.

Una de las tecnologías emergentes con mayor crecimiento y potencial de implementación son los sistemas hidroeléctricos en tuberías (IHS, por sus siglas en inglés) (Saber et al., 2021). Los IHS funcionan en tuberías de agua o aguas residuales alimentadas, en las cuales el exceso de presión generado por la velocidad del agua puede hacer girar los rotores de las turbinas. Debido a la existencia de millones de kilómetros de tuberías de agua potable y alcantarillado alimentadas en todo el mundo, estos sistemas pueden mencionarse como una fuente de energía sostenible, especialmente en áreas locales. La potencia de salida de estas unidades tiene una relación directa con la velocidad del agua. Cabe señalar que cuando la velocidad del flujo de agua es menor que la velocidad de corte, el rotor de la turbina se bloquea y la potencia de generación de salida será cero (Casini, 2015). Esta característica de IHS es similar a la de la turbina eólica.

A continuación, en la Figura 2 se muestra un diagrama esquemático de una turbina acoplado a una tubería, en el cual se muestran el generador eléctrico, el sello mecánico, la junta de unión, la flecha, el rotor y los difusores de flujo.

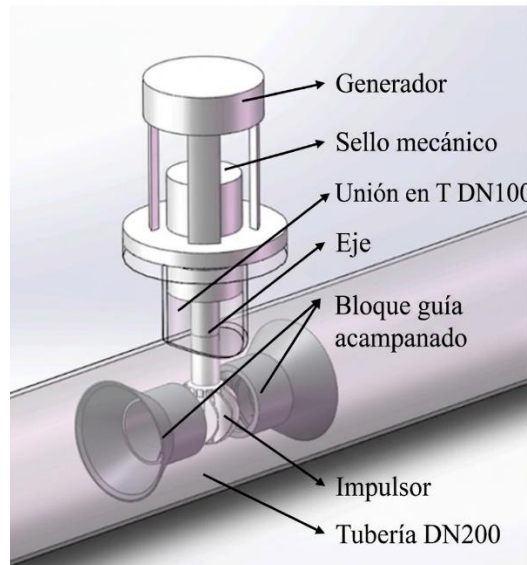


Figura 2. Ejemplo de un diagrama esquemático de una turbina (Yao et al., 2023).

2.1.1 Turbinas de eje vertical para sistemas hidroeléctricos en tuberías

Las turbinas para sistemas hidroeléctricos en tuberías se clasifican de acuerdo con la dirección de su eje de rotación de forma análoga a los aerogeneradores. Por consiguiente, en una turbina de eje vertical, su eje de rotación es perpendicular a la dirección del flujo. Mientras que, en una turbina de eje horizontal la dirección del flujo de agua y el eje de rotación de la turbina son paralelos.

La turbina debe instalarse directamente en la tubería de suministro de agua. Para garantizar el suministro normal de agua posterior a la turbina, se deben cumplir los siguientes requisitos:

1. No cambiar la dirección original del flujo de agua;
2. Estructura sencilla por el poco espacio y fácil instalación;
3. No afectar la calidad del agua;
4. Buena habilidad de arranque a bajo caudal y baja presión. Para cumplir los requisitos la turbina de eje vertical es la mejor opción (Yao et al., 2023).

Las turbinas utilizadas en sistemas hidroeléctricos en tuberías (IHS) se clasifican según su orientación de su eje de rotación. Se destaca la turbina de eje vertical por su capacidad de operar de manera perpendicular al flujo sin alterar su curso. Estas tecnologías se dividen en

dos principios de operación de arrastre (tipo Savonius) y de sustentación (tipo Darrieus). La Figura 3 ilustra el funcionamiento de la turbina de arrastre el cual basa su funcionamiento en la fuerza diferencial que el fluido ejerce en las caras de los álabes, por otra parte, la Figura 4 representa la turbina de sustentación la cual, utiliza perfiles aerodinámicos para convertir la energía del agua en movimiento rotatorio. A partir de estos conceptos, se desarrollaron varias tecnologías diseñadas para maximizar la eficiencia en entornos de flujo confinado, como son los modelos Gorlov y Lucid (derivados de la turbina Darrieus). La Figura 5 muestra un modelo geométrico CAD de una turbina Gorlov, la cual se conforma de álabes helicoidales que reducen las fluctuaciones de torque durante la rotación. Por otro lado, la Figura 6 presenta una turbina Lucid, cuya configuración esférica busca optimizar la captura de energía en el espacio limitado del conducto.

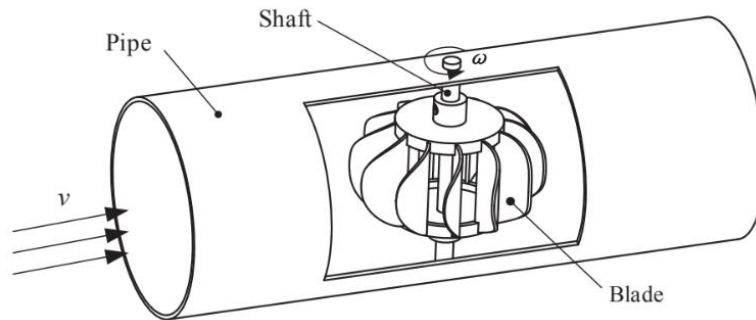


Figura 3. Estructura principal de una turbina de arrastre (Yang et al., 2019).

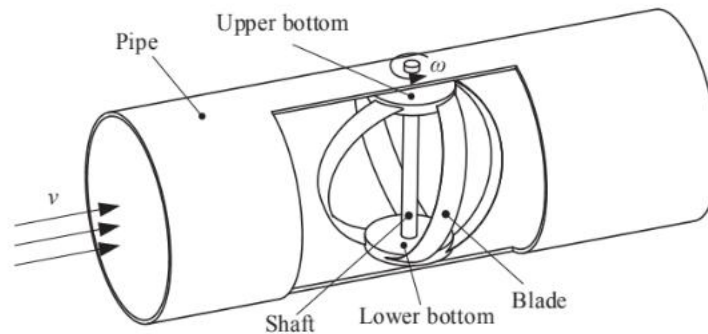


Figura 4. Estructura principal de una turbina de sustentación (Yang et al., 2019).

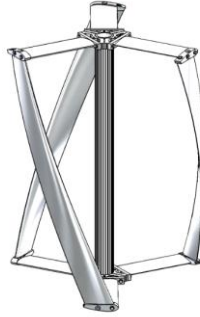


Figura 5. Modelo CAD de una turbina Gorlov (Bachant & Wosnik, 2015).



Figura 6. Modelo CAD de una turbina Lucid (Bachant & Wosnik, 2015).

El propósito del diseño y aplicaciones de las turbinas de eje vertical es extraer la máxima energía disponible en las corrientes de flujo de agua en las tuberías, lo cual es diferente a las turbinas convencionales que consumen presión extra de la proporcionada por el suministro de agua.

2.2 Perfiles Aerodinámicos

Los perfiles aerodinámicos son estructuras con formas geométricas específicas que se utilizan para generar fuerzas mecánicas debido al movimiento relativo del perfil aerodinámico y el fluido circundante. Los álabes de las turbinas eólicas e hidráulicas utilizan perfiles aerodinámicos para desarrollar potencia mecánica. Las secciones transversales de los álabes de las turbinas tienen forma de superficies aerodinámicas. El ancho y la longitud del álabe son funciones del rendimiento hidráulico deseado, la máxima potencia deseada del rotor, las propiedades asumidas del perfil aerodinámico y las consideraciones de resistencia como se aprecia en la Figura 7.

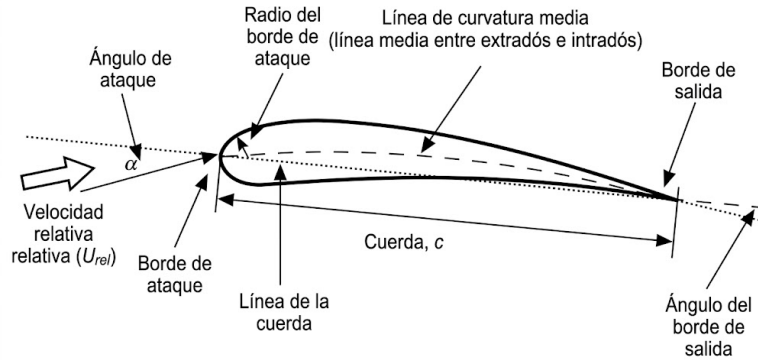


Figura 7. Partes principales de un perfil aerodinámico.

Para que esta resistencia hidrodinámica sea menor, se requiere que los álabes cuenten con una de forma aerodinámica, es decir, entre menos superficies planas estén actuando de forma perpendicular al sentido del flujo del fluido, menor será la resistencia. El fluido es obligado a fluir por las caras superior e inferior de una placa o perfil, generando una diferencia de presiones entre ambas caras, lo cual da origen a una fuerza resultante que actúa sobre el perfil. Descomponiéndose esta fuerza en dos direcciones, las cuales se muestran gráficamente en la Figura 8.

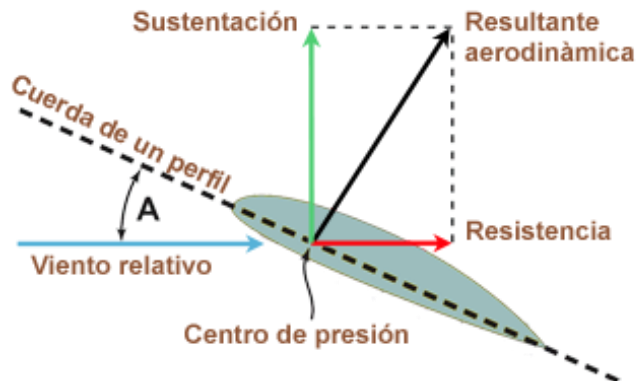


Figura 8. Fuerzas actuantes sobre un perfil aerodinámico (L'Avionnaire, n.d.).

Las secciones transversales de los álabes de las turbinas tienen forma de superficies aerodinámicas. El ancho y la longitud del álabe son funciones del rendimiento aerodinámico deseado, la máxima potencia deseada del rotor, las propiedades asumidas del perfil aerodinámico y las consideraciones de resistencia.

2.2.1 Turbinas Hidráulicas para redes de tuberías a presión

Existen diferentes máquinas hidráulicas clasificadas de acuerdo con su sistema de recuperación de energía (sistemas a presión o canales abiertos) (Pérez-Sánchez et al., 2017). Amjadi et al. (2020) fabricaron una microturbina de eje vertical esférica hueca. El objetivo de los autores fue mostrar el desempeño con diferente número álabes en la turbina. Empleando el software SOLIDWORKS, realizaron diversas configuraciones de turbinas con distintos números de álabes, huecas o sólidas. Estas turbinas fueron de tipo de arrastre, generando una potencia máxima de 95.4 W con una turbina hueca y 4.86 W de potencia mínima empleando la configuración de turbina sólida. En ambos casos, utilizaron turbinas con 310 álabes.

Pérez-Sánchez et al. (2017), presentan una clasificación de las máquinas hidráulicas, la cual se puede apreciar en la Figura 9.

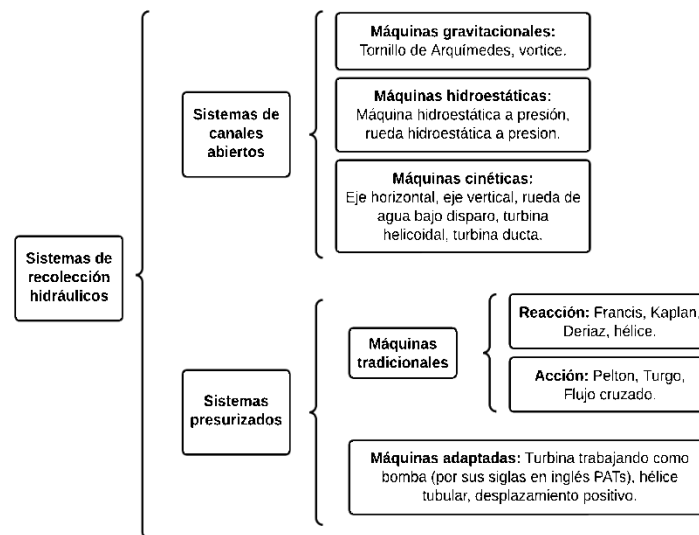


Figura 9. Clasificación de máquinas hidráulicas.

Las turbinas tradicionales para sistemas presurizados tanto de reacción como de acción son empleadas para localizaciones donde se cuenta con grandes saltos o alturas (entre 400 y 2000 m), las cuales proveen significativas cargas (Jiyun, Hongxing, et al., 2018). Las máquinas de interés para esta investigación son las llamadas máquinas adaptadas, de las cuales hay tres principales tipos (Jiyun, Zhicheng, et al., 2018):

- Turbina que trabaja como bomba.
- Turbina de hélice tubular.
- Turbina de desplazamiento positivo (también conocida como turbina de acción de flujo cruzado)(Amjadi et al., 2020; Hongxing, et al., 2018).

Las turbinas hidráulicas para redes de tuberías a presión se diseñan en distintos tamaños. Chen et al. (2013) realizaron el diseño de una turbina de arrastre de eje vertical que generó energía a partir de un flujo de una tubería de suministro de agua a 1.5 m/s. El diámetro de la tubería fue de 100 mm. Continuando con el análisis de diseños de turbinas en función del diámetro de la tubería, Yao et al. (2023) desarrollaron una turbina para una tubería de 200 mm. Este proceso lo realizaron mediante una adaptación tipo tubo Venturi a la tubería, la cual aceleraba el fluido a través de una reducción del diámetro de la tubería de 200 a 100 mm, dicha reducción tenía la finalidad de hacer trabajar en óptimas condiciones a la turbina desarrollada en su investigación previa reportada en la literatura por Jiyun et al. (2018) . Este diseño, demostró buenos resultados gracias a la reducción de diámetro y el aumento en la velocidad del flujo. Adicionalmente, muestran el comportamiento de su diseño mediante un gráfico de generación de energía de un día y, la energía recolectada en tres meses de uso, como se muestra en la Figura 10.

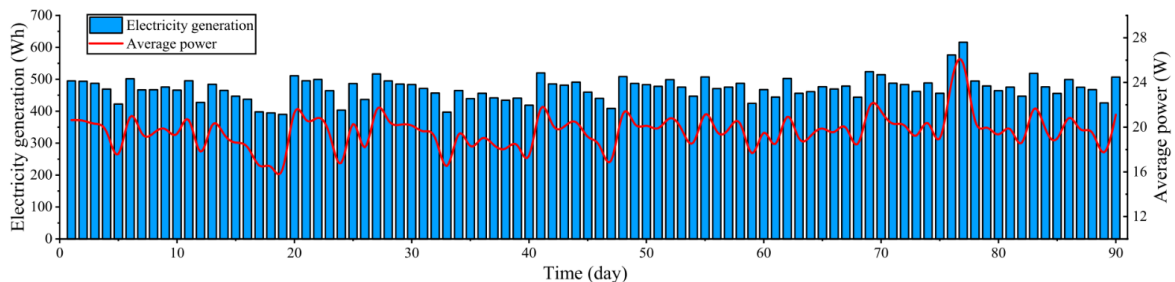


Figura 10. Tabla de datos recolectados a lo largo de 3 meses (Yao et al., 2023).

Por otra parte, Oladosu et al. (2018) modelaron y simularon una turbina para una tubería de 250 mm empleando el software de simulación numérica Inventor, para una velocidad del flujo de agua de entre 0.4 a 1.8 m/s. Evaluaron el comportamiento de diferentes materiales para la manufactura de las microturbinas como el acero inoxidable y aluminio. De los resultados obtenidos, determinaron que la microturbina manufacturada en aluminio sería capaz generar una potencia máxima de 1,663 W, en comparación con una generación máxima de 1,080 W para la microturbina de acero inoxidable. Otra investigación de aumento de

diámetro es presentada por Krishna et al. (2016), en una tubería de 400 mm utilizando una turbina tipo Lucid donde reportan una generación de energía de 44.68 W. Asimismo, el diámetro de tubería de 600 mm también fue objeto de estudio por Ma et al. (2018) con una turbina de sustentación. El pico de generación de energía reportado fue de alrededor de 100 W, el cual resultaba ser suficiente para alimentar un banco de baterías desarrollado en la investigación. Este diseño fue enfocado para el suministro de energía de un sistema de una medición continua del flujo y velocidad del agua, así como de la energía generada por la turbina. Por su parte, Mutlu et al. (2018), mencionan que existen diferentes tipos de turbinas para la generación de energía en pequeñas tuberías. Asimismo, abordan la influencia de los perfiles aerodinámicos en el desempeño de las turbinas. Los tipos de turbinas evaluados en esta investigación fueron los tipos Darrieus, Gorlov y Lucid, para distintos diseños de tres álabes, se realizaron estudios CFD en donde se evaluaron numéricamente cuales turbinas tenían mejor desempeño, para después hacer pruebas experimentales para corroborar los datos obtenidos. En conclusión, la turbina reportada con mayor generación de energía fue la turbina Lucid con 6.9 W, sin embargo, la turbina que la investigación recomienda es la turbina Gorlov con 6.6 W de potencia generada, ya que la pérdida de presión es de 8,000 a 10,000 Pa en comparación con el promedio de 16,650 Pa de la turbina Lucid.

Con un enfoque principal en el comportamiento de las turbinas, Yang et al. (2019), observaron el comportamiento de diferentes estudios tanto de simulación como experimentales. Teniendo como principal problemática encontrar las diferencias principales de las turbinas de sustentación y las de arrastre comparándolas con las turbinas eólicas tipo Darrieus (sustentación) y tipo Savonius (arrastre). Realizaron diferentes simulaciones con variaciones de parámetros y se compararon con los resultados experimentales. Su conclusión fue que las turbinas de sustentación fueron las que presentaron mejores resultados para valores elevados de velocidad de agua y presión, ya que requieren mayor fuerza para empezar a impulsar los álabes en comparación a las turbinas de arrastre que requiere menos velocidad y presión, pero generando menos energía, por lo que recomendaron estas últimas para baja velocidades y presiones. Otra investigación sobre turbinas de arrastre es por Y. Zhang et al. (2021), diseñaron y simularon el comportamiento de una turbina de arrastre, la cual posee dos álabes semi circulares y un rotor hidro cinético. Adicionalmente, se centran en la inclusión de deflectores en las caras de los álabes, para mejorar el desempeño y

comportamiento del flujo de la turbina. El procedimiento se centró en diseñar una turbina con diferentes ángulos para el plato deflector de 30, 45 y 60°. Posteriormente, los autores procedieron a realizar simulaciones variando la velocidad del fluido en 0.63, 0.68 y 0.73 m/s para obtener el coeficiente de potencia y el comportamiento del fluido con base en los grados de posición de la turbina. Finalmente, compararon los resultados y llegaron a la conclusión de que la turbina con el ángulo de 60 ° y un flujo de 0.73 m/s a la entrada producía el mejor coeficiente de potencia de 0.463. Los autores recomiendan su uso, ya que previene el retorno del fluido en los álabes, y, además, guía el fluido a la entrada de la turbina. Después de evaluar las turbinas en un solo punto es interesante observar el comportamiento en serie de turbinas, como lo reportan Y. Zhang et al. (2019). Esta investigación tuvo como objetivo evaluar el comportamiento de dos rotores de arrastre hidrocineéticos uno tras otro, con diferentes diseños y posiciones relativas entre ellos. Para esto, diseñaron un rotor hidrocineético de tipo arrastre, el cual se evaluó numérica y experimentalmente para una configuración en fila de dos rotores. La evaluación experimental la realizaron empleando una cámara de alta resolución, con la finalidad de caracterizar el comportamiento del fluido a través de los rotores. Posteriormente, desarrollaron simulaciones numéricas en ANSYS FLUENT para corroborar la información obtenida experimentalmente. Como conclusión reportan que, a mayor distancia entre las turbinas, los vórtices y turbulencias que dejan los rotores se disipan mejor, produciendo así más torque el segundo rotor cuanto más alejado esté del primero.

2.2.2 Simulación de CFD y bancos de pruebas experimentales para turbinas en redes de tuberías

La principal ventaja de realizar simulaciones numéricas en los procesos de análisis, diseño y optimización es la disminución de costos y tiempos en comparación con el desarrollo de prototipos que muy probablemente van a fallar en la primera iteración. Además de generar diseños más efectivos antes de manufacturarlos (Jiyun et al., 2019). Sin embargo, el tiempo y recursos para realizar simulaciones también puede llegar a ser importante, por lo que es necesario, contar con computadora adecuada y conocimiento del software a utilizar. Por otro lado, el banco de pruebas produce resultados que reflejan las condiciones operativas reales del sistema, debido a que en el proceso CFD es necesario idealizar el dominio y suponer condiciones para el cálculo matemático, lo que conlleva diferencias entre ambos métodos.

Por consiguiente, para investigar el rendimiento integral de una turbina y validar los resultados obtenidos mediante simulaciones numéricas, se deben diseñar y construir bancos experimentales de laboratorio (Payambarpour et al., 2019).

Se han realizado estudios numéricos y experimentales para optimizar parámetros geométricos y mejorar el coeficiente de potencia de distintos rotores de turbinas para sistemas presurizados. Un ejemplo de ello es el estudio realizado por Mosbahi et al. (2019), el cual se centra en una turbina tipo Lucid en una tubería con convergencia utilizando el software ANSYS FLUENT. El estudio fue realizado a partir de una investigación previa con un diseño de turbina ya establecido por el autor. En esta investigación, los autores esperaban obtener un mejor rendimiento del rotor. Como conclusión, los resultados numéricos mostraron que la convergencia a la entrada de la turbina Lucid es capaz de mejorar el rendimiento de la turbina al instalarse en un canal prismático. La mayoría de las investigaciones numéricas utilizan ANSYS FLUENT o ANSYS CFX como herramienta de trabajo. Asimismo, hay trabajos reportados que emplean simuladores de flujo como flow simulation de SolidWorks para sus evaluaciones, como el desarrollado presentado por Prasetyo et al. (2018). En esta investigación realizan el diseño de una turbina de arrastre creada en SOLIDWORKS. Para el procedimiento de diseño de distintas turbinas emplearon diferentes ángulos entrada, bloqueos y número de álabes. Después de pruebas con un nivel tres de mallado dentro del simulador de SOLIDWORKS, concluyeron que, la turbina con seis álabes, 65° de curvaturas del álabe, 10° del ángulo de entrada y un bloqueo de 40° , presenta el mejor resultado dando un torque máximo de 8.464 Nm.

De igual forma, como se mencionó en el apartado anterior, se ha utilizado el software Inventor (Oladosu & Koya, 2018) para este tipo de análisis. En este contexto, Diab et al. (2022), reportan el uso del software de código abierto OpenFOAM como un medio viable para realizar evaluaciones numéricas en este tipo de turbinas. Los autores realizaron pruebas para comparar con resultados obtenidos con otras investigaciones logrando una buena convergencia. La metodología implementada fue enfocada en diseñar mediante una herramienta CAD una turbina con diferentes características como el ángulo de entrada, ángulo de salida, número de álabes, espesor del álabe, entre otros. Posteriormente, evaluaron la influencia de distintos parámetros como la presión, la velocidad de punta de aspa TSR (Tip

Speed Ratio, por sus siglas en inglés) y velocidad del flujo mediante simulaciones en OpenFOAM. En conclusión, los autores, reportan que obtuvieron resultados coherentes comparándolos con otras investigaciones previas y destaca la utilización del software de código abierto OpenFOAM como un método viable de simulación. Regresando al software comercial ANSYS, éste se destaca en este tipo de investigaciones debido a su popularidad y eficacia en procesos de simulación de un sinnúmero de aplicaciones. Por ejemplo Langroudi et al. (2020) modelaron una turbina de sustentación esférica considerando parámetros como el diámetro de la turbina, altura de la turbina, número de álabes, perfil aerodinámico inicial, ángulo de ataque, ángulo de inclinación de la turbina y el espesor de la longitudinal del perfil. En un software CAD 3D, diseñaron turbinas de entre dos a siete álabes con las diferentes características antes mencionadas. Posteriormente, realizaron las pruebas de simulación numérica en el software ANSYS FLUENT y graficaron los resultados obtenidos. Como conclusión, los autores determinaron que, si el número de álabes se incrementa, la potencia y el coeficiente de presión crecen, a su vez, las fluctuaciones de presión decrecen, pero la probabilidad de cavitación aumenta. Considerando el incremento del ángulo de ataque inicial en el perfil, el coeficiente de potencia disminuye a una cantidad mínima, después se incrementa gradualmente para finalmente llegar a la eficiencia mayor comparado con lo inicial. Otro ejemplo del uso de ANSYS, pero en turbinas de arrastre, es el trabajo presentado por Hasanzadeh et al. (2021), quienes desarrollaron una turbina con parámetros de altura, diámetro de turbina, espesor de turbina y curvatura de turbina vistas en literatura anterior (Payambarpour et al., 2019; Payambarpour & Najafi, 2020), con los parámetros mencionados combinaron diferentes variables de entrada los cuales fueron coeficiente de flujo, variable de área del bloqueo, rango de aspecto de turbina, número de álabes y ángulo de arco del álabe para crear una red neuronal artificial (ANN, por sus siglas en inglés) desarrollada por ellos mismos. El estudio consistió en que por medio del software MATLAB se iteraran diferentes casos para obtener el diseño óptimo que dieran los resultados de eficiencia y coeficiente de potencia más altos. Después, utilizando el módulo CAD de SOLIDWORKS modelaron las diferentes turbinas y en ANSYS FLUENT simulaban numéricamente el comportamiento de las turbinas. La herramienta ANN, fue empleada como un recopilador de datos que aplica una función lineal o no lineal para prever resultados con las simulaciones anteriores, ahorrando tiempo de simulación y obteniendo una mejor

aproximación a los posibles valores reales simulados. Como paso final, se tomaron valores de la ANN para optimizarlos y lograr los mejores resultados para la turbina.

En otro estudio, Muratoglu & Demir (2022) utilizaron ANSYS Design Modeler para diseñar una turbina esférica de cinco álabes, después se utilizó ANSYS CFX para una simulación numérica para diversas velocidades de entrada, TSR y distintas condiciones de entrada. Este trabajo muestra los resultados de tres configuraciones diferentes entre el diámetro de la tubería y el diámetro del rotor. Continuando con simulaciones, Alirshedat et al. (2021) realizaron una investigación de dos turbinas en serie con una pequeña distancia entre ellas, ambas turbinas están en sistemas horizontal e inclinaciones separadas. El estudio CFD muestra como el sistema de inclinación es mejor debido a la fuerza de gravedad.

Como se mencionó con anteriormente, las turbinas Gorlov y Lucid son empleadas como objeto de estudio en distintas ocasiones, de igual forma Muhsen et al. (2019) llevaron a cabo una investigación donde involucran ambas turbinas, probando diferentes parámetros como número de álabes, ángulo de ataque, material, altura y diámetro de la turbina. Con las distintas turbinas con parámetros variados se realizaron pruebas en un banco experimental. Se concluyó que la turbina Lucid tuvo una mejor potencia de 16 W sin embargo la caída de presión fue altamente pronunciada (casi el triple) en comparación con la turbina Gorlov con 6 W.

También, se reportan casos de éxito donde se llega a una conclusión con solamente el uso de modelos de simulación numérica. Por ejemplo, Bachant & Wosnik (2015), realizaron un estudio en el que se tuvo como objetivo mostrar el desempeño del coeficiente de potencia de una turbina Lucid esférica en comparación de una turbina Gorlov de hélice. Para ello, diseñaron en una herramienta CAD una turbina Lucid con cuatro álabes y una turbina Gorlov con tres hélices, ambas empleando un perfil aerodinámico NACA 0020. Como conclusión, obtuvieron numéricamente mediante simulaciones CFD que la turbina Gorlov presenta 64 % más coeficiente energético en comparación con la turbina Lucid. Además, tiene un 46 % más coeficiente de potencia que la turbina Lucid, siendo superior en ambos sentidos, planteándose como pregunta final, si la turbina esférica realmente es mejor que la turbina de hélice. Por último, recientemente Carrasco et al. (2026) desarrollaron un estudio enfocado en el diseño numérico y la optimización hidrodinámica sobre arreglos en línea de turbinas hidrocinéticos

de tipo arrastre en tuberías. Su metodología implementó un marco algebraico paramétrico sobre la generación de rotores esféricos y evaluó seis configuraciones geométricas distintas mediante simulaciones CFD transitorias en las cuales utilizó el modelo de turbulencia $\kappa-\omega$ SST. Para optimizar el desempeño de un arreglo de dos turbinas, aplicó un diseño de experimentos basado en el método de Taguchi (arreglo ortogonal L9), el cual analiza como variables el tipo de turbina aguas arriba, el tipo de turbina aguas abajo y la distancia de separación axial. El autor propuso como métrica de evaluación la “efectividad mecánico-hidráulica” (ψ^*) el cual es un parámetro adimensional que cuantifica el equilibrio entre la generación de torque útil y la penalización por caída de presión en el flujo confinado. Comparó tres geometrías reportadas en la literatura y tres geometrías propuestas, basadas en diseños existentes y modificadas por el autor. Entre las geometrías propuestas, la Geometría A presentó el mejor desempeño con un espaciamiento de 400 mm, alcanzando una eficiencia del 20.15 %. Adicionalmente, el análisis de la Energía Cinética Turbulenta (TKE) reveló que la configuración del rotor aguas abajo es el factor que más influye en la eficiencia del sistema. Asimismo, se observó que la turbulencia a distancias cortas puede favorecer la interacción entre los rotores y contribuir a una mayor extracción de energía.

2.3 Conclusiones del estado del arte

La revisión de la literatura establece que las microturbinas de eje vertical son alternativas viables para aprovechar el exceso de presión en las tuberías y generar energía verde con objetivo de alimentar sensores de monitoreo. Aunque las turbinas Gorlov Lucid y Savonius destacan en producción dentro de tuberías, persiste el reto de mejorar los resultados de eficiencia mecánica y disminuir las caídas de presión en el sistema para redes de distribución de agua. Dicho esto, se vuelve imprescindible explorar nuevas geometrías del álabe (perfiles basados en espirales matemáticos, por ejemplo) para maximizar el torque extraído con una baja diferencia de depresión. Esto permite garantizar la autonomía energética de los dispositivos de medición sin comprometer la continuidad operativa de las tuberías en redes de suministro de agua.

2.4 Problemática y justificación

La huella de carbono es uno de los principales problemas a nivel mundial, por lo que, además de energía fósiles, se requiere utilizar alternativas de generación de energía, para reducir dicha huella de carbono. A su vez, se necesita controlar el uso de los recursos limitados, como la energía eléctrica y el consumo de agua. Por otro lado, el consumo de agua necesita más control para ser monitoreado en casos de fugas, algunos problemas de presión o velocidad. Para ello, en México se ha implementado la norma NMX-AA-179-SCFI-2018, la cual tiene como objetivo usar sistemas de medición para el uso, explotación o aprovechamiento de las aguas nacionales (Mexicana, n.d.).

En la actualidad, con los medidores electrónicos se obtienen los mejores resultados. Sin embargo, utilizan como medios de suministro de energía baterías químicas desechables. Este tipo de baterías necesitan cambiarse constantemente, dependiendo del dispositivo el cambio de baterías varía entre 20 a 60 días.

Otro punto importante, es que a lo largo de las tuberías de presión existen zonas en donde la presión se acumula y necesita ser disipada por un freno, este freno reduce la presión del agua los suficiente para que continúe por las redes de distribución sin problema alguno.

El monitoreo de redes de distribución de agua en la industria y a la población, presentan diversos problemas como las restricciones de espacio y los limitados recursos energéticos con los que generalmente se cuenta para alimentar extensas redes de sensores que monitoreen de forma continua y confiable el suministro. En este contexto, las microturbinas pueden ser utilizadas como una alternativa confiable para generar la energía que se requiere para que los sensores utilizados en redes de distribución operen adecuadamente (Chen et al., 2013).

Debido a esto, se propone diseñar una turbina de eje vertical mediante la cual se obtenga la energía necesaria para el suministro de energía eléctrica a los dispositivos electrónicos de los sistemas de monitoreo de redes de tuberías de agua para que, de esta forma, se cambie el uso de frenos de presión, por una turbina con un sistema de generación de energía. Con ayuda de estos dispositivos, se espera tener la capacidad de identificar fugas de agua en la red, generar energía verde distribuida y ser un medio viable para la implementación de la norma NMX-AA-179-SCFI-2018.

Como conclusión, la literatura sugiere seguir realizando estudios que propongan diseños de turbinas que permitan aumentar la potencia generada y realizar simulaciones en condiciones de funcionamiento de un sistema de distribución real.

2.5 Hipótesis:

El diseño de la turbina propuesto será capaz de aprovechar el exceso de presión de la tubería para proveer la energía eléctrica requerida para alimentar a un sistema de monitoreo de redes de distribución de agua.

2.6 Objetivos

2.6.1 General

Diseñar un sistema de generación de energía verde basado en una microturbina hidráulica para sistemas de monitoreo de redes de distribución de agua.

2.6.2 Específicos

Para poder cumplir con el objetivo general del proyecto, se plantean objetivos específicos, los cuales son descritos a continuación:

- Definir los principales parámetros de generación de energía empleando microturbinas hidráulicas.
- Seleccionar el tipo y configuración de la turbina de referencia.
- Proponer el diseño de la microturbina hidráulica.
- Desarrollar los diseños geométricos CAD 3D de la turbina de referencia y de la propuesta de diseño.
- Verificar el comportamiento fluidodinámico de la turbina de referencia con respecto a lo reportado en la literatura mediante simulaciones CFD.
- Realizar simulaciones CFD del diseño propuesto de la microturbina hidráulica.
- Evaluar los resultados de desempeño de la microturbina hidráulica propuesta.

2.7 Alcance y limitaciones

2.7.1 Alcances:

- Diseño CAD 3D y simulaciones numéricas CFD de una microturbina para un sistema de monitoreo de redes de distribución de agua.
- Propuesta de modelo de una picoturbina hidráulica.

2.7.2 Limitaciones:

- Laboratorios para la realización de pruebas experimentales.
- El prototipo físico de la microturbina y el banco de pruebas no se pretenden realizar en este estudio.
- Disponibilidad de software comercial para simulaciones numérico-computacionales tales como Dinámica de Fluidos Computacionales (CFD) y el Método de Elemento Finito (FEM).
- Parámetros de diseño dependientes de las redes de distribución de agua los cuales son diámetro de tubería, diámetro de la turbina, altura de la turbina, holgura de la turbina.
- Configuración a la entrada de la simulación dictaminados por las redes de distribución de agua y por el trabajo de referencia los cuales son: el caudal, presión y velocidad angular.

Capítulo 3. Marco Teórico

En el presente capítulo se explican los fundamentos teóricos que dictaminan el principio de funcionamiento de las máquinas hidráulicas con énfasis en las turbinas. Se aborda desde el concepto general de energía hidráulica, hasta los elementos que constituyen las turbinas, así como su clasificación para redes de tuberías a presión. De igual forma, se exponen las bases de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) así como la relevancia de los bancos de pruebas experimentales para validar prototipos. Dichos conceptos, proporcionan las herramientas físicas y matemáticas necesarias para analizar el comportamiento hidrodinámico que se presentan en los rotores además de fundamentar las propuestas geométricas de la presente investigación.

3.1 Energía Hidráulica

La energía hidráulica es obtenida mediante el aprovechamiento de la energía cinética y/o potencial de las corrientes, caídas o saltos de agua. En términos generales, la energía hidráulica se considera segura, renovable y limpia, dado que no agota el agua utilizada, ni produce sustancias tóxicas o contaminantes. Existen varias ventajas de la energía hidráulica, entre ellas:

- Renovable, ya que no gastan agua de ríos ni inciden en su secado.
- Fácil de obtener, debido a la abundancia de agua en el planeta.
- Energía limpia, porque no produce sustancias contaminantes debido a que no hay procesos de combustión ni materia prima nociva.
- Inversión económica a futuro, no depende del ingreso de materia prima ni de las fluctuaciones de su mercado.

De igual forma, existen algunos inconvenientes asociados con la energía hidráulica:

- Costo de inversión inicial elevado.
- Alteración de ecosistemas fluviales río abajo.
- Afectaciones por temporadas, que pueden reducir drásticamente la producción eléctrica.

3.2 Máquinas Hidráulicas

Una máquina puede considerarse un transformador de energía, ya que absorbe energía de una determinada forma y la convierte en otra. Por ejemplo, un motor eléctrico transforma energía eléctrica en energía mecánica. También existen máquinas que transforman energía dentro de una misma categoría, como una grúa o un torno, que modifican las condiciones de la energía mecánica.

Las máquinas hidráulicas forman parte de un grupo más amplio denominado máquinas de fluidos. Estas son dispositivos en los que existe un intercambio de energía entre un fluido y la máquina. En algunos casos, el fluido cede energía a la máquina, como ocurre en las

turbinas hidráulicas, donde la energía del fluido se transforma en energía mecánica. En otros casos, la máquina transfiere energía al fluido, como sucede en bombas y compresores.

Las máquinas de fluidos se clasifican principalmente en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas, según las características del fluido y el proceso de intercambio energético involucrado.

3.2.1 Turbinas Hidráulicas y elementos que la constituyen

La turbina hidráulica es una turbomáquina motora, y por tanto esencialmente es una bomba rotodinámica que trabaja a la inversa. La turbina hidráulica absorbe energía del fluido y devuelve energía mecánica (Mataiax C., 1986).

Los elementos constitutivos de la turbina hidráulica se describen a continuación y se muestra gráficamente en la Figura 11.

- Tubería forzada (1). Se refiere al sistema de canalizaciones por donde se alimenta de agua a la turbina.
- Caja espiral (2). Transforma la presión en velocidad.
- Distribuidor. Corresponde a la corona directriz, la cual transforma presión en velocidad y actúa como tobera.
- Rodete. Es el elemento rotatorio donde se realiza la transformación de energía cinética del agua en energía mecánica.
- Tubo de aspiración (3). Es el desagüe, pero se llama tubo de aspiración debido a que crea una aspiración o depresión a la salida del rodete.
- Generador Eléctrico o alternado. Es un dispositivo que se encarga transformar la energía mecánica en energía eléctrica. Este elemento está acoplado al rodete mediante una flecha o eje.

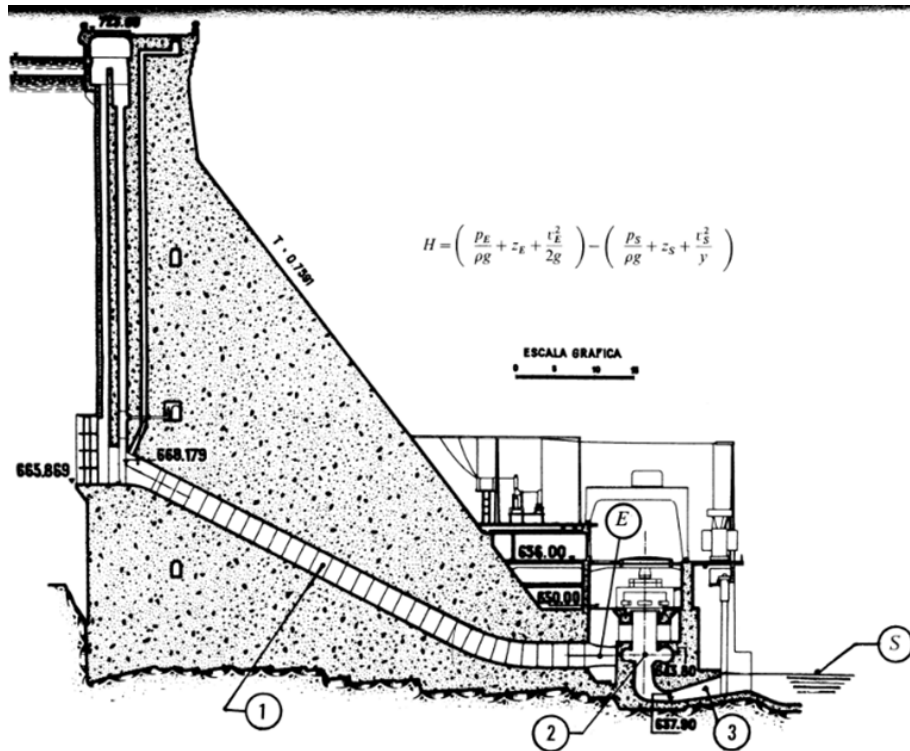


Figura 11. Elementos de una turbina hidráulica (los números entre paréntesis a esta figura) (Mataiax C., 1986).

3.3 Conceptos básicos utilizados en microturbinas hidráulicas de eje vertical en tuberías

Potencia (W): Es la cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo, en turbinas la potencia se mide como Torque por velocidad angular ecuación (1).

$$P = T\omega \quad (1)$$

Eficiencia (η): La eficiencia de una turbina hidráulica es definida como la relación entre la energía extraída del agua y la energía total disponible en el flujo del agua, se expresa como muestra la ecuación (2).

$$\eta = \frac{P_{Salida}}{P_{Entrada}} \quad (2)$$

donde P_{Salida} es el torque por la velocidad angular y la $P_{Entrada}$ se puede calcular mediante la ecuación (3).

$$P_{Entrada} = \rho g H Q \quad (3)$$

Rotor: El rotor es el componente que gira transformando la energía hidráulica en energía mecánica. Se compone por álabes que impactan el agua lo cual provoca su giro y transferencia de energía al generador eléctrico.

Diámetro de la turbina [D]: Aunque es comúnmente conocido como diámetro de la turbina se refiere al diámetro del rotor, es decir, la medida de diámetro que ocupan de un álabe a otro externamente.

Altura de la turbina [h]: Es la altura que va desde la base del rotor a la parte superior del mismo.

Holgura de la turbina [δ]: Se refiere al espacio que hay entre la tubería y el diámetro de la turbina.

Densidad (ρ): se define como su masa por unidad de volumen. La densidad suele utilizarse para caracterizar la masa de un sistema fluido. El valor de la densidad puede variar mucho de un fluido a otro, pero en el caso de los líquidos, las variaciones de presión y temperatura suelen tener un efecto mínimo en el valor de la densidad. El valor de la densidad del agua es de 999 kg/m³ a 5° C.

Peso específico (γ): Se define peso específico como el peso por unidad de volumen, la ecuación (4) muestra cómo se relaciona la densidad con el peso específico, donde g es la gravedad.

$$\gamma = \rho g \quad (4)$$

Altura de presión (h): se interpreta como la altura de una columna de fluido de peso específico (γ) necesaria para dar una **diferencia de presión** o cómo se muestra en la ecuación (5) donde p₁ es un punto de la tubería p₂ es otro punto diferente, por lo tanto, h es la diferencia de presión como metros de columna de agua (otros autores la utilizan en lugar de los Pascales).

$$h = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} \quad (5)$$

Presión: Es la fuerza que ejerce el fluido sobre una superficie (Pa).

Presión atmosférica: La atmósfera estándar actualmente aceptada se basa en un informe publicado en 1962 y actualizado en 1976, que define la llamada atmósfera estándar de EE. UU. (Mataiax C., 1986), que es una representación idealizada de las condiciones medias de la atmósfera terrestre en latitudes medias durante todo el año con el valor de 101.33 kPa.

Número de Reynolds: Es una combinación adimensional de variables que son importantes en el estudio del flujo viscoso a través de tuberías la ecuación (6) proviene de la Figura 12 el cual es un fluido laminar.

$$Re = \frac{\rho V D_0}{\mu} \quad (6)$$

Por otra parte, el número de Reynolds define si el fluido es flujo laminar $Re < 2000$, flujo transitorio $2000 \leq Re \leq 4000$ o flujo turbulento $Re > 4000$.

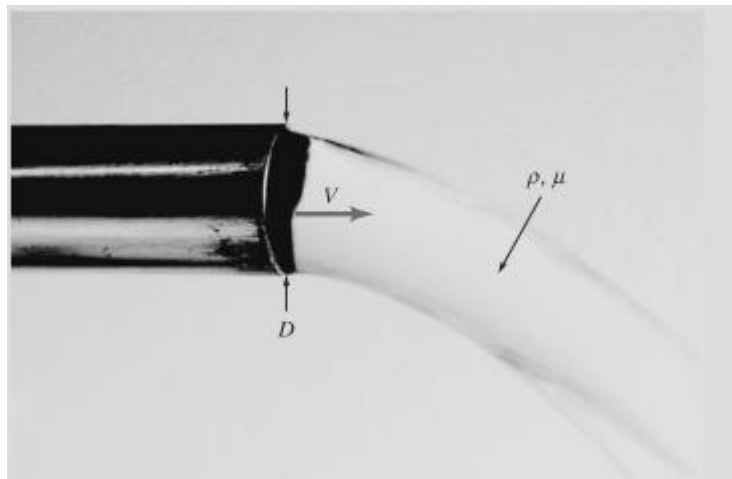


Figura 12. Definición de la ecuación para el número de Reynolds (Okiishi & Rothmayer, n.d.).

- **Flujo Laminar:** Se caracteriza por un movimiento ordenado y suave de las partículas del fluido, generalmente a bajas velocidades y con alta viscosidad. Las líneas de corriente son paralelas y no se cruzan.

- **Flujo Turbulento:** Se caracteriza por un movimiento caótico e irregular de las partículas del fluido, que ocurre a altas velocidades y con bajo número de Reynolds. Este tipo de flujo es más complejo y presenta mezclas significativas dentro del fluido.
- **Flujo Transitorio:** Este tipo de flujo se refiere a un estado intermedio entre el flujo laminar y el turbulento, donde las condiciones del flujo cambian con el tiempo. Puede ser difícil de clasificar y se presenta en situaciones donde las fuerzas que actúan sobre el fluido varían.

Velocidad de fluido (V): Velocidad a la que se encuentra el flujo (agua en este caso) dentro de la tubería (m/s).

Diámetro de la tubería [D₀]: Es el diámetro interior de la tubería en la que está el rotor (mm).

Caudal Volumétrico (Q): Es el volumen de fluido que pasa a través de un área de sección transversal determinada por unidad de tiempo. Las unidades de medidas son (m³/s).

Velocidad angular (ω): Se define como el ángulo girado por un objeto en un periodo de tiempo determinado. Es comúnmente medido en radianes sobre segundo (rad/s) aunque también pueden ser medidos en revoluciones por minuto (RPM).

Torque: Es una magnitud física encargada de medir la tendencia de una fuerza que hacer girar un objeto alrededor de un eje. Sus unidades de medida son el Newton por metro (N-m).

3.4 Deducción modelo de turbulencia para simulación

Por otra parte, en el enfoque de las ecuaciones de gobierno, el campo de flujo en el entorno de las turbomáquinas es turbulento, se caracteriza por la presencia de gradientes elevados de velocidad, fenómenos complejos de un comportamiento caótico y desprendimiento de flujo. Con el fin de simular de forma práctica el fenómeno físico, se implementaron las ecuaciones de Navier-Stokes promediados por Reynolds (por sus siglas en inglés RANS), que permiten evaluar propiedades del fluido en un promedio de tiempo. Este método ofrece una alta eficiencia computacional al requerir tiempos de cálculo moderados, pasos de tiempo mayores o mallas más gruesas.

Las ecuaciones RANS se deducen de la aplicación de un promedio temporal a partir de las ecuaciones instantáneas de Navier-Stokes. Al considerar un flujo incompresible, la ecuación de la conservación y continuidad de movimiento se expresan en notación tensorial de la siguiente manera ecuación (7) y (8):

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i u'_j}) \quad (8)$$

donde:

$\bar{p}$ = Presión promedio de tiempo.

$\bar{u}$ = Velocidad promedio del tiempo.

ρ = Densidad del fluido.

μ = Viscosidad dinámica del fluido.

Debido al promediado temporal, se introdujo un término adicional en la ecuación de momentum denominado tensor de esfuerzo de Reynolds (ρR_{ij}) describe las fluctuaciones turbulentas y se define según la ecuación (9)

$$\rho R_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} \quad (9)$$

Para completar el cierre matemático del sistema, el tensor de esfuerzos de Reynolds (ρR_{ij}), la tasa de deformación media (S_{ij}) y la energía cinética turbulenta (k) se relacionan mediante las ecuaciones (10), (11) y (12) basadas en la hipótesis de viscosidad de torbellino de Boussinesq:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (10)$$

$$R_{ij} = \frac{2}{\rho} \mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (11)$$

$$\delta_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (12)$$

donde:

μ = Viscosidad dinámica del fluido.

δ_{ij} = Delta de Kronecker.

Aunque los modelos RANS son versátiles, son limitados intrínsecamente, por lo que han impulsado el desarrollo de formulaciones avanzadas para resolver flujos complejos. En el presente trabajo se adopta el modelo de turbulencia SST κ - ω , el cual muestra ventajas sobre los modelos κ - ϵ y κ - ω .

El modelo SST κ - ω resalta debido a su alta sensibilidad a la turbulencia en corriente libre, además, muestra una notable precisión en la solución de la subcapa viscosa en regiones cercanas a paredes, por lo que omite la necesidad de funciones de amortiguamiento complejas. Asimismo, exhibe una alta competencia en gradientes de presión adversos pronunciados y una predicción precisa de desprendimiento de flujo.

Las ecuaciones que gobiernan el modelo SST κ - ω para describir la estructura turbulenta dentro del sistema confinado en la tubería son ecuación (13) y (14):

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j k - (\mu + \mu_t \sigma_k) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \tau_{ij} \delta_{ij} + \beta^* \rho \omega k \quad (13)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \omega - (\mu + \mu_t \sigma_\omega) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) = P_\omega + \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma \omega^2}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x} \quad (14)$$

donde:

$\delta \tau_{ij}$ = Tensor de esfuerzos cortantes viscosos.

P_ω = Término de producción de la tasa de disipación específica ω .

F_1 = Función de mezcla (diseñado para alternar entre ambos submodelos).

$\sigma_k, \sigma_\omega, \beta$ y β^* = Constituyen las constantes empíricas de calibración del modelo.

Capítulo 4. Metodología

La metodología integra el diseño matemático, el modelado 3D y la simulación numérica para el desarrollo de una microturbina destinada a la generación de energía en tuberías hidráulicas. Se justifica el uso de álabes basados en espirales de Arquímedes, Fibonacci y logarítmica por sus ventajas hidrodinámicas. Posteriormente, se realiza la verificación y validación del modelo computacional mediante la comparación con resultados reportados en la literatura. El diseño de la turbina se desarrolla en un entorno CAD y se simula utilizando CFD, permitiendo analizar el comportamiento del flujo, las fuerzas mecánicas y las pérdidas de presión durante su operación.

4.1 Uso de Software para simulación CFD

El uso de Software ANSYS Fluent es necesario para los resultados fluidodinámicos, debido a ello, se planteó hacer una validación y verificación con datos reportados para asegurar un aprendizaje el uso de ANSYS Fluent. La validación se realizó a través de una réplica de software con datos experimentales reportados en la literatura (Hasanzadeh et al., 2024), en donde, se muestran tres distintas formas de rotor, la primera es la “S-Shape” consiste en una turbina convencional tipo Savonius, la segunda es “Semi-Elliptic” que consta de un espaciamiento en el eje, mientras que el tercero hace una separación más alargada llamada “Batch” que se muestra en la Figura 13. La turbina S-Shape fue elegida, ya que este tema de tesis busca comparar con datos de la turbina Savonius convencional. La verificación se completó a partir de una simulación con datos numéricos de entrada reportados en la literatura.

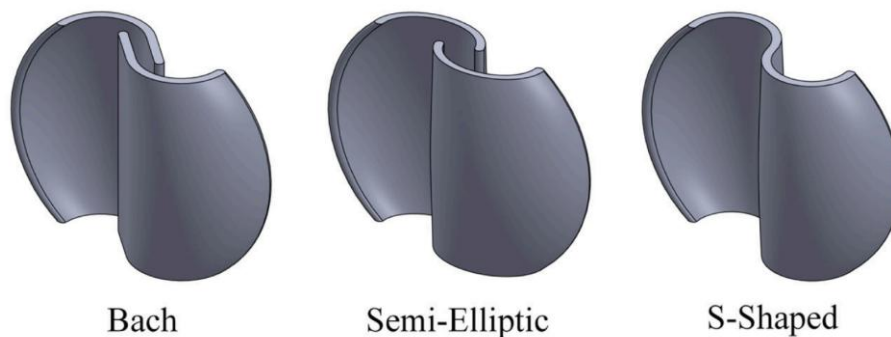


Figura 13. Turbinas reportadas para estudio en la literatura (Hasanzadeh et al., 2024).

4.1.1 Validación de software con datos experimentales

La validación de software con datos experimentales es un paso metodológico importante debido a que justifica las siguientes razones:

- Garantiza la fiabilidad de idealizaciones matemáticas: Los procesos de simulación en CFD idealizan el dominio físico y establecen condiciones de frontera matemáticas las cuales inevitablemente introducen diferencias con la realidad, por lo que, comparar resultados de simulación numérica con pruebas experimentales físicas permite comprobar que las suposiciones matemáticas realmente capturan la física del fluido.

- Asegura la correcta configuración del software: Realizar la réplica asegura el correcto uso de software (ANSYS FLUENT), lo cual, confirma parámetros críticos definidos por el usuario como el modelo de turbulencia, la solución de malla dinámica, tamaño de paso de tiempo, condiciones de fronte y configuración de residuales, han sido configurados de manera adecuada para este tipo de microturbinas.
- Establece un margen de error confiable: Comparar parámetros de salida como torque y eficiencia cuantifican la precisión del modelo computacional. Tener un rango de error menor al 8% demuestra una alta fidelidad de la simulación.
- Fundamenta las nuevas propuestas: Validar un modelo base (turbina S-Shaped) proporciona la base científica necesaria para avanzar a la fase de diseño. Después que se confía en el uso de software, se simula con precisión la turbina de referencia, se puede tener la seguridad de que los resultados obtenidos con las nuevas geometrías paramétricas propuestas (Arquímedes, Fibonacci y Logarítmica) serán válidas y representativos de la realidad.

Debido a que este proyecto busca una validación por datos registrados de un banco de pruebas, se realizó simulación CFD con los datos obtenidos reportados en la literatura (Figura 14).

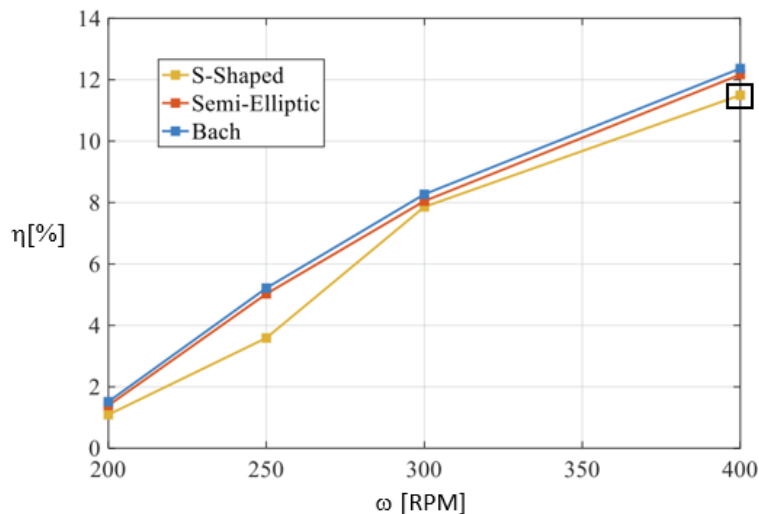


Figura 14. Eficiencia obtenida del banco de pruebas de las turbinas a diferentes velocidades de rotación (Hasanzadeh et al., 2024).

En este banco de pruebas se hicieron cuatro pruebas para cada turbina en diferentes velocidades de rotación en revoluciones por minuto (RPM), por lo que hay 12 datos diferentes para elegir replicar. Se decidió tomar los valores de 400 RPM (de la turbina S-Shaped como se mencionó anteriormente) debido a que son los más altos en eficiencia como muestra la Figura 14.

4.1.1.1 Datos de entrada para simulación

En la Tabla 1 se muestran los datos recolectados del banco experimental de la turbina S-Shaped, los cuales fueron utilizados como datos de entrada para la simulación de verificación, los datos de entrada son la diferencia de presión y la velocidad angular a la que gira el álabe.

Tabla 1. Datos recolectados en el banco experimental de la turbina S-Shaped.

Perfil del álabe		S-Shaped	
ω (Rad/s)	P_e [W]	Q (m ³ /s)	ΔP [Pa]
20.943951	0.24	0.00598	3782.345
26.1799388	1.53	0.00684	6278.133
31.4159265	4.62	0.00825	7228.719
41.887902	14.85	0.00927	14256.121

Por otra parte, en la literatura se menciona que (Hasanzadeh et al., 2024), cada paso de tiempo corresponde a un grado de la turbina, es decir, cada dato recolectado es un grado que se mueve. Para poder obtener el tamaño de paso de tiempo se utilizó la ecuación (15) que se compone de la velocidad angular registrada, el tamaño de paso de tiempo que se obtendrá y los grados que se quieren.

$$\Delta t \text{ (segundos)} = \frac{\theta \text{ (radianes)}}{\Omega \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)} \quad (15)$$

Como se busca un grado de avance, entonces, se sabe que un grado equivale a $\pi/180$, por lo tanto, la ecuación (16) queda de la siguiente manera:

$$\Delta t = \frac{\pi/180}{41.88} = 0.0004166 \text{ s} \quad (16)$$

4.1.1.2 Geometría de la turbina S-Shaped

La geometría consta de una turbina tipo Savonius, una zona de rotación, la tubería y el bloqueo. La tubería tiene un diámetro interno (D_0) de 100 mm, el largo es de 800 mm, la turbina está situada en el centro. La zona de rotación es una esfera de 47.5 mm de radio situada en el centro de la tubería (contiene dentro al rotor). El bloqueo tiene una abertura de 20° hasta llegar a la zona de rotación, en donde, se le hizo un orificio para poder ensamblar la turbina, el deflector hace un bloqueo del 80 %, es decir, en el momento que el fluido impacta a la turbina, solo un 20 % del espacio de 100 mm es el contiene fluido. Por último, la turbina tiene un diámetro (D) de 92 mm, con una medida de 46 mm por álabe (d), la altura (H) de la turbina es de 64.4 mm ($0.7 D$) y el grosor (t_b) de 3 mm de turbina. El ensamble y el diseño de las turbinas se muestra en la Figura 15.

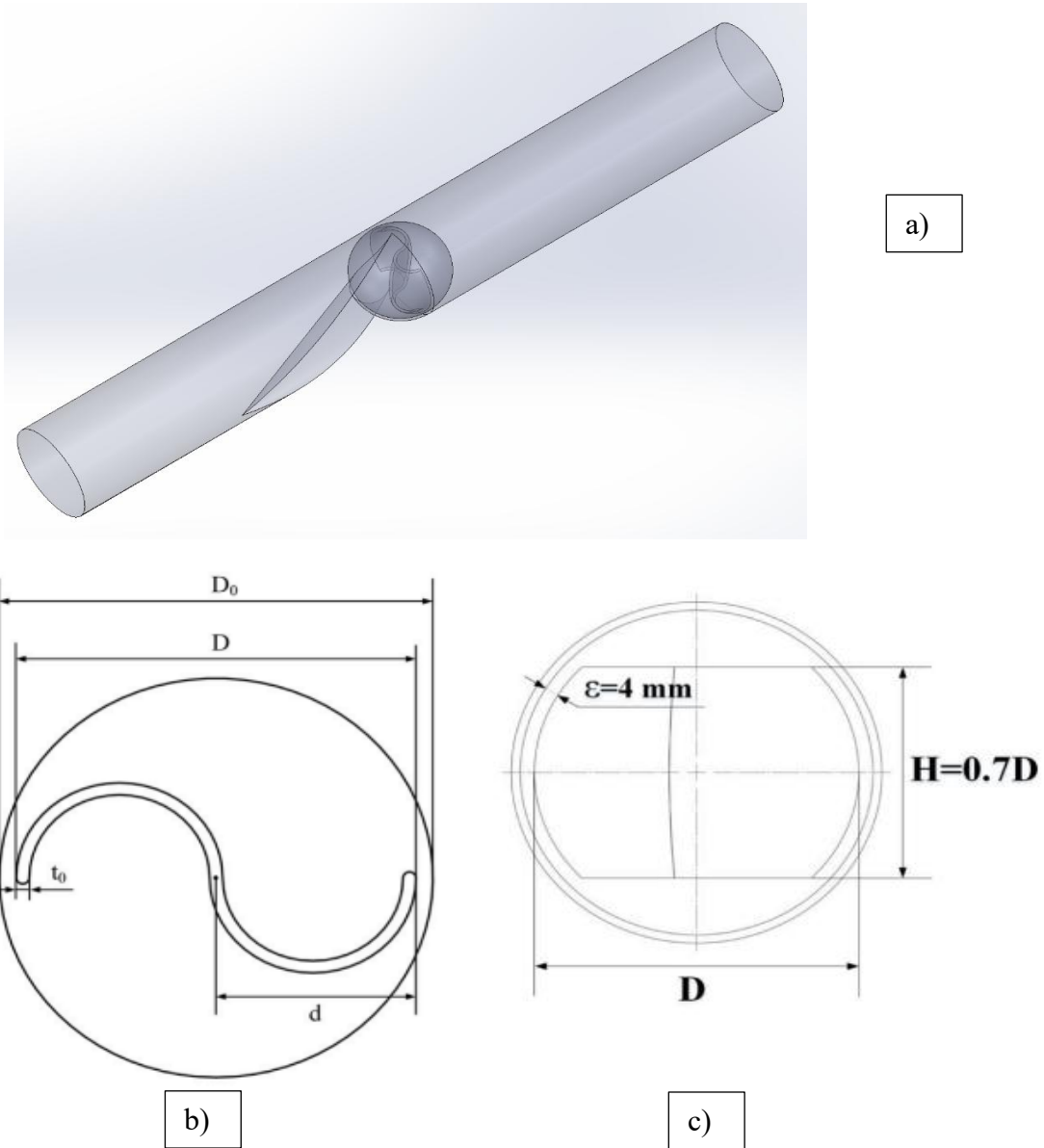


Figura 15. Ensamble de diseño a), turbina vista superior b) y vista frontal c).

Por otra parte, se utilizó una fórmula presentada en la literatura (X. Wang et al., 2024), la ecuación consiste en el diseño, en ir cambiando en diferentes zonas desde la planta inferior de la turbina hasta la planta superior, para que, de esta forma ocupe la mayor área dentro de la tubería. En la Figura 16 se muestra cómo va cambiando el diámetro de la turbina mientras que en la Tabla 2 se presenta el significado de cada parámetro.

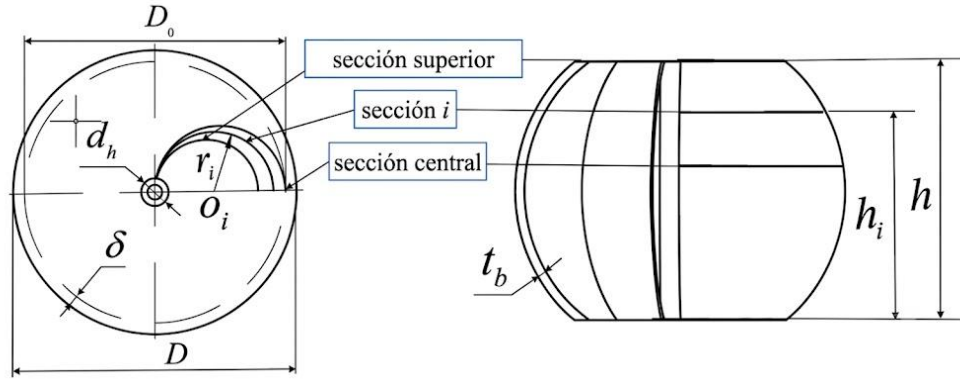


Figura 16. Plano frontal y superior de los parámetros de creación de la turbina.

Tabla 2. Parámetros y símbolos para la creación de una turbina tipo Savonius.

Parámetro geométrico	Símbolo	Valor utilizado
Diámetro de tubería	D	100 (mm)
Diámetro de turbina	D_0	92 (mm)
Diámetro del eje	d_h	4 (mm)
Sección de altura	h_i	Variable (mm)
Altura de la turbina	h	64.4 (mm)
Holgura (entre turbina y tubería)	δ	4 (mm)
Radio del arco de sección	r_i	Variable (mm)
Espesor	t_b	2 (mm)
Número de álabes	Z	2

En el estudio que se muestra la creación de la turbina tipo Savonius, se identifican como parámetros esenciales para la caracterización del sistema los siguientes: diámetro de la tubería (D), diámetro de la turbina (D_0), diámetro del eje (d_h), altura (h), espesor de las palas (t_b) y número de palas (Z) según (X. Wang et al., 2024). El álabe generalmente es un semicírculo en el caso de las turbinas tipo Savonius y su centro de cada curvatura realizada por r_i , es O_i , es decir, es la mitad de cada circunferencia. Por su parte, r_i se calcula con la ecuación (17) dada por el autor:

$$r_i = \sqrt{\frac{D_0^2}{16} - \frac{\left(h_i - \frac{h}{2}\right)^2}{4}} \quad (17)$$

El proceso de creación de la turbina es dividir la altura para crear secciones que conforman una guía por la cual irá la turbina. La ecuación se utiliza para realizar cada parte de la circunferencia del álabe desde el origen inferior hasta la altura especificada, cada parte que se calcula se llamará r_i , en la Tabla 3 se muestra el proceso del cálculo de r_i en cada altura.

Tabla 3. Valores de la turbina y cálculo de r_i .

	0	1	2	3	4
Signo	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
D	100	100	100	100	100
D_0	92	92	92	92	92
d_h	4	4	4	4	4
h_i	0	16.10	32.20	48.30	64.40
h	64.4	64.4	64.4	64.4	64.4
δ	4	4	4	4	4
r_i	16.425	21.545	23.000	21.545	16.425
t_b	2	2	2	2	2

En la Figura 17 se muestra el proceso de creación de la turbina, el número 0 de la Tabla 3 muestra los valores utilizados en el croquis de la parte inferior, la circunferencia avanza de acuerdo con el paso de las partes que se hayan elegido, se divide el número de croquis elegido entre la altura h (para este caso $64.4/4$ mm) y como resultado se obtiene un paso h_i de 16.1 mm.

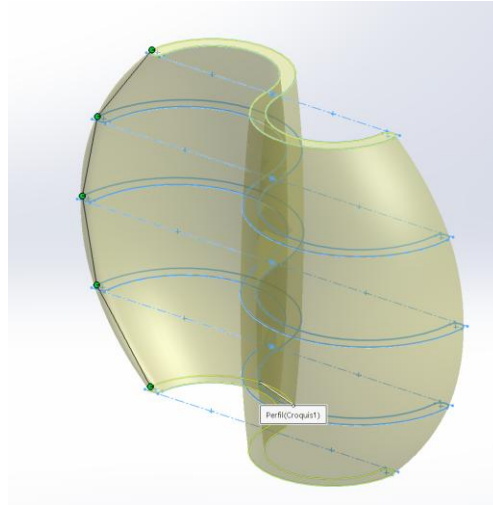


Figura 17. Herramienta de recubrir con croquis seleccionados.

Con la herramienta recubrir, se procede a realizar el diseño de turbina, dando esta curvatura a los costados que permite abarcar mayor espacio dentro de la tubería.

4.1.1.3 Mallado de ensamble y configuración de Fluent

La literatura hizo un estudio de independencia de malla, con estudios de número de mallado desde 1 a 12 millones de nodos, en donde menciona que a partir de 5.4 millones de nodos, de malla tetraédrica, los resultados son demasiado parecidos, por lo que se dejó este tipo de mallado (Figura 18). Donde se tiene un refinamiento alrededor del rotor y las paredes de la tubería para tener resultados más precisos en las zonas con más interacción del fluido.

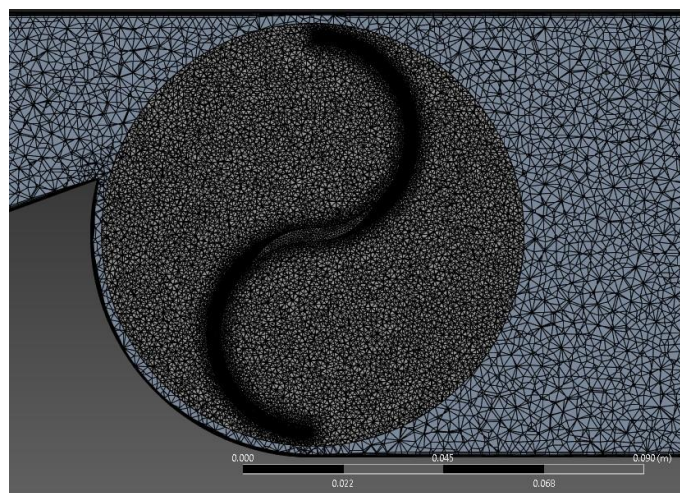


Figura 18. Mallado reportado en la literatura para la simulación.

Respecto a la configuración de Fluent, la zona de rotación fue configurada como una malla dinámica, con una velocidad 41.88 rad/s según la Tabla 1. Los parámetros a la entrada del sistema son de una presión de 14256.12 Pa y a la salida una presión atmosférica. Los residuales de convergencia son de 1×10^{-5} según la literatura (Hasanzadeh et al., 2024). La literatura menciona que se realizaron 10 vueltas de simulación en la que cada vuelta regresaba a la posición original, es decir, en 180° la turbina regresaba a la posición original a la que se llamó estado “A” (de 0°) como lo muestra la Figura 19.

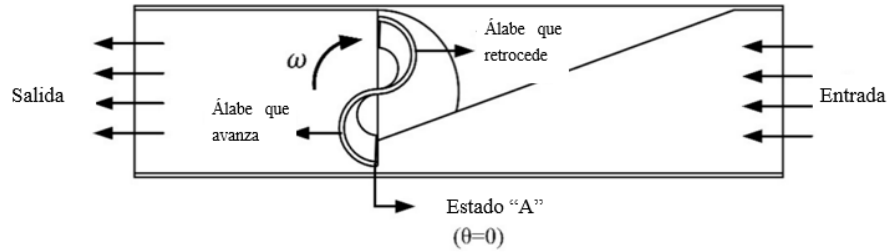


Figura 19. Posición inicial de la turbina $\theta=0^\circ$ (Hasanzadeh et al., 2024).

Se programaron 1800 pasos de tiempo para hacer las 10 vueltas, con 150 iteraciones en cada paso de tiempo y 0.0004166 s por tamaño de paso de tiempo como se vio en la ecuación (16) tomando como resultado la última vuelta de 180° .

4.1.1.4 Resultados de validación

En los resultados se comparan el caudal obtenido de la simulación con el caudal reportado, a partir de la ecuación (18) se calculó el torque tomando la eficiencia como 0.118 según la Figura 14

$$T = \frac{\eta_T \cdot \Delta P \cdot b \cdot Q}{\omega} \quad (18)$$

donde:

T = Torque (N – m).

η_T = Eficiencia total.

ΔP = Diferencia de presión (Pa).

Q = Caudal $\left(\frac{m^3}{s}\right)$.

$$\omega = \text{Velocidad angular} \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right).$$

Adicionalmente, se comparan el torque y la eficiencia obtenida contra la reportada en la literatura (Hasanzadeh et al., 2024). En la Tabla 4 se observan los resultados obtenidos de la validación, con un error porcentual relativo no mayor al 4 %, por lo que, como dice Tahadjodi et al. (2020) un error menor al 8 % es aceptable en caso de validación con datos registrados experimentalmente. Los valores promediados son de una vuelta de 180°.

Tabla 4. Registro de datos obtenidos de la simulación con los datos reportados en la literatura.

Caudal		
Promedio simulación	9.63	L/s
Caudal reportado	9.27	L/s
Error relativo:	-3.77	%
Torque		
Promedio simulación	0.300	Nm
Torque reportado	0.298	Nm
Error relativo:	-0.8	%
Eficiencia		
Promedio simulación	0.114	
Eficiencia reportada	0.118	
Error relativo	3.1	%

Como conclusión de la validación, se utilizó para asegurar el correcto uso de Software ANSYS Fluent a través de una comparación de datos experimentales de entrada con los datos obtenidos de la simulación. El error no fue mayor al 4%, haciendo que este proceso sea correcto, de esta manera, se puede continuar al siguiente paso de verificación.

4.1.2 Verificación del uso de software con datos reportados en la literatura.

Para complementar el aprendizaje del software, se realizó una verificación con los datos de una simulación reportada en la literatura (Hasanzadeh et al., 2024). La simulación de la

literatura graficó los datos obtenidos (Figura 20) de coeficiente de caudal contra eficiencia, el coeficiente de flujo se muestra en la ecuación (19), en donde el caudal y el diámetro serán constantes, por lo que solo variará la velocidad angular. Debido a que con el coeficiente de flujo de 1.471 se obtiene la mayor eficiencia, se propuso realizar el punto mayor marcado de 52.36 rad/s en la Tabla 5.

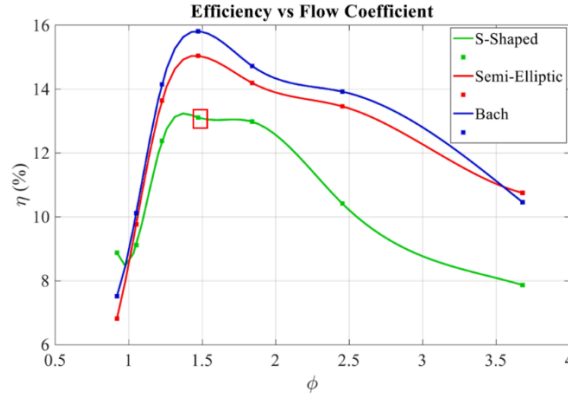


Figura 20. Variación de la eficiencia de la turbina respecto al coeficiente de flujo (Hasanzadeh et al., 2024).

Tabla 5. Puntos estudiados con diferentes coeficientes de flujos (Hasanzadeh et al., 2024).

Q= 0.01 (m ³ /s)	ω (rad/s)						
	20.94	31.41	41.88	52.36	62.83	73.30	83.77
$\phi = \frac{Q}{\omega D_0^3}$	3.679	2.423	1.839	1.471	1.226	1.051	0.919

$$\phi = \frac{Q}{\omega D_0^3} \quad (19)$$

donde:

ϕ = Coeficiente de flujo.

Q = Caudal $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$

ω = Velocidad angular $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$.

D_0 = Diámetro de la tubería (m).

La geometría, el mallado son las mismas que los subcapítulos anteriores 4.1.1.2 y 4.1.1.3. Por otra parte, la configuración de Fluent es similar, hasta la ecuación SST $\kappa-\omega$ (mostrado en el capítulo 4.1.1.3), la malla dinámica fue configurada a 52.36 rad/s, los parámetros a la entrada son de 1.27 m/s de velocidad (equivalente a 0.01 m³/s de caudal según el autor) conservando la presión a la atmosfera a la salida.

Se programaron 1800 pasos de tiempo para hacer las 10 vueltas, con 150 iteraciones en cada paso de tiempo y 0.0003333 s (equivalente a 1° de avance) por tamaño de paso de tiempo como se vio en la ecuación (20) tomando como resultado la última vuelta de 180°.

$$\Delta t = \frac{\pi \text{ rad}/180}{52.36 \text{ rad/s}} = 0.0003333 \text{ s} \quad (20)$$

4.1.2.1 Resultados de la verificación del uso de software.

El último paso para la complementación del uso de software es comparar los resultados obtenidos con los resultados reportados en la literatura. Teniendo en cuenta que el caudal es proporcionado por la literatura, se tienen dos resultados para comprar mostrados en la Tabla 6 en lugar de 3 de la validación.

Tabla 6. Resultados obtenidos de la verificación del uso de software.

Torque		
Simulación	0.271	Nm
Reportado	0.285	Nm
Error relativo	5.16	%
Eficiencia		
Simulación	0.124	
Reportado	0.130	
Error relativo	5.16	%

Como se muestran los resultados de la Tabla 6, se tiene un error porcentual del 5%. Según estudios reportados (Diab et al., 2022) al momento de comparar datos con un autor de los datos obtenidos mediante software, no deben ser mayores al 8%. Con esta aclaración se puede tomar este ejercicio como completo, con errores porcentuales aceptables.

Para concluir el apartado del uso de ANSYS Fluent, cabe aclarar que se tomó como ejercicio la literatura de estudio (Hasanzadeh et al., 2024) debido a la similitud que tiene con los objetivos de este proyecto, una tubería de suministro de 100 mm, una turbina de eje vertical de arrastre (tipo Savonius), una justificación de diseño y que tenga datos simulados utilizados en el artículo. Al estar dentro de los límites de los errores porcentuales previamente justificados, se puede tomar como una tarea completada y simular turbinas con modificaciones propias.

4.2 Uso de espirales en turbinas tipo Savonius.

En los últimos años, el progresivo agotamiento de los recursos no renovables ha provocado el desarrollo de las energías limpias por lo qué, la implementación de las turbinas tipo Savonius adquieren una gran relevancia (Y. F. Wang & Zhan, 2013). Las ventajas del uso de las turbinas tipo Savonius son: fácil momento de iniciación, construcción simple, desempeño estable y operable en intervalos bajos de caudal (Yang et al., 2019). Debido a las características mencionadas y, que se ajustan a los objetivos de la tesis, se utilizó la forma base para el desarrollo de esta tesis. Sin embargo, la baja eficiencia de la turbina Savonius supone una limitación. Por lo tanto, se están realizando distintos diseños que mejoren el rendimiento de estas turbinas.

El uso de curvas diferentes a los círculos convencionales es explorado por Zhang et al. (2017), en donde realizaron una investigación sobre la modificación de la turbina tipo Savonius en la forma del diámetro de la turbina, es decir, se seleccionaron nueve diferentes formas a partir de unas coordenadas polares establecidas por el autor (Figura 21).

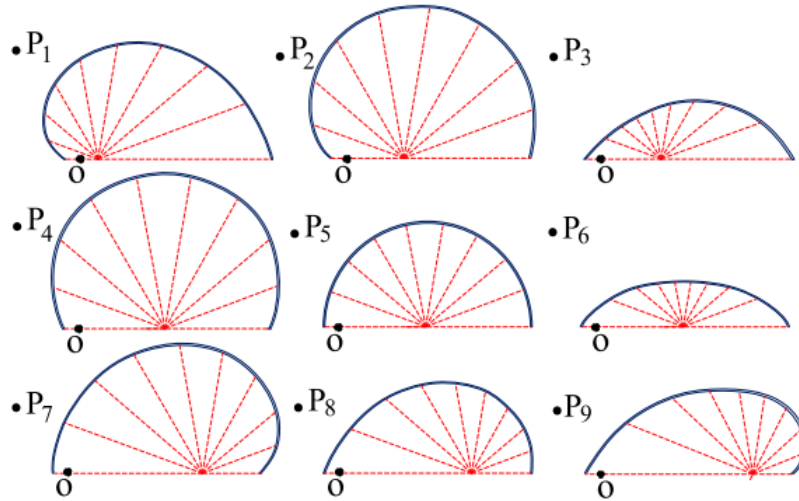


Figura 21. Espirales utilizadas para la investigación reportada en la literatura (Y. F. Wang & Zhan, 2013).

Se experimentó numéricamente cuál era la forma de los álabes que mostraba un mejor desempeño en términos de torque, así como su explicación de por qué. En la Figura 22 se muestra la forma óptima a) en comparación con la forma convencional b), se destaca la forma óptima por la entrada del fluido a la esquina del álabe a diferencia de la convencional que entra por el centro, así como su diseño alargado en lugar de semicircular.

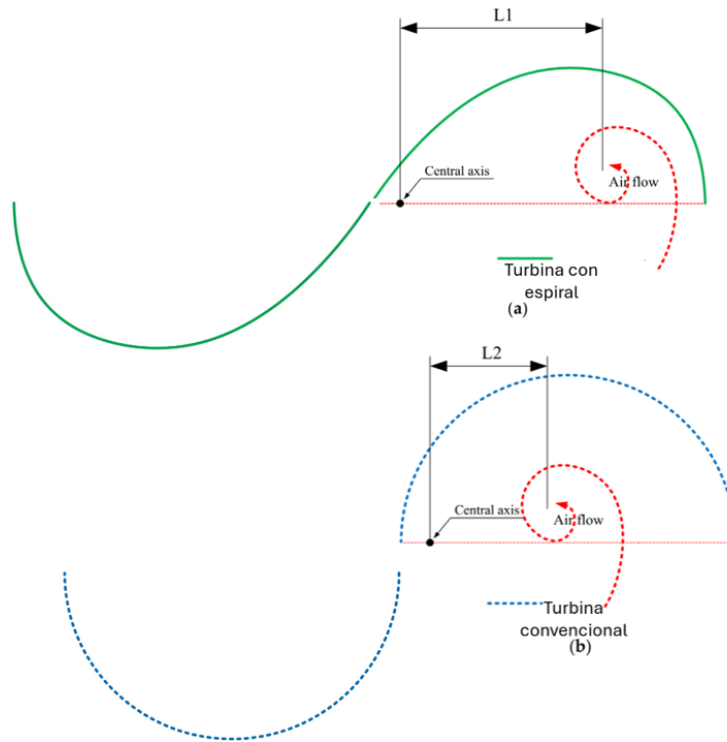


Figura 22. a) Captación de aire de espiral de prueba vs b) espiral convencional.

Finalmente, se concluyó que es mejor el uso de la espiral debido a que direcciona el fluido al centro, de esta manera la distancia de la presión ejercida es más en la punta del álabe que en el centro, haciendo que se obtenga más torque. El torque pasó de 0.247 N-m con el diseño convencional a 0.262 N-m con el diseño de espiral.

4.3 Creación de diseño de turbinas basadas en espirales.

Como se habló en el apartado 4.2 los espirales son una buena opción como base de las turbinas tipo Savonius. Lo recomendable (Y. F. Wang & Zhan, 2013) es que en la parte cóncava esté más pegada al final del álabe que en el centro (Figura 22 a), para qué de esta manera se obtengan resultados de torque y potencia favorables. Partiendo de esta base, en este proyecto se sugieren utilizar espirales de Arquímedes, Fibonacci y Logarítmico. Los espirales mencionados son inspirados de la naturaleza con sustento matemático, es decir, cada uno tiene su propia ecuación que rige su comportamiento, con lo que se apoyó el diseño de cada turbina.

4.3.1 Ecuación matemática de espirales

En la literatura no se menciona una forma específica de diseño de turbina, algunos casos registrados son por pruebas de diseño particular, es decir, diseñaron unas turbinas de prueba y a medida que se prueban en banco de trabajos o simulaciones se mejoran (Chen et al., 2013). Otro caso, particularmente en espirales, es seccionar una parte establecida de la espiral, es decir, en la parte de la espiral de Fibonacci establecida, cortar un segmento por ejemplo el cinco o trece de la Figura 23 , en donde el autor considere una buena base para un diseño óptimo (Blanco et al., 2021).

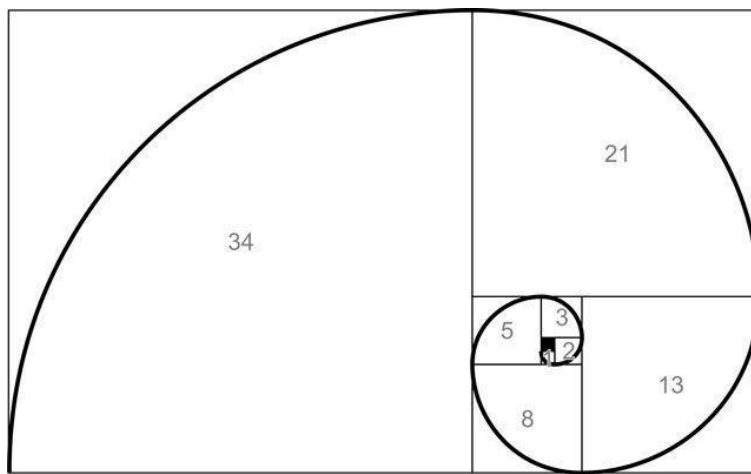


Figura 23. Espiral de Fibonacci en segmentos.

En este proyecto, se utilizaron las ecuaciones de las tres espirales.

4.3.1.1 Ecuación Arquímedes

La ecuación de Arquímedes fue estudiada por el griego matemático Arquímedes en el siglo III a. C. La ecuación de la espiral se muestra de forma polar en la ecuación (21). A partir de esta ecuación se obtiene la deducción de la fórmula que se usará en el software de diseño CAD.

$$r = b\theta \quad (21)$$

donde:

r = distancia radial desde el orginen.

θ = ángulo en radianes.

b = constante que determina la distancia entre vueltas del espiral.

Por otra parte, SolidWorks, se trabaja en un plano cartesiano en “x” y “y”, por lo que usando identidades trigonométricas de la ecuación (22) se obtiene la ecuación (23) que contiene la ecuación del eje x y del eje y. La ecuación (23) es la utilizada en el software de diseño para crear la curva que formará el diseño del álabe en espiral.

$$r = f(\theta) \quad (22)$$

$$x = r \cdot \cos(\theta) ; y = r \cdot \sin(\theta) \quad (23)$$

Por lo tanto, si queremos un cuarto de vuelta, es decir, que termine el espiral en el eje “y”, recordando que 90° es igual a $\pi/2$ en forma radial y a la vez $\pi/2$ es ≈ 1.57 se iguala a “r” como “H” que será la altura deseada para el álabe según la ecuación (24), la altura el radio deseado para la turbina, a partir de la ecuación (24) se obtiene la ecuación (25). La cual se usará en el software CAD, de esta manera, la medida del álabe se obtendrá cambiando H por la cantidad que deseemos:

$$H = b(1.57) \quad (24)$$

$$x_t = \left(\frac{H}{1.57} \right) \cdot t \cdot \cos(t) ; y_t = \left(\frac{H}{1.57} \right) \cdot t \cdot \sin(y) \quad (25)$$

4.3.1.2 Ecuación Fibonacci

La ecuación de la espiral de Fibonacci refiere a la sucesión de Fibonacci, comienza con los números 0 a 1 por lo que se define como la suma de los dos términos anteriores según se indica en la Figura 23. La fórmula general se muestra en la ecuación (26), como se requiere que el espiral sea de Fibonacci, debe ser que por cada cuarto de vuelta (90° o $\pi/2$) aumente exactamente la Proporción Áurea ($\phi \approx 1.618$). Por lo que se obtiene para SolidWorks la ecuación (27)

$$r = a \cdot e^{k\theta} \quad (26)$$

donde:

a = El radio inicial. Determina el tamaño general.

e = Constante de Euler.

k = Controla que tan rápido crece el espiral, si es pequeño tiende a ser un círculo, si es grande se expande hacia afuera.

θ = Ángulo de giro en radianes.

$$x_t = a \cdot \phi^{\frac{2t}{\pi}} \cdot \cos(t) ; y_t = a \cdot \phi^{\frac{2t}{\pi}} \cdot \sin(t) \quad (27)$$

donde:

t = Ángulo en radianes.

La curva tocará el eje Y en dos puntos, cuando $t = \pi/2$ y $t = -\pi/2$ por lo tanto, cuando intercepta el eje superior $r_{\text{superior}} = a(\phi^1)$ y cuando intercepta el eje inferior $r_{\text{inferior}} = a(\phi^{-1})$, la altura total de ambos radios se describe en la ecuación (28), donde ambos radios se suman. La proporción áurea cumple que $\phi + \frac{1}{\phi} = \sqrt{5}$, sustituyendo en la ecuación (28) se obtiene la ecuación (29) la cual permite sustituir la constante “a”. Despejando en la ecuación (27), con la ecuación (29) se obtiene la ecuación (30), donde H será la altura que se desee y se podrá usar en el software CAD tal cual se muestra.

$$H = a\phi + \frac{a}{\phi} = a\left(\phi + \frac{1}{\phi}\right) \quad (28)$$

$$H = a\sqrt{5} \therefore \text{despejando } a; a = \frac{H}{\sqrt{5}} \quad (29)$$

$$x_t = \frac{H}{\sqrt{5}} \cdot \phi^{\frac{2t}{\pi}} \cdot \cos(t) ; y_t = \frac{H}{\sqrt{5}} \cdot \phi^{\frac{2t}{\pi}} \cdot \sin(t) \quad (30)$$

4.3.1.3 Ecuación Logarítmica

La espiral logarítmica fue estudiada por Jakob Bernoulli y Torricelli, quienes demostraron que tiene una curva de autosimilitud perfecta. La ecuación (31) muestra la forma polar de la espiral logarítmica. Por otra parte, la ecuación (32) muestra la forma polar para introducirla en el software CAD.

$$r = a \cdot e^{k\theta} \quad (31)$$

donde:

a = El radio inicial. Determina el tamaño general.

e = Constante de Euler.

k = Controla que tan rápido crece el espiral, si es pequeño tiende a ser un círculo, si es grande se expande hacia afuera, en este proyecto tendrá un valor fijo de 0.6.

θ = Ángulo de giro en radianes.

$$x_t = (a \cdot e^{kt}) \cdot \cos(t) ; y_t = (a \cdot e^{kt}) \cdot \sin(t) \quad (32)$$

donde:

t = Ángulo en radianes.

Para calcular el ajuste de coeficiente se despeja “a” como en la ecuación anterior (Fibonacci), la curva tocará el eje Y en dos puntos, cuando $t = \pi/2$ y $t = -\pi/2$ por lo tanto se igualará H como la altura total de la suma de ambos radios en el eje vertical según la ecuación (33). Despejando “a” de la ecuación (33) se obtiene la ecuación (34), esta ecuación se sustituirá en la ecuación (32) para obtener la ecuación (35), que finalmente se utilizará en SolidWorks para realizar la medida deseada. Con la ecuación (35) se puede obtener la medida deseada al momento de poner las ecuaciones en SolidWorks, H será la medida que se necesita del álabe.

$$H = \left| r\left(\frac{\pi}{2}\right) \right| + \left| r\left(\frac{-\pi}{2}\right) \right| = a \cdot e^{k\left(\frac{\pi}{2}\right)} + a \cdot e^{k\left(\frac{-\pi}{2}\right)} \quad (33)$$

$$a = \frac{H}{e^{k\pi/2} + e^{-k\pi/2}} \quad (34)$$

$$x_t = \left(\frac{H}{e^{k\pi/2} + e^{-k\pi/2}} \cdot e^{kt} \right) \cdot \cos(t) ; y_t = \left(\frac{H}{e^{k\pi/2} + e^{-k\pi/2}} \cdot e^{kt} \right) \cdot \sin(t) \quad (35)$$

4.3.2 Diseño de geometría de las turbinas.

La geometría de la turbina se realizó en el software de diseño asistido por computadora SolidWorks, se utilizó la fórmula y medidas presentadas en la sección 4.1.1.2, sin embargo, está vez las ecuaciones fueron puestas en SolidWorks obteniendo tres diferentes espirales como se muestra en la Figura 24. Se utilizó la herramienta recubrir para cada turbina, teniendo 3 turbinas diferentes, es decir, un total de 3 bancos de trabajo fueron realizados en este proyecto.

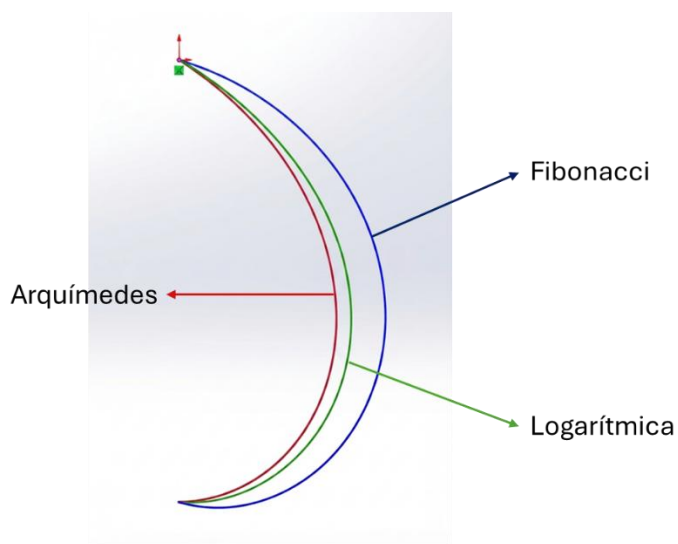


Figura 24. Comparación de tres espirales en un mismo punto.

4.3.3 Mallado de geometría y configuración de Fluent

Para realizar una comparación lo más parecido posible se malló con las mismas características que la validación del uso de software. Se utilizó un mallado de 5.4 millones de nodos para cada banco de trabajo (Explicación en sección 4.1.1.3 Mallado de ensamble), en la Figura 25 se muestra la malla de cada turbina.

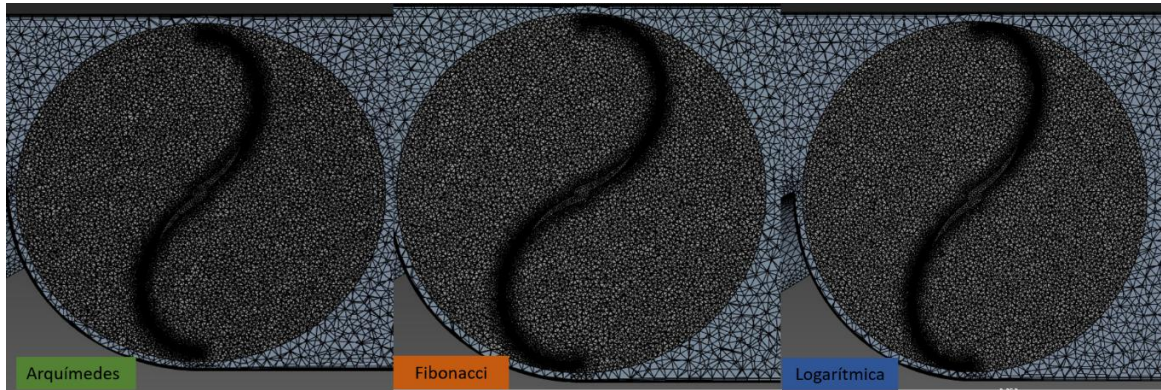


Figura 25. Mallado en cada turbina propuesta.

De la misma manera que el mallado, se realizó una configuración de simulación transitoria, con la ecuación de turbulencia SST $\kappa-\omega$ (mostrada en el capítulo 4.1.1.3) la malla dinámica fue configurada a 52.36 rad/s, los parámetros a la entrada son de 1.27 m/s de velocidad (equivalente a 0.01 m³/s de caudal) conservando la presión a la atmosfera a la salida.

Se programaron 1800 pasos de tiempo para hacer las 10 vueltas, con 150 iteraciones en cada paso de tiempo y 0.0003333 s (equivalente a 1° de avance) por tamaño de paso de tiempo como se vio en la (20) tomando como resultado la última vuelta de 180°.

Capítulo 5. Resultados

El capítulo contiene los resultados obtenidos a partir de la metodología del Capítulo 4. Metodología. Se presentan en una tabla los parámetros de torque, eficiencia, potencia y diferencia de presión obtenidos para las diferentes configuraciones analizadas. Finalmente, se realiza un análisis del torque y la eficiencia para determinar la influencia de la configuración de los álabes en la captura de energía y el comportamiento del flujo dentro de la tubería.

5.1 Resultados obtenidos de la metodología

A partir de los resultados se realizó la Tabla 7, en donde se comparan los diferentes diseños de turbina con el diseño reportado en la literatura. Como se explicó en el apartado 4.3.3 las condiciones de frontera para estos resultados presentados son las utilizadas en la simulación de validación.

Tabla 7. Resultados obtenidos propuestos contra resultados obtenidos en la literatura.

	Torque	Eficiencia	Potencia	Δ Presión
Turbina	[Nm]	[%]	[W]	[Pa]
S-Shaped	0.285	12.880	14.946	14256.120
Semi-Elliptic	0.305	15.040	15.951	13257.000
Bach	0.365	15.800	19.110	15119.000
Arquímedes	0.123	11.000	6.414	7260.789
Fibonacci	0.167	13.600	8.721	8005.787
Logarítmica	0.203	16.500	10.624	8069.287

A partir de los datos presentados en la Tabla 7, se elaboró la gráfica mostrada en la Figura 26 con el propósito de visualizar de manera más clara las diferencias entre los resultados obtenidos para las turbinas propuestas y aquellos reportados en la literatura utilizados como referencia para la comparación del presente trabajo. En la Figura 26 se representa en el eje vertical la eficiencia (%) y en el eje horizontal los diferentes casos analizados, incluyendo las configuraciones propuestas y las reportadas en estudios previos.

Los resultados muestran que la configuración Logarítmica alcanza la mayor eficiencia, con un valor de 16.50 %, superando tanto al diseño convencional S-Shaped (12.88 %) como al

perfil Bach (15.80 %). Estos resultados evidencian el potencial de la geometría Logarítmica para mejorar el desempeño aerodinámico de este tipo de turbinas.

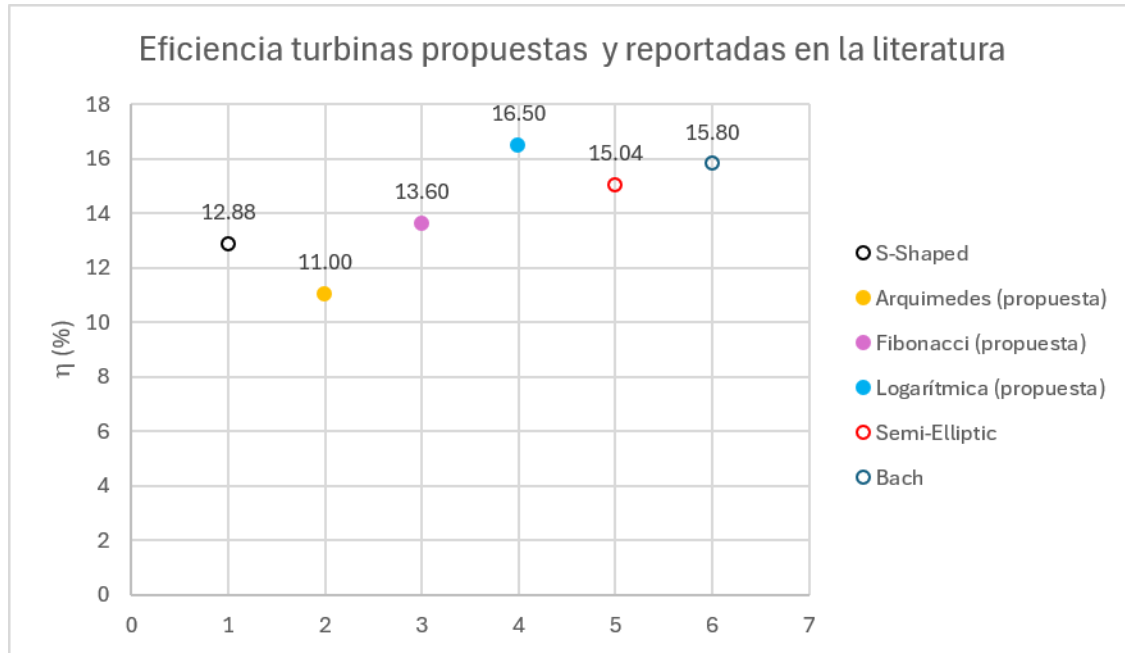


Figura 26. Eficiencia de turbinas reportadas en la literatura (marcador sin relleno) y turbinas propuestas (marcador sólido).

La eficiencia obtenida se refiere a que porcentaje de la energía cinética que entra en el sistema se utiliza para generar potencia, mientras que el coeficiente de flujo se explica en la (19).

5.2 Comparación de resultados con los reportados en la literatura

En la literatura se muestra la interacción fluido-estructura, lo primero es obtener resultados del comportamiento de la presión y torque en la posición de las turbinas alrededor de una vuelta, es decir, 180 °. En la Figura 19 se muestra la posición inicial, y como se explicó en el capítulo 4.3.3, cada paso de tiempo equivale a 1°. En la Figura 27 se compara el torque de las turbinas propias y de la turbina reportada S-Shaped. Se puede apreciar que la turbina S-Shaped tiene una mayor generación de torque y muestra dos picos a comparación de las turbinas propuestas, esto se debe al bloqueo, el cual está hecho para este diseño de la literatura por lo que a los grados en donde presentan los picos es donde mejor atrapa el fluido. Por otra parte, las turbinas propuestas tienen un comportamiento más estable en cuanto al torque y

más alargado mientras que la mayor generación de este es entre 80 a 160°. La turbina logarítmica produce mayor torque seguida de la turbina Fibonacci dejando en último a la turbina de Arquímedes.

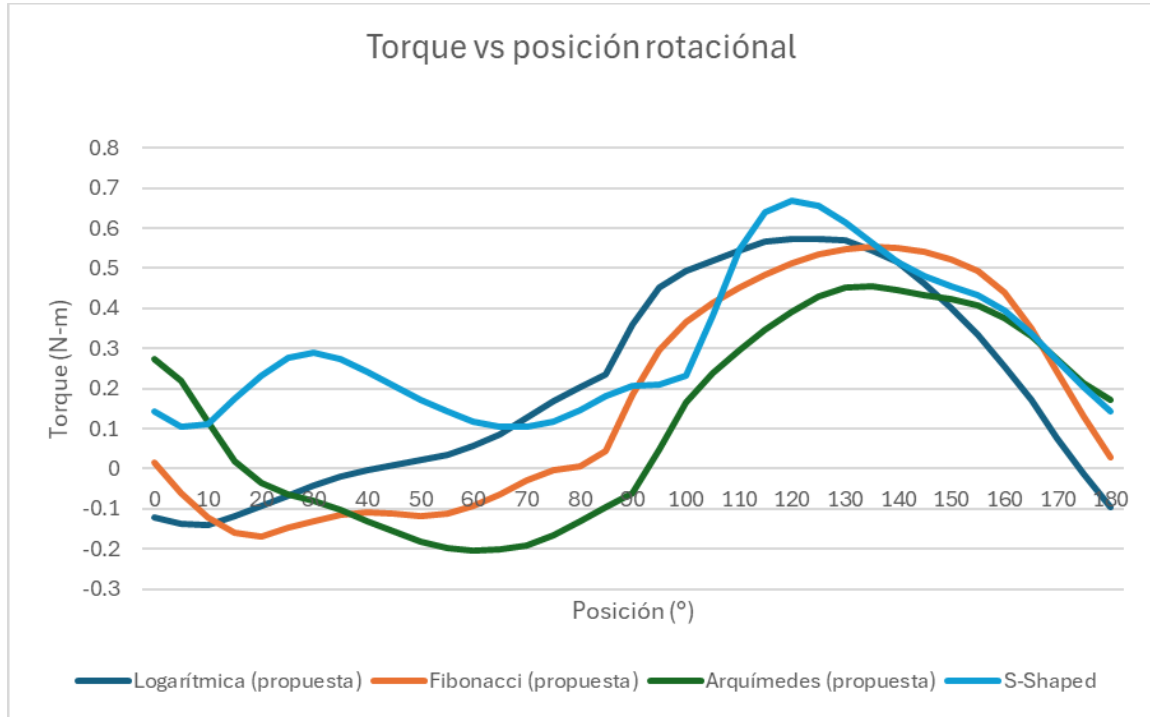


Figura 27 Comportamiento del torque de las turbinas propuestas y la reportada en la literatura respecto a la posición de rotación.

Por otra parte, la Figura 28 presenta la diferencia de presión conforme avanza la rotación (eje horizontal en grados de rotación de la turbina), el comportamiento de la presión es uniforme en las turbinas propuestas, por lo que, como se observa, solo en la posición de entre 80 a 90° aumenta la presión (es cuando no están recibiendo fluido directamente los álabes del rotor). Respecto al comportamiento, la turbina S-Shaped produce una mayor diferencia de presión, esto se debe a que, además de ser estructuralmente más grande, el bloqueo dirige de mejor manera a la turbina S-Shaped.

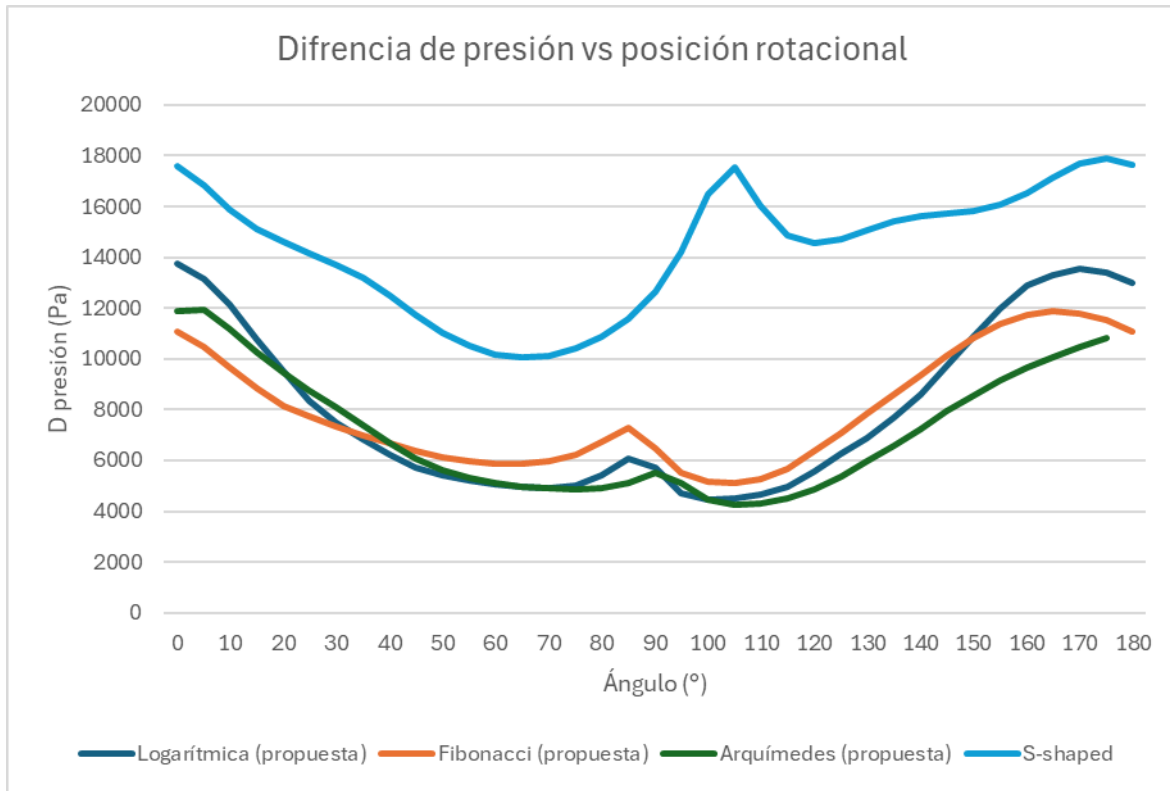


Figura 28. Diferencia de presión respecto a la posición de las turbinas propuestas.

Para entender la interacción fluido-estructura a continuación se visualiza el fluido en las posiciones de 30, 90 y 130°. Estos grados se eligieron ya que en un inicio como se muestra en la Figura 27 a 30° se mantiene bajo el torque, a 90° comienza a subir mientras que en 130° están en el máximo torque. En la Figura 29 son las posiciones de las turbinas propuestas a 30°, aquí el álabe de avance comienza a interceptar el flujo principal. Las líneas de corriente muestran un choqué tanto en las partes cóncavas del álabe superior, como en la cara convexa del álabe inferior, es decir, el torque se mantiene bajo ya que mientras una pala trata de avanzar el otro la frena, sin embargo, se observa como los álbes de las turbinas propuestas redirigen el flujo a la tubería.

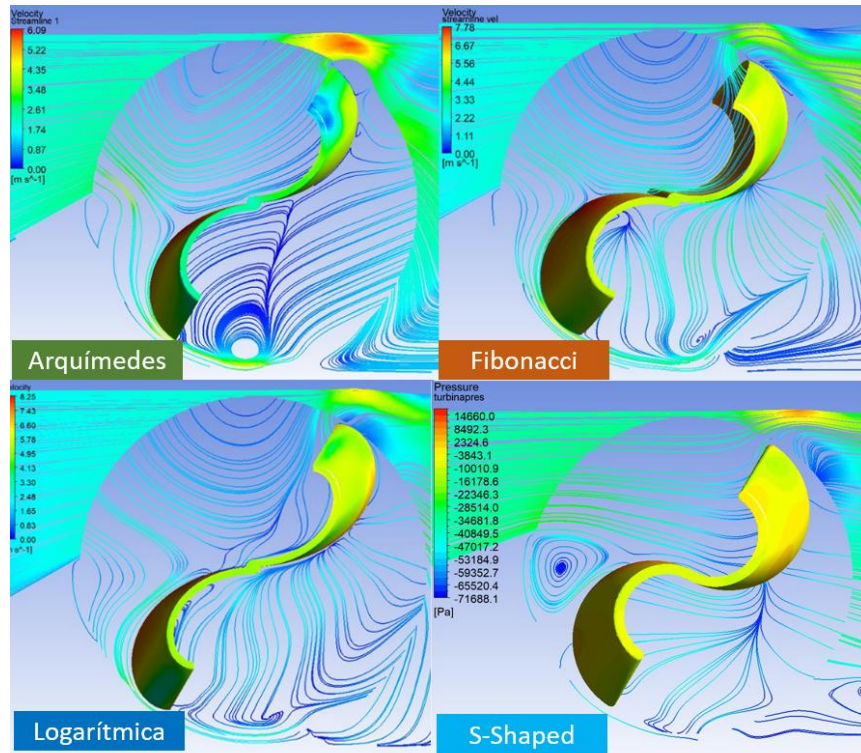


Figura 29. Interacción de flujo-rotor en un ángulo de 30° .

Mientras que a 90° como muestra la Figura 30, es el punto crítico del cambio, la turbina es paralela a las líneas de corriente del flujo, en este punto el álabe que interceptará al flujo recibe al flujo en la punta, así como en la cara convexa por lo que la turbina que tenga menos presión en la parte convexa tendrá menos esfuerzo al momento de subir y generará más torque tal como se observa en la Figura 27.

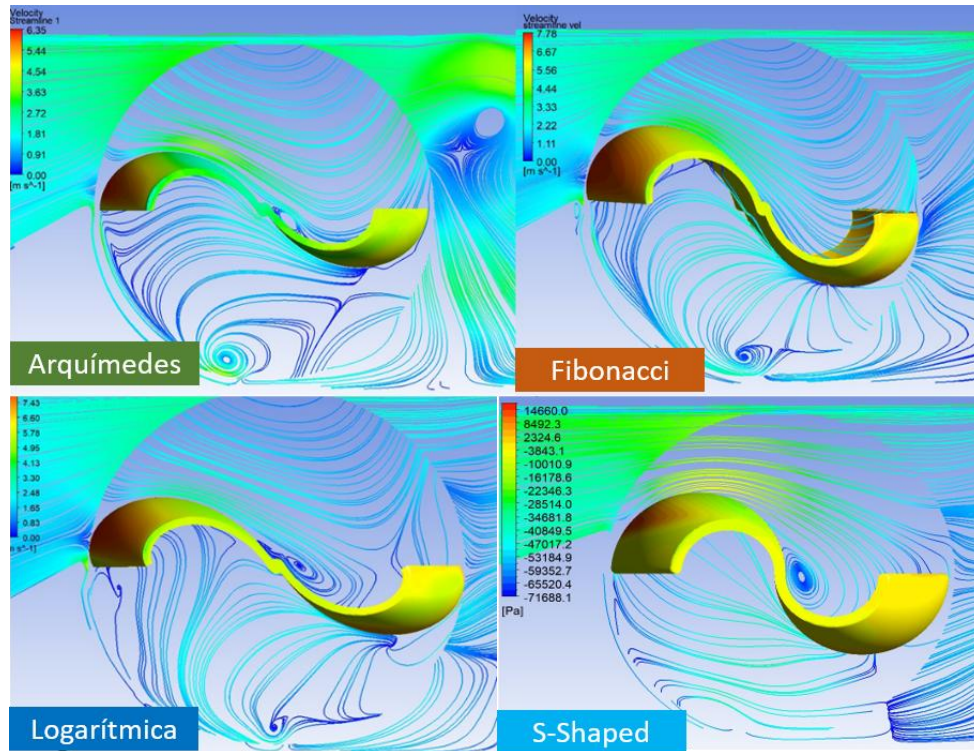


Figura 30. Interacción del flujo-estructura a posición de 90°.

Finalmente, respecto a las líneas de corriente, con una posición de 130° las turbinas empiezan la fase de recuperación tal como ilustra la Figura 31, en este punto es donde recibe la cara cóncava mayor flujo, por lo que la presión generada en la cara cóncava es mayor y por ende se produce un mayor torque, de esta forma, se compensa el torque negativo residual y la turbina se prepara para entrar en otro ciclo.

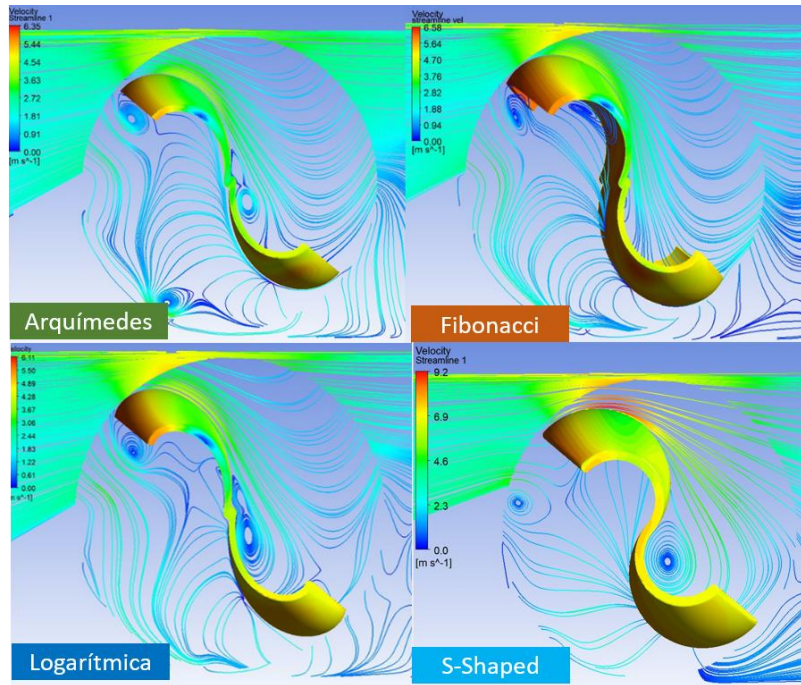


Figura 31. Interacción de flujo-estructura a posición de 130°.

Como se presentó las figuras 29 a 31 ilustran como el flujo interactúa con la respectiva turbina, teniendo un comportamiento similar cada una. Por lo que de igual manera se aprecia un comportamiento parecido en la presión con diferentes puntos, esto sustenta la Figura 27 la cual presenta que, a 30°, el torque disminuye debido a que el fluido hace mayor presión en la cara convexa de regreso de las turbinas, a 90° se muestra como la presión empieza a ser mayor al costado del álabe, porque está impulsando al giro, mientras que a 130° el fluido está golpeando la parte cóncava del rotor, teniendo una mayor presión la punta, por lo que la hipótesis del espiral (Capítulo 4.2) en donde se dice que cuando el fluido ejerce presión en la punta del álabe es mejor que en el centro se cumple. Sin embargo, aquí se muestra algo destacable que es la importancia en gran medida de que sea lo justamente grande la parte cóncava de la turbina, la turbina de Arquímedes no termina de hacer la presión suficiente debido a que el espiral es demasiado corto, contrario a la espiral Fibonacci que es demasiado grande, sin embargo, recauda la mayor presión, pero con un diseño no tan favorecido como lo muestra la espiral Logarítmica (Figura 34).

La presión ejercida del fluido en el rotor es destacable para observar cuales son los puntos en los que el fluido concentra mayor presión al momento de un mayor torque, o, por el contrario, en que parte se concentra la presión del flujo a un menor torque. A 30° la presión ejercida en

los rotores se representa en la Figura 32, en esa posición la turbina Logarítmica tiene mayor presión en el otro álabe en su parte cóncava, demostrando que tiene una mejor relación de giro para generación de torque, incluso que la S-Shaped que genera mayor torque.

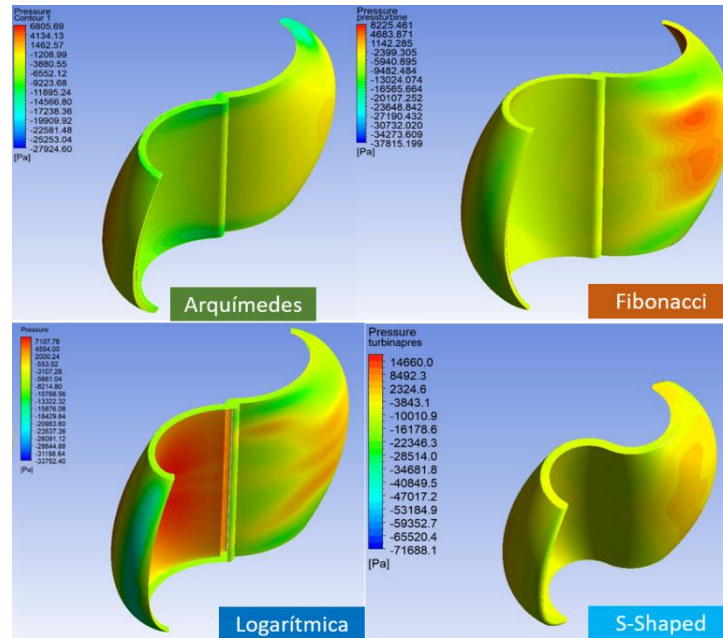


Figura 32. Presión del fluido ejercido en las turbinas a 30°.

La presión ejercida en los rotores a 90° se muestra en la Figura 33, se observa una diferencia clara del estado paralelo al flujo, la turbina con espiral de Arquímedes tiene mayor presión en la punta superior del álabe convexo, mientras una diferencia de presión menor en el centro permitiendo un mejor giro, por otra parte la espiral de Fibonacci tiene una presión ejercida mayor en la cara cóncava (un color amarillo y naranja en la punta) por lo que éste diseño muestra que la presión es mucho mayor en la punta justo como se mostró el comportamiento de una turbina en espiral (Figura 22 a), una mejor visualización es la turbina logarítmica, que el color en la punta muestra un cambio amarillo, naranja y rojo justo en la punta asegurando una mejor continuidad de giro.

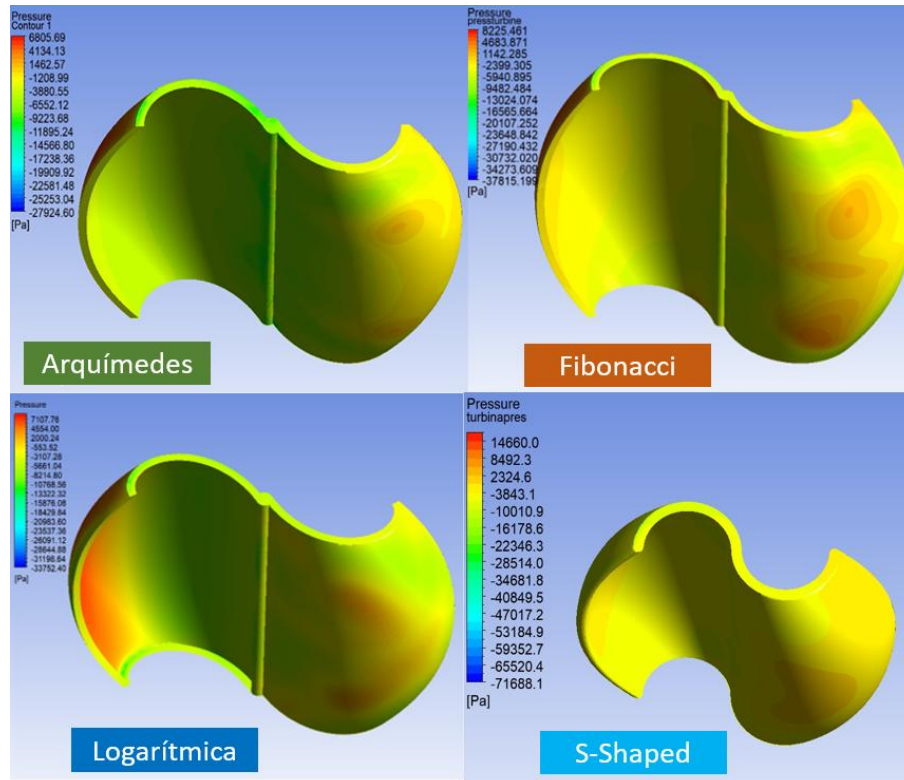


Figura 33. Presión del fluido ejercido en las turbinas a 90° .

La última posición de presión ejercida en turbinas es presentada en la Figura 34, en donde, es el punto más alto de generación de torque, aquí se aprecia de mejor manera la distribución de presión a la punta del álabe, sin embargo, la turbina de Arquímedes no presenta una presión muy grande según los colores de amarillo a naranja y naranja oscuro, la turbina de Fibonacci presenta el color rojo justo en el centro de la punta del álabe sin embargo en las demás partes es un color naranja. Por último, la turbina Logarítmica presenta un color más uniforme de la parte superior a la inferior de la punta del álabe mostrando una mayor dirección de flujo uniforme para la generación de torque.

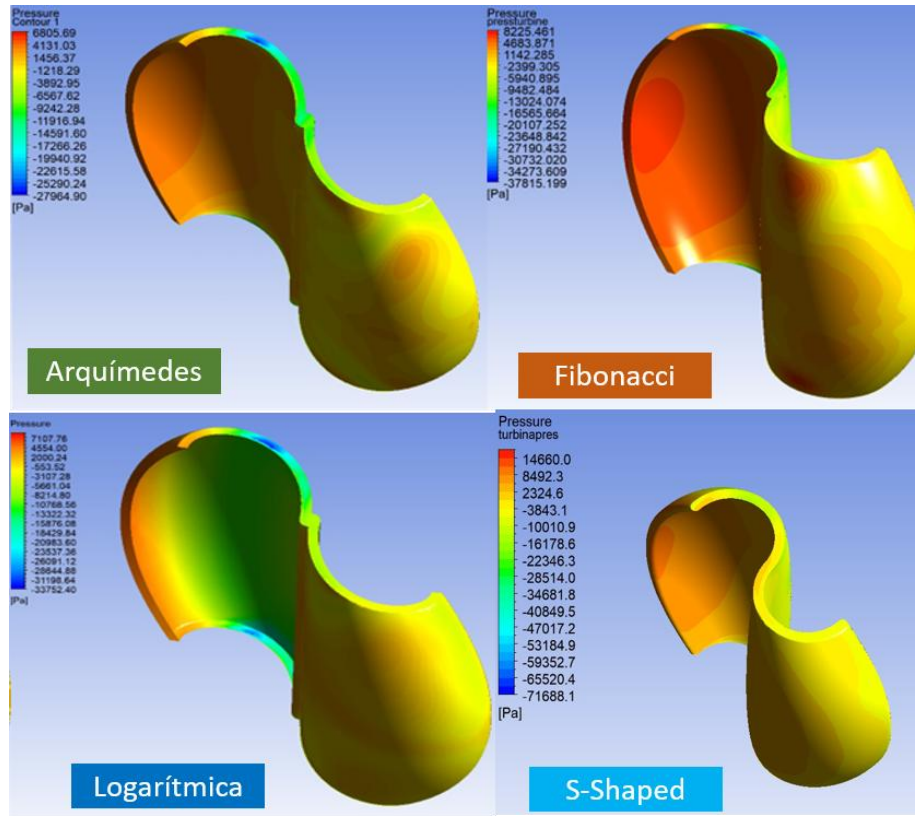


Figura 34. Presión del fluido ejercido en las turbinas a 130° .

Para finalizar, se muestran los puntos de diferencia de presión entre las partes cóncavas y convexas de los álabes en la Figura 35, esta distribución de verde marcada permite una rotación con menos oposición al flujo que intercepta la otra cara, se observa que la turbina Arquímedes tiene una zona verde de menor presión más amplia, sin embargo, la zona contraria de presión de la turbina no es tan marcada, por el contrario la turbina Fibonacci presenta la zona de presión cóncava mayor, pero la zona posterior convexa marcada de verde es menor a las otras dos propuestas, por otra parte, la turbina Logarítmica tiene una zona de presión baja marcada amplia similar a la turbina de Arquímedes, si bien la zona de presión de la cara cóncava es menor a la Fibonacci, es cercana a ésta, y, como se ve en la Figura 34, se tiene una presión uniforme y no de magnitud tan alejada la de la turbina Fibonacci, por lo que la turbina Logarítmica se muestra superior en prácticamente todos los apartados.

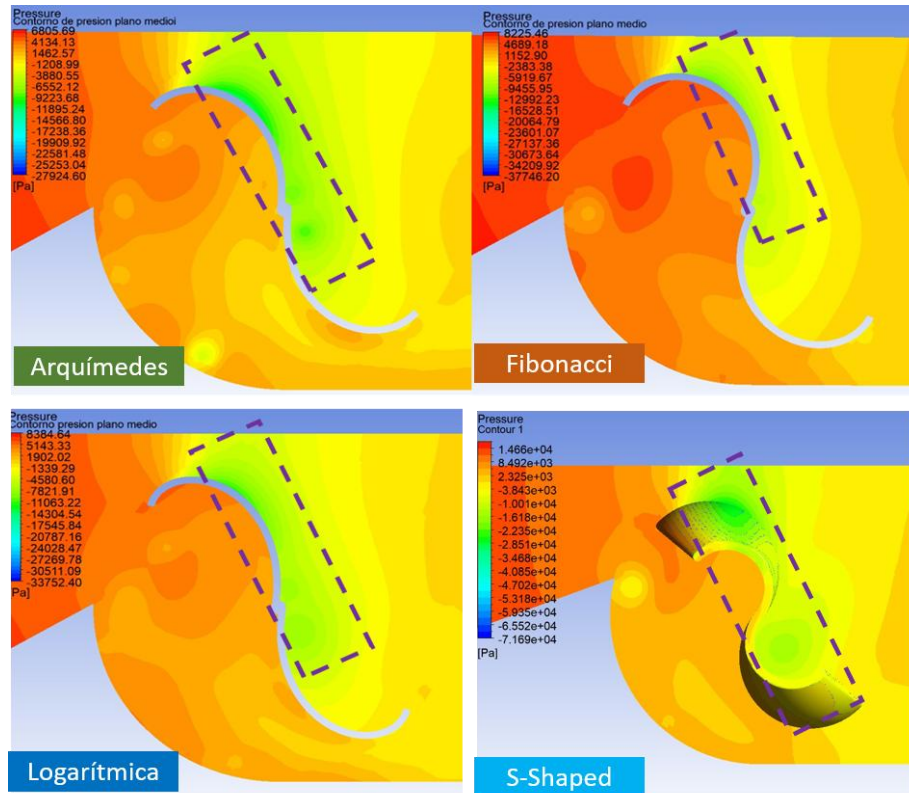


Figura 35. Diferencia de presión vista superior en plano medio de las turbinas propuestas.

Las figuras 32 a 35 presentan los puntos clave de la generación de torque en las turbinas, al observarse una distribución de colores se mostró en donde golpea el fluido en la turbina, esto quiere decir que si bien, por ejemplo, la turbina Fibonacci muestra una diferencia de presión mayor en un solo punto, no es tan favorable a si se muestra una presión mayor uniforme de la parte superior a la inferior como lo muestra la turbina Logarítmica (Figura 35).

Se cumplió la hipótesis inicial de generar potencia suficiente para alimentar un sistema de monitoreo de al menos 5W según Mutlu & Çakan (2018). Por otra parte, se especulaba que las geometrías basadas en espirales generarían un mayor torque para incrementar la generación de potencia, los resultados numéricos revelaron que los diseños propuestos (Arquímedes, Fibonacci y Logarítmica) obtuvieron valores inferiores a la turbina de referencia S-Shaped. Esta diferencia en el desempeño se atribuye a dos factores determinantes: en primer lugar, se emplearon parámetros geométricos específicos para todas las configuraciones (tales como el diámetro del rotor de 92 mm, la altura de 64.4 mm y el número de álabes), los cuales están detallados en la Tabla 2 y fueron seleccionados originalmente para el perfil S-Shaped, que es el caso base reportado en la literatura. En

segundo lugar, el diseño del bloqueo empleado se basó en configuraciones preexistentes para turbinas convencionales, lo que sugiere que un rediseño del bloqueo adaptado específicamente a las curvas espirales podría optimizar la captura del flujo y mejorar el torque resultante.

La eficiencia es el siguiente parámetro de comparación, se observa en la Tabla 7 que la única turbina propuesta con menor eficiencia es la turbina de espiral de Arquímedes, la turbina de espiral de Fibonacci supera a la S-Shaped mientras que la espiral logarítmica supera incluso la turbina Bach reportada en la literatura.

Finalmente, la diferencia de presión tiene una reducción considerable en todas las turbinas propuestas, la importancia de una diferencia de presión baja es un mejor flujo a lo largo de las redes de tubería de distribución de agua (Yao et al., 2023), adicionalmente, como se mencionó, afecta a la eficiencia inversamente proporcional, por lo que es un punto importante que a una diferencia de presión baja (a comparación de la reportada en la literatura) se tenga un torque cercano a lo reportado con una eficiencia mejor.

Para contar con una referencia más completa de los resultados, se elaboró la Tabla 8, en la que se comparan los resultados obtenidos, los parámetros de las turbinas, las condiciones de entrada, los softwares utilizados y los modelos de turbulencia empleados en estudios de la literatura. La comparación considera tuberías con diámetros de entre 50 y 100 mm y turbinas de arrastre, seleccionadas como referencia para el presente estudio.

Como se muestra en la Tabla 8, las turbinas propuestas presentan una menor generación de torque en comparación con las de referencia. Esto se debe a factores como las diferencias en la velocidad del agua, la altura del rotor y el número de álabes. Aunque la generación de potencia es mayor en las turbinas de referencia, estas registran una caída de presión muy significativa, lo cual resulta desfavorable para las redes de distribución de agua. Por esta razón, para el contraste con este estudio se seleccionó la turbina de referencia con la menor pérdida de presión. Cabe destacar que todas las turbinas presentadas cuentan con un proceso previo de optimización de diseño por parte de sus respectivos autores. Por ejemplo, la primera turbina inició con tres álabes y, mediante simulaciones y pruebas en bancos experimentales, evolucionó hasta alcanzar la geometría y el número de álabes actuales.

Por otro lado, en las últimas configuraciones de las geometrías A, B y C presentadas por Carrasco et al. (2026), se observan enfoques de optimización distintos a los de este trabajo. Dichos autores desarrollaron un marco algebraico paramétrico para crear variaciones de rotores esféricos, con el objetivo de equilibrar el torque generado y la fuerte caída de presión mediante un parámetro de efectividad mecánico-hidráulica en arreglos múltiples. En cambio, la presente investigación propone una geometría innovadora basada en la aplicación directa de ecuaciones de espirales matemáticas (Arquímedes, Fibonacci y logarítmica) para el perfil del álabe. A diferencia de las modificaciones puramente paramétricas del perfil esférico realizadas por Carrasco et al. (2026), el uso de estas espirales busca modificar la trayectoria del fluido para desplazar la presión máxima hacia las puntas de los rotores; esto incrementa el brazo de palanca (torque) y reduce significativamente la obstrucción al flujo (caída de presión) en sistemas de monitoreo individuales.

Tabla 8. Comparación de turbinas propuestas contra turbinas reportadas en la literatura

Parámetros de entrada							Simulación numérica			Parámetros de salida				Información adicional	
Bloqueo	Tipo de turbina	No. Álabes	Velocidad de agua (m/s)	Diámetro de rotor (mm)	Altura de rotor (mm)	Diámetro de tubería (mm)	Modelo de turbulencia	CAD	Software numérico	Diferencia de presión (PA)	Potencia (W)	Eficiencia (%)	Torque (N-m)	Fecha	Autor
✓	Turbina de arrastre	12	1.5	92.00	-	100.00	κ-e	-	ANSYS CDF	122,469.00	228.00	-	-	11/03/2013	Chen et al.
✓	Turbina de arrastre	2	-	92.00	65.00	100.00	κ-w SST	-	ANSYS FLUENT 16.2	20,000.00	55.00	-	-	03/05/2019	Abdolkarim et al.
✓	Turbina de arrastre	5	-	92.00	70.00	96.00	κ-w SST	-	FLUENT 18	20,000.00	-	-	1.00	22/07/2019	Abdolkarim et al.
✓	Turbina de arrastre	6	1.57	-	-	100.00	κ-w SST	SolidWorks 2018	ANSYS FLUENT 18.1	49,020.00	200.00	33.00	-	15/03/2021	Hasanzadeh et al.
✓	Turbina de arrastre	2	1.80	240.00	240.00	-	SST κ-w	-	ANSYS Fluent	-	-	-	0.42	13/03/2021	Zhang et al.
✓	Turbina de arrastre	12	2.00	90.00	70.00	100.00	κ-e	-	ANSYS FLUENT	534,325.00	116.30	1.40	4.40	06/10/2020	Lv et al.
✓	Turbina de arrastre	4	0.70	46.00	32.20	50.00	RNG k-e	-	ANSYS CFX	-	5.76	19.05	-	07/06/2024	Wang et al.
✓	Bach	2	1.24	92.00	64.40	100.00	κ-w SST	-	ANSYS FLUENT	13,485.00	19.10	15.80	0.37	28/06/2024	Hasanzadeh et al.
✓	Semi Elliptic	2	1.24	92.00	64.40	100.00	κ-w SST	-	ANSYS FLUENT	13,257.00	15.50	15.00	0.31	29/06/2024	Hasanzadeh et al.
✓	S-Shaped	2	1.24	92.00	64.40	100.00	κ-w SST	-	ANSYS FLUENT	15,119.00	14.90	12.90	0.29	30/06/2024	Hasanzadeh et al.
✓	Geometría A	2	1.27	92.00	64.40	100.00	κ-w SST	-	ANSYS FLUENT	13,819.00	18.85	18.73	0.36	2026	Carrasco et al.
✓	Geometría B	2	1.27	92.00	64.40	100.00	κ-w SST	-	ANSYS FLUENT	14,621.00	15.70	14.59	0.30	2026	Carrasco et al.

✓	Geometría C	2	1.27	92.00	84.00	100.00	κ-w SST	-	ANSYS FLUENT	18,868.00	21.47	13.46	0.41	2026	Carrasco et al.
✓	Logarítmica	2	1.24	92.00	64.40	100.00	κ-w SST	SolidWorks 2022	ANSYS FLUENT	8,069.00	10.62	16.50	0.20	2026	Paez et al.
✓	Fibonacci	2	1.24	92.00	64.40	100.00	κ-w SST	SolidWorks 2022	ANSYS FLUENT	8,005.00	8.72	13.60	0.17	2026	Paez et al.
✓	Arquímedes	2	1.24	92.00	64.40	100.00	κ-w SST	SolidWorks 2022	ANSYS FLUENT	7,260.00	6.41	11.00	0.12	2026	Paez et al.

Capítulo 6. Conclusiones

En este capítulo se muestran las conclusiones del trabajo realizado de esta tesis de maestría, también se añaden recomendaciones para trabajos futuros.

6.1 Conclusiones

Este estudio estableció una metodología de diseño geométrico basada en espirales matemáticas y realizó una evaluación integral del desempeño mecánico-hidráulico de microturbinas de eje vertical para la recuperación de energía en redes de distribución de agua. Se desarrollaron tres configuraciones de rotor (Arquímedes, Fibonacci y Logarítmica) utilizando ecuaciones paramétricas que permiten un diseño preciso en software CAD, comparándolas con el perfil S-Shaped reportado en la literatura que se asemeja a la turbina convencional tipo Savonius. La metodología de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), fundamentada en las ecuaciones RANS y el modelo de turbulencia SST k- ω , fue verificada y validada con datos experimentales y numéricos, demostrando un error relativo inferior al 5% en la predicción del torque y la eficiencia.

Como se vio en los resultados, la turbina Logarítmica obtuvo un mejor desempeño en todos los puntos, esto por su diseño que lleva el flujo a la punta logrando una distribución de presión uniforme a la punta del álabe, por otro lado la turbina de Fibonacci está por detrás en términos de torque y eficiencia por ser la más grande, reúne mayor fluido en el álabe, pero el diseño hace que no pueda redireccionarlo a la punta de manera uniforme, por lo que su diseño presenta un área de mejora en ese aspecto, por último, la espiral de Arquímedes presenta el mejor comportamiento en cuanto a la baja diferencia de presión, es importante destacar que, en comparación de las otras dos turbinas ésta es más pequeña y aun así no está tan alejada respecto al aprovechamiento del flujo según la Figura 28, por lo que sería interesante un mayor tamaño de este espiral.

Los hallazgos principales se delinean a continuación:

- i. La implementación de geometrías basadas en espirales utilizadas en este proyecto influye significativamente en la distribución de presiones y la generación de torque.
- ii. La configuración Logarítmica obtuvo el mejor desempeño general, alcanzando la mayor eficiencia (16.5%) en comparación con el diseño de referencia S-Shaped (12.88%) y superando incluso al perfil Bach (15.80%) de la literatura técnica;
- iii. Los diseños propuestos logran una reducción considerable en la caída de presión en comparación con los modelos de referencia, lo cual es fundamental para mantener

la integridad operacional y el flujo en las redes de suministro sin comprometer la estabilidad del sistema.

En comparación con el estado del arte en turbinas de arrastre para tuberías, este trabajo contribuye con:

- i. Un procedimiento de diseño sustentado en ecuaciones matemáticas de espirales (Arquímedes, Fibonacci y Logarítmica) para la creación de álabes de alta precisión;
- ii. La validación de que desplazar la presión máxima hacia la punta del álabe de forma uniforme mejora la eficiencia mecánica del rotor;
- iii. Un marco de evaluación que prioriza el equilibrio entre la captación de energía cinética y la mínima obstrucción del flujo hidráulico.

6.2 Recomendaciones

El trabajo futuro deberá orientarse hacia la optimización multiobjetivo de los parámetros de diseño, tales como la holgura, el número de álabes y la geometría del deflector, para maximizar el torque generado. Asimismo, se recomienda realizar validaciones experimentales en bancos de pruebas físicos para evaluar la interacción fluido-estructura bajo condiciones de operación variables y prolongadas en redes reales de distribución. Por último, se pueden explorar otros segmentos de los espirales, no solo las reportadas en este trabajo, sino modificar las ecuaciones para obtener una geometría óptima.

Referencias bibliográficas

- Alirshedat, S., Attar, H., Saad, A., Al-Shami, F., & Amer, A. (2021, April 14). Reactive lift-type Spherical Turbine Design for the Disi-Station Pipes in Jordan-Study Case. *2021 12th International Renewable Engineering Conference, IREC 2021*. <https://doi.org/10.1109/IREC51415.2021.9427795>
- Amjadi, H., Khashehchi, M., & Soltani, J. (2020). Experimental investigation and numerical simulation of an inline low-head microhydropower turbine for applications in water pipelines. *IET Renewable Power Generation*, 14(16), 3209–3219. <https://doi.org/10.1049/iet-rpg.2019.1283>
- Aziz, M. S., Khan, M. A., Jamil, H., Jamil, F., Chursin, A., & Kim, D. H. (2021). Design and analysis of in-pipe hydro-turbine for an optimized nearly zero energy building. *Sensors*, 21(23). <https://doi.org/10.3390/s21238154>
- Bachant, P., & Wosnik, M. (2015). Performance measurements of cylindrical- and spherical-helical cross-flow marine hydrokinetic turbines, with estimates of exergy efficiency. *Renewable Energy*, 74, 318–325. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.07.049>
- Blanco, J., Rodriguez, J. de D., Couce, A., & Lamas, M. I. (2021). Proposal of a nature-inspired shape for a vertical axis wind turbine and comparison of its performance with a semicircular blade profile. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(13). <https://doi.org/10.3390/app11136198>
- Carrasco, J., Rosado, E., & Miguel, C. (2026). *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. 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*. CENIDET.
- Casini, M. (2015). Harvesting energy from in-pipe hydro systems at urban and building scale. *International Journal of Smart Grid and Clean Energy*. <https://doi.org/10.12720/sgce.4.4.316-327>
- Chen, J., Wang, M., Li, C., Sun, L., & Yang, L. (2021). Experimental and on-site investigation of the in-line vertical axis water turbines for water pipelines. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 13(3). <https://doi.org/10.1063/5.0023289>

- Chen, J., Yang, H. X., Liu, C. P., Lau, C. H., & Lo, M. (2013). A novel vertical axis water turbine for power generation from water pipelines. *Energy*, 54, 184–193. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.01.064>
- Diab, G., Elhakeem, M., & Sattar, A. M. A. (2022). Performance assessment of lift-based turbine for small-scale power generation in water pipelines using OpenFOAM. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 16(1), 536–550. <https://doi.org/10.1080/19942060.2021.2019129>
- Dixit, V., Patel, N., & Jadhav, R. (2017). In-pipe Water Power Generation from Spherical Turbine. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 8(4). <http://www.ijser.org>
- Du, J., Shen, Z., & Yang, H. (2020). Study on the effects of runner geometries on the performance of inline cross-flow turbine used in water pipelines. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 40. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100762>
- Hasanzadeh, N., Najafi, A. F., & Riasi, A. (2024). Study of blade type effect on the performance of drag-based in-pipe hydro-turbines for improving energy harvesting. *Energy Conversion and Management*, 314. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2024.118722>
- Hasanzadeh, N., Payambarpour, S. A., Najafi, A. F., & Magagnato, F. (2021). Investigation of in-pipe drag-based turbine for distributed hydropower harvesting: Modeling and optimization. *Journal of Cleaner Production*, 298. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.126710>
- Jadhav, V., Mande, P., Landge, Y., Sawant, R., & Kulkarni, R. (2019). *IN-PIPE SPHERICAL WATER TURBINE*. 201–203.
- Ji Yun, D., Hongxing, Y., Zhicheng, S., & Xiaodong, G. (2018). Development of an inline vertical cross-flow turbine for hydropower harvesting in urban water supply pipes. *Renewable Energy*, 127, 386–397. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.04.070>
- Ji Yun, D., Zhicheng, S., & Hongxing, Y. (2018). Numerical study on the impact of runner inlet arc angle on the performance of inline cross-flow turbine used in urban water mains. *Energy*, 158, 228–237. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.06.033>
- Ji Yun, D., Zhicheng, S., & Hongxing, Y. (2019). Study on the effects of blades outer angle on the performance of inline cross-flow turbines. *Energy Procedia*, 158, 1039–1045. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.252>

- Krishna, A., Rakesh, C., Anwin, T., Adhvaith, M., & Charan, N. (2016). Theoretical Study and Performance Test of Lucid Spherical Turbine. *IJIRST-International Journal for Innovative Research in Science & Technology*, 3. www.ijirst.org
- L'Avionnaire. (n.d.). *Aerodinámica del vuelo*.
- Ma, T., Yang, H., Guo, X., Lou, C., Shen, Z., Chen, J., & Du, J. (2018). Development of inline hydroelectric generation system from municipal water pipelines. *Energy*, 144, 535–548. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.113>
- Mataiax C. (1986). *Claudio_Mataix_Mecanica_de_fluidos_y_maquinas* (2da ed.). Ediciones del castillo, S. A.
- Mexicana, N. (n.d.). *DIRECCIÓN GENERAL DE NORMAS*.
- Mosbahi, M., Ayadi, A., Mabrouki, I., Driss, Z., Tucciarelli, T., & Abid, M. S. (2019). Effect of the Converging Pipe on the Performance of a Lucid Spherical Rotor. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 44(2), 1583–1600. <https://doi.org/10.1007/s13369-018-3625-0>
- Muhsen, H., Ibrahim, M., Alsheikh, A., Qanadilo, M., & Karadsheh, A. (2019). Turbine design and its impact on energy harvesting from in-pipe hydro systems. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 8(5), 685–690. <https://doi.org/10.18178/ijmerr.8.5.685-690>
- Muratoglu, A., & Demir, M. S. (2022). Modeling spherical turbines for in-pipe energy conversion. *Ocean Engineering*, 246. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.110497>
- Mutlu, Y., & Çakan, M. (2018). Evaluation of in-pipe turbine performance for turbo solenoid valve system. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 12(1), 625–634. <https://doi.org/10.1080/19942060.2018.1506364>
- Okiishi, M., & Rothmayer, H. (n.d.). *Fluid Mechanics*. Retrieved www.wileyplus.com
- Oladosu, T. L., & Koya, O. A. (2018). Numerical analysis of lift-based in-pipe turbine for predicting hydropower harnessing potential in selected water distribution networks for waterlines optimization. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 21(4), 672–678. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2018.05.016>
- Patel, V., Rathod, V., & Patel, C. (2022). Experimental investigations on an inline low head axial flow turbine with hydrofoil shaped vanes. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*, 44(4), 10214–10229. <https://doi.org/10.1080/15567036.2022.2143963>

- Payambarpour, S. A., & Najafi, A. F. (2020). 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*, 234(2), 195–210. <https://doi.org/10.1177/0957650919854583>
- Payambarpour, S. A., Najafi, A. F., & Magagnato, F. (2019). Investigation of Blade Number Effect on Hydraulic Performance of In-Pipe Hydro Savonius Turbine. *International Journal of Rotating Machinery*, 2019. <https://doi.org/10.1155/2019/8394191>
- Pérez-Sánchez, M., Sánchez-Romero, F. J., Ramos, H. M., & López-Jiménez, P. A. (2017). Energy recovery in existing water networks: Towards greater sustainability. *Water (Switzerland)*, 9(2). <https://doi.org/10.3390/w9020097>
- Prasetyo, H., Budiana, E. P., Tjahjana, D., & Hadi, S. (2018). The Simulation Study of Horizontal Axis Water Turbine Using Flow Simulation Solidworks Application. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 308(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/308/1/012022>
- Saber, H., Mazaheri, H., Ranjbar, H., Moeini-Aghtaie, M., & Lehtonen, M. (2021). Utilization of in-pipe hydropower renewable energy technology and energy storage systems in mountainous distribution networks. *Renewable Energy*, 172, 789–801. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.03.072>
- Samora, I., Hasmatuchi, V., Münch-Alligné, C., Franca, M. J., Schleiss, A. J., & Ramos, H. M. (2016). Experimental characterization of a five blade tubular propeller turbine for pipe inline installation. *Renewable Energy*, 95, 356–366. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.04.023>
- Tahadjodi Langroudi, A., Zare Afifi, F., Heyrani Nobari, A., & Najafi, A. F. (2020a). Modeling and numerical investigation on multi-objective design improvement of a novel cross-flow lift-based turbine for in-pipe hydro energy harvesting applications. *Energy Conversion and Management*, 203. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112233>
- Tahadjodi Langroudi, A., Zare Afifi, F., Heyrani Nobari, A., & Najafi, A. F. (2020b). Modeling and numerical investigation on multi-objective design improvement of a novel cross-flow lift-based turbine for in-pipe hydro energy harvesting applications. *Energy Conversion and Management*, 203. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112233>
- United States Enviromental Protection Agency. (2023, November 22). *EPA en español*.

- Vidya, M., & Surendar, E. (2016). Design and fabrication of spherical-s turbine. *International Journal of Latest Trends in Engineering & Technology*, 7(3). <https://doi.org/10.21172/1.73.011>
- Wang, X., Zhang, K., Bai, X., Miao, S., Wu, Z., & Li, J. (2024). Optimization of a Pipeline-Type Savonius Hydraulic Turbine. *Fluid Dynamics and Materials Processing*, 20(5), 1123–1146. <https://doi.org/10.32604/fdmp.2023.043272>
- Wang, Y. F., & Zhan, M. S. (2013). 3-Dimensional CFD simulation and analysis on performance of a micro-wind turbine resembling lotus in shape. *Energy and Buildings*, 65, 66–74. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.05.045>
- Yang, W., Hou, Y., Jia, H., Liu, B., & Xiao, R. (2019). Lift-type and drag-type hydro turbine with vertical axis for power generation from water pipelines. *Energy*, 188. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116070>
- Yao, Y., Shen, Z., Wang, Q., Du, J., Lu, L., & Yang, H. (2023). Development of an inline bidirectional micro crossflow turbine for hydropower harvesting from water supply pipelines. *Applied Energy*, 329. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.120263>
- Yeo, H., Seok, W., Shin, S., Huh, Y. C., Jung, B. C., Myung, C. S., & Rhee, S. H. (2019). Computational analysis of the performance of a vertical axis turbine in a water pipe. *Energies*, 12(20). <https://doi.org/10.3390/en12203998>
- Zhang, B., Song, B., Mao, Z., Tian, W., Li, B., & Li, B. (2017). A novel parametric modeling method and optimal design for Savonius wind turbines. *Energies*, 10(3). <https://doi.org/10.3390/en10030301>
- Zhang, Y., Kang, C., Zhao, H., & Kim, H. B. (2021). Effects of the deflector plate on performance and flow characteristics of a drag-type hydrokinetic rotor. *Ocean Engineering*, 238. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.109760>
- Zhang, Y., Kang, C., Zhao, H., & Teng, S. (2019). Effects of in-line configuration of drag-type hydrokinetic rotors on inter-rotor flow pattern and rotor performance. *Energy Conversion and Management*, 196, 44–55. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.06.003>

